

**В.И. ЛЯШКОВ**

# **ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ**



**ИЗДАТЕЛЬСТВО ТГТУ**

УДК 621.1.(075)  
ББК ←36я73-5  
Л992

Р е ц е н з е н т ы:

Кандидат технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой "Промышленная теплоэнергетика"  
Воронежского государственного технического университета  
*В.Г. Стогней*

Заслуженный деятель науки и техники РФ, доктор технических наук,  
профессор, заведующий кафедрой "Теплотехника" Московского  
государственного агроинженерного университета им. В.П. Горячкина  
*С.П. Рудобахта*

**Ляшков, В.И.**

Л992 Тепловые двигатели и нагнетатели : учебное пособие / В.И. Ляшков. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2009. – 124 с. – 100 экз. – ISBN 978-5-8265-0779-7.

В соответствии с Государственным образовательным стандартом рассматриваются вопросы устройства, принципов действия, основ расчёта и особенностей эксплуатации паровых и газовых турбин, поршневых ДВС, осевых, центробежных и поршневых компрессоров, а также осевых и центробежных вентиляторов.

Предназначено для студентов третьего и четвёртого курсов, обучающихся по специальности 140106.

УДК 621.1.(075)  
ББК ←36я73-5

*Настоящее издание осуществлено за счёт спонсорского участия  
Тамбовских предприятий: ОАО "Тамбовводоканал",  
ОАО "Басстрой" и ООО "Монтажспецстрой",  
за что автор выражает им искреннюю благодарность*

ISBN 978-5-8265-0779-7

© ГОУ ВПО "Тамбовский государственный  
технический университет" (ТГТУ), 2009

Министерство образования и науки Российской Федерации  
ГОУ ВПО "Тамбовский государственный технический университет"

**В.И. Ляшков**

# **ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ**

*Рекомендовано Учёным советом университета  
в качестве учебного пособия для студентов,  
обучающихся по специальности 140106  
"Энергообеспечение предприятий"*



---

Тамбов  
Издательство ТГТУ  
2009

Учебное издание

ЛЯШКОВ Василий Игнатьевич

# **ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ И НАГНЕТАТЕЛИ**

Учебное пособие

Редактор З.Г. Чернова

Инженер по компьютерному макетированию М.Н. Рыжкова

Подписано в печать 20.02.2009.

Формат 60 × 84/16. 7,21 усл.-печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 63

Издательско-полиграфический центр

Тамбовского государственного технического университета

392000, Тамбов, Советская, 106, к. 14

## ВВЕДЕНИЕ

Энергетика является одной из ключевых отраслей экономики любой страны. Именно она обеспечивает энергооборужённость, а значит и производительность труда, создавая предпосылки для высокого благосостояния населения страны.

Сегодня Российская энергетика вступает в пору перемен, и от того, как пойдет её реформирование и развитие, во многом зависит будущее страны. За годы относительной стабилизации наша экономика стала медленно возвращаться к жизни. В настоящее время по производству энергии мы вышли на уровень 1990 года и в 2008 году этот уровень впервые превзойдён. Но он уже не способен обеспечивать все потребности страны, и сегодня ощущается большой дефицит энергии.

Правительством установлено, что для преодоления проблем и развития производства, ежегодный темп роста потребления (а значит и производства) энергии должен составлять почти 5 %. Таких темпов страна пока не знала.

Рост энергетики потянет за собой развитие многих областей экономики, в первую очередь, энергомашиностроения и добывающих отраслей. Намечается перераспределение темпов добычи энергоносителей. Спрос на уголь увеличится на 40 %, а на газ – на 30 %. В ближайшие годы в генерации энергии предстоит реализовать примерно 120 инвестиционных проектов, вкладывая в это по 20...50 миллиардов рублей в год.

Достаточно быстро увеличить выработку энергии (электрической и тепловой) позволяют новые технологии с использованием энергоисточников малой и средней мощности (1...50 МВт). Практика их внедрения во многих странах выявила ряд достоинств такого подхода: сокращение сроков ввода, небольшие сроки окупаемости, лучшие экономические и экологические характеристики новых установок и др. Конечно же мини-ТЭЦ не являются альтернативой энергосистеме, а скорее должны выступать как параллельная ветвь развития энергетики страны, позволяющая удовлетворять возросшим требованиям к надёжности и качеству энергообеспечения. При этом важно учитывать, что более половины территории нашей страны не имеют связи с единой энергосистемой, и там энергообеспечение может быть осуществлено только такими малыми ТЭЦ.

Отмеченные выше обстоятельства ещё раз были подчёркнуты в послании Президента Федеральному собранию в 2007 году, причём в самом начале разговора о проблемах отечественной экономики.

В настоящее время широкое распространение получает одновременная выработка и электрической, и тепловой энергии в одной энергетической установке – так называемая когенерация. Она может быть реализована на обычных ТЭЦ, ГТУ, парогазовых или газопаровых установках (ПГУ), в установках с газопоршневыми ДВС (ГПД). При этом ПГУ внедряются на крупных ТЭЦ, а ГТУ и ГПД используются на мини-ТЭЦ, обеспечивая наилучшие технико-экономические показатели этих установок.

Паровые и газовые турбины, как и поршневые ДВС, являются основными тепловыми машинами для преобразования тепловой энергии в механическую работу. В теплоэнергетике, да и в других отраслях промышленности, находят широкое применение различного типа компрессоры, вентиляторы и насосы как вспомогательное и даже как основное оборудование.

Настоящая учебная дисциплина предусмотрена государственным образовательным стандартом как одна из первых специальных дисциплин, формирующих представления о специальной технике, с которой предстоит встретиться инженерам-теплоэнергетикам любого профиля. На старших курсах в дисциплинах специализации отдельные разделы полученных здесь сведений будут ещё неоднократно уточняться и углубляться с учётом специфики конкретной специальности. Это относится к таким дисциплинам, как "Надёжность систем энергообеспечения", "Монтаж и ремонт энергетического оборудования" и др. Для конструкторов энергетического оборудования основное внимание в дисциплинах специализации сосредоточивают на принципах конструирования, тепловых, силовых и прочностных расчётов; для тех же, кого готовят как специалистов по эксплуатации энергетического оборудования, в большей мере обращается внимание на характеристики оборудования, особенности реализации режимов его работы, способы регулирования и т.д.

Итак, задачей нашего курса является изучение устройства и принципа действия основного и вспомогательного энергетического оборудования, знакомство с основными входными и выходными параметрами его, влиянием изменения входных параметров на экономичность и надёжность работы. Нам предстоит познакомиться не только с особенностями устройства машин, но и изучить основы термодинамического, силового и прочностного расчётов важнейших узлов и деталей, особенностями регулирования и настройки рабочих режимов, особенно при работе в сложных многоагрегатных системах, как это получается в большинстве реальных систем энергообеспечения.

К сожалению, в стране нет единого, общепринятого учебника по названной дисциплине, поэтому автор взял на себя нелёгкий труд в меру лаконично изложить основное содержание учебной дисциплины для студентов специальности 140106 "Энергообеспечение предприятий".

В качестве основной и вспомогательной учебной литературы можно рекомендовать ряд учебников по теплотехнике [1, 2], специальные учебники и монографии [3 – 14], справочники [21, 22], а также ряд других монографий и учебных пособий [15 – 20].

## 1. Назначение, роль и место тепловых двигателей и нагнетателей

Тепловые двигатели преобразуют энергию давления и высокой температуры газа, полученную в результате сжигания топлива, в механическую работу. Они, особенно паровые и газовые турбины, являются основными агрегатами энергетических установок, вырабатывающих электрическую энергию и теплоту для потребителей. Газовые турбины и поршневые ДВС являются основными силовыми установками всех транспортных средств (корабли, тепловозы, автомобили). Они же (в основном ДВС) служат приводными двигателями в системах аварийного автономного электроснабжения специальных объектов (больницы, телефонные и радиостанции и др.).

Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры служат для сжатия и перемещения газов в каналах, для повышения давления в технологических системах. Обычно это вспомогательное оборудование, призванное обеспечить нормальное функционирование основного.

С помощью насосов различного типа повышают давление в жидкостях и перекачивают жидкие среды по трубопроводам.

В отдельных системах насосы и компрессоры могут выступать как в роли вспомогательных агрегатов, так и в роли основных устройств системы. Например, в системах централизованного обеспечения промышленной зоны сжатым воздухом, или фекалийные насосы в системах очистки сточных бытовых вод.

Особую роль играют поршневые расширительные машины и турбодетандеры. В них организуется адиабатное расширение газа, сопровождающееся значительным его захлаживанием, и этот эффект широко используется в холодильной технике.

Чтобы проиллюстрировать применение и глубже понять назначение и роль изучаемых машин, рассмотрим принципиальную схему современной парогазовой установки (рис. 1.1), обеспечивающей наивысшие технико-экономические показатели по сравнению с другими энергетическими установками.

В комбинированном котельном агрегате сжигается минеральное топливо, выделяемая при этом теплота расходуется на превращение воды в пар и на нагрев воздуха в высокотемпературном теплообменнике. Дымовые газы, прежде чем направиться в дымовую трубу, проходят через пароперегреватель, в котором насыщенный пар из котла перегревается. В перегретом состоянии пар направляется в паровую турбину, соединённую с электрогенератором. Здесь энергия пара трансформируется в работу на валу турбины и отдаётся электрогенератору. Отработанный пар направляется в конденсатор, где он отдаёт свою теплоту охлаждающей воде и полностью конденсируется. Образовавшийся конденсат конденсационным насосом перекачивается в деаэратор. В этот агрегат подается также отбираемый из турбины пар при достаточно высокой ещё температуре и свежая специально подготовленная вода. Нагреваясь практически до температуры кипения, эта вода выделяет растворённый в ней воздух, который автоматически удаляется из деаэратора. Далее питательная вода специальным питательным насосом прокачивается через экономайзер, где дополнительно подогревается от горячего воздуха, выходящего из газовой турбины. Для эффективной работы газотурбинной части установки, воздух сначала сжимается в турбокомпрессоре, затем существенно нагревается в высокотемпературном теплообменнике и при высоких параметрах направляется в газовую турбину. В газовой турбине энергия газа сначала превращается в кинетическую энергию газовой струи, направляемой на лопатки турбины. На лопатках эта энергия превращается в механическую работу и с помощью общего вала отдаётся на привод компрессора и второго электрогенератора установки.

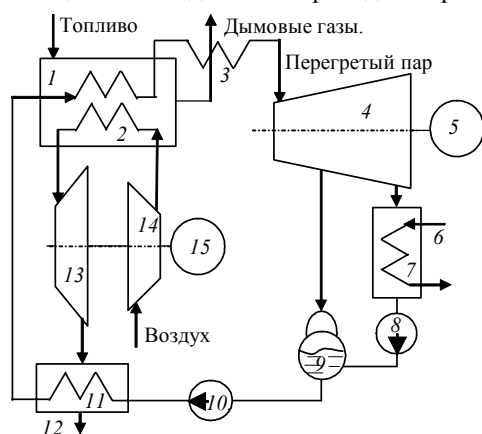


Рис. 1.1. Принципиальная схема парогазовой установки:

- 1 – комбинированный котельный агрегат с высокотемпературным теплообменником 2;
- 3 – пароперегреватель; 4 – паровая турбина; 5 – электрогенератор;
- 6 – вход охлаждающей воды;
- 7 – конденсатор;
- 8 – конденсационный насос;
- 9 – деаэратор; 10 – питательный насос; 11 – экономайзер; 12 – выход нагретого воздуха; 13 – газовая турбина;
- 14 – компрессор;
- 15 – электрогенератор ГТУ

Несколько проще устройство газопаровой энергетической установки (рис. 1.2). Здесь в одной установке последовательно реализуются два широко известных цикла (цикл Брайтона для ГТУ и паросилового цикл Ренкина). Благодаря более высокой средней температуре в процессе подвода тепла общий КПД такой установки на 2...5 % выше, чем у предыдущей.

В газопаровых установках сжигание всего газообразного топлива проводится в специальной камере сгорания, куда осевым компрессором постоянно закачивается необходимый для горения воздух. Продукты сгорания с температурой порядка 1200 °С направляются в газовую турбину, а после расширения в ней при ещё достаточ-

но высокой температуре (порядка 700 °С) – в котёл-утилизатор, где большая часть теплоты выпускных газов отдаётся на нагрев, испарение воды и перегрев пара. Полученный перегретый пар направляется в паровую турбину, также вращающую электрогенератор. Отработанный пар из турбины попадает в конденсатор, где полностью конденсируется и циркуляционным насосом закачивается в котёл.

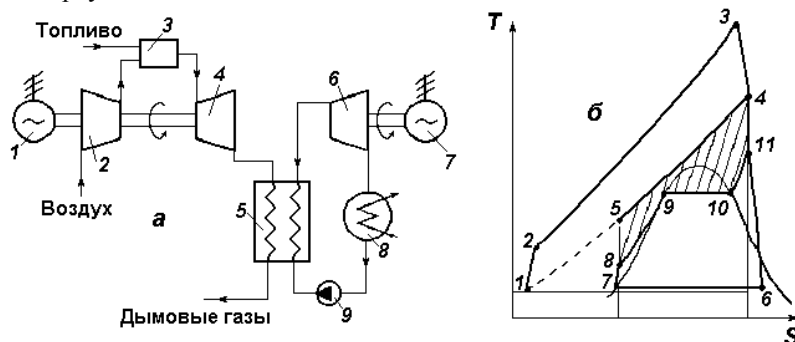


Рис. 1.2. Схема газопаровой энергетической установки (а) и  $T-s$  диаграмма её термодинамических циклов (б):

1 – электрогенератор 1; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 5 – котёл-утилизатор прямоточного типа; 6 – паровая турбина; 7 – электрогенератор 2; 8 – конденсатор; 9 – циркуляционный насос; 1–2 – сжатие воздуха в компрессоре; 2–3 – подвод тепла в камере сгорания; 3–4 – расширение продуктов сгорания в турбине; 4–5 – передача тепла от дымовых газов воде и пару в котле-утилизаторе; 5–1 – условный процесс отвода тепла в окружающую среду; 6–7 – конденсация отработанного пара в конденсаторе; 7–8 – сжатие воды в насосе; 8–9 – подогрев воды до кипения; 9–10 – парообразование до полного выкипания воды; 10–11 – перегрев пара; 11–6 – расширение пара в паровой турбине

## 2. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ

### 2.1. Принцип действия, основы устройства, классификация

Паровая или газовая турбина является двигателем, в котором теплота и давление рабочего тела последовательно преобразуются в кинетическую энергию, а затем – в механическую работу. При этом газ или пар направляется в сопло, где он разгоняется, а из сопла он попадает на лопатки турбины, где и производит работу. Сила действия струи на лопатку зависит от её скорости  $w$ , формы и расположения лопатки. При прочих равных условиях наибольшая сила воздействия на стенку возникает, когда применяют канал, где струя меняет своё направление. На рисунке 2.1 приведены три случая организации взаимодействия струи газа со стенкой. При прочих равных условиях ( $w_c = \text{const}$ ,  $M_c = \text{const}$ ) активная сила воздействия струи  $F_a$  одинакова с реактивной силой  $F_p$ . Если же поток направить через канал, меняющий его направление, то частично реализуются и активная, и реактивная силы. Именно так устраивают межлопаточные каналы в паровых и газовых турбинах.

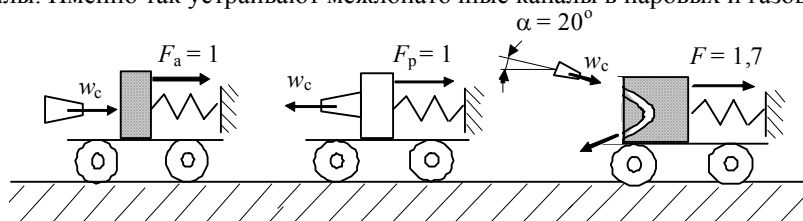


Рис. 2.1. Воздействие струи газа на тело

Простейшая активная турбина показана на рис. 2.2. Такой принцип действия турбин был известен ещё в глубокой древности, правда, реализовался он в виде водяного колеса, вращаемого течением потока воды. В семнадцатом веке итальянец Д. Бранка предлагал активную паровую турбину (рис. 2.3) для привода машины, толкущей руду.

Обычно поток пара или газа подводится не сверху и перпендикулярно оси турбины, а сбоку, под острым углом к плоскости вращения. Поток подаётся через направляющий аппарат в виде расположенных по окружности неподвижных сопел (сопловая решётка). Выходящие из сопел струи пара попадают на лопатки рабочего колеса, сидящего на валу турбины. Схематические изображения соплового аппарата и роторов паровых турбин приведены на рис. 2.4 и 2.5. Ротор турбины вращается на подшипниках в корпусе машины, а сопловые аппараты соединены с корпусом и при работе турбины остаются неподвижными.

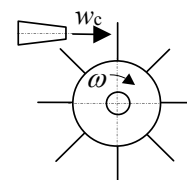


Рис. 2.2. Простейшая

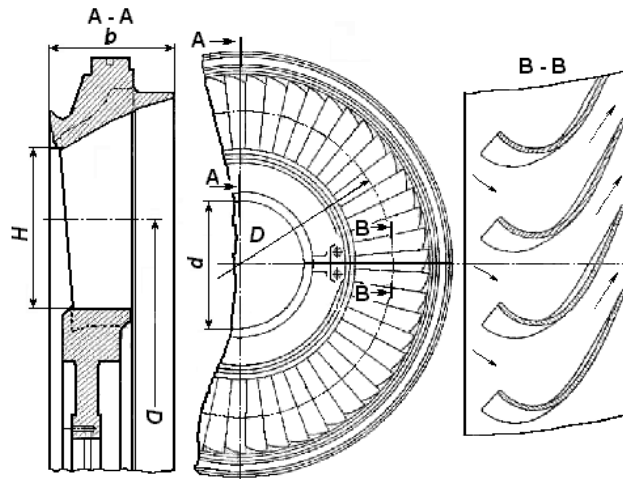


**Рис. 2.3. Паровая турбина Д. Бранка:**

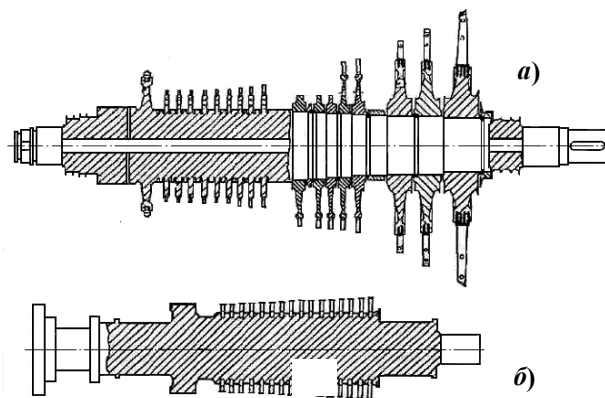
- 1 – котёл паровой; 2 – сопло;
- 3 – колесо машины; 4 – вал колеса;
- 5 – система зубчатых передач;
- 6 – станок толчийный

Обычно сопловые каналы организуются с помощью специальных сопловых лопаток, устанавливаемых по всей окружности диска, который называют диафрагмой. Диафрагма имеет горизонтальный разъем, а в центре её имеется отверстие диаметром  $d$ , через которое проходит вал турбины. Сечение по среднему диаметру лопаток  $D$  называют сопловой решёткой. Форма сопловых лопаток такова, что между ними образуются суживающиеся сопла, в которых происходит разгон потока пара. В отдельных случаях может применяться сопло Лавалья, позволяющее разгонять пар до сверхзвуковых скоростей.

Роторы турбин выполняются или дискового типа, когда рабочие лопатки устанавливаются на специальных дисках, соединённых с валом, или барабанного типа, когда лопатки монтируются на сплошном (или полом) барабане вала.



**Рис. 2.4. Устройство соплового диска**



**Рис. 2.5. Роторы паровых турбин:**  
*a* – дискового типа; *б* – барабанного типа

Турбины, в которых весь располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию потока в соплах, а в каналах между лопатками расширения и разгона газа не происходит, называются активными. В активной турбине проходное сечение канала между лопатками турбины делается постоянным, и скорость и давление пара там не меняются.

Принцип реактивной турбины придуман еще Героном. В таких турбинах используется также реактивная сила вытекающего из сопла потока. В чистом виде – это авиационные турбореактивные двигатели, толкающие самолёт вперёд при выбрасывании продуктов сгорания в атмосферу через сопло. Однако на практике к реактивным относят любые турбины, у которых располагаемый теплоперепад преобразуется в кинетическую энергию потока не только в сопловом аппарате, но и в каналах между рабочими лопатками. Для этого профиль рабочих лопаток делается таким, что проходное сечение не постоянно, а уменьшается. В реактивных турбинах расширение пара протекает как бы в два этапа: вначале в сопловом аппарате, а затем и в межлопаточных каналах рабочего колеса.

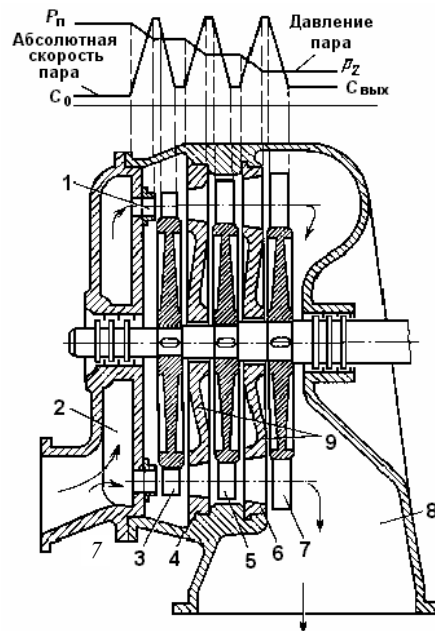
Отношение теплоперепада на рабочих лопатках  $\Delta h_l$  к располагаемому теплоперепаду называют степенью реактивности турбины:



$$\Omega = \frac{\Delta h_{\text{л}}}{\Delta h_{\text{т}}}$$

При  $\Omega = 1$  – чисто реактивная ступень, при  $\Omega = 0$  – чисто активная ступень. Чаще всего энергетические турбины имеют  $\Omega = 0,5$ .

Современные мощные турбины выполняются многоступенчатыми, потому что эффективно использовать весь располагаемый теплоперепад пара или газа в одной ступени невозможно. В каждой ступени срабатывается только часть общего перепада давлений.



**Рис. 2.6. Трёхступенчатая активная паровая турбина**

При большом числе ступеней разность давлений в каждой ступени получается небольшой, а скорости потока – умеренными. Мы ведь помним, что в простых соплах срабатывает только критический перепад давлений  $p_2 / p_1 = \beta_{\text{кр}} = 0,546$  (для пара). Поэтому делать перепад большим невыгодно. Схема простой трёхступенчатой активной паровой турбины и эпюры изменения давления и скорости пара вдоль потока приведена на рис. 2.6.

При  $\Omega = 0,5$  сопловые и рабочие лопатки имеют одинаковый профиль и форму. Поэтому от ступени к ступени увеличивают только высоту лопаток, так как при расширении в соплах объём пара увеличивается.

В каждом цилиндре также организуется многоступенчатое расширение, т.е. ставятся последовательно несколько пар сопловая решётка – рабочее колесо с лопатками. При этом уменьшаются силы, действующие на лопатки, решается проблема их прочности.

Рассмотрим сечение соплового и лопаточного каналов по окружности рабочей зоны турбины (их называют сопловой и лопаточной решётками), представленное на рис. 2.7. Сопловой канал (схема а) представляет собой изогнутое сопло с косым срезом, в которое рабочее тело поступает через сечение I – I, а выходит через сечение II – II под углом  $\alpha_1$  к плоскости, перпендикулярной оси вала. Обычно  $\alpha_1 = 17 \pm 2^\circ$ . На схеме б) показан элемент рабочей решётки активной турбины. Основными характеристиками решёток являются шаг  $t$ , ширина  $B$  и хорда  $b$ , а также выходной угол  $\alpha$ .

Схема расположения сопловых и лопаточных каналов в осевой турбине с примерным соотношением действительных размеров приведена на рис. 2.8, а и треугольники скоростей на входе и выходе из лопаточной решётки – на рис. 2.8, б.

Обратим внимание, что в турбинах используются сопла с косым срезом, что накладывает некоторые особенности на течение пара или газа (см. рис. 2.9). Как это видно из рисунка, длина образующих сопла при косом срезе не одинакова, в результате чего поток пара дополнительно отталкивается от несрезанной части сопла, что несколько увеличивает выходной угол  $\alpha$ .

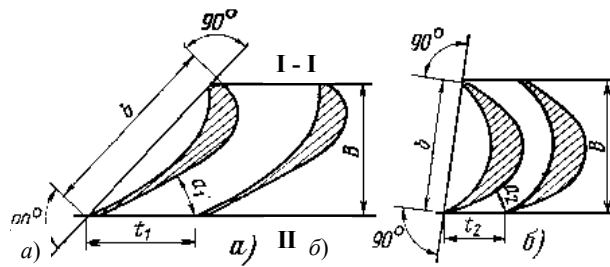


Рис. 2.7. Профили и характерные размеры сопловых и рабочих лопаток

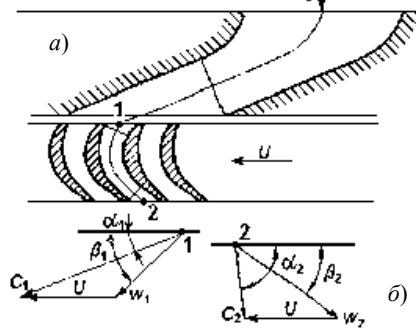


Рис. 2.8. Профили сопловой и лопаточной решёток и треугольники скоростей

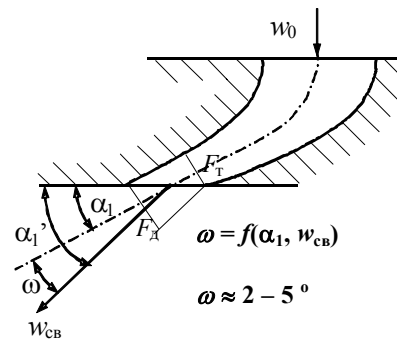


Рис. 2.9. Косой срез сопла

Поняв основы устройства, познакомимся с классификацией турбин.

По направлению движения рабочего тела турбомашин делят на осевые (поток движется параллельно оси), радиально-осевые и радиальные, когда поток направлен от периферии к оси ротора (центробежные турбины) или наоборот (центробежные машины). Преимущественное распространение получили осевые турбины, и именно о них шла речь на предыдущих страницах.

По назначению турбины бывают следующих типов:

- К – конденсационные (весь отработанный пар направляется в конденсатор);
- П – конденсационные с отбором пара для промышленного потребления;
- Т – с отбором пара на теплофикацию;
- ПТ – с двумя регулируемы отборами пара (потребителю и на теплофикацию);
- Р – с противодавлением на выходе из установки;
- ПР – с производственным отбором и противодавлением;
- ТР – теплофикационные с противодавлением.

В обозначении турбин после соответствующей буквы ставится мощность в МВт, начальное давление в ати и давление отбора. Мощности паровых турбин (от 2,5 до 1600 МВт) нормализованы,  $t_0 = 435 \dots 565 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

По конструктивному выполнению турбины бывают:

- одноступенчатые (малой мощности);
- многоступенчатые.
- стационарные;
- транспортные;
- с постоянным или переменным числом оборотов;
- одноцилиндровые;
- двухцилиндровые;
- многоцилиндровые;
- с дроссельным регулированием (редко);
- с сопловым парораспределением и регулирующими клапанами;
- с обводным распределением, когда свежий пар с пониженными параметрами полностью или частично подаётся на последующие ступени или даже во второй, третий цилиндры, минуя предыдущие (устарели).

По принципу действия: активные и реактивные.

По давлению: среднего, повышенного, высокого и сверхкритического давления.

## 2.2. Основы расчёта турбинной решётки

Чтобы понять основы термодинамического расчёта рабочего процесса турбины, нужно вспомнить материал, который был изучен в "Теоретических основах теплотехники" в разделе "Термодинамика газового потока" [3].

Если пренебрегать внешним теплообменом и трением в каналах (идеальное сопло), то процесс истечения можно считать изоэнтروпным и на  $h-s$  диаграмме (приведена на рис. 2.10) он изобразится отрезком вертикали 0–1, поскольку при расчётах течения свежего пара (такой пар поступает в первую ступень турбины из пароперегревателя) принято индексом 0 отмечать параметры на входе в сопло, а индексом 1 – на выходе из него. При наличии внутреннего трения адиабатное истечение будет неизоэнтропным, энтропия пара будет увеличиваться и состояние пара на выходе из сопла будет определяться точкой  $1_d$ . При этом в активных турбинах при дозвуковом режиме истечения реализуется весь располагаемый теплоперепад  $\Delta h_p$ . Если же степень понижения давления в сопле  $\beta = p_1/p_0$  меньше критической величины  $\beta_{кр}$  (для пара  $\beta_{кр} = 0,546$ ), то в обычном сопле может сработать только критический теплоперепад

$$\Delta h_{кр} = h_0 - h_{крд}.$$

При  $\beta < \beta_{кр}$  полный теплоперепад  $\Delta h_p$  может быть реализован только в сопле Лавалья, в противном случае на разгон потока будет затрачиваться лишь часть  $\Delta h_p$ . Чтобы найти такой перепад, рассчитывают величину критического давления  $p_{кр} = \beta_{кр} p_0$  и проводят критическую изобару на диаграмме. Энтальпия  $h_{крд}$  на выходе из сопла определится пересечением этой изобары с линией 0 –  $1_d$ .

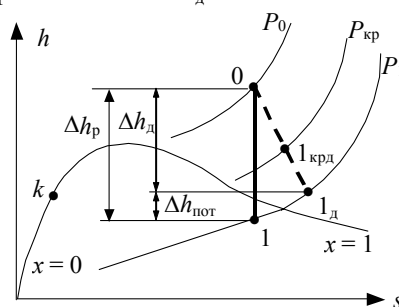


Рис. 2.10.  $h-s$  диаграмма течения пара в сопле турбины

Теоретическую скорость пара на выходе из сопла рассчитывают по формуле

$$w_1 = \sqrt{2\Delta h_p + w_0^2},$$

где  $w_0$  – скорость пара на входе в сопло. При  $\beta < \beta_{кр}$  вместо  $\Delta h_p$  в приведённой формуле ставится  $\Delta h_{кр}$ .

В результате трения и теплообмена действительная скорость истечения будет меньше, чем теоретическая:

$$w_{1д} = \varphi w_1,$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопла (обычно  $\varphi = 0,95 \dots 0,97$ ).

Потери энтальпии на трение

$$\Delta h_{пот} = \Delta h_p - \Delta h_{1д} = \left(1 - \frac{\Delta h_{1д}}{\Delta h_p}\right) \Delta h_p = \left(1 - \frac{w_{1д}^2}{w_1^2}\right) \Delta h_p = (1 - \varphi^2) \Delta h_p.$$

С помощью  $h-s$  диаграммы легко находим параметры точки  $1_d$ , в том числе и удельный объём  $v_{1д}$ .

В соплах реактивных турбин может использоваться только часть  $\Delta h_p$ , равная величине  $(1 - \Omega)$ . Поэтому в общем случае скорость на выходе из сопла рассчитывают с учётом этих коэффициентов:

$$w_{1д} = \varphi \sqrt{2\Delta h_p (1 - \Omega) + w_0^2}.$$

Эта скорость является одновременно и относительной, и абсолютной скоростью пара ( $w_1 = C_1$ ), поскольку сопло связано с неподвижным корпусом.

Именно с такой скоростью и направляется пар во входное сечение лопаточного канала рабочей решётки, вращающейся вместе с валом. Чтобы поток пара не встречал дополнительного сопротивления и плавно входил в лопаточный канал, абсолютная скорость пара на входе в лопаточный канал  $C_1$  должна быть такой же и по величине, и по направлению. Вращение вала с лопатками сообщает пару переносную скорость  $U$ , направленную перпендикулярно оси вала по направлению его вращения. Поэтому абсолютная скорость на входе в лопаточный канал будет определяться векторной суммой переносной скорости  $w_1$  и скорости  $U$  (см. рис. 2.11).

Экспериментальные исследования позволили установить, что наилучшие экономические характеристики турбины получаются при определённом (оптимальном) соотношении между скоростями  $U$  и  $C_1$ :

$$\left(\frac{U}{C_1}\right)_{\text{опт}} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \approx 0,45 \pm 0,03.$$

Отмечая равенство выделенных углов (как накрест лежащие), можно по теореме косинусов для треугольника  $1Bb$  рассчитать величину относительной скорости  $w_1$ , а из простых соотношений для прямоугольных треугольников  $1ab$  и  $1AB$  – угол  $\beta_1$ , определяющий её направление:

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + U^2 - 2UC_1 \cos \alpha_1};$$

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{\overline{1a}}{\overline{ab}} = \frac{\overline{AB}}{\overline{Ba - Bb}} = \frac{C_1 \sin \alpha_1}{C_1 \cos \alpha_1 - U}.$$

Относительную скорость пара на выходе из лопаточного канала турбины рассчитываем аналогично тому, как рассчитывали скорость на выходе из сопла:

$$w_2 = \Psi \sqrt{2\Delta h_p \Omega + w_1^2},$$

где  $\Psi$  – коэффициент скорости лопаточного канала, учитывающий внутренние потери на трение в канале (величина  $\Psi$  примерно на 0,04 меньше, чем  $\varphi$ ). Для активных турбин ( $\Omega = 0$ ) эта формула упрощается:

$$w_2 = \Psi w_1.$$

Конечно же и здесь пар имеет переносную скорость  $U$ , поэтому абсолютная скорость пара на выходе определится суммой двух этих векторов (рис. 2.12).

По теореме косинусов для треугольника  $2Bb$  находим

$$C_2 = \sqrt{w_2^2 + U^2 - 2w_2U \cos \beta_2}.$$

Угол, определяющий направление этой скорости найдём из геометрических соотношений для треугольников  $2aB$  и  $2ab$ :

$$\cos \alpha_2 = \frac{\overline{ab}}{\overline{2b}} = \frac{\overline{Ab} - \overline{bB}}{\overline{2b}} = \frac{w_2 \cos \beta_2 - U}{C_2}.$$

Знание приведённых скоростей позволяет рассчитать геометрические размеры сопловых и лопаточных решёток.

Объёмный  $G_1$  или массовый  $M_1$  расход пара через сопло легко определяется делением общего расхода пара на число сопел в диафрагме  $Z$ :

$$Z = D_{\text{ср}} / t_{\text{сл}},$$

где  $D_{\text{ср}}$  – средний диаметр решёток;  $t_{\text{сл}}$  – шаг сопловых лопаток. Величиной шага  $t_{\text{сл}}$  задаются, ориентируясь на прототип, а средний диаметр решётки находят по величине переносной скорости  $U$ , понимая, что

$$U = \frac{\pi D_{\text{ср}} n}{60},$$

где  $n$  – число оборотов вала в мин.

Таким образом, рассчитав  $C_1$ , определяют величину  $U$  и, задавшись числом оборотов  $n$ , находят диаметр  $D_{\text{ср}}$ , число лопаток  $Z$  и после округления  $Z$  до целого пересчитывают или шаг  $t_{\text{сл}}$ , или величины  $D_{\text{ср}}$  и  $U$ . Конечно же всё это делается сразу после определения  $C_1$ .

Величину выходного сечения сопла находят из уравнения неразрывности

$$M_1 = C_{1д} F_2 \rho_{1д} = C_{1д} F_2 / v_{1д}.$$

Отсюда

$$F_2 = M_1 v_{1д} / C_{1д}.$$

Величина поперечного сечения сопла определяется его размерами

$$F_2 = a_1 l_1,$$

где  $a_1$  и  $l_1$  – ширина и высота выходного сечения сопла. Учитывая, что  $a_1 = t_1 \sin \alpha_1$  (см. рис. 2.7), легко находится высота сопла

$$l_1 = \frac{F_2}{t_1 \sin \alpha_1}.$$

Зная скорости  $w_1$  и  $w_2$ , совершенно аналогично можно рассчитать сечения и размеры лопаточных каналов.

### 2.3. Мощность ступени и турбины в целом, потери работоспособности, система КПД

Рассмотрим теперь, как действует поток пара, протекающего по лопаточному каналу, на стенку лопатки. Для этого мысленно выделим внутри канала контур, охватывающий лопатку, как это показано на рис. 2.13. Центр масс выделенного объёма пара сосредоточен в выделенной точке и перемещается вдоль оси канала. Со стороны потока на лопатку будет действовать средняя сила  $R$ , которую можно разложить на две составляющие: совпадающую с направлением переносной скорости  $R_U$  и совпадающую с направлением оси вала  $R_{oc}$ . Естественно, что со стороны стенки на пар действуют точно такие же силы, направленные в противоположные стороны:  $R'$ ,  $R_U'$  и  $R_{oc}'$ . На сечения 1–1' и 2–2' действуют давления  $p_1$  и  $p_2$ , соответственно, а силы давления, действующие на стенки лопаток, направлены взаимно противоположно и полностью компенсируются.

Пусть за время  $dt$  через канал между лопатками пройдет  $dm$  кг пара со скоростью  $C_1$  на входе и  $C_2$  – на выходе. При установившемся движении величина  $dm$  будет постоянной. Воспользуемся теперь известной теоремой механики об изменении количества движения (изменение количества движения равно импульсу силы) для выделенной массы и запишем в векторной сначала форме:

$$dm\vec{C}_2 - dm\vec{C}_1 = \vec{R}' dt + (\vec{p}_2 + \vec{p}_1) F_{лк} dt, \quad (2.1)$$

где  $F_{лк}$  – величина среднего сечения лопаточного канала (у реактивных турбин это сечение одинаково в любом месте канала).

В проекциях на направление  $U$  это уравнение запишется так:

$$dmC_2 \cos(\pi - \alpha_2) - dmC_1 \cos \alpha_1 = R'_u dt,$$

откуда

$$R'_u = \frac{dm}{dt} (-C_2 \cos \alpha_2 - C_1 \cos \alpha_1).$$

Заметим, что  $dm/dt = M$  – массовый расход пара. Значит сила, действующая на лопатку, будет

$$R_u = -R'_u = M(C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2).$$

Теоретическая мощность (Вт), развиваемая на лопатке, определится произведением  $N_T = R_U U$ , а удельная работа одной ступени

$$l_T = \frac{N_T}{M} = (C_1 \cos \alpha_1 + C_2 \cos \alpha_2) U, \text{ Дж/кг.} \quad (2.2)$$

Записав формулу (2.1) в проекциях на ось вала, находим осевое усилие, действующее на лопатку:

$$R_{oc} = -R'_{oc} = M(C_1 \sin \alpha_1 - C_2 \sin \alpha_2) + (p_1 - p_2) F_{лк}.$$

Это усилие передаётся вдоль вала и для того, чтобы исключить перемещение вала под его воздействием, один из подшипников вала делается опорно-упорным.

При расчётах приведённые формулы можно использовать для определения искомых величин не только для одного, а сразу для всех каналов лопаточной решётки.

Работа турбины сопровождается различного вида потерями энергии. Поэтому действительная мощность  $N_d$  несколько меньше, чем теоретическая  $N_T$ . Обычно потери мощности принято подразделять на внутренние и внешние. К первым относят такие, которые вызывают изменения параметров рабочего тела. Они возникают в результате преодоления гидравлических сопротивлений в подводящих и отводящих каналах установки, частичного дросселирования в регулировочных клапанах, в результате образования турбулентных вихрей при движении потока в соплах и лопаточных каналах, от увлажнения пара в последних ступенях турбины, сюда же относятся потери с выходной скоростью из последней ступени.

Внешние потери не меняют параметров рабочего тела, но могут уменьшать его расход (например, из-за утечек пара через неплотности между неподвижными и вращающимися деталями турбины). Внешними являются потери на преодоление механического трения в подшипниках, потери энергии на собственные нужды (привод регулятора, привод маслососа) и др.

Рассмотрим подробнее отдельные из таких потерь.

1. Пар, подаваемый в турбину с давлением  $p_0$ , проходит сначала через ряд клапанов (главный стопорный, регулирующие, перепускные и др.) и каналов. Протекание через них связано преодолением их гидравлического сопротивления, в результате чего происходит частичное дросселирование потока. При этом энтальпия пара не изменяется, а давление пара уменьшается на  $\Delta p_{др}$  [1]. Обычно  $\Delta p_{др} = (0,03 \dots 0,05) p_0$ . Это дросселирование вы-

зывает уменьшение располагаемого теплоперепада и приводит к потере работоспособности пара  $\Delta h_{др}$  (см. рис. 2.14, где на  $h-s$  диаграмме сопоставлены процессы истечения через сопло без дросселирования и с дросселированием). Из диаграммы видим, что

$$\Delta h_{др} = (h_0 - h_1) - (h_0 - h_{1др}) = h_{1др} - h_1.$$

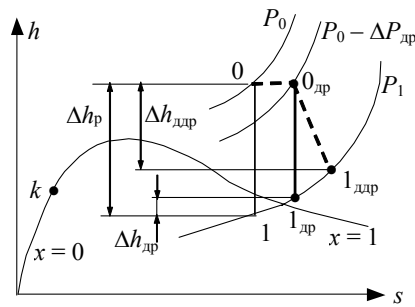


Рис. 2.14.  $h-s$  диаграмма течения пара при дросселировании на входе

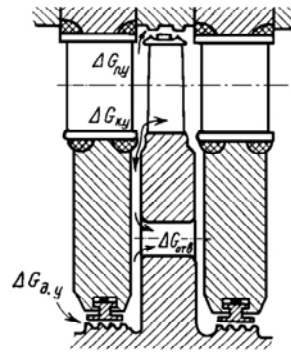


Рис. 2.15. Перетечки пара в турбине

2. Потери в соплах происходят как за счёт трения о стенки, так и из-за образования вихрей и турбулизации пара за выходными кромками сопла. Уже отмечалось выше, что эти потери учитываются коэффициентом скорости сопла  $\varphi$  ( $\varphi = 0,93 \dots 0,97$ ), а потери энергии на такое трение

$$\Delta h_{сопла} = (1 - \varphi^2) \Delta h_p.$$

3. Такие же причины вызывают потери и на рабочих лопатках турбины. Здесь ещё большее влияние оказывают потери, вызванные турбулизацией пара за выходной кромкой лопатки. Потери в лопаточной решётке учитывают скоростным коэффициентом  $\psi$ . Для лопаток с умеренной реактивностью ( $\Omega = 0,1$ ) значения  $\psi = 0,85 \dots 0,91$ . Для реактивных лопаток ( $\Omega = 0,5$ )  $\psi = 0,95 \dots 0,96$ . У активных турбин  $\psi$  на 6...12 % меньше, чем у реактивных.

Величину этих потерь можно рассчитать как разницу кинетических энергий пара на входе и выходе из лопаточного канала

$$\Delta h_{л} = \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2}.$$

4. Потери энергии пара возникают также из-за перетечек пара через зазоры между решётками. Действительно, небольшая часть пара проходит из области повышенного давления (перед соплами или рабочими лопатками) в область с несколько пониженным давлением (за названными лопатками) через зазоры, не совершая полезной работы. Чтобы уменьшить эти потери, высота лопаток делается несколько больше высоты сопел, а зазоры между диафрагмой и валом – по возможности минимальными. Часто и там устанавливаются лабиринтные уплотнения, как это показано на рис. 2.15, где отдельными стрелками показаны направления таких паразитных потоков (в зазоре между диафрагмой и сопловым диском  $\Delta G_{ду}$ , между рабочими лопатками и корпусом  $\Delta G_{лп}$ , через зазоры в разъёме диафрагмы и через разгрузочные отверстия в ней  $\Delta G_{отв}$  и др). В технической литературе можно найти эмпирические формулы, позволяющие определить расход пара при утечках через зазоры, например в [4].

В этом случае потери энергии определяются пропорционально энтальпии свежего пара:

$$\Delta h_{ут} = G_{ут} / G_0 \Delta h_0, \quad (2.3)$$

где  $G_{ут}$  и  $G_0$  – объёмные расходы утечек и свежего пара.

5. Потери с выходной скоростью возникают на последней ступени, поскольку пар на выходе имеет ещё достаточно высокую скорость  $C_2$ . На других ступенях выходная скорость предыдущей ступени увеличивает выходную скорость в последующем сопле, а значит используется полезно. В последней ступени эта скорость полезной работы не даёт. Потери энтальпии при этом будут

$$\Delta h_{вых} = \frac{C_{2вых}^2}{2}.$$

Эта потеря при неглубоких вакуумах на выходе составляет 1...2 % от  $\Delta h_p$ , а в турбинах с высоким вакуумом в конденсаторе – 3...5 %.

6. Достаточно большие потери возникают из-за утечек через уплотнение между валом и диафрагмой особенно на первой ступени турбины, где перепад давлений ( $p_0 - p_{бар}$ ) очень большой. Поэтому в начале и конце вала в зазоре между ними обязательно делается лабиринтовое уплотнение, показанное на рис. 2.16.

Зазоры  $\delta$  между выступами на валу и в корпусе делаются минимально возможными, а шаг их таким, что между узкими щелями возникают небольшие свободные зоны, куда последовательно перетекает пар. Проходя через узкий зазор, пар дросселируется, при этом давление и температура его уменьшается, а удельный объём увеличивается. В результате через каждый следующий зазор пар проходит всё с большей скоростью, а в каком-то из них эта скорость достигает скорости звука и при течении в остальных зазорах она более не растёт при постепенном понижении давлений в этих зонах.

Расход пара через такое уплотнение находят по формуле [3]:

$$\Delta G_{\text{лу}} = k_{\text{лу}} \mu_{\text{лу}} F_3 \sqrt{\frac{p_0}{v_0} \left( \frac{1 - \beta_{\text{лу}}^2}{Z_{\text{лу}}} \right)},$$

где  $k_{\text{лу}}$  – коэффициент, учитывающий особенности конструкции лабиринтного уплотнения (для ступенчатого типа  $k_{\text{лу}} = 1,0$ );  $\mu_{\text{лу}}$  – коэффициент расхода уплотнения, зависящий от формы и размеров гребня ( $\mu_{\text{лу}} \approx 0,8$ );  $F_3$  – кольцевая площадь зазора;  $\beta_{\text{лу}}$  – отношение давлений перед и после уплотнения;  $Z_{\text{лу}}$  – число гребней в уплотнении.

Потери энергии при этом определяют по формуле, аналогичной (2.3).

7. Часто последние ступени конденсационных турбин работают в области влажного пара. Течение влажного пара в турбинных решётках имеет ряд особенностей. На входе в решётку влага, находящаяся в насыщенном паре, может иметь различную дисперсность, при этом капли разной массы имеют неодинаковые траектории движения, существенно отличающиеся от направления движения пара. Внутри потока могут образовываться новые капли, объединяться с другими, осажаться на стенках лопаток. Всё это существенно изменяет гидродинамику потока, приводя к заметному повышению потерь энергии. Для приблизительной оценки таких потерь используют эмпирическую формулу

$$\Delta h_{\text{вл}} = a [(1 - x_1) - (1 - x_2)] \Delta h_p / 2,$$

где  $a$  – опытный коэффициент ( $a = 0,4 \dots 1,4$ );  $x_1$  и  $x_2$  – степени сухости пара на входе и выходе из сопла.

8. При дисковой конструкции ротора возникают дополнительные потери на трение диска о пар, поскольку движущийся диск увлекает за собой окружающий его пар, преодолевая силы аэродинамического сопротивления. На это тоже затрачивается энергия, причём тем больше, чем больше плотность пара, окружная скорость и поверхность контакта диска с паром. Потери энергии при этом определяют по формуле [4]:

$$\Delta h_{\text{тр}} = k_{\text{тр}} U^3 D^3 / (2v),$$

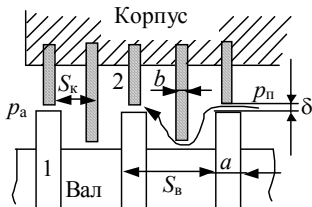


Рис. 2.16. Ступенчатое лабиринтное уплотнение

где  $k_{\text{тр}}$  – опытный коэффициент, зависящий от числа  $Re = UD/v$ ;  $v$  – вязкость пара;  $D$  и  $U$  – средний диаметр диска и окружная скорость на этом диаметре;  $v$  – удельный объём пара в зазоре. Обычно величина  $k_{\text{тр}}$  невелика:  $k_{\text{тр}} = (0,45 \dots 0,8) \cdot 10^{-3}$ .

В отдельных случаях могут возникать и некоторые другие потери.

Все перечисленные потери учитывают, определяя внутренний относительный КПД ступени, представляющий собой отношение полезно использованной энергии ко всей располагаемой:

$$\eta_{\text{io}} = \frac{\Delta h_0 + \Delta h_{\text{вх}} - \sum \Delta h_{\text{пот}}}{\Delta h_0 + \Delta h_{\text{вх}} - \Delta h_{\text{вых}}},$$

где  $\Delta h_{\text{вх}} = \mu_{\text{вх}} C_0^2 / 2$  – кинетическая энергия пара на выходе из предыдущей ступени;  $\Delta h_{\text{вых}} = \mu_{\text{вых}} C_2^2 / 2$  – кинетическая энергия пара, покидающего ступень;  $\mu_{\text{вх}}$ ,  $\mu_{\text{вых}}$  – коэффициенты использования этих энергий ( $\mu_{\text{вх}} = 0,8 \dots 0,99$ ;  $\mu_{\text{вых}} = 0,8 \dots 0,99$ ). Для последней ступени  $\mu_{\text{вых}} = 0$ . На  $h-s$  диаграмме (рис. 2.17) показано, как соотносятся теплоперепады с учётом реальных потерь в одной ступени.





Величины КПД приводятся в справочной литературе. Значение  $\eta_i$  современных установок лежит в пределах 0,76...0,86. Механический КПД  $\eta_m = 0,93 \dots 0,98$ , примерно такой же КПД генератора  $\eta_r = 0,94 \dots 0,99$ . Обычно приводятся графики зависимостей этих КПД от величины  $N_e$ .

#### 2.4. Регулирование мощности и работа турбины на частичных режимах

В процессе эксплуатации мощность турбины может меняться в широком диапазоне нагрузок от холостого хода до максимальной. Это наглядно иллюстрирует суточный график потребления электроэнергии ТЭЦ с двумя максимумами (утренний и вечерний), представленный на рис. 2.19.

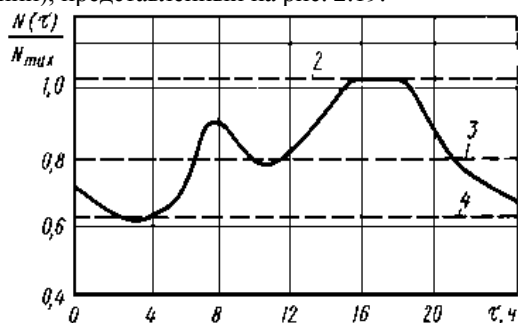


Рис. 2.19. Суточная загрузка ТЭЦ

Мощность, при которой турбина работает с наименьшим удельным расходом тепла (или с наивысшим абсолютным КПД), называется экономичной. Длительная предельно допустимая мощность называется номинальной. Она на 10...20 % выше экономичной. При кратковременных перегрузках можно получить мощность на 5...7 % выше номинальной. Тепловой расчёт и проектирование турбины ведётся на экономическую мощность. При этом принимается наивыгоднейшее соотношение  $U / C_1$ , а на других режимах оно несколько отличается от оптимального.

Изменение мощности турбины осуществляется одним из следующих способов (или их комбинацией):

- дросселированием свежего пара при впуске в турбину;
- подводом свежего пара к одной или двум промежуточным ступеням (обводное распределение пара);
- изменением числа открытых для свежего пара сопел в регулирующей ступени турбины (сопловое распределение). При этом изменяется степень парциальности.

От котельного агрегата свежий пар подаётся через один (или несколько) паропроводов. На входе в турбину всегда устанавливается автоматический стопорный клапан, перекрывающий пар при аварийных ситуациях и экстренных остановках.

При дроссельном регулировании за стопорным краном устанавливается управляемый регулятором дроссельный клапан, уменьшающий расход и давление пара на входе в турбину, что естественно приводит к уменьшению её мощности. Дроссельное регулирование увеличивает внутренние потери, существенно уменьшая КПД установки.

Гораздо эффективнее работает обводное парораспределение. Здесь небольшая доля свежего пара дросселируется и попадает в первые ступени, а большая часть пара с высоким давлением по перепускному трубопроводу направляется во второй участок, который работает на экономичном режиме.

Еще более широкое распространение находят турбины с сопловым распределением. В этом случае на первой ступени по главной окружности устанавливается шесть (или больше) клапанов, каждый из которых может полностью перекрыть пар к 1/6 части сопел. Для изменения мощности перекрывают один или несколько клапанов. Отношение числа неперекрытых сопел к общему числу сопел этой ступени называют степенью парциальности турбины (точнее это доля окружности по среднему диаметру сопловой решётки, через которую пар проходит в открытые сопла). Сопловое парораспределение позволяет изменять расход пара практически без изменения его начальных параметров, и поэтому потери в лопаточных каналах почти такие же, как и при номинальном режиме.

Как правило, на крупных турбинах применяются одновременно все три эти приёма (см. рис. 2.20), но наибольший эффект обычно получают за счёт соплового парораспределения.

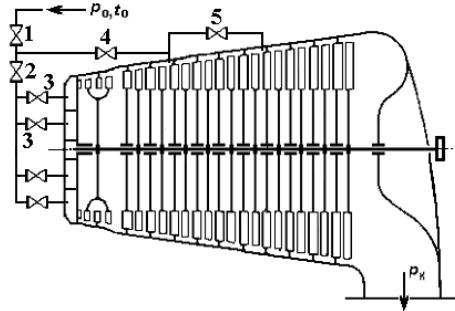
При установившемся режиме работы турбоустановки угловая скорость вращения вала  $\omega$  остаётся постоянной. Неизменным остаётся и отношение между расходом пара и вращающим моментом на валу турбины. Изменение нагрузки, например уменьшение её, приведёт к увеличению числа оборотов и угловой скорости вращения вала. Чтобы сохранить прежней скорость вращения вала, нужно настолько уменьшить расход или параметры пара, чтобы энергия, отдаваемая им на лопатках турбины в точности соответствовала энергии, необходимой для создания уменьшенного крутящего момента на валу электрогенератора. Число оборотов останется неизменным, только когда при любых изменениях нагрузки имеет место равенство мощностей или крутящих моментов на выходной муфте турбины и приёмном фланце генератора:

$$M_{крм} = M_{крг} .$$

На переходных режимах, при ускорении или торможении вала турбины, возникают силы инерции, поэтому и уравнение моментов в этом случае должно включать ещё и момент от сил инерции:

**Рис. 2.20. Схема организации регулирования мощности паровой турбины:**

- 1 – отсечной клапан;
- 2 – дросселирующий клапан;
- 3 – клапана соплового парораспределения;
- 4 – обводной клапан;
- 5 – клапан внутреннего обвода



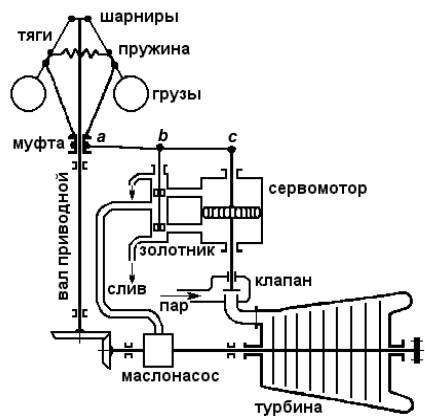
$$M_{крм} = M_{крг} \pm M_{крин} ,$$

где  $M_{крин} = (J_T + J_G) (d\omega/dt)$ ;  $J_T$  и  $J_G$  – моменты инерции масс роторов турбины и генератора, соответственно;  $d\omega/dt$  – угловое ускорение валов.

Если это уравнение умножить на  $\omega$ , то получим уравнение мощностей, которое может быть положено в основу разработки системы регулирования турбины:

$$N_e = N_s + N_n + (J_T + J_G) \omega \frac{d\omega}{dt} .$$

Задача регулирования – поддерживать (например, с точностью до  $\pm 4...5\%$ ) постоянство заданной скорости  $\omega$ . Для этого служит соответствующий регулятор скорости. Часто это центробежный регулятор, изобретённый ещё Уаттом. Принцип действия усовершенствованного регулятора Уатга хорошо иллюстрирует рис. 2.21. С увеличением числа оборотов приводного вала, соединённого с валом турбины, центробежные силы, растягивая пружину, перемещают грузы от оси вращения. Грузы перемещают вверх муфту, связанную с золотником сервомотора. При перемещении золотника вверх открывается соответствующий канал, через который масло от маслонасоса под давлением попадает в силовой цилиндр, давит на поршень и перемещает тягу, управляющую дроссельными или отсечными клапанами. При уменьшении нагрузки и увеличении числа оборотов это приведёт или к дросселированию пара перед турбиной (показано на рисунке), или к перекрытию каналов к части сопл при сопловом регулировании. Как правило, давление пара на выходе из турбины при регулировании мощности остается постоянным, поскольку оно определяется температурой в конденсаторе.



**Рис. 2.21. Регулятор паровой турбины**

Чтобы понять, как изменяются параметры рабочего тела при работе турбины на режимах частичной мощности, вспомним некоторые основы термодинамики потока. При неизменных геометрических размерах сопла скорость истечения  $w_2$ , массовый расход пара  $M$  и скорость звука  $a$  в нём зависят от степени понижения давления в сопле  $\beta = p_1/p_0$ . При постоянном давлении  $p_0$  на входе с уменьшением противодавления  $p_1$  величина  $\beta$  уменьшается, а перепад давлений увеличивается. При этом скорость и расход пара возрастают до тех пор, пока течение не станет критическим (когда скорость звука достигнет скорости звука).

Максимальный (его тоже называют критическим) массовый расход пара определяется величиной минимального сечения канала  $f_{min}$ , параметрами пара на входе в сопло и величинами критического отношения давлений  $\beta_{кр}$  и коэффициента истечения  $\mu$  [3]:

$$M_{\text{кр}} = f_{\text{min}} \mu \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_0}{v_0} \beta_{\text{кр}}^{\frac{k}{k+1}} \left[ \beta_{\text{кр}}^{\frac{2}{k+1}} - 1 \right]}.$$

Для перегретого водяного пара  $k = 1,31$ ,  $\beta_{\text{кр}} = 0,546$ , и после подстановки приведённых значений и вычислений эта зависимость может быть представлена так:

$$M_{\text{кр}} = 0,667 f_{\text{min}} \mu \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}.$$

Наибольшему возможному давлению  $p_0^{\text{max}}$  на входе в сопло будет соответствовать и наибольший среди возможных критический расход  $M_{\text{кр}}^{\text{max}}$ . Согласно предыдущей формуле, отношение критического расхода на любом частичном режиме к максимальному критическому расходу после сокращений (величину  $\mu$  считаем постоянной) выразится так:

$$\frac{M_{\text{кр}}^{\text{ч}}}{M_{\text{кр}}^{\text{max}}} = \sqrt{\frac{p_0^{\text{ч}} v_0^{\text{max}}}{v_0^{\text{ч}} p_0^{\text{max}}}}.$$

При сопловом парораспределении параметры пара вообще не меняются, а при дросселировании температура перегретого пара уменьшается очень мало. Поэтому во всех случаях с достаточной точностью можно воспользоваться уравнением изотермы и записать, что

$$p_0^{\text{ч}} v_0^{\text{ч}} = p_0^{\text{max}} v_0^{\text{max}},$$

откуда следует

$$\frac{v_0^{\text{max}}}{v_0^{\text{ч}}} = \frac{p_0^{\text{ч}}}{p_0^{\text{max}}}.$$

С учётом полученного выражения соотношение расходов получает вид

$$\frac{M_{\text{кр}}^{\text{ч}}}{M_{\text{кр}}^{\text{max}}} = \frac{p_0^{\text{ч}}}{p_0^{\text{max}}}.$$

В результате мы показали, что отношение расходов равно отношению соответствующих давлений. Эта зависимость лежит в основе определения параметров пара для реализации отдельных частичных режимов, поскольку расход пара на частичном режиме однозначно определяется заданной мощностью для этого режима.

Если регулирование осуществляется изменением противодействия ( $p_0 = \text{const}$ , а  $p_1 = \text{var}$ , что бывает сравнительно редко), то расход пара при номинальной мощности будет наибольшим и в зависимости от противодействия  $p_1$  будет изображаться кривой  $ABC$  на рис. 2.22. С уменьшением противодействия  $p_1$  увеличивается перепад давления и расход  $M_{\text{ном}}$  сначала растёт, а когда скорость пара достигает скорости звука, расход становится критическим. При этом относительное давление за решёткой определяется величиной  $\beta_{\text{кр}}$ :

$$p_{1\text{кр}} = \beta_{\text{кр}} p_0 = 0,546 p_0.$$

При некотором частичном режиме, когда  $p_{1\text{ч}} < p_1$ , расход пара  $M_{\text{част}}$  будет меньше, чем при обычном противодействии  $p_1$  и кривая изменения расхода  $abc$  будет проходить несколько ниже. Если перейти к относительным параметрам, обозначив  $M_{\text{част}}/M_{\text{ном}} = g$  и  $\beta = p_1/p_0$ , то точки  $A$  и  $a$ ,  $B$  и  $b$ ,  $C$  и  $c$  соответственно совпадут. При расчётах частичных режимов обычно находят величину относительного расхода  $g$  по заданным значениям  $\beta_{\text{част}}$  и  $\beta_{\text{ном}}$ , для чего используют так называемую диаграмму А.В. Шегляева [16], которая приводится в специальной литературе.

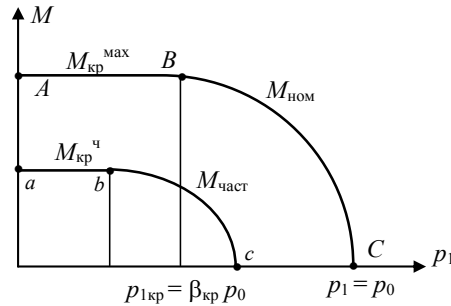


Рис. 2.22. Зависимость расхода пара от противодействия

## 2.5. Конструкции паровых турбин и схемы паротурбинных установок

Конструкции турбин чрезвычайно разнообразны, и это зависит от назначения, мощности и параметров свежего пара. Но при всём многообразии конструкций любая турбина состоит в основном из составных частей с одинаковым функциональным назначением. Это конечно же корпус (сварной или литой) с подшипниками, вал турбины, сопловые и рабочие решётки, регулятор мощности, маслонасос, уплотнения и т.д.

В настоящее время для регулирования мощности обычно применяют сопловое парораспределение в сочетании с обводными потоками, что обеспечивает минимум внутренних потерь. В качестве первой, регулируемой ступени применяются одно- или двухвенечные (две ступени скорости) диски с рабочими лопатками. Всегда стремятся увеличить давление и температуру свежего пара, так как это увеличивает КПД турбины. Однако увеличение параметров свежего пара ограничивается качеством металлов, применяемых в турбостроении. Обычно это высокопрочные легированные стали.

Для примера как типичный случай рассмотрим устройство турбины К-100-90 ЛМЗ (см. рис. 2.23). Эта конденсационная осевая турбина мощностью 100 МВт работает на перегретом паре с давлением  $90 \text{ кг/см}^2$  (8,8 МПа) и температурой  $t = 535 \text{ }^\circ\text{C}$ . Давление отработанного пара (давление в конденсаторе) составляет  $p_k = 3,4 \text{ кПа}$  (температура насыщения  $t_n \approx 26 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Температура питательной воды при полной нагрузке турбины  $t_b = 227 \text{ }^\circ\text{C}$  достигается в водоподогревателях благодаря отборам пара на регенерацию из восьми промежуточных ступеней.

Конструктивно турбина выполнена двухцилиндровой с двумя потоками пара в ЦНД, что уменьшает боковое усилие на вал. Особенно развита проточная часть ЦВД, где используется цельнокованный ротор с закрепляемыми на нём рабочими лопатками. Сопловые решётки установлены в специальных обоймах, закреплённых на корпусе турбины. Корпус отлит из легированной стали, сборный, с горизонтальным и одним вертикальным разъёмами.

ЦВД включает регулируемую ступень с сопловым распределением на четыре позиции и 19 ступеней давления с камерами отбора и перепуска. По концам вала ЦВД устроены лабиринтные уплотнения. На левой стороне – маслонасос и привод регулятора с сервомотором и тягами к клапанам. Слева расположен упорно-опорный подшипник, справа – опорный подшипник и полужёсткая муфта, соединяющая валы ЦВД и ЦНД.

Из ЦВД пар направляется в раздаточную камеру ЦНД, а оттуда – в две пятиступенчатые секции.

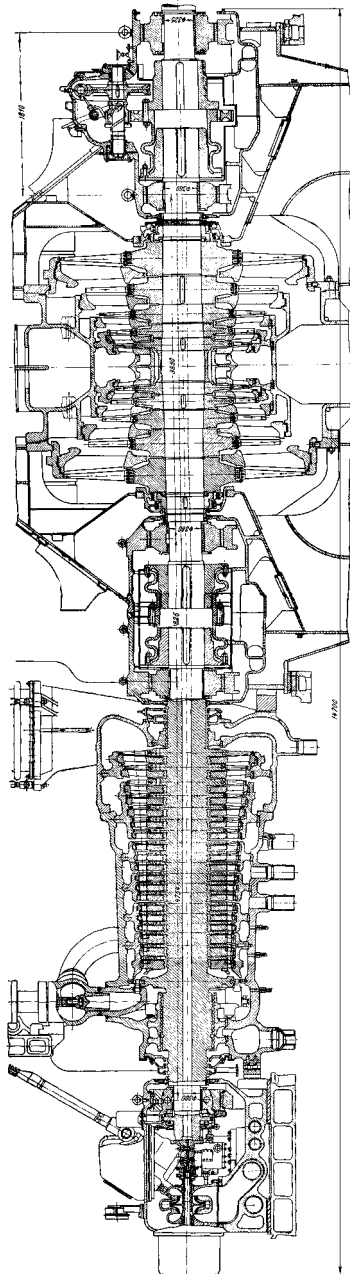


Рис. 2.23. Конденсационная турбина К-100-90

При проходе пара через очередную ступень давление и температура его уменьшаются, а удельный объём растёт. Значит, растёт и объёмный расход  $G = Mv$ . Чтобы скорости пара оставались приблизительно одинаковыми в любой ступени, сечение сопловых и лопаточных решёток увеличивают от ступени к ступени.

На концах вала ЦНД мы видим также опорные подшипники и лабиринтные уплотнения. На правом конце полужёсткая муфта, соединяющая вал с валом ротора электрогенератора и выносной опорный подшипник генератора. Здесь же расположено валоповоротное устройство, используемое при сборке и ремонте турбины.

Понятно, что турбина является лишь сердцем паросиловой установки. Чтобы она работала, нужно ещё много других устройств и агрегатов. В качестве типичного примера рассмотрим тепловую схему установки с турбиной Т-100-130 (рис. 2.24).

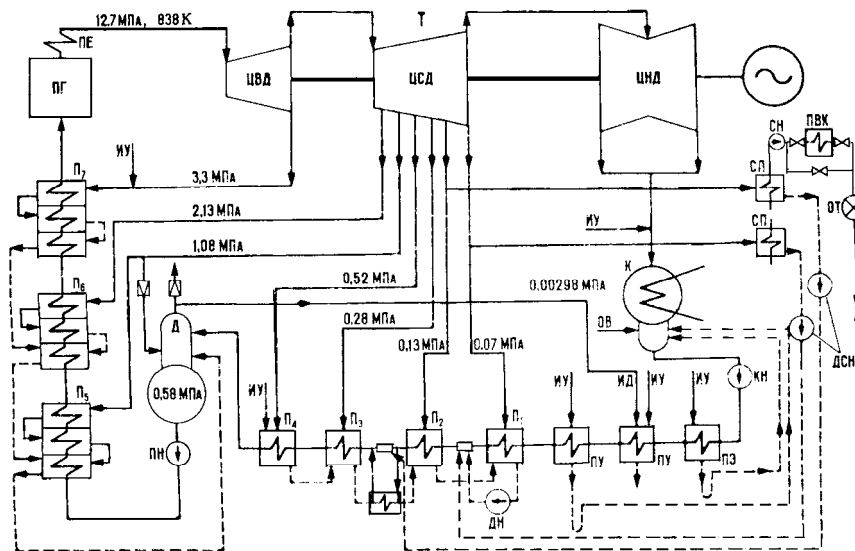


Рис. 2.24. Тепловая схема ТЭЦ с турбиной Т-100-130:

ПГ – парогенератор; ПЕ – пароперегреватель парогенератора; Т – турбина; К – конденсатор; КН – конденсатный насос; ПЭ – подогреватель эжекторной установки; ПУ – подогреватель, использующий пар утечек; Д – деаэрактор; П<sub>1</sub>–П<sub>4</sub>, П<sub>5</sub>–П<sub>7</sub> – регенеративные подогреватели низкого и высокого давления, соответственно; ДН – дренажный насос; СП – сетевой подогреватель; ДСН – дренажный сетевой насос; ПН – питательный насос; ПВК – пиковый водогрейный котёл; СН – сетевой насос; ОТ – отопительная сетевая нагрузка; ОВ – обессоленная добавочная вода; ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, среднего и низкого давления турбины

Пар для турбины вырабатывается в паровом котле и до входа в турбину перегревается в пароперегревателе. Сама турбина одновальная, выполнена с тремя цилиндрами (ЦВД, ЦСД, ЦНД). ЦНД имеет два противоположно направленных потока для уменьшения бокового усилия. Из ЦНД отработанный пар направляется в конденсатор. Сюда же добавляется прошедшая химводоочистку вода, чтобы покрыть потери питательной воды из-за утечек пара через неплотности паропроводов. Далее конденсатным насосом вода прокачивается через ряд регенеративных подогревателей. Давление пара из соответствующих отборов, а значит и температура конденсации, в них последовательно увеличивается, поэтому и температура прокачиваемой воды растёт. Образующийся в подогревателях конденсат дренажным насосом направляется в общий питательный водяной поток. Достаточно подогретая ( $> 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) свежая вода направляется в деаэрактор, где дополнительно подогревается паром от одного из отборов ЦВД. В деаэракторе выделяется и затем удаляется растворённый воздух, а вода питательным насосом прокачивается ещё через три регенеративных подогревателя и заканчивается под давлением  $130\text{ кг/см}^2$  в котёл. Для дальнейшего подогрева воды используют отборы из начальных ступеней ЦВД, а образующийся конденсат уходит в деаэрактор.

В специальные водоподогреватели направляют пар, вытекающий через уплотнения и из деаэратора. Этот конденсат с помощью эжекторной установки подаётся в конденсатор.

Пар с выхода ЦСД и из предпоследней ступени этого цилиндра подаётся в сетевые водоподогреватели, где отдаёт своё тепло воде системы теплоснабжения. Эта вода сетевыми насосами направляется потребителям. И хотя обычно устраиваются закрытые системы теплоснабжения (разбор сетевой воды запрещён), полностью избежать потерь в сети теплового потребителя не удаётся, поэтому на выходе из сети перед направлением сетевой воды на разогрев добавляется свежая специально подготовленная вода. При необходимости по пути к потребителю сетевая вода может быть направлена через пиковый водогрейный котел и дополнительно там нагреваться теплотой, выделяемой при сжигании топлива.

Конденсат, образовавшийся в теплофикационном контуре, дренажным насосом закачивается в общий поток конденсата.

### Вопросы для самопроверки

1. Какие проблемы в области энергетики предстоит решить нашей стране в ближайшие годы?
2. Назовите назначение тепловых двигателей.
3. Для чего предназначены насосы, вентиляторы, компрессоры?
4. Какие машины называют детандерами, где они применяются?
5. Почему парогазовые и газопаровые установки в настоящее время получили преимущественное применение? Что препятствовало их внедрению 50 лет назад?

6. Как происходит трансформация энергии в паросиловой установке?
7. Проведите классификацию паровых турбин по: назначению, конструктивному выполнению, принципу действия, принципу реализации частичных нагрузок, давлению.
8. Какие турбины называют активными? Приведите пример.
9. Какие турбины называют реактивными? Приведите пример.
10. Как можно получить наибольшее усилие от струи газа?
11. Что называют располагаемым теплоперепадом паротурбиной установки?
12. Чем действительный теплоперепад отличается от располагаемого?
13. Что называют степенью реактивности турбины?
14. Как определяется абсолютная скорость на входе в межлопаточные каналы?
15. Как определяется абсолютная скорость на выходе из межлопаточных каналов?
16. Меняется ли давление пара при протекании его через лопаточную решётку активной турбины?
17. Меняется ли скорость пара при протекании его через лопаточную решётку реактивной турбины?
18. Почему современные паровые турбины выполняются многоступенчатыми?
19. Чем вызвано увеличение длины сопловых и рабочих лопаток на последующих ступенях давления?
20. Как организуются ступени скорости в паровых турбинах?
21. Чем различаются радиальные и осевые турбины?
22. Как рассчитать скорость пара на выходе из сопла?
23. Что характеризует собой коэффициент скорости сопла  $\varphi$ ?
24. Как определить величину входного и выходного сечения сопла?
25. Как рассчитать абсолютную скорость пара на выходе из рабочего колеса активной турбины?
26. Как рассчитать абсолютную скорость пара на выходе из рабочего колеса реактивной турбины?
27. Как изменяется давление вдоль потока пара в активной турбине?
28. Как изменяется давление по ходу потока пара в реактивной турбине?
29. Как изменяется относительная скорость пара по ходу потока в активной турбине?
30. Как меняется энтальпия пара по ходу потока в активной турбине?
31. Какие потери энергии в турбинах относят к внутренним, а какие – к внешним?
32. Перечислите внутренние потери энергии в паровых турбинах.
33. Перечислите внешние потери энергии в паровых турбинах.
34. Что учитывает величина скоростного коэффициента лопаточной решетки  $\psi$ ?
35. Как борются с утечками пара через неплотности?
36. Что характеризует собой величина внутреннего относительного КПД ступени?
37. Влияет ли переносная скорость  $U$  на величину внутреннего КПД?
38. Что характеризует собой величина внутреннего относительного КПД турбины?
39. Что характеризует собой величина механического КПД турбины?
40. Что характеризует собой величина абсолютного внутреннего КПД турбины? Как она определяется через другие КПД?
41. Что характеризует собой величина эффективного КПД? Как она определяется через другие КПД?
42. Как определить расход пара для турбины мощностью  $N_c$ ?
43. Какую мощность называют номинальной, экономичной, максимально-допустимой? Соотношение между этими мощностями.
44. Назовите основные приёмы регулирования мощности турбины.
45. Для чего устанавливается отсекающий клапан на входном паропроводе турбины?
46. Как реализуется сопловое парораспределение при регулировании мощности турбины?
47. Для чего применяют перепускные паропроводы и клапаны?
48. Опишите принцип работы регулятора скорости. Какие регуляторы применяются на турбинах ТЭС (однорежимные, двухрежимные, многорежимные?).
49. В чём преимущество двух- или трёхцилиндровой конструкции паровой турбины по сравнению с одноцилиндровой?
50. В чём преимущество турбин с двумя противоположно направленными потоками пара?
51. Для чего служит деаэратор в паровой теплосиловой установке?
52. Почему отбор пара для теплофикационных нужд осуществляется не из начальных, а из конечных ступеней турбины?
53. Почему отбор пара на регенерацию осуществляется из начальных ступеней турбины, а не из конечных?
54. Для чего и как устраивается регенерация тепла в паросиловых установках?
55. Какие системы теплоснабжения называют закрытыми?
56. Как удаляется растворённый в питательной воде воздух? Почему это необходимо?

### 3. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

#### 3.1. Назначение, классификация и принципиальные схемы

Газотурбинные установки (ГТУ) находят широкое применение в энергетике, промышленности и на транспорте в качестве основных или вспомогательных силовых агрегатов. Они применяются:

- для привода электрогенераторов на ТЭЦ или в энергопоездах;
- для привода газовых компрессоров на газоперекачивающих станциях магистральных газопроводов;
- в качестве силовых агрегатов для привода гребных винтов на судах;
- в авиации (турбовинтовые самолёты);
- на мощных магистральных тепловозах.

Классификацию ГТУ ведут по разным признакам:

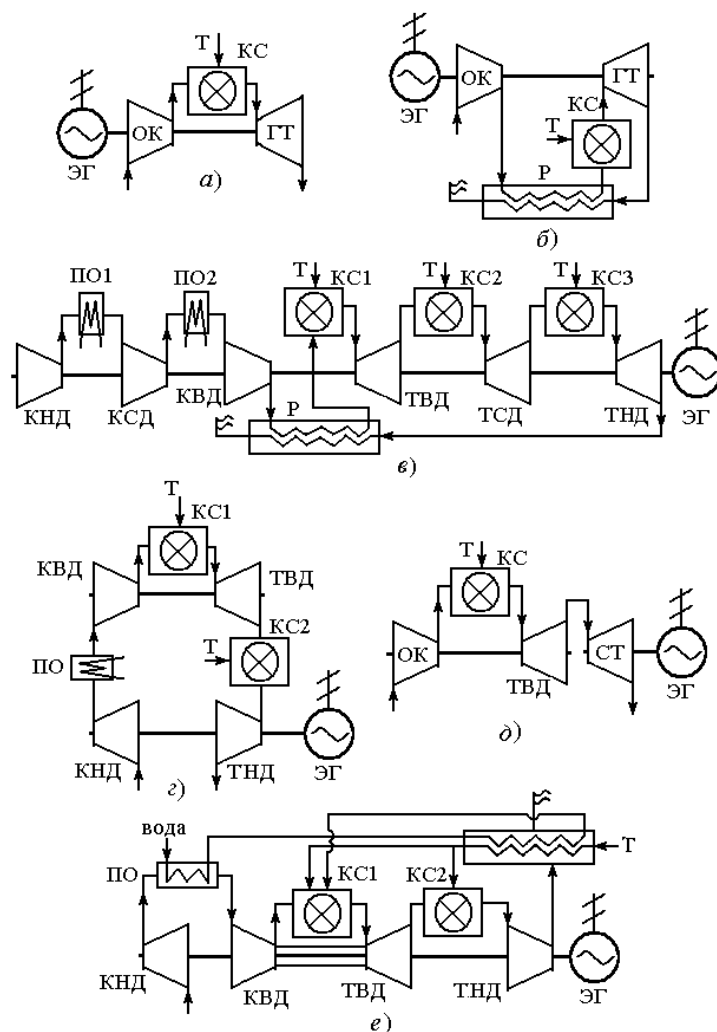
- по назначению: стационарные и транспортные;
- по конструктивному оформлению: одно или многоступенчатые, одно- или двухцилиндровые, одно- или двухвальные;
- по организации цикла: проточные или импульсные, с разомкнутым или замкнутым циклом;
- по роду топлива: на жидком, газообразном или твёрдом топливе.
- по мощности: малой, средней и высокой мощности.

Обычно мощность ГТУ не превышает 100 МВт и по сравнению с паровыми турбинами это совсем не много.

Принцип работы и термодинамические циклы простейшей ГТУ (см. рис 3.1, *a*) мы изучали в курсе теоретических основ теплотехники. Кратко напомним этот материал.

Как это видно по рисунку, на одном общем валу установлены осевой компрессор ОС и газовая турбина ГТ. Сжатый в компрессоре воздух и топливо  $T$  (жидкое или газообразное) подаются в камеру сгорания КС, где происходит его сжигание. В результате существенно повышается температура, а значит и запас работоспособности образующихся продуктов сгорания. Дымовые газы из камеры сгорания и направляются в турбину. Здесь, как и в паровых турбинах, энергия рабочего тела с помощью соплового аппарата сначала трансформируется в кинетическую энергию потока, а затем на рабочих лопатках турбины – в механическую работу. Механическая работа, полученная в турбине, частично расходуется на привод компрессора и вспомогательных агрегатов и устройств (топливный и масляный насосы, регулятор и др.), а оставшаяся часть (около 30 %) отдаётся потребителю, в качестве которого очень часто выступает электрогенератор ЭГ. Отработанные дымовые газы выбрасываются из турбины в окружающую среду, унося с собой отводимую теплоту  $q_2$ . Так что в действительности мы имеем открытую систему, через которую проходят и трансформируются потоки массы и энергии.





**Рис. 3.1. Схемы газотурбинных установок:**

*a* – простейшая; *б* – с регенератором; *в* – одновальной многоагрегатной ГТУ;  
*г* – двухвальной; *д* – с разрезным валом; *е* – двухвальной многоагрегатной ГТУ с регенерацией, промежуточным охлаждением воздуха и впрыском воды в камеру сгорания

$T$ - $s$  диаграмма цикла такой ГТУ приведена на рис. 3.2. В первом приближении процессы сжатия воздуха в компрессоре 1–2 и расширения в продуктах сгорания в турбине 3–4 считают адиабатными, а процесс горения топлива в камере сгорания – изобарным (или изохорным, если используются более сложные по конструкции камеры сгорания с выпускными клапанами). Для упрощения термодинамического анализа и, не вводя существенных погрешностей, процесс отвода тепла  $q_2$  в окружающую среду заменяется условным изобарным процессом 4–1.

Основными характеристиками такого цикла принято считать степень повышения давления в компрессоре  $\lambda = p_{\text{вых}} / p_{\text{вх}}$  и степень предварительного расширения в камере сгорания  $\rho = v_3 / v_2$ .

Сравнительно низкий КПД простейших схем объясняется тем, что отработавшие газы покидают турбину при достаточно высокой температуре (350...450 °С) и уносят с собой большое количество теплоты. Чтобы полезно использовать часть этой теплоты, отработанные дымовые газы сначала направляют в специальный теплообменник, называемый регенератором Р, в котором часть тепла отработанных газов передается сжатому в компрессоре воздуху по пути его в камеру сгорания. Такой предварительный нагрев приводит к повышению температуры в камере сгорания, а значит и к повышению КПД установки (см. рис. 3.1, б).

Чтобы уменьшить температурные и механические напряжения в основных деталях при большой единичной мощности турбины, а также чтобы приблизить термодинамический цикл ГТУ к циклу Карно, её делают многоагрегатной, как показано это на рис. 3.1, в. В простейшем случае сжатие воздуха организуют в нескольких последовательно установленных компрессорах низкого, среднего и высокого давлений, применяя промежуточное охлаждение между ними. Аналогично реализуется и другая часть схемы: топливо сжигается в отдельных камерах сгорания (КС1, КС2 и КС3) и после этого подается в отдельные турбины высокого, среднего и низкого давления. При этом в каждую из камер сгорания подается лишь часть от общего расхода топлива, необходимо-

го для обеспечения общей мощности установки, в то время как расход воздуха через каждый компрессор определяется именно общим расходом топлива.

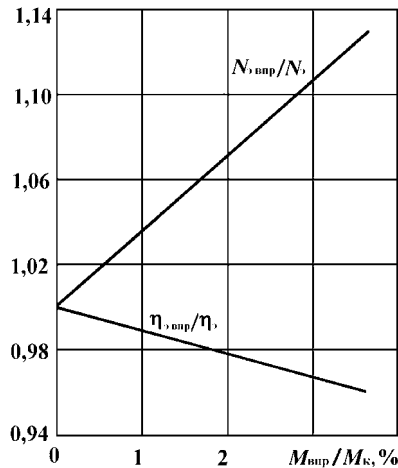
Недостатком одновальных схем является то, что при работе на привод электрогенератора на частичных режимах их эффективность значительно падает. Объясняется это просто: в такой ситуации число оборотов вала должно оставаться неизменным (чтобы сохранялась частота вырабатываемого тока), и поэтому расход воздуха всегда остаётся таким же, как и при номинальном режиме. Одновременно количество сжигаемого топлива на частичном режиме заметно уменьшают, в результате большая часть воздуха не участвует в сжигании, на её нагрев тратится выделяемое тепло, что снижает температуру дымовых газов и КПД установки. Чтобы повысить эффективность на частичных режимах, многоагрегатную схему трансформируют в двухвальную. При этом на каждом из валов может быть свой компрессор и своя турбина, как это показано на рис. 3.1, *з*, или только один компрессор и две турбины.

В схеме с разрезным валом (рис 3.1, *д*) турбина высокого давления проектируется на мощность, необходимую только для привода компрессора, а турбина низкого давления – на мощность, которая будет отдаваться электрогенератору. Поэтому после первой турбины отработанные дымовые газы имеют ещё достаточно высокие параметры, обеспечивающие получение требуемой мощности во второй турбине. Наличие двух валов позволяет изменять скоростной режим работы первой турбины и компрессора, обеспечивая с помощью многорежимного регулятора такие расходы топлива и воздуха, которые соответствуют оптимальному их соотношению. При переходе на частичный режим уменьшают подачу топлива и это приводит к уменьшению числа оборотов вала, а значит и к уменьшению производительности компрессора. Если соотношение между количеством топлива и воздуха останется таким же, как и при номинальном режиме, а это поддерживается регулятором, то температура газов на выходе из камеры сгорания останется неизменной, изменятся лишь их расход и давление. Турбина низкого давления управляется однорежимным регулятором, обеспечивающим постоянство числа оборотов вала.

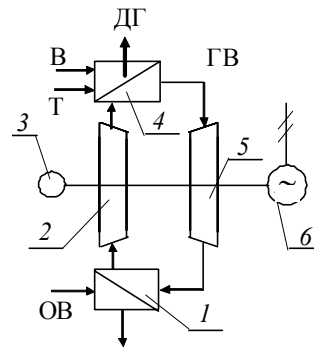
Двухвальная турбина по схеме 3.1, *з* так же, как и в рассмотренном выше случае, обеспечивает различные числа оборотов вала с компрессором и турбиной высокого давления. При этом цилиндр низкого давления также отдаёт вырабатываемую мощность электрогенератору при постоянстве числа оборотов. На частичных режимах цилиндр высокого давления работает при оптимальном коэффициенте избытка воздуха (так называют отношение действительного массового расхода воздуха к теоретически необходимому его количеству), а цилиндр низкого давления – при завышенных значениях этого отношения, т.е. при гораздо худших характеристиках эффективности, чем цилиндр высокого давления.

Естественно, что в конкретных установках комбинируются все описанные выше приёмы, как показано это на рис. 3.1, *е*. Это тоже двухвальная схема с промежуточным охлаждением сжатого в первом компрессоре воздуха, регенератором для подогрева впрыскиваемой воды и работающей при постоянном числе оборотов турбины низкого давления. Кроме того последние экспериментальные исследования показали, что определённый положительный эффект приносит впрыск небольшого количества воды (или влажного пара) в камеру сгорания. Это конечно же уменьшает температуру дымовых газов на выходе из неё и приводит к некоторому снижению КПД цикла, но одновременно при этом увеличивается энтальпия смеси пар + дымовые газы за счёт очень высокой энтальпии пара и, как следствие, – к некоторому увеличению мощности турбины (см. рис. 3.3). Важно также, что при определённом соотношении между расходом впрыскиваемой воды и расходом дымовых газов ( $\approx 2,5\%$  по массе) благодаря снижению температуры уменьшаются вредные выбросы, содержащие CO и NO<sub>x</sub>.

Для работы на твёрдом топливе используют установки с полностью замкнутым циклом. В таких установках рабочее тело (обычно воздух) циркулирует в закрытой системе, получая тепло в специальном котле-нагревателе, куда подаются топливо и необходимое количество воздуха, и совершается сжигание топлива. И если в прежних схемах мы имели внутреннее сгорание, то теперь теплота к рабочему телу передаётся от продуктов сгорания в специальном теплообменнике, так что это газотурбинная установка с внешним сгоранием. Упрощённая схема такой установки приведена на рис. 3.4, где дополнительно обозначено: 1 – охладитель; 2 – компрессор; 3 – пусковой электродвигатель; 4 – котёл-нагреватель; 5 – турбина; 6 – электрогенератор.

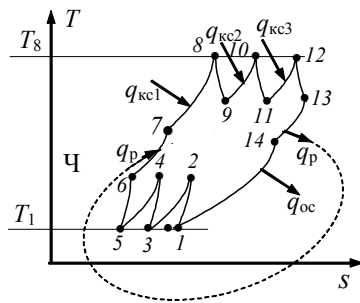


**Рис. 3.3. Зависимость эффективной мощности и КПД турбины от относительного расхода впрыскиваемой в камеру сгорания воды**



**Рис. 3.4. Схема ГТУ с внешним сгоранием: В – воздух; Т – топливо; ОВ – охлаждающая вода; ГВ – горячий воздух; ДГ – дымовые газы**

Из рассмотренных схем видно, что неотъемлемой частью ГТУ является компрессор. В ГТУ применяют осевые компрессоры, которые по сути дела являются обращёнными турбинами. Если в турбине идёт преобразование потенциальной энергии рабочего тела в работу, то в компрессоре – наоборот, подводимая работа трансформируется в потенциальную энергию сжатого газа. Здесь основной элемент конструкции, преобразующий энергию – это расширяющийся диффузор, где в результате торможения потока газа растёт его давление  $p$ .



**Рис. 3.5. T-s диаграмма цикла**

Процесс сжатия в первом компрессоре начинается при давлении  $p_1 = p_a - \Delta p_\phi$  (точка 1). Температура в начале сжатия  $T_1$ . С учётом потерь на трение процесс сжатия 1–2 идёт по политропе ( $n \approx 1,35$ ) и в соответствии со вторым законом термодинамики смещается вправо от изоэнтропы. Давление на выходе из компрессора будет  $p_2 = p_1 \lambda$ , где  $\lambda$  – степень повышения давления в первом компрессоре. В осевых компрессорах величина  $\lambda$  обычно лежит в пределах 3...5.

Охлаждение в охладителях происходит практически при  $p = \text{const}$ , но из-за гидравлических потерь давление в конце охлаждения (процесс 2–3, например) будет несколько меньшим, чем  $p_2$  (на величину гидравлического сопротивления этого теплообменника  $\Delta p_{\text{ох1}}$ ). Расход и температура охлаждающей воды подбираются так, чтобы воздух охладился практически до температуры  $T_1$ . Итак,  $p_3 = p_2 - \Delta p_{\text{ох1}}$ ,  $T_3 = T_1$ .

Аналогичные процессы (3–4 и 4–5) проходят и в компрессоре среднего давления и во втором охладителе.

Сжатие воздуха в компрессоре высокого давления отображается процессом 5–6. После этого компрессора сжатый воздух направляется в регенератор, где процесс нагрева воздуха протекает практически при  $p = \text{const}$  и он отражён отрезком изобары 6–7. В действительности на выходе из регенератора давление меньше, чем  $p_6$  на величину гидравлических потерь в этом теплообменнике:

$$p_7 = p_6 - \Delta p_{\text{рег}}$$

Процесс сжигания топлива и подвод тепла в КС1 происходит также при  $p = \text{const}$ . Здесь тоже есть гидравлические потери, так что и точка 8 сдвигается немного вправо по отношению к предыдущей точке.

### 3.2. Рабочий процесс и характеристики ГТУ

Чтобы понять особенности рабочего процесса многоагрегатных установок, рассмотрим последовательность термодинамических процессов в основных агрегатах ГТУ, приведённой на рис. 3.1, в, отображая их на  $T-s$  диаграмме (см. рис. 3.5).

Атмосферный воздух с давлением  $p_a$  через фильтр попадает на вход компрессора низкого давления, преодолевая гидравлическое сопротивление фильтра  $\Delta p_\phi$ . Величина этого гидравлического сопротивления зависит от конструкции фильтра и скорости воздуха в нём и обычно определяется экспериментально.

Расширение в первой турбине отражается процессом 8–9. Изобара, соответствующая подводу тепла во второй КС тоже сдвигается вправо (процесс 9–10). Расход топлива здесь подбирают так, чтобы температура  $T_{10}$  равнялась  $T_8$ . Далее всё повторяется во второй турбине, третьей КС и третьей турбине. Из неё газ направляется в регенератор, где отдаёт тепло воздуху (процесс 13–14). Процесс 14–1, проходящий при давлении  $p_0$ , – это условный процесс отвода теплоты от рабочего тела, замыкающий цикл. В действительности все процессы протекают непрерывно, но для точных расчётов их условно разрывают, отгнетая потери напора в каждом агрегате.

Заметим, что благодаря регенерации тепло  $q_p$ , равное площади под кривой 13–14, возвращается в цикл (площадь под кривой 6–7), что повышает  $\eta_t$  цикла.

Запишем следующий тепловой баланс для первой КС: теплота, вносимая в камеру сгорания, при установившемся режиме равна теплоте уходящих из неё дымовых газов:

$$m_{T1}Q_p^H\eta_{к.с1} + m_{B1}C_p^B t_7 + m_{T1}C_p^T t_T = C_p^T t_8 (m_{B1} + m_{T1}),$$

где  $m_{T1}$  и  $m_{B1}$  – массы топлива и воздуха, приходящие в камеру сгорания за некоторый промежуток времени;  $Q_p^H$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\eta_{к.с1}$  – КПД первой камеры сгорания;  $C_p^T$ ,  $C_p^B$  и  $C_p^T$  – удельные теплоёмкости дымовых газов, воздуха и топлива, соответственно.

Доля топлива  $g_{T1}$  на один килограмм рабочих газов определяется как отношение масс:

$$g_{T1} = \frac{m_{T1}}{m_{T1} + m_{B1}},$$

при этом доля воздуха будет  $(1 - g_{T1})$ . Разделим предыдущее уравнение на сумму масс  $(m_{T1} + m_{B1})$ , тогда оно примет вид

$$g_{T1}Q_p^H\eta_{к.с1} + (1 - g_{T1})C_p^B t_7 + g_{T1}C_p^T t_T = C_p^T t_8,$$

откуда находим

$$g_{T1} = (C_p^T t_8 - C_p^B t_7) / (Q_p^H\eta_{к.с1} - C_p^B t_7 + C_p^T t_T), \text{ кг/кг.}$$

Аналогично находится величина  $g_{T2}$  для КС2:

$$g_{T2} = \frac{C_p^T t_{11} - C_p^T t_{10}(1 + q_{T1})}{Q_p^H\eta_{к.с} - C_p^T t_{11} + C_p^T t_T}.$$

Из теплового баланса для КС3 находится и  $g_{T3}$ .

Поскольку на практике невозможно обеспечить настолько качественное перемешивание топлива с окислителем, чтобы каждая молекула горючего элемента оказалась рядом с необходимым количеством молекул кислорода, то в реальных двигателях в зону сгорания на каждый кг топлива подаётся количество воздуха  $M_{д}^B$ , превышающее теоретически необходимое для полного сгорания этого кг топлива  $M_{теор}^B$ . Отношение этих расходов, как уже отмечалось, называют коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ :

$$\alpha_1 = \frac{M_{д}^B}{M_{теор}^B}.$$

Величину  $M_{теор}^B$  рассчитывают по элементарному составу топлива, определяя, сколько кислорода необходимо для сгорания горючего элемента. При этом записывают условные уравнения окисления, например  $C + O_2 = CO_2$ , и вытекающее из него стехиометрическое соотношение:



Составлением пропорций можно определить, сколько  $O_2$  нужно для сгорания углерода, содержащегося в 1 кг топлива. Такие же расчёты проводят и для других горючих элементов (H, S<sub>гор</sub>). Зная, что в 1 кг воздуха при нормальных условиях содержится 0,232 кг  $O_2$ , получили следующую расчётную формулу:

$$M_{\text{теор}}^B = 0,115(C^P + 0,375S_{\text{гор}}^P) + 0,342H^P - 0,0431O^P,$$

где  $C^P$ ,  $S_{\text{гор}}^P$ ,  $H^P$ ,  $O^P$  – состав (в процентах) этих элементов по рабочей массе.

Такой же подход позволяет определить и объём (или массу) продуктов сгорания, что подробно рассматривалось в курсе "Теоретические основы теплотехники".

Величина  $\alpha_1$  лежит в пределах 4...5, а для других КС соответственно меньше.

Эффективность работы регенератора оценивают величиной степени регенерации  $\sigma$ , показывающей, какая доля тепла, внесённого в регенератор дымовыми газами, была передана нагреваемому воздуху:

$$\sigma = \frac{q_{\text{возд}}}{q_{\text{д.г.}}} = \frac{C_p^B(t_{\text{ВЫХ}}^B - t_{\text{ВХ}}^B)}{C_p^G(t_{\text{ВХ}}^G - t_{\text{ВЫХ}}^G)} = \frac{(t_{\text{ВЫХ}}^B - t_{\text{ВХ}}^B)}{(t_{\text{ВХ}}^G - t_{\text{ВЫХ}}^G)},$$

так как  $C_p^B \approx C_p^{дг}$ . Заметим, что в противоточных теплообменниках можно нагреть воздух до  $t_{\text{ВЫХ}}^B$ , достаточно близкой к температуре  $t_{\text{ВХ}}^G$  и даже выше этой температуры. Обычно величина  $\sigma$  лежит в пределах 0,7...0,8.

Эффективность термодинамического цикла ГТУ, как известно, определяется величиной термического коэффициента  $\eta_t$ . Работа турбины и компрессора сопровождается потерями работоспособности рабочего тела. Основные виды внутренних и внешних потерь мы рассмотрели на примере паровых турбин. Аналогичные потери в компрессорах будут рассмотрены при изучении этих машин. Поэтому для оценки эффективности ГТУ используют уже известный нам внутренний относительный КПД турбины и адиабатический, политропный или изотермический КПД компрессора. Естественно, что на эффективную мощность турбины и компрессора влияет и механический КПД, следует конечно же учитывать и КПД электрогенератора.

Если процессы сжатия в компрессоре и расширения в турбине считать изоэнтальпными (т.е. пренебрегать внешним теплообменом и внутренними потерями), то можно рассчитать величину абсолютного внутреннего КПД  $\eta_i$  через основные характеристики цикла. Например, для ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха, одной КС и регенерацией теплоты абсолютный внутренний КПД ( $\eta_i = \eta_i \eta_{i0}$ ) будет [4]:

$$\eta_i = \frac{\left(1 - \frac{1}{\lambda^m}\right) \eta_{i0} - \frac{\lambda_1^m - 1}{\tau_1 \eta_{к1}} - \frac{\lambda_2^m - 1}{\tau_2 \eta_{к2}}}{1 - \sigma \left[1 - \eta_{i0} \left(1 - \frac{1}{\lambda_1 \lambda_2}\right)\right] - \frac{1 - \sigma}{\tau_2} \left(1 + \frac{\lambda_2^m - 1}{\eta_{к2}}\right)} \eta_{к.с.},$$

где  $m = \frac{k-1}{k}$ ;  $k$  – показатель адиабаты;  $\lambda_1$ ,  $\lambda_2$  – степени повышения давления в каждом из компрессоров;

$\tau_1 = T_{\text{ВЫХ КС.Г}}^G / T_{\text{ВХ.К1}}^B$  – отношение температуры дымовых газов на выходе из КС к температуре воздуха на входе в первый компрессор;  $\tau_2 = T_{\text{ВЫХ КС.Г}}^G / T_{\text{ВХ.2К}}^B$ ;  $\eta_{к1}$ ,  $\eta_{к2}$  – внутренние КПД компрессоров;  $\eta_{i0}$  – относительный внутренний КПД турбины;  $\eta_{к.с.}$  – КПД камеры сгорания.

Определение числа ступеней турбины, скоростей дымовых газов в сопловых и лопаточных каналах и другие расчёты проводятся так же, как и для паровых турбин. Поскольку продукты сгорания с большой степенью точности можно считать идеальным газом, то, как это было показано при знакомстве с термодинамикой потока, скорость на выходе из сопла при докритическом течении рассчитывают по формуле [3]:

$$C_1 = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} R T_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}.$$

Если эту формулу сравнить с аналогичной, записанной через располагаемый теплоперепад

$$C_1 = \sqrt{2 \Delta h_p},$$

то получаем, что величину  $\Delta h_p$  для газовых турбин можно рассчитывать по формуле

$$\Delta h_p = \frac{k}{k-1} RT_0 \left( 1 - \beta_1^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

где  $\beta_1$  – степень понижения давления в одной ступени турбины.

Эффективная мощность  $N_e$  ГТУ определяется разницей мощностей турбины и компрессора

$$N_e = N_{ет} - N_{ек}$$

или, расшифровывая слагаемые:

$$N_e = M_{г} \left[ \Delta h_p^t \eta_i^t \eta_m^t - (1 - g_t) \right] \frac{\Delta h_{ад}}{\eta_{ад}^k \eta_m^k} g_t,$$

где  $\Delta h_p^t$  – располагаемый теплоперепад в турбине;  $M_{г}$  – массовый расход дымовых газов;  $g_t = g_{т1} + g_{т2} + g_{т3}$ ;  $\eta_m^t$  – механические КПД турбины;  $\Delta h_{ад}$  – адиабатный перепад энтальпии в компрессоре;  $\eta_{ад}^k$  – адиабатный КПД компрессора;  $\eta_m^k$  – механические КПД компрессора (с этими тремя понятиями мы познакомимся позже, при изучении компрессоров).

Электрическая мощность ГТУ

$$N_{эл} = N_e \eta_{г}.$$

Еще некоторые характеристики газовых турбин:

- расход дымовых газов  $M_{г} = \frac{N_{эл}}{\Delta h_p \eta_i \eta_m \eta_{г}}$ , кг/с;
- удельный расход дымовых газов  $d_{г} = \frac{M_{г}}{N_e}$ , кг/кДж;
- расход топлива  $M_{т} = M_{г} g_t$ , кг/с;
- расход воздуха  $M_{в} = M_{г} (1 - g_t)$ , кг/с.

### 3.3. Режимы работы, регулирование и конструкции газовых турбин

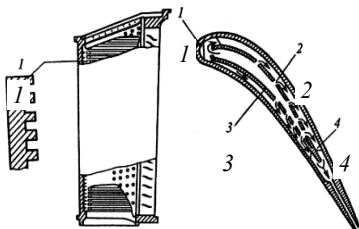
ри эксплуатации ГТУ мощность её не может оставаться постоянной, поскольку нагрузку определяют потребители и она может меняться от максимальной до холостого хода. В ГТУ средством изменения мощности является изменение расхода топлива или расходов топлива и воздуха одновременно.

Как уже отмечалось выше, в одновальных установках с приводом электрогенератора меняют только расход топлива, а расход и давление воздуха на выходе из компрессора остаются постоянными. В результате увеличивается коэффициент избытка воздуха, уменьшается температура и энтальпия газов на выходе из КС, уменьшается мощность турбины. Поскольку мощность на привод компрессора при этом остаётся постоянной, КПД ГТУ заметно уменьшается. На рисунке 3.6 в координатах  $h-s$  показаны два процесса расширения в турбине: процесс  $1-2_d$  соответствует номинальной нагрузке, а процесс  $1'-2'_d$  – частичной, при уменьшенных значениях температуры и энтальпии газа на входе в турбину. Рисунок показывает, что на частичных режимах заметно уменьшается располагаемый теплоперепад, а значит и мощность турбины.

Поэтому на более мощных установках применяют двухвальные схемы, позволяющие и на частичных режимах работать практически без снижения КПД.

Регулирование частоты вращения вала турбины призвано обеспечивать постоянство заданного числа оборотов при любой нагрузке. Оно реализуется с помощью центробежного регулятора, изменяющего расход топлива в зависимости от превышения или уменьшения числа оборотов вала от требуемого. В целом принцип действия и особенности конструкции регулятора газовой турбины аналогичны регулятору паровых турбин, которые достаточно подробно было рассмотрено нами ранее. Понятно, что регулирование двухвальных установок намного сложнее, и здесь применяют два регулятора (для каждого вала), изменяющие расход топлива в зависимости от нагрузки силовой части турбины.

В целом конструкция газовых турбин аналогична устройству турбин паровых. По сравнению с паровыми турбинами, здесь рабочее тело направляется в сопла при более низком давлении, но с более высокой температурой (до 1200...1300 °С), имея общий располагаемый теплоперепад  $\Delta h_p = h_1 - h_2$  во много раз меньше. Поэтому число ступеней давления у газовых турбин всегда небольшое, не так сильно увеличивается высота лопаток



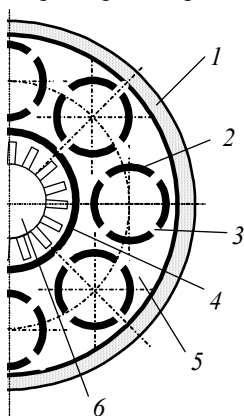
**Рис. 3.7. Лопатка с воздушным охлаждением**

вдоль по потоку. Обычно высота лопаток всегда больше, а диаметры ступеней меньше. Стремление получить наивысший КПД, что достигается увеличением температуры газов на выходе из камеры сгорания, заставляет усложнять конструкцию рабочих лопаток, применяя самые жаропрочные стали, специальные высокотемпературные покрытия или различного вида охлаждение сопловых и рабочих лопаток, особенно на первых ступенях давления. Конструкция охлаждаемой лопатки показана на рис. 3.7. Для охлаждения в лопатку подаётся сжатый воздух, протекающий по внутренним каналам и выбрасываемый наружу в дымовые газы.

Специального рассмотрения заслуживает устройство камер сгорания (КС) ГТУ, поскольку они являются очень важными и весьма теплонапряжёнными агрегатами, во многом определяющими экономичность всей установки. В энергетических ГТУ получили применение крупные выносные КС (одна-две на установку) или небольшие распределённые камеры (по 8 и более). Выносные КС располагаются отдельно от турбины. Они имеют футерованный изнутри огнеупором корпус из жаропрочной стали, куда компрессором через специальный направляющий аппарат подаётся воздух и через горелку – горючий газ.

Внутри КС происходит сгорание топлива, а образовавшиеся дымовые газы из неё через выходной газопровод направляются в кольцевую входную камеру турбины, из которой – в сопловой аппарат первой ступени.

Устройство распределённых камер демонстрирует рис. 3.8. Здесь по периметру корпуса турбины в специальной кольцевой камере устанавливается несколько пламенных труб, в которых организуется непосредственно сжигание топлива. Воздух из компрессора направляется в межтрубное пространство и оттуда поступает в пламенные трубы. Схема, объясняющая устройство распределённых КС, приведена на рис. 3.9. Сжатый воздух (его называют первичным) и топливо из входного сечения КС вдуваются в пламенную трубу со значительной закруткой, обеспечивающей хорошее перемешивание горючего с окислителем.



**Рис. 3.8. Поперечное сечение кольцевой распределённой камеры сгорания:**

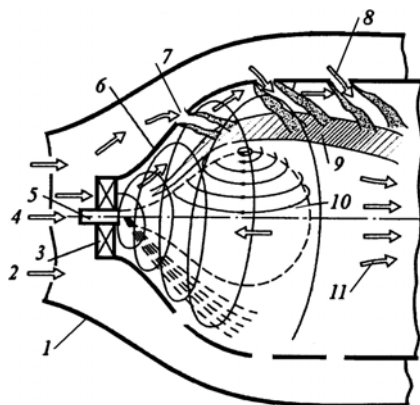
- 1 – наружный корпус с тепловой изоляцией;
- 2 – пламенная труба;
- 3 – отверстия для подвода вторичного воздуха;
- 4 – корпус компрессора;
- 5 – пространство, заполненное сжатым воздухом;
- 6 – ротор компрессора

В образующемся турбулентном пламени температура поднимается практически до адиабатной температуры горения (порядка 2000 °С). Чтобы организовать тепловую защиту пламенной трубы и разбавить раскалённые газы до приемлемых пределов (1400...1200 °С), через специальные отверстия в пламенной трубе вдоль её вдувается вторичный воздух. Дымовые газы из КС проходят непосредственно к сопловым лопаткам первой ступени турбины.

Поскольку для работы газовой турбины требуется большой расход воздуха при сравнительно невысоком давлении (порядка 0,5...1 МПа), в ГТУ применяются осевые компрессоры. Особенности устройства таких компрессоров будут рассмотрены в главе 5.

**Рис. 3.9. Схема камеры сгорания:**

- 1 – теплоизолированный корпус;
- 2 – воздух из компрессора;
- 3 – направляющий аппарат первичного воздуха; 4 – подвод топлива;
- 5 – горелка; 6 – пламенная труба;
- 7 – отверстия для вторичного воздуха; 8 – вторичный воздух;
- 9 – зона разбавления продуктов сгорания; 10 – зона с максимальной температурой;
- 11 – дымовые газы в турбину



Общую конструкцию газовой турбины рассмотрим на примере турбины ГТУ-700-5 (700 °С и 5 МВт) Невского машиностроительного завода как наиболее типичную (см. рис. 3.10). Это двухвальная установка. На левом валу, лежащем на двух опорных подшипниках (правый ещё и упорный), находятся осевой турбокомпрессор и установленная консольно двухступенчатая турбина высокого давления. На другом валу находится одноступенчатая силовая турбина, в которую газы направляются после первой турбины. Между турбинами на специальных трёх опорах установлена неподвижная проставка со спрямляющими лопатками, уменьшающими закрутку потока перед соплами силовой турбины.

Направляющие, сопловые и рабочие лопатки и компрессора, и турбин изготовлены из легированной хромомолибденовой стали, так как работают при высокой температуре. На валах турбин мы видим специальные уплотнения, пусковые двигатели, приводы регуляторов, зубчатые передачи к ним и зубчатую передачу для привода магистрального газового компрессора. Работает турбина при переменном числе оборотов от 3800 до 5750 об/мин. Кроме обычного лабиринтного применено ещё и масляное уплотнение вала в зоне высокого давления воздуха за последней ступенью сжатия в компрессоре, а также в силовой турбине. Лопатки силовой турбины установлены на консольном диске на левом краю правого вала. Правый подшипник этого короткого вала опорно-упорный. Ко всем подшипникам по специальным каналам и трубкам подводится масло для смазки. Корпуса турбин футерованы изнутри огнеупорным теплоизоляционным материалом. Лопатки направляющего аппарата и рабочие лопатки компрессора съёмные, как и сопловые и рабочие лопатки обеих турбин. Для контроля давления и температуры газов в турбинах установлены манометры и датчики температуры, скоростной режим контролируется тахометром.



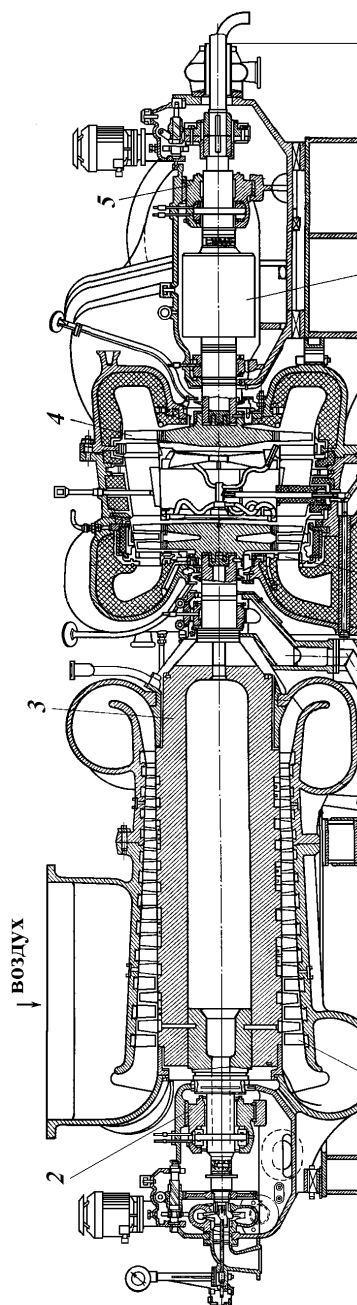


Рис. 3.10. Газовая турбина ГТУ 500-5:  
 1 – лопатка направляющего аппарата компрессора; 2 – опорно-упорный подшипник компрессора; 3 – ротор компрессора;  
 4 – рабочая лопатка силовой турбины; 5 – опорно-упорный подшипник силовой турбины; 6 – зубчатое колесо для привода  
 газоперекачивающего компрессора; 7 – сопловая лопатка турбины высокого давления

в камеру сгорания из камеры сгорания

Турбина работает на природном газе. Выносная камера сгорания и регенератор в разрез не попали.

### Вопросы для самопроверки

1. Перечислите направления использования ГТУ.
2. Проведите классификацию ГТУ по: назначению, конструкции, организации цикла, роду топлива, мощности.
3. Изобразите и прокомментируйте цикл простейшей ГТУ на  $T-s$  диаграмме.
4. Как запускают в работу ГТУ? Что для этого предусматривается в установке?
5. В чём основная особенность многоагрегатных ГТУ? В чём их преимущества?
6. Изобразите в  $T-s$  координатах рабочий цикл многоагрегатной ГТУ. Прокомментируйте каждый из процессов этого цикла.
7. Опишите схему ГТУ, работающей на твёрдом топливе?
8. Как сказывается влияние внешнего теплообмена и необратимости процессов на характер расширения в турбинах?
9. Что называют теоретически необходимым расходом воздуха?
10. Что характеризует величина коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ ?
11. Как осуществляется регенерация теплоты отработавших газов в ГТУ?

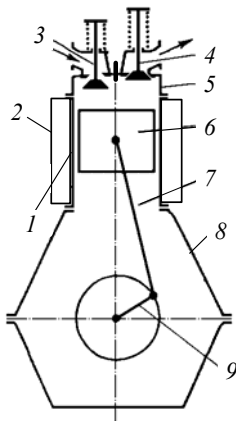
12. Что характеризует собой величина степени регенерации в циклах ГТУ?
13. Что показывает величина адиабатного КПД  $\eta_{ад}$  ГТУ?
14. Как изменяют мощность ГТУ для обработки частичных нагрузок (основные способы)?
15. В чём преимущества двухвальных ГТУ?
16. Какие бывают камеры сгорания ГТУ? Как они устроены?
17. Что даёт впрыск воды или пара в камеру сгорания ГТУ?
18. Как рассчитывают число ступеней газовой турбины?
19. Как определяется мощность ГТУ? Какие КПД при этом следует учитывать?
20. Как определить расход топлива для ГТУ мощностью  $N_e$ ?

## 4. ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

### 4.1. Назначение, устройство, классификация, рабочий процесс

Поршневые ДВС нашли самое широкое распространение в качестве источников энергии на автомобильном, железнодорожном и морском транспорте, в сельскохозяйственном и строительном производствах (тракторы, бульдозеры), в системах аварийного энергообеспечения специальных объектов (больницы, линии связи и т.п.) и во многих других областях человеческой деятельности. В последние годы особое распространение получают мини-ТЭЦ на основе газопоршневых ДВС, с помощью которых эффективно решаются задачи энергоснабжения небольших жилых районов или производств. Независимость таких ТЭЦ от централизованных систем (типа РАО ЕЭС) повышают надёжность и устойчивость их функционирования.

Весьма разнообразные по конструктивному выполнению, поршневые ДВС способны обеспечивать очень широкий интервал мощностей, покрывающий потребности от очень малых (двигатель для авиамodelей) до очень больших (двигатель для океанских танкеров).



**Рис. 4.1. Устройство поршневых ДВС:**

- 1 – рабочий цилиндр;  
 2 – рубашка цилиндра;  
 3 – впускной клапан;  
 4 – выпускной клапан;  
 5 – крышка цилиндра;  
 6 – поршень; 7 – шатун;  
 8 – картер; 9 – кривошип коленчатого вала

С основами устройства и принципом действия поршневых ДВС мы неоднократно знакомились, начиная от школьного курса физики и кончая курсом "Теоретические основы теплотехники". И все же, чтобы закрепить и углубить знания, рассмотрим очень кратко еще раз этот вопрос.

Схема, иллюстрирующая основы устройства двигателя приведена на рис. 4.1. Как известно, сжигание топлива в ДВС осуществляется непосредственно в рабочем теле. В поршневых ДВС такое сжигание проводится в рабочем цилиндре 1 с движущимся в нём поршнем 6. Образующиеся в результате сгорания дымовые газы толкают поршень, заставляя его совершать полезную работу. Поступательное движение поршня с помощью шатуна 7 и коленчатого вала 9 преобразуется во вращательное, более удобное для использования. Коленчатый вал располагается в картере 8, а цилиндры двигателя – в другой корпусной детали, называемой блоком (или рубашкой) цилиндров 2. В крышке цилиндра 5 находятся впускной 3 и выпускной 4 клапаны с принудительным кулачковым приводом от специального распределительного вала, кинематически связанного с коленчатым валом машины.

Чтобы двигатель работал непрерывно, необходимо периодически удалять из цилиндра продукты сгорания и заполнять его новыми порциями топлива и окислителя (воздуха), что и осуществляется благодаря перемещениям поршня и работе клапанов.

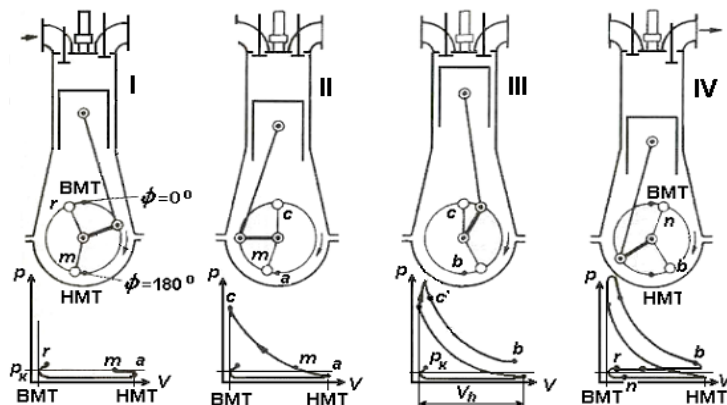
Поршневые ДВС принято классифицировать по различным общим признакам.

1. По способу смешивания, зажигания и подвода тепла двигателя делят на карбюраторные и дизельные.
2. По организации рабочего процесса – на четырёхтактные и двухтактные. В последних рабочий процесс совершается не за четыре, а за два хода поршня. В свою очередь, двухтактные подразделяются на машины с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, с кривошипно-камерной продувкой, с прямоточной продувкой и противоположно движущимися поршнями и др.
3. По назначению – на стационарные, судовые, тепловозные, автомобильные, автотракторные и др.
4. По числу оборотов – на малооборотные (до 200 об/мин) и высокооборотные.
5. По средней скорости поршня  $\bar{w}_п = Sn/30$  – на тихоходные и быстроходные ( $\bar{w}_п > 9$  м/с).
6. По давлению воздуха в начале сжатия – на обычные и с наддувом при помощи приводных воздуховодов.
7. По использованию тепла выхлопных газов – на обычные (без использования), с турбонаддувом и комбинированные. У машин с турбонаддувом выпускные клапаны открываются несколько раньше обычного и дымовые газы с более высоким давлением, чем обычно, направляются в импульсную турбину, которая приводит в действие турбокомпрессор, подающий воздух в цилиндры. Это позволяет сжигать в цилиндре больше топлива, улучшая и КПД, и технические характеристики машины. У комбинированных ДВС поршневая часть служит во многом генератором газа и вырабатывает только ~ 50...60 % мощности машины. Остальную часть общей мощности получают от газовой турбины, работающей на дымовых газах. Для этого дымовые газы при высоком давлении  $p$  и темпера-

туре  $t$  направляются в турбину, вал которой с помощью зубчатой передачи или гидромукфы передает получаемую мощность главному валу установки.

8. По числу и расположению цилиндров двигатели бывают: одно-, двух- и многоцилиндровые, рядные, V-образные, Х-образные.

Рассмотрим теперь реальный процесс современного четырёхтактного дизеля. Четырёхтактным его называют потому, что полный цикл здесь осуществляется за четыре полных хода поршня, хотя, как мы сейчас увидим, за это время осуществляется несколько больше реальных термодинамических процессов. Эти процессы наглядно представлены на рис. 4.2.



**Рис. 4.2. Рабочие процессы четырёхтактного поршневого ДВС:**

I – всасывание; II – сжатие; III – рабочий ход; IV – выталкивание

Во время такта всасывания (I) всасывающий (впускной) клапан открывается за несколько градусов до верхней мёртвой точки (ВМТ). Моменту открытия соответствует точка  $r$  на  $p$ - $V$  диаграмме. При этом процесс всасывания происходит при движении поршня к нижней мёртвой точке (НМТ) и он идёт при давлении  $p_{вс}$  меньше атмосферного  $p_a$  (или давления наддува  $p_n$ ). При перемене направления движения поршня (от НМТ к ВМТ) впускной клапан закрывается тоже не сразу, а с определённым запаздыванием (в точке  $m$ ). Далее при закрытых клапанах происходит сжатие рабочего тела (до точки  $c$ ). В дизельных машинах всасывается и сжимается чистый воздух, а в карбюраторных – рабочая смесь воздуха с парами бензина. Этот ход поршня принято называть тактом сжатия (II).

За несколько градусов угла поворота коленчатого вала до ВМТ в цилиндр впрыскивается через форсунку дизельное топливо, происходит его самовоспламенение, сгорание и расширение продуктов сгорания. В карбюраторных машинах рабочая смесь принудительно поджигается с помощью электрического искрового разряда.

При сжатии воздуха и сравнительно малом теплообмене со стенками температура его значительно повышается, превышая температуру самовоспламенения топлива. Поэтому впрыснутое мелко распылённое топливо очень быстро прогревается, испаряется и загорается. В результате сгорания топлива давление в цилиндре сначала резко, а затем, когда поршень начинает свой путь к НМТ, с уменьшающимся темпом, увеличивается до максимума, а затем, по мере сгорания последних порций топлива, поступившего при впрыскивании, даже начинает уменьшаться (из-за интенсивного роста объёма цилиндра). Будем считать условно, что в точке  $c'$  процесс горения заканчивается. Далее следует процесс расширения дымовых газов, когда сила их давления двигает поршень к НМТ. Третий ход поршня, включающий процессы сгорания и расширения, называют рабочим ходом (III), ибо только в это время двигатель совершает полезную работу. Эту работу аккумулируют с помощью маховика и отдают потребителю. Часть аккумулированной работы расходуется при совершении остальных трёх тактов.

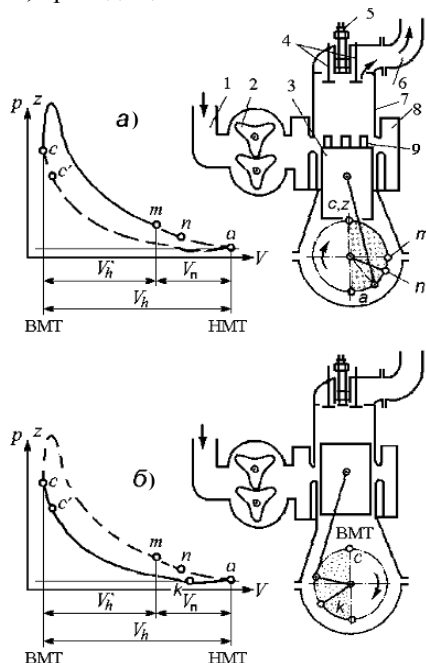
Когда поршень приближается к НМТ, с некоторым опережением открывается выпускной клапан (точка  $b$ ) и отработанные дымовые газы устремляются в выхлопную трубу, а давление в цилиндре резко падает почти до атмосферного. При ходе поршня к ВМТ происходит выталкивание дымовых газов из цилиндра (такт IV – выталкивание). Поскольку выпускной тракт двигателя обладает определённым гидравлическим сопротивлением, давление в цилиндре во время этого процесса остается выше атмосферного. Выпускной клапан закрывается позже прохождения ВМТ (точка  $n$ ), так что в каждом цикле возникает ситуация, когда одновременно открыты и впускной, и выпускной клапаны (говорят о перекрытии клапанов). Это позволяет лучше очистить рабочий цилиндр от продуктов сгорания, в результате увеличивается эффективность и полнота сгорания топлива.

Во многом по-другому организуется цикл у двухтактных машин (см. рис. 4.3). Обычно это двигатели с наддувом, и для этого они, как правило, имеют приводную воздуходувку или турбокомпрессор 2, который во время работы двигателя нагнетает воздух в воздушный ресивер 8. Рабочий цилиндр двухтактного двигателя всегда имеет продувочные окна 9, через которые воздух из ресивера попадает в цилиндр, когда поршень, проходя к НМТ, начнёт открывать их всё больше и больше.

За первый ход поршня, который принято называть рабочим ходом, в цилиндре двигателя происходит сгорание впрыснутого топлива и расширение продуктов сгорания. Эти процессы на индикаторной диаграмме  $a$ ) отражены линией  $c - z - m$ . В точке  $m$  открываются выпускные клапаны и под действием избыточного давления

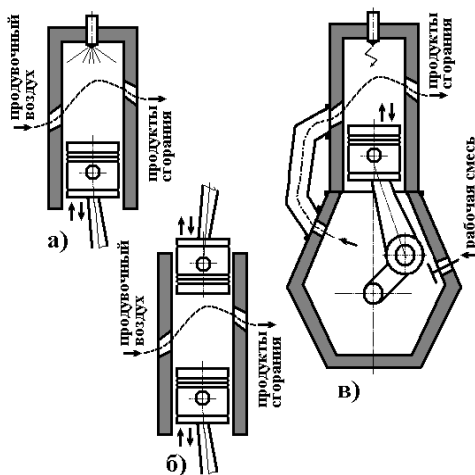
дымовые газы устремляются в выпускной тракт *б*, в результате давление в цилиндре заметно падает (точка *n*). Когда поршень опускается настолько, что начинают открываться продувочные окна, в цилиндр устремляется сжатый воздух из ресивера *δ*, выталкивая из цилиндра остатки дымовых газов. При этом рабочий объем продолжает увеличиваться, и давление в цилиндре уменьшается практически до давления в ресивере.

Когда направление движения поршня меняется на противоположное, процесс продувки цилиндра продолжается до тех пор, пока продувочные окна остаются хотя бы частично открытыми. В точке *k* (см. диаграмму *б*) поршень полностью перекрывает продувочные окна и начинается сжатие очередной порции воздуха, попавшего в цилиндр. За несколько градусов до ВМТ (в точке *c'*), начинается впрыск топлива через форсунку, а далее происходят описанные ранее процессы, приводящие к воспламенению и сгоранию топлива.



**Рис. 4.3. Схемы устройства и работы двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой продувкой:**

- 1 – всасывающий патрубок; 2 – воздуходувка (или турбокомпрессор);  
 3 – поршень; 4 – выпускные клапана; 5 – форсунка; 6 – выпускной тракт;  
 7 – рабочий цилиндр; 8 – воздушный ресивер; 9 – продувочные окна



**Рис. 4.4. Схемы организации газообмена у двухтактных двигателей:**

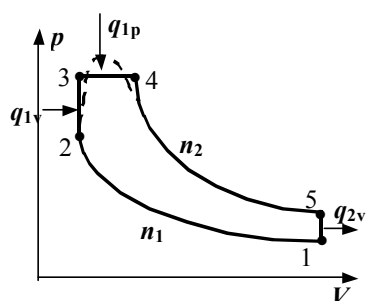
- a* – петлевая щелевая продувка; *б* – прямоточная продувка с противоположно движущимися поршнями; *в* – кривошипно-камерная продувка

Схемы, поясняющие конструктивное устройство других типов двухтактных двигателей, приведены на рис. 4.4. В целом рабочий цикл у всех этих машин аналогичен описанному, а конструктивные особенности во многом сказываются только на продолжительности отдельных процессов и, как следствие, на технико-экономические характеристики двигателя.

В заключение следует отметить, что двухтактные двигатели теоретически позволяют при прочих равных условиях получать вдвое большую мощность, однако в действительности, из-за худших условий очистки цилиндра и несколько больших внутренних потерь, этот выигрыш несколько меньше.

## 4.2. Основные параметры и характеристики ДВС

Как это понятно из приведённых описаний циклов, действительные циклы ДВС не являются замкнутыми, а процессы подвода тепла совершаются по достаточно сложным законам, трудно поддающимся инженерному расчёту. Поэтому реальные циклы принято идеализировать путём замены реальных процессов некоторыми условными простыми процессами, обеспечивающими термодинамические расчёты с достаточной для практики точностью. Во-первых, процессы газообмена (всасывание и выталкивание) заменяются условным изохорным процессом, поскольку суммарная работа двух названных процессов практически равна нулю, как и у изохорного процесса. Во-вторых, процесс сгорания топлива заменяется двумя условными процессами: на первой стадии, когда давление в цилиндре растёт очень интенсивно – изохорой, а на второй стадии, когда при движении поршня к НМТ рост давления прекращается и даже начинает медленно уменьшаться – изобарным процессом. Индикаторная диаграмма такого идеализированного цикла для дизельного двигателя со смешанным подводом тепла (так называемый цикл Тринклера) приведена на рис. 4.5. На диаграмме нанесена также линия действительного процесса сгорания, аппроксимируемая отрезками соответствующих прямых.



**Рис. 4.5. Индикаторная диаграмма идеализированного цикла поршневого ДВС:**

1–2 – процесс политропного сжатия;  
2–3 – фаза подвода теплоты при  $v = \text{const}$ ;  
3–4 – фаза подвода теплоты при  $p = \text{const}$ ;  
4–5 – политропное расширение;  
5–1 – изохорный отвод теплоты в окружающую среду

Для описания и расчётов цикла используют следующие безразмерные характеристики:

- степень сжатия

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_h + V_{\text{кв}}}{V_h} = 1 + \frac{V_{\text{кв}}}{V_h};$$

- степень повышения давления

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2};$$

- степень предварительного расширения

$$\rho = \frac{V_4}{V_3}.$$

Среднестатистические значения величин  $\varepsilon$ ,  $\lambda$  и  $\rho$  наиболее удачных двигателей приводятся в учебной и справочной литературе [10, 18, 21]. Заметим, что при  $\rho = 1$  получаем цикл карбюраторного двигателя (цикл Отто), а при  $\lambda = 1$  – цикл Дизеля, который на сегодня в чистом виде практически не применяется.

Известно, что площадь цикла на  $p$ - $V$  диаграмме определяет индикаторную (без учёта внешних потерь энергии) работу  $L_i$  за цикл:

$$L_i = L_{\text{расш}} - L_{\text{сж}},$$

где  $L_{\text{расш}}$  – работа продуктов сгорания в процессах расширения;  $L_{\text{сж}}$  – работа на сжатие рабочего тела в процессах сжатия. Если работу  $L_i$  разделить на рабочий объём цилиндра, то получим среднее индикаторное давление

$$p_i = \frac{L_i}{V_h} = \frac{L_{\text{расш}} - L_{\text{сж}}}{V_h}. \quad (4.1)$$

Заметим, что за один оборот коленвала совершается только половина цикла, поэтому и индикаторная работа за это время будет  $L'_i = p_i V_h / 2$ .

Индикаторная мощность – это количество индикаторной работы, совершаемой двигателем за одну секунду:

$$N_i = \frac{p_i V_h}{2} \frac{n}{60} Z = \frac{2 p_i V_h n Z}{60 K_T}, \quad (4.2)$$

где  $n$  – число об/мин;  $Z$  – число цилиндров;  $K_T$  – коэффициент тактности двигателя (равен 4 или 2 для двухтактных).

Конечно же индикаторная работа или мощность всегда меньше того количества энергии, которое получается при сжигании топлива. Все процессы в цилиндре сопровождаются теплотерями в окружающую среду, а также интенсивным движением газа, и значит потерями, вызываемыми внутренним трением. Влияние внутренних потерь принято учитывать величиной внутреннего или индикаторного КПД

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_1}.$$

Напомним, что отношение  $\eta_i = L_{\text{теор}} / Q_1$  в термодинамике мы называли термическим коэффициентом.

Эффективной мощностью называют ту мощность, которую двигатель может отдать потребителю. Эта мощность меньше индикаторной на величину внешних потерь, которые складываются в основном из потерь на механическое трение между движущимися деталями и затрат энергии на привод собственных механизмов и устройств (клапанов, маслонасоса, регулятора и др.):

$$N_e = N_i - N_{\text{мех}}.$$

Если эту формулу разделить почленно на  $N_i$ , то получим механический КПД, который в относительной форме характеризует величину механических потерь

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = 1 - \frac{L_{\text{мех}}}{L_i}.$$

Произведение двух предыдущих КПД называют эффективным КПД

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = \frac{L_e}{Q_1} = \frac{L_i}{Q_1} \eta_m.$$

Значит эффективная мощность – это  $N_e = N_i \eta_m$ .

Средний крутящий момент, развиваемый на валу двигателя, зависит от эффективной мощности и угловой скорости вращения вала

$$M_{\text{кр}} = \frac{N_e}{\omega} = \frac{p_e z V_h}{\pi K},$$

где  $\omega = \pi n / 30$  – угловая скорость вала.

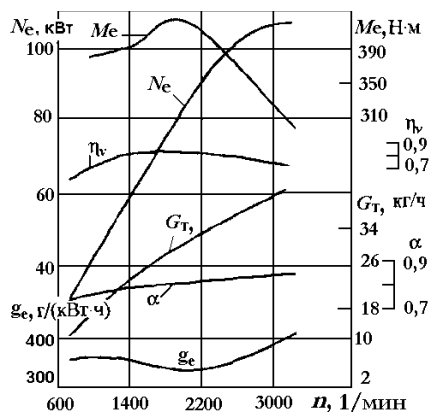
Другие технико-экономические параметры:

- эффективный расход топлива  $G_e = \frac{N_e}{Q_H^p} = \frac{N_i \eta_m}{Q_H^p}$ , кг/с, где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива [3];
- удельный эффективный расход топлива  $q_e = \frac{G_e}{N_e \cdot 10^{-3}}$ , кг/кВт;
- литровая мощность двигателя  $N_l = \frac{N_e}{Z V_h} \cdot 10^{-6}$ , кВт/л;
- весовая мощность  $N_b = \frac{N_e}{m_{\text{дв}}} \cdot 10^{-3}$ , кВт/кг.

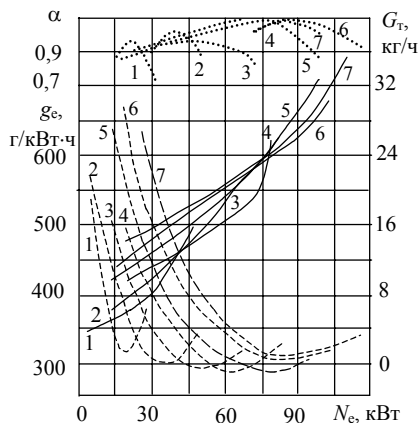
Каждый из этих параметров позволяет судить о степени совершенства двигателя с той или иной точки зрения. Для транспортных двигателей важен вес, а значит  $N_b$ . Величина  $g_e$  характеризует экономичность,  $N_l$  – степень форсированности машины,  $n$  или  $\omega$  – динамические нагрузки и т.д.

Двигатели эксплуатируются при широком изменении нагрузок и скоростей вала. Для оценки эффективности функционирования машины на разных режимах служат различные характеристики, снимаемые экспериментально. Так называют зависимость основных технико-экономических показателей от режима работы машины, который определяется величиной нагрузки  $N_e$  и числом оборотов  $n$ .

Скоростной характеристикой называют зависимость  $N_e$ ,  $g_e$ ,  $p_e$  и других параметров от числа оборотов  $n$  при неизменном положении органов управления. Если при этом подаётся максимально допустимый расход топлива, соответствующий номинальному режиму, то характеристику называют внешней. Она позволяет определить предельные мощностные показатели, в отличие от частичных характеристик, снимаемых при частичных нагрузках. Для примера на рис. 4.6 приведена внешняя скоростная характеристика автомобильного двигателя ЗИЛ 130 [10].

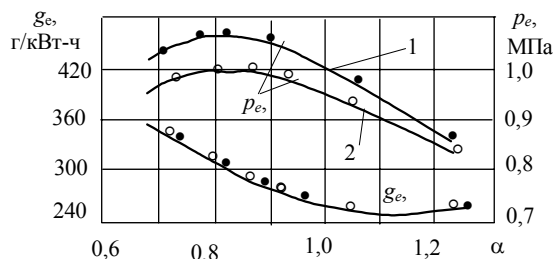


**Рис. 4.6. Внешняя скоростная характеристика двигателя ЗИЛ 130**



**Рис. 4.7. Нагрузочные характеристики двигателя ЗИЛ 130:**

1 – 7 –  $n = 800; 1200; 1600; 2000; 2400; 2800; 3200$  1/мин



**Рис. 4.8. Регулировочная характеристика бензинового двигателя по составу смеси:**

1 – с впрыском бензина; 2 – с карбюратором

Нагрузочной называют зависимость основных параметров двигателя от нагрузки  $N_e$  при постоянной частоте вращения вала  $n$ . Нагрузочные характеристики двигателя при различных числах оборотов вала приведены на рис. 4.7.

Кроме этих характеристик используются еще регуляторные характеристики, показывающие, как меняются параметры при определённой настройке регулятора.

Помимо перечисленных широкое применение находят еще так называемые регулировочные характеристики двигателя. На них отражаются основные технико-экономические показатели в зависимости от отдельных регулировочных параметров. Например, на рис. 4.8 приведена регулировочная характеристика бензинового двигателя по составу смеси, характеризуемой величиной коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Такая характеристика позволяет выявить оптимальные значения аргумента при том или ином критерии оптимизации. Из рисунка следует, например, что наилучшая экономичность машины получается при  $\alpha \approx 1,1$  (бедная смесь, минимум  $g_e$ ), а наилучшие мощностные качества будут при  $\alpha \approx 0,8$  (богатая смесь, максимум  $p_e$ ).

### 4.3. Основы теплового расчёта ДВС

уществуют три подхода к тепловым расчётам поршневых ДВС. При самом приближённом подходе, как С это делается в термодинамике, реальный цикл введением ряда упрощающих предпосылок существенно

идеализируют, заменяя, как это объяснялось выше, процессы газообмена в цилиндре изохорным процессом отвода тепла. Сложные процессы, протекающие при сгорании топлива, заменяют суммой двух простых: изохорным и изобарным процессами подвода теплоты. Процессы сжатия и расширения предполагаются протекающими без теплообмена, т.е. адиабатически, потери теплоты в стенки цилиндра и поршня в процессе сгорания топлива тоже не учитываются, принимаются также еще ряд других упрощений. Термодинамический расчёт по такой модели позволяет определить теоретическую работу, совершаемую двигателем, количество подведённого за цикл тепла и термический КПД цикла, характеризующий его термодинамическую эффективность. При этом в расчёт включаются приведённые ранее основные безразмерные характеристики цикла.

Ориентируясь на прототип или среднестатистические значения этих безразмерных характеристик, рассчитывают параметры всех характерных точек идеализированного цикла, работу за цикл и термический КПД цикла. При таких упрощениях величина термического КПД рассчитывается по формуле [3]:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]},$$

где  $k$  – показатель адиабаты рабочего тела.

Для теоретической работы в идеализированном цикле на основании известных термодинамических соотношений можно получить следующую расчётную формулу [18]:

$$L_i = p_3 V_3 \left\{ \lambda(\rho - 1) + \frac{1}{k-1} \left[ \lambda \rho \left( 1 - \frac{1}{\delta^{k-1}} \right) - \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right) \right] \right\},$$

где  $\delta = \varepsilon / \rho$  – степень последующего расширения в цилиндре.

Для карбюраторных машин  $\rho = 1$ , а для машин, работающих по циклу Дизеля  $\lambda = 1$ , и приведённые формулы соответственно упрощаются.

При более точных инженерных расчётах (второй подход) процессы газообмена (всасывание рабочего тела и выталкивание продуктов сгорания) рассчитываются с учётом реальных особенностей этих процессов и, в первую очередь, считая, что они проходят по закону политропы. Понятно также, что из-за гидравлических сопротивлений и дросселирования потока во всасывающем тракте не удаётся заполнить цилиндр свежим зарядом массой  $m_\tau = V_{\text{гр}} \rho$ . Поэтому при расчётах вводится коэффициент наполнения цилиндра  $\eta_v = m_{\text{д}} / m_\tau$ , и расчёт ведут по  $m_{\text{д}}$ . Аналогично при организации газообмена не удаётся полностью удалить из цилиндра дымовые газы, и какая то часть их остаётся после выталкивания в камере сгорания. Отношение массы остаточных газов к массе свежего заряда, поступившего в цилиндр, называют коэффициентом остаточных газов  $\eta_\gamma = m_{\text{ог}} / m_{\text{д}}$ .

Наполнение цилиндра и параметры в конце этого процесса зависят ещё от степени нагрева заряда в результате теплообмена с нагретыми деталями двигателя и подмешивания достаточно горячих остаточных газов. Величина этого подогрева лежит в пределах 10...40 °С (большие значения у карбюраторных машин с чугунными поршнями, меньшие – у дизельных с алюминиевыми поршнями).

Чтобы учесть внешние и внутренние потери в процессах сжатия и расширения, их рассчитывают как некоторые политропные со средним за процесс показателем политропы  $n_{\text{сж}}$ . Так, величину показателя политропы сжатия рекомендуется определять по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$  в об/мин [14]:

$$n_{\text{сж}} = 1,41 - (100 / n).$$

Интервал значений  $n_{\text{сж}}$  лежит в пределах 1,32...1,39.

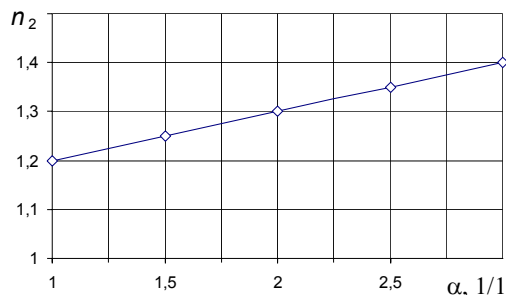
Процессы сгорания рассчитывают по упрощённым моделям (как изохорный и изобарный процессы), но с учётом зависимости теплоёмкости от температуры и вводя коэффициент использования тепла  $\psi$  ( $\psi = 0,7...0,85$ ), учитывающий, что только часть выделяемого при сгорании тепла идёт на нагрев газов и совершение работы, а часть  $(1 - \psi)$  через стенки цилиндра и крышку цилиндра передаётся охлаждающей воде и уходит в окружающую среду, включая и ту часть, которая передаётся через днище поршня и тоже отдаётся затем охлаждающей среде.

При расчётах процесса расширения учитывают, что масса дымовых газов больше массы воздуха в конце процесса сжатия на величину массы впрыснутого топлива. Для этого используется коэффициент молекулярного изменения, представляющее собой отношение средних молекулярных масс рабочего тела до и после сгорания  $\xi = \mu_{\text{пс}} / \mu_{\text{дс}}$  (обычно  $\xi = 1,02...1,05$ ). При расчётах учитывается также, что расширение заканчивается до НМТ и что в течение процесса расширения происходит теплообмен со стенками цилиндра. В начале процесса температура газов намного выше температуры стенки и теплота отдаётся от газов в стенку. В соответствии с правилом адиабаты эту часть процесса можно представить некой политропой с показателем  $n < k$ . По мере расширения температура газа уменьшается и, когда она приближается к температуре стенки, небольшая часть процесса протекает адиабатно при  $n = k$ . По мере дальнейшего уменьшения температуры направление теплообмена меня-



ется на противоположное – от стенок к дымовым газам. Эту часть процесса можно опи-сать другой политропой с  $n > k$ . Наглядно описанные особенности процесса расширения представлены на рис. 4.9. Заметим, кстати, что аналогичные рассуждения (но в обратном порядке) справедливы и для процесса сжатия. И так же, как в том случае, обычно весь процесс сжатия описывается некоторой одной усредняющей политропой с показателем  $n_p$ . Величину этого среднего показателя политропы  $n_p$  рекомендуется рассчитывать по эмпирической формуле в зависимости от частоты вращения коленчатого вала  $n$ :

$$n_p = 1,22 + (130/n) .$$



**Рис. 4.10. Зависимость величины  $n_2$  от коэффициента избытка воздуха**

Величина  $n_p$  зависит также от коэффициента избытка воздуха  $\alpha$ . Эта зависимость обнаружена экспериментально и представлена графически на рис. 4.10. Обычно значения  $n_p$  лежат в пределах  $n_p = 1,23 \dots 1,32$ .

При расчёте процессов выпуска и выталкивания принято учитывать потери давления  $\Delta p_{тр}$  на преодоление гидравлического сопротивления выпускного тракта и коэффициент расхода  $\phi_{вт}$  этого тракта. Тогда давление дымовых газов на выходе из машины или на входе в турбокомпрессор будет меньше, чем давление  $p_{кнр}$  в конце расширения

$$p_{г} = p_{кнр} - \Delta p_{тр}.$$

Считая процесс перетекания газа из цилиндра в турбокомпрессор тоже политропным (с показателем  $n_t = 1,25 \dots 1,30$ ), легко находим температуру выхлопных газов перед турбокомпрессором, поскольку

$$T_{гвт} = T_{кнр} \left( \frac{p_{г}}{p_{кнр}} \right)^{\frac{n_t - 1}{n_t}} .$$

В зависимости от особенностей организации описываемых процессов, особенно у двухтактных двигателей, введением специального коэффициента продувки ( $\epsilon_n = 1,0 \dots 1,5$ ) учитывают подмешивание продувочного воздуха к дымовым газам, что конечно же приводит к уменьшению температуры смеси.

Индикаторную работу за цикл определяют суммированием (с учётом знака) работ во всех процессах. Менее точно такую работу можно рассчитать, суммируя теоретические работы в процессах подвода тепла, расширения и сжатия:

$$L_i = p_{кс} V_{кс} \left[ \lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_p - 1} \left( 1 - \frac{\rho^{n_p - 1}}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \left( 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_c - 1}} \right) \right].$$

Третий подход отличается тем, что с целью повышения точности результатов отдельные процессы и, главное – процесс сгорания, описываются дифференциальными уравнениями, отражающими законы сохранения массы, энергии и др. В частности, такой подход позволяет сформулировать дифференциальное уравнение, описывающее действительное изменение температуры газов в цилиндре по углу поворота коленчатого вала [10]. Интегрирование проводится численным способом на ПК, что позволяет последовательно, в итеративном цикле, уточнять принятые в первоначальном варианте значения коэффициентов, повторяя расчёты до тех пор, пока предыдущие и последующие результаты приближений не будут достаточно точно повторяться и соответствовать тем интервалам, которые известны как среднестатистические для данного типа машин.

В результате тепловых расчётов определяется среднее индикаторное давление по формуле (4.1) и индикаторная мощность по формуле (4.2). Приведённые выше формулы позволяют рассчитать и все другие технико-экономические характеристики двигателя.

#### 4.4. Кинематика и динамика ДВС

ри проектировании ДВС обязательно проводятся кинематический и динамический анализ машины, результаты которого используются для выводов об уравновешенности машины, неравномерности вращения коленчатого вала и при расчётах на прочность и износостойчивость отдельных деталей конструкции. Результаты такого анализа необходимы и для расчётов крутильных колебаний, возникающих в системе двигатель – потребитель энергии.

Изобразим (см. рис. 4.11) расчётную схему кривошипно-шатунного механизма (КШМ), выделяя следующие характеристики: длина шатуна  $L$ , радиус кривошипа  $R$ , текущий ход поршня  $X$ , угловая скорость  $\omega = \pi n / 30$ , угол поворота кривошипа  $\alpha$ , угол наклона шатуна  $\beta$ . Выделим на схеме отдельными точками ВМТ (точка  $A$ ) и НМТ, подшипники  $B$ ,  $C_2$  и  $O$  и проведём вспомогательную линию  $C_1 - C_2$ .

Анализ будем вести для установившегося режима движения, считая  $\omega = \text{const}$ . При этом величина угла поворота коленвала определяется текущим временем  $\tau$ :  $\alpha = \omega\tau$ .

Текущий ход поршня найдётся как разность расстояний  $AO$  и  $BO$ :

$$X = (R + L) - (L \cos \beta + R \cos \alpha). \quad (4.3)$$

Отношение  $R/L$  является константой геометрического подобия КШМ, её принято обозначать через  $\lambda_k$ :  $\lambda_k = R/L$ . У современных конструкций эта величина изменяется в сравнительно узких пределах:  $\lambda_k = 0,24 \dots 0,31$ . Тогда формулу (4.3) можно представить так:

$$X = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} (1 - \cos \beta) \right], \quad (4.4)$$

Связь между  $\alpha$  и  $\beta$  можно найти, записав для отрезка  $C_1C_2$  равенство  $L \sin \beta = R \sin \alpha$  или  $\sin \beta = \lambda_k \sin \alpha$ . Заметим, что величина  $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \alpha}$  и формулу (4.4) перепишем так:

$$X = R \left[ (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda_k} \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \alpha} \right) \right]. \quad (4.5)$$

Для упрощения вычислений подкоренное выражение в этой формуле можно упростить, но при современном уровне использования вычислительной техники делать это нецелесообразно. Из формулы видно, задаваясь последовательно значениями угла  $\alpha$  от 0 до 360°, можно рассчитать зависимость  $X = f(\alpha)$  и представить её графически (см. рис. 4.12, на котором изображены также обе составляющие суммы, из которой состоит формула (4.4)).

Скорость поршня находим дифференцированием формулы (4.5):

$$w = \frac{dX}{d\tau} = \frac{dX}{d\alpha} \frac{d\alpha}{d\tau} = \frac{dX}{d\alpha} \omega = R\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta},$$

где  $\beta = \arccos \sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \alpha}$ .

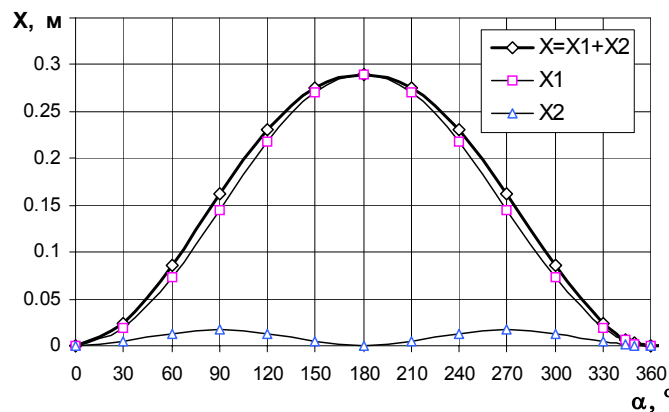


Рис. 4.12. Диаграмма хода поршня

Если разложить  $\sqrt{1 - \lambda_k^2 \sin^2 \alpha}$  в ряд и отбросить все члены, начиная с третьего, то получим

$$w = R\omega \left( \sin \alpha + \frac{\lambda_k}{2} \sin 2\alpha \right). \quad (4.6)$$

Максимальная скорость достигается при  $\alpha + \beta = 90^\circ$  и тогда

$$w_{\max} = R\omega \sqrt{1 + \lambda_k^2}.$$

Установлено, что отношение максимальной скорости поршня к его средней скорости у современных двигателей лежит в очень узких пределах:  $w_{\max} / w_{\text{п}} = 1,62 \dots 1,64$ , что позволяет достаточно жёстко увязать величины  $S$  и  $n$ , поскольку  $w_{\text{п}} = Sn / 30$  и  $S = 2R$ .

Дифференцируя (4.6) ещё раз по  $\tau$ , найдём ускорение поршня

$$j = R\omega^2 (\cos \alpha + \lambda_k \cos 2\alpha). \quad (4.7)$$

Графики зависимостей  $w = f(\alpha)$  и  $j = f(\alpha)$  приведены на рис. 4.13 и рис. 4.14. При этом, как это обычно принято, каждая из зависимостей представлена суммой двух гармоник первого и второго порядка (с угловыми частотами  $1/\alpha$  и  $1/2\alpha$ ).

В таком же ключе рассмотрим и кинематику шатуна. Он совершает сложное плоскопараллельное движение: верхняя головка вместе с поршнем движется возвратно-поступательно, а нижняя совершает круговое движение вместе с шатунной шейкой коленвала. В результате стержень шатуна качается относительно оси цилиндра и его угловое перемещение определяется величиной угла  $\beta$ :

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha). \quad (4.8)$$

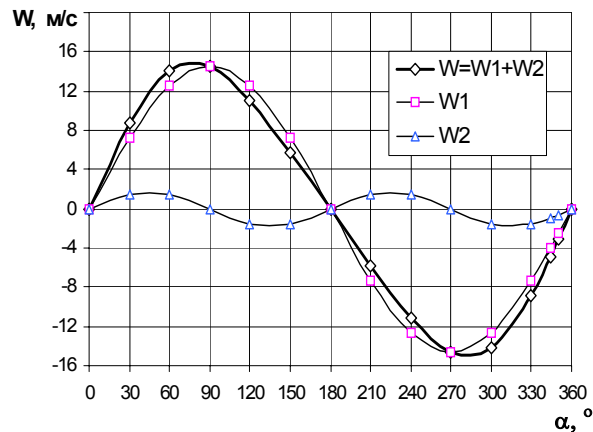


Рис. 4.13. Изменение скорости поршня

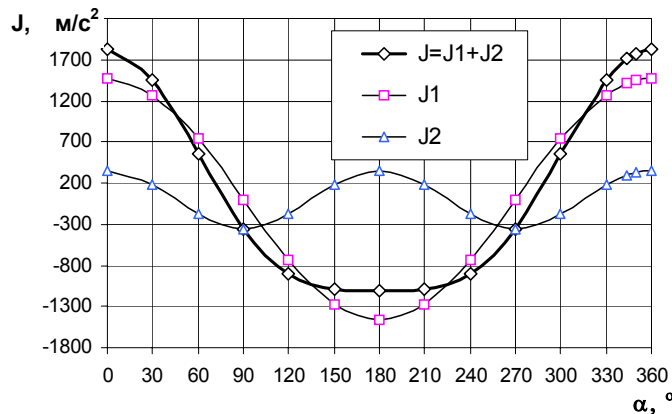


Рис. 4.14. Диаграмма ускорений поршня

График изменения угла  $\beta$  за один оборот коленчатого вала для одного из вариантов КШМ приведён на рис. 4.15. При  $\alpha = 90^\circ$  этот угол наибольший и при указанных ранее значениях  $\lambda_k$  составляет  $12 \dots 18^\circ$  ( $\beta_{\max} \approx 15^\circ$ ).

Если последовательно дифференцировать формулу (4.8) по времени, то получим выражения для угловой скорости и углового ускорения шатуна:

$$\omega_{\text{ш}} = \frac{d\beta}{dt} = \lambda_{\kappa} \omega \frac{\cos \alpha}{\cos \beta}; \quad \varepsilon_{\text{ш}} = \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\tau} = \omega \frac{d\omega_{\text{ш}}}{d\alpha}.$$

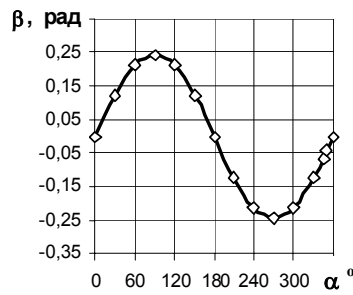


Рис. 4.15. Угол поворота стержня шатуна

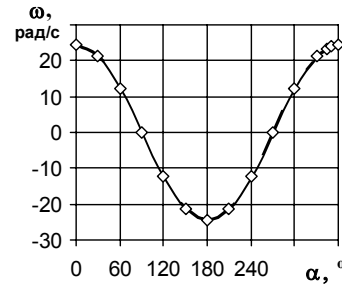


Рис. 4.16. Угловая скорость шатуна

Диаграммы изменения этих характеристик в зависимости от угла  $\alpha$  приведены на рис. 4.16 и 4.17.

Проведём теперь динамический анализ. При работе двигателя на поршень действуют сила давления газов  $F_{\Gamma}$  и сила инерции поступательно движущихся масс  $F_j$ . Будем считать, что обе они приложены в точке  $B$  (см. рис. 4.18).

Для динамического анализа важно знать, как силы изменяются по времени, а точнее – по  $\alpha$ . С силами инерции всё понятно, поскольку известно ускорение. Чтобы также представить и силы давления, расчётную индикаторную диаграмму перестраивают в координаты  $p - \alpha$ . В докомпьютерную эру для этого применяли графический способ с построением вспомогательного круга Брикаса. Теперь же для этого последовательно задают значениями угла поворота  $\alpha_i = \alpha_{i-1} + \Delta\alpha$ , ( $\alpha_{i-1} = 0$ ,  $\Delta\alpha = 5 \dots 20^\circ$ ) и рассчитывают для каждого  $\alpha$  значение  $X$ , находят объём газа при таком угле поворота  $V_{\alpha} = X \pi D^2 / 4$  и для этого объёма  $V_{\alpha}$  расчётами или по  $p-V$  диаграмме находят соответствующее давления  $p_{\alpha}$ . В итоге получаем развёрнутую по углу  $\alpha$  диаграмму давления газов на поршень  $p_{\Gamma} = f(\alpha)$ .

Сила давления  $F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \pi D^2 / 4$  действует на поршень и крышку цилиндра, жёстко связанную с остовом двигателя. От поршня через шатун и коленвал она передаётся на коренные подшипники коленвала и уравновешивается за счёт упругих деформаций остова или специальных анкерных связей. Эта сила не передаётся на опоры двигателя, она внутренне уравновешена.

Детальный анализ инерционных сил КШМ очень сложен, поскольку здесь мы имеем систему с распределёнными массами. Поэтому на практике используют более простые модели с условными сосредоточенными

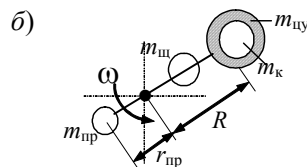
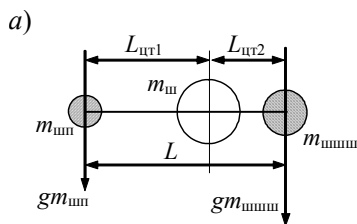


Рис. 4.19. Эквивалентные схемы:

а – шатуна;  
б – кривошипа коленвала

массами, если такое упрощение не приводит к заметным погрешностям. В частности, для шатуна применяется двухмассовая модель: условные массы сосредоточивают в тех точках, которые совершают более простое движение.

Условные схемы распределения масс шатуна и коленчатого вала приведены на рис. 4.19. Из рисунка следует, что действительная масса шатуна  $m_{\text{ш}}$  заменяется условной массой части шатуна, отнесённой к поршню  $m_{\text{шпн}}$  и массой, отнесённой к шатунной шейке коленвала  $m_{\text{шшшш}}$ , совершающей вместе с этой шейкой вращательное движение. При этом естественно, что

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{шпн}} + m_{\text{шшшш}},$$

а положение центра масс двухмассовой модели должно быть таким же, как у реального шатуна. Это условие будет выполняться, если одинаковы суммы моментов относительно любой точки условных масс и реальной массы.

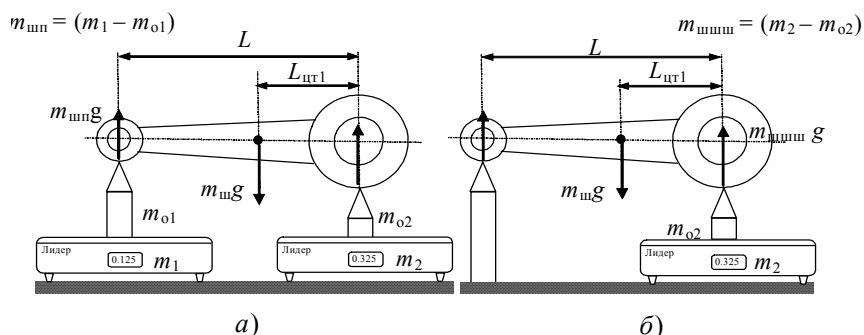
В соответствии с приведённым выше условием можно записать

$$gm_{\text{шпн}} L = gm_{\text{ш}} L_{\text{цт2}},$$

откуда находим

$$m_{\text{шпн}} = m_{\text{ш}} L_{\text{цт2}} / L \text{ и } m_{\text{шшшш}} = m_{\text{ш}} - m_{\text{шпн}}.$$

Массу  $m_{ш}$  определяют взвешиванием или расчётом по объёму шатуна и плотности металла, а положение центра тяжести – расчётом или после взвешивания на весах (как это показано на рис. 4.20) с определением сил веса, действующих на верхнюю  $gm_{шш}$  и нижнюю  $gm_{шшш}$  головки шатуна.



**Рис. 4.20. Варианты экспериментального определения условных масс шатуна:**  
 а – с двумя весами и опорами; б – с одними весами и опорами  
 Сила инерции поступательно движущихся деталей определяется их общей массой и ускорением:

$$F_j = -(m_n + m_{шш})j.$$

Центробежная сила, действующая на шатунную шейку коленчатого вала, зависит от приведённой массы в этой точке, радиуса  $R$  и угловой скорости коленвала:

$$F_{ц} = -m_{цш}R\omega^2.$$

Условная приведённая масса кривошипа  $m_{кр}$  складывается из масс шейки вала, щек и противовесов с учётом их радиусов вращения, а также условной массы  $m_{шшш}$ :

$$m_{цш} = m_{шшш} + 2m_{щ}r_{щ} / R - 2m_{пр}r_{пр} / R,$$

где  $r_{щ}$  и  $r_{пр}$  – расстояния от центра тяжести щеки или от центра тяжести противовеса до оси вращения, соответственно.

Все эти силы неуравновешенны и действуют на опоры машины. Силы инерции  $F_j$  действуют вверх–вниз, а центробежные силы  $F_{ц}$  имеют вектор, вращающийся со скоростью  $\omega$ . При  $\alpha = 90^\circ$  и  $\alpha = 270^\circ$  они действуют в горизонтальной плоскости, а при  $\alpha = 0^\circ$  и  $\alpha = 180^\circ$  направления их совпадают с направлением сил  $F_j$ . Поэтому ДВС всегда имеет массивный фундамент или устанавливается на тяжёлую и жесткую раму.

Как это видно из рис. 4.18, на поршневой палец действуют силы давления и силы инерции поступательно движущихся масс. Равнодействующая этих двух сил

$$F = F_r + F_j.$$

Силу  $F$  разложим по двум направлениям: сила  $K$  передаётся вдоль шатуна на шатунную шейку вала, а сила  $N$  воздействует на цилиндр двигателя, прижимая к нему поршень. При этом

$$N = F \operatorname{tg}\beta, \quad K = F / \cos\beta.$$

На шатунную шейку вала действует сила  $K$ , которую представим двумя слагаемыми: сила  $F_R$ , действующая вдоль радиуса кривошипа, и сила  $T$ , действующая перпендикулярно этому радиусу и создающая крутящий момент на валу. Заметим, что угол между осью шатуна и осью кривошипа равен  $360 - (\alpha + \beta)$ . Тогда угол между векторами  $K$  и  $F_R$  будет  $360 - [360 - (\alpha + \beta)] = \alpha + \beta$ . Значит,

$$T = K \sin(\alpha + \beta);$$

$$F_R = K \cos(\alpha + \beta).$$

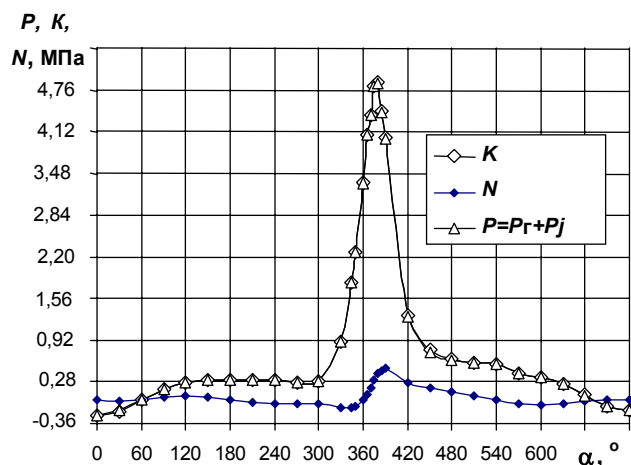


Рис. 4.21. Силы, действующие на единицу поверхности поршня

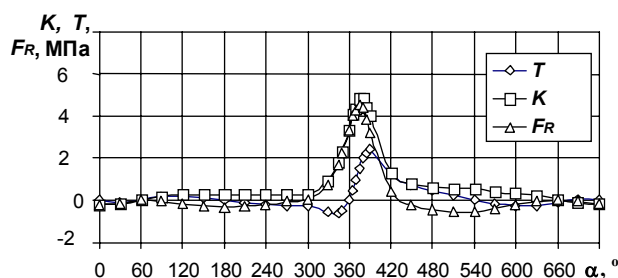


Рис. 4.22. Силы, отнесённые на единицу площади поршня и действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Расчётные диаграммы сил, действующих в КШМ для одного из двигателей приведены на рис. 4.21 и 4.22. Обычно при расчётах силы инерции и все другие силы относят на единицу площади поршня (пересчитывают в условные давления):

$$p_j = \frac{4F_j}{\pi D^2}, \quad p_{ц} = \frac{4F_{ц}}{\pi D^2} \text{ и т.д.}$$

Такая развёрнутая диаграмма для одного из двигателей, показывающая, как меняются силы, действующие на поршень, приведена на рис. 4.21. Поскольку рабочий цикл совершается за два оборота вала, эта диаграмма строится на интервале  $0 \dots 720^\circ$ . Диаграммы изменения сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала, представлены на рис. 4.22. Эти силы, особенно их максимальные и средние величины необходимы для расчётов на прочность деталей двигателя, расчётов уравновешенности машины, а также для определения степени неравномерности вращения коленвала. Полученные диаграммы сил позволяют выявить зоны на шейках коленчатого вала, где приведённые давления максимальны, а значит и наибольшие механические износы трущихся деталей [10].

#### 4.5. Конструктивные особенности поршневых ДВС

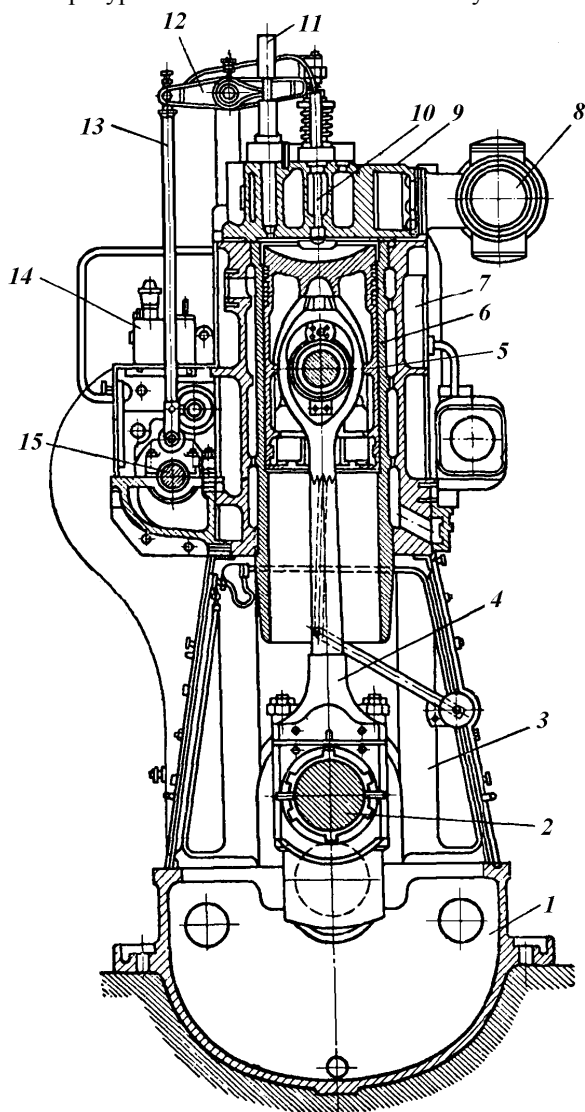
Конструктивное исполнение поршневого двигателя внутреннего сгорания определяется его назначением, номинальной мощностью, степенью форсировки и многими другими факторами. В качестве типичного примера рассмотрим устройство стационарного тихоходного четырёхтактного дизельного двигателя 6Ч-42,5/60 мощностью 550 кВт при скорости вращения вала 250 об/мин, который используется, как правило, для привода электрогенератора на мелких энергетических станциях отдельных производственных объектов, удалённых от источников централизованного энергоснабжения. Поперечный разрез этого дизеля показан на рис. 4.23, где отдельными позициями выделены основные детали машины.

На литой чугунной фундаментной раме установлены мощные картерные стойки, закрытые снаружи люками из листовой стали. На стойках располагается литой чугунный блок цилиндров, содержащий отверстия, в которые вставлены чугунные рабочие цилиндры. Это так называемые "мокрые" цилиндры с водяной рубашкой для охлаждения. В цилиндре находится поршень с уплотнительными и маслосъёмными (в нижней части юбки) кольцами, а сверху цилиндр закрыт крышкой цилиндра с клапанами, форсункой и каналами для циркуляции

охлаждающей воды. От поршня через шатун движение передаётся на коленчатый вал. Коленчатый вал лежит на коренных подшипниках. Шатун связан с поршнем при помощи поршневого пальца, а с коленвалом – разъемным шатунным подшипником с баббитовыми вкладышами и шатунными болтами.

Система водяного охлаждения двигателя кроме упомянутых каналов в крышках цилиндров и водяных рубашек включает подводящие и отводящие трубопроводы, сборные коллекторы и располагаемую вне производственного помещения градирню, где снимаемая от двигателя теплота отдаётся в окружающую среду. Циркуляция воды осуществляется с помощью циркуляционного насоса с собственным электроприводом.

По специальным сверлениям ко всем подшипникам коленвала с помощью масляного насоса подаётся смазочное масло. Из подшипников оно сливается в картер, служащий одновременно и маслосборником. По специальным телескопическим трубкам с шарнирным соединением смазочное масло подаётся к отверстиям в стержне шатуна и оттуда по сверлениям идёт на смазку подшипника верхней головки шатуна. Система смазки машины кроме шестерёнчатого масляного насоса и специальных трубопроводов содержит фильтры грубой и тонкой очистки, а также внешний масляный радиатор. Этот радиатор включается в период летних высоких температур, когда естественная конвекция от корпусных деталей машины не обеспечивает необходимой теплоотдачи для того, чтобы температура масла не повышалась выше установленного уровня (60...70 °С).



**Рис. 4.23. Дизель 6Ч – 42,5/60:**

1 – фундаментная рама; 2 – кривошипная шейка коленвала; 3 – стойка картерная; 4 – шатун; 5 – поршень; 6 – рабочий цилиндр; 7 – блок цилиндров; 8 – выпускной коллектор; 9 – крышка цилиндра; 10 – форсунка; 11 – пусковой клапан; 12 – коромысло всасывающего клапана; 13 – толкатель; 14 – топливный насос; 15 – распределительный вал

На переднем конце коленвала устроена зубчатая передача для привода кулачкового распределительного вала (у четырёхтактных машин этот вал вращается вдвое медленнее, чем коленвал). Кулачок распределительного вала через ролик давит на толкатель; толкатель – на коромысло; коромысло, сжимая клапанную пружину, в нужный момент открывает впускной (или выпускной) клапан.

Топливо из топливного бака с помощью подкачивающего насоса пропускается через топливный фильтр и оттуда идёт к топливным насосам высокого давления.

Топливные насосы высокого давления устанавливаются на каждый цилиндр. На распределительном валу для каждого топливного насоса имеются специальные кулачки. Эти кулачки перемещают подпружиненный плунжер, который, перемещаясь в прецизионной втулке, сжимает дизельное топливо до очень высокого давления (~ 20 МПа). При достижении такого давления открывается нагнетательный клапан, и топливо попадает в форсунку. Проходя через ряд очень малых отверстий, топливо впрыскивается в виде мельчайших капель (диаметром несколько десятков микрон) в камеру сгорания, образующуюся между крышкой цилиндра и вогнутым днищем поршня при положении его в верхней мёртвой точке.

При открытии выпускного клапана в конце рабочего хода дымовые газы через сборный ресивер направляются в выхлопную трубу.

Запуск двигателя осуществляется сжатым до давления 2 МПа воздухом из специального пускового баллона, откуда воздух попадает в рабочий цилиндр через автоматический пусковой клапан. Подача сжатого воздуха в пусковой клапан осуществляется при открытии золотника, действующего от специальных пусковых кулачков на распределительном валу. Необходимое давление в пусковом баллоне создаётся и поддерживается специальным поршневым компрессором.

От распределительного вала приводится во вращение и вал всережимного регулятора, обеспечивающего постоянство заданного числа оборотов при изменении внешней нагрузки на машину от максимально допустимой до холостого хода. При этом регулятор через систему тяг воздействует на регулируемую рейку топливного насоса высокого давления, изменяя тем самым количество впрыскиваемого в цилиндр топлива.

### Вопросы для самопроверки

1. Приведите классификацию поршневых ДВС по: способу смесеобразования и зажигания, организации рабочего процесса, назначению, числу оборотов, быстроходности, конструктивным особенностям, использованию тепла выхлопных газов.
2. Как устроены комбинированные ДВС?
3. Изобразите  $p-V$  диаграмму реального цикла современного четырёхтактного двигателя с воспламенением от сжатия и прокомментируйте отдельные процессы.
4. Изобразите  $p-V$  диаграмму цикла двухтактного дизельного двигателя и прокомментируйте каждый из процессов.
5. Расскажите об особенностях организации газообмена в двухтактных ДВС.
6. Какие безразмерные параметры принято применять для характеристики циклов поршневых ДВС? Что такое степень сжатия?
7. Чем ограничивается величина степени сжатия  $\varepsilon$  у карбюраторных двигателей?
8. Назовите интервал значений степени сжатия дизельных двигателей? Чем ограничен верхний предел  $\varepsilon$ ?
9. Что называют средним индикаторным давлением  $p_i$ ?
10. Что характеризует собой величина индикаторного КПД  $\eta_i$  поршневого ДВС?
11. Как определить эффективную мощность двигателя, если известно среднее индикаторное давление  $p_i$ ?
12. Что характеризует величина эффективного КПД  $\eta_e$  двигателя?
13. Как рассчитать размеры цилиндра и ход поршня ДВС?
14. Что называют удельным расходом топлива ДВС?
15. Что характеризует собой величина литровой мощности и весовой мощности ДВС?
16. Как определить средний крутящий момент ДВС, если известны мощность  $N_e$  и число оборотов  $n$ ?
17. Что называют скоростной характеристикой ДВС? Как её получают?
18. Что называют нагрузочной характеристикой ДВС? Как её получают?
19. Что называют регуляторной характеристикой ДВС? Как её получают?
20. Что характеризует коэффициент заполнения цилиндра ДВС?
21. Что учитывает коэффициент остаточных газов в ДВС?
22. Что учитывает коэффициент использования тепла в камере сгорания ДВС?
23. Что учитывает коэффициент молекулярного изменения рабочего тела при сгорании топлива в ДВС?
24. Изобразите график изменения хода поршня, его скорости и ускорения в зависимости от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$ .
25. Назовите все неуравновешенные силы и моменты, действующие в поршневом ДВС.
26. Назовите уравновешенные силы, действующие в поршневом ДВС.
27. Как можно уменьшить действие неуравновешенных центробежных сил в поршневых ДВС?
28. Как определяют центробежные силы в КШМ?
29. Как определяют вертикальные силы инерции в КШМ?
30. Как определить положение центра масс шатуна?
31. Почему возникает опрокидывающий момент при работе ДВС?
32. Чем вызвана необходимость установки ДВС на массивный фундамент?



33. Чем различаются "мокрый" и "сухой" цилиндры ДВС?
34. С какой угловой скоростью вращается кулачковый вал у четырёхтактного ДВС? А у двухтактного с прямоточно-клапанной продувкой?
35. Как осуществляется привод топливного насоса высокого давления у поршневых дизелей?
36. Под каким давлением дизельное топливо впрыскивается в камеру сгорания?
37. Опишите назначение и конструкцию маховика ДВС.
38. Для чего устраивается водяное охлаждение крышки цилиндра?
39. Каким образом дизельный двигатель запускается в работу?
40. Для чего и как устраивается водяное охлаждение ДВС?
41. Как организована смазка деталей ДВС?
42. Для чего применяют турбокомпрессоры и воздухоподогреватели в ДВС?

## 5. КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ

### 5.1. Назначение, принцип действия и классификация

Компримирующие машины – это машины для сжатия и перемещения газов. Машины противоположного назначения, призванные отсасывать газ и создавать разрежение в вакуумируемом объеме, называют вакуум-насосами.

Основными параметрами компримирующих машин являются: давления на входе  $p_{вх}$  и выходе  $p_{вых}$ , объемная подача (по параметрам всасывания)  $G$ , степень повышения давления  $\lambda = p_{вых} / p_{вх}$ , частота вращения вала  $n$  и потребляемая номинальная мощность  $N_c$ . Если  $\lambda < 1,15$ , то такие агрегаты называют вентиляторами. При сравнительно невысоких  $\lambda$  ( $\lambda \leq 2 \dots 3$ ) и отсутствии принудительного охлаждения, машины называют газодувками, а когда  $\lambda > 3$  – компрессорами.



**Рис. 5.2. Роторно-пластинчатый компрессор:**

1 – пластина; 2 – корпус;  
3 – ротор

**Рис. 5.1. Пароструйный компрессор:**

1 – входной патрубок; 2 – сопло; 3 – приёмная камера; 4 – камера смешивания;  
5 – конический диффузор

Сжимать газ можно разными приёмами. Поэтому по принципу действия компрессоры делят на три группы: объёмные, лопаточные и струйные. В первом случае сжатие происходит в результате уменьшения объёма газа. В лопаточных машинах к газу подводится энергия от вращающихся лопаток, заставляя его перемещаться в расширяющихся каналах. Как мы знаем из термодинамики потока, в таких каналах давление газа увеличивается [3]. В струйных аппаратах также сжатие протекает в диффузоре, а предварительный разгон его обеспечивается в результате подмешивания сжимаемого газа в поток другого газа, обладающего высоким давлением и протекающего по сопловой части устройства, где происходит разгон этого второго газа, а давление, соответственно, уменьшается. Схема пароструйного компрессора, позволяющего отсасывать воздух из деаэратора и подавать образующуюся смесь под давлением в охладитель-разделитель, приведена на рис. 5.1.

По конструктивным особенностям объёмные компрессоры подразделяют на поршневые, роторно-пластинчатые и винтовые, а лопатные – на осевые или центробежные.

Основы устройства, принцип работы и основы термодинамического расчёта поршневых компрессоров были изучены в курсе "Теоретические основы теплотехники" [3]. Более подробное знакомство с поршневыми компрессорами предстоит нам позже.

В роторно-пластинчатых компрессорах ротор с подпружиненными пластинами (см. рис. 5.2) вращается в цилиндрическом корпусе. Ротор установлен эксцентрично, так что при его движении объём между пластинами сначала увеличивается, обеспечивая всасывание, а затем уменьшается, в результате чего происходит сжатие и выталкивание. В винтовых компрессорах и воздухоподогревателях, основы устройства которых демонстрирует рис. 5.3, обычно установлено два вращающихся ротора с винтовыми выступами, по которым как по шнеку продвигается и сжимается газ. Что бы уменьшить утечки, зазоры между роторами делают минимальными.

С устройством лопаточного осевого компрессора мы немного познакомились при изучении ГТУ, а более подробное изучение ещё впереди.

Центробежный лопаточный компрессор (см. рис. 5.4) отличается тем, что здесь на валу устанавливается рабочее колесо с профилированными лопастями, направленными радиально. При вращении колеса центробежные силы заставляют газ двигаться от центра к периферии, сжимая его.

Из термодинамического анализа циклов компрессоров известно, что самым "экономичным" является процесс изотермического сжатия, так как работа на привод компрессора  $l_{пр}$  при изотермическом сжатии наименьшая. Это наглядно демонстрирует рис. 5.5, на котором показано графическое сопоставление идеальных (выталкивается 100 % всосанного газа) циклов компрессора при различной организации процесса сжатия: адиабатное (без внешнего теплообмена) сжатие, политропное и изотермическое сжатие. Из рисунка видно, что площадь цикла, определяющая работу за цикл, наименьшая именно при изотермическом сжатии.

Поэтому эффективность компрессорных циклов оценивают величиной изотермического КПД, показывающего, насколько близко цикл действительного компрессора приблизился к самому эффективному циклу:

$$\eta_{из} = l_{из} / l_{д}.$$

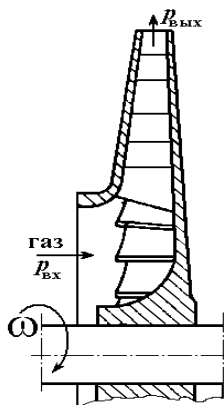


Рис. 5.4. Схема центробежного компрессора

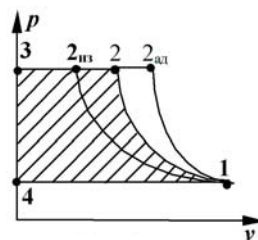


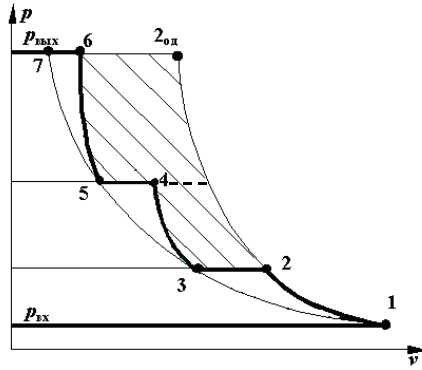
Рис. 5.5. Цикл идеального компрессора при различной организации процессов сжатия:

- 4-1 – всасывание газа;
- 1-2 – политропное сжатие;
- 2-3 – выталкивание газа

Здесь  $l_{из}$  и  $l_{д}$  – работа на привод компрессора при изотермическом сжатии и такая же работа в действительном цикле, где не удастся обеспечить полную изотермичность процесса сжатия даже при осуществлении принудительного охлаждения.

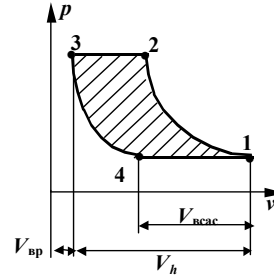
Степень повышения давления в компрессоре  $\lambda$  не может быть очень большой из-за многих причин: утечки, механическая и тепловая напряжённость, износ деталей и др. Поэтому для получения высоких давлений используются многоступенчатые компрессоры, у которых выход предыдущей ступени сжатия соединяют со входом последующей. Для повышения экономичности многоступенчатых компрессоров между ступенями сжатия, как правило, устанавливают промежуточные охладители, в которых газ охлаждают до начальной температуры. Индикаторная диаграмма идеального многоступенчатого компрессора приведена на рис. 5.6. Заштрихованная на диаграмме площадь отражает экономию работы на привод компрессора, получаемую за счёт промежуточного охлаждения.

В отдельных случаях, в частности у поршневых компрессоров, вытолкнуть весь сжатый газ не удастся, поскольку в цилиндре всегда остаётся некоторый (его называют "мёртвым") объём. При перемене направления движения поршня (от ВМТ к НМТ) оставшийся в цилиндре газ расширяется, совершая работу. При этом давление в цилиндре будет уменьшаться до тех пор, пока оно не станет меньше, чем давление на входе в компрессор. Тогда откроется автоматический всасывающий клапан и начнётся процесс заполнения цилиндра новой порцией газа. Такой цикл называют циклом реального компрессора. При некоторой идеализации действительных процессов он может быть представлен так, как это показано на рис. 5.7.



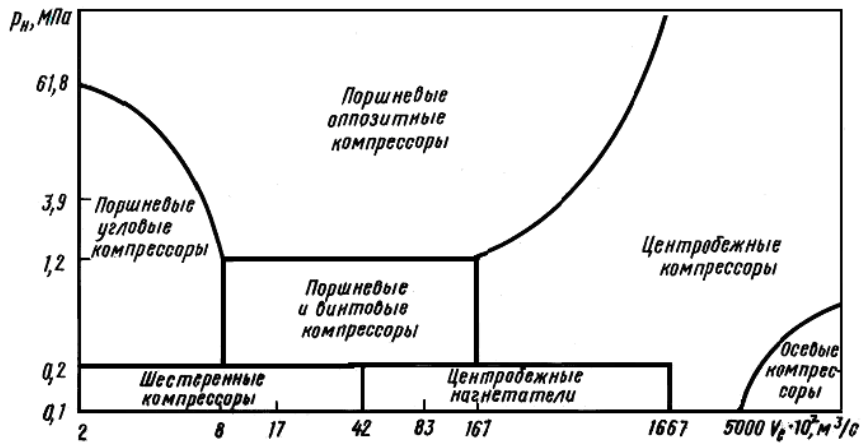
**Рис. 5.6. Многоступенчатое сжатие в компрессоре:**

1–2, 3–4, 5–6 – процессы политропного сжатия в отдельных ступенях; 2–3, 4–5 – процессы в промежуточных охладителях; 1–2<sub>ол</sub> – процесс сжатия до конечного давления без промежуточного охлаждения; 1–3–5–7 – условная изотерма



**Рис. 5.7. Индикаторная диаграмма реального компрессора:**

1–2 – сжатие;  
2–3 – выталкивание;  
3–4 – обратное расширение; 4–1 – всасывание



**Рис. 5.8. Области применения компрессоров**

Разные типы компрессоров имеют разные технико-экономические характеристики, чем и определяется их использование. Области применения разных типов этих машин в зависимости от давления сжатия  $p_{\text{вых}}$  и объемной подачи  $G$  показаны на рис. 5.8.

## 5.2. Осевые компрессоры

же говорилось, что осевой компрессор – это как бы обращенная осевая турбина. Здесь с помощью рабочих лопаток на вращающемся валу машины газ разгоняется до высокой скорости, а затем входит в неподвижный направляющий аппарат, где его кинетическая энергия трансформируется в энергию давления при резком торможении. Проходное сечение и лопаточных решёток и каналов направляющего аппарата по ходу движения газа увеличивается (диффузор), поэтому и растет давление газа.

По особенностям сжатия газа ступени компрессора также делят на активные и реактивные. Если повышение давления происходит только в межлопаточных каналах рабочего колеса, а направляющий аппарат служит только для измерения направления потока, то такую ступень называют реактивной (степень реактивности  $\Omega = 1,0$ ). Такие условия создаются при несимметричных лопатках в рабочем и направляющем венцах. Однако чаще всего применяются симметричные лопаточные профили (см. рис. 5.9), поскольку это упрощает конструкцию машины, обеспечивая такое же, как в рабочем колесе, повышение давления и при течении газа через лопатки направляющего аппарата. Степень реактивности таких компрессоров  $\Omega = 0,5$ .

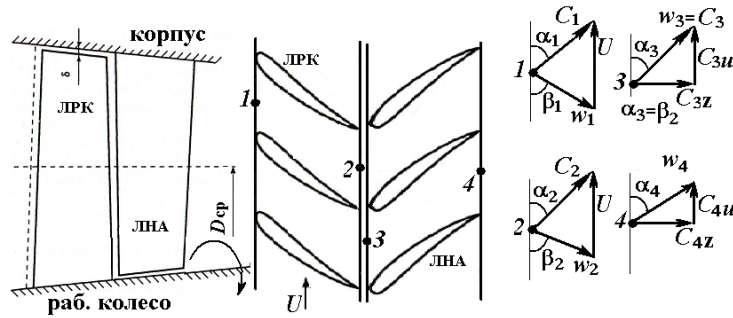


Рис. 5.9. Схема рабочих решёток осевого компрессора и треугольники скоростей

Из лопаток направляющего аппарата газ попадает на рабочие лопатки с относительной скоростью  $w_1$  и получает переносную скорость  $U$ . Тогда абсолютная скорость на входе определяется векторной суммой  $\vec{C}_1 = \vec{w}_1 + \vec{U}$ . При  $\Omega = 0,5$  получается, что  $\alpha_1 = \beta_2$ ,  $\alpha_2 = \beta_1$ , и тогда  $w_1 = C_{2пр}$ ,  $w_2 = C_1$ . Величина абсолютной скорости  $C_1$  определяется из треугольника скоростей по теореме косинусов. При этом

$$\Delta h_{рл} = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2}, \quad \Delta h_{на} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2}$$

и

$$\Delta h_{рл} = \Delta h_{на}.$$

На  $h-s$  диаграмме процесс сжатия будет изображаться так, как показано это на рис. 5.10.

Как и в турбинах, внутренние потери, связанные с необратимостью процесса сжатия, в компрессорах учитываются значением внутреннего КПД  $\eta_i = l_d / l_t$  ( $l_d$  и  $l_t$  – действительная и теоретическая работы на привод машины). Работа, подводимая к валу, в каждой ступени идёт на сжатие и проталкивание газа и на повышение его кинетической энергии. Если сжатие политропное, то работа на привод будет

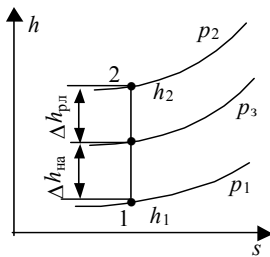


Рис. 5.10.  $h-s$  диаграмма процесса сжатия в компрессоре при  $\Omega = 0,5$

$$l_{пол} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left( \lambda^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) + \frac{C_3^2 - C_1^2}{2}.$$

Отношение  $l_d / l_{пол}$  называют внутренним политропным КПД;  $\eta_{ин} = l_d / l_{пол}$ . Если процесс адиабатный, то  $n = k$  и КПД называют внутренним адиабатным. Его величина  $\eta_{ia} = 0,85 \dots 0,95$ . На рис. 5.11 приведена  $h-s$  диаграмма при политропном сжатии в ступени.

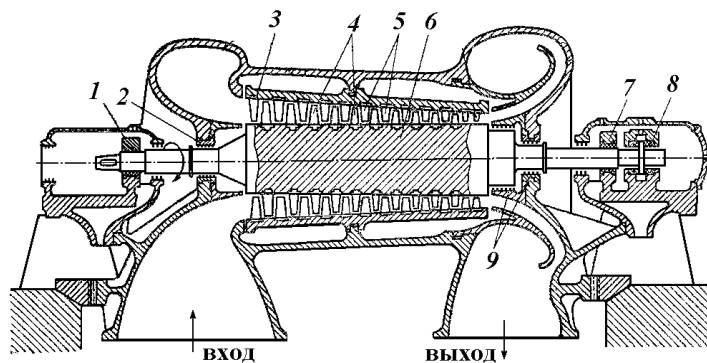
Степень повышения давления  $\lambda$  в одной ступени осевого компрессора не может быть большой ( $\lambda = 1,2 \dots 1,4$ ), поэтому осевые компрессоры всегда многоступенчатые. Теоретически выгодно величину  $\lambda$  делать одинаковой для всех ступеней, но на практике по ходу потока это отношение несколько увеличивают (~ на 10...15%).

Чаще всего диаметр вала или втулки  $d_{вт}$  с рабочими лопатками не меняется, а диаметр корпуса  $d_k$  по ходу потока уменьшается. Отношение  $d_{вт} / d_k$  называют втулочным отношением  $v = d_{вт} / d_k$ . Для первых ступеней  $v = 0,5 \dots 0,8$ , а для последних  $v = 0,7 \dots 0,9$ .

Возможна и другая компоновка, когда диаметр корпуса постоянный, а диаметр втулки, на которой крепятся рабочие лопатки, увеличивается.

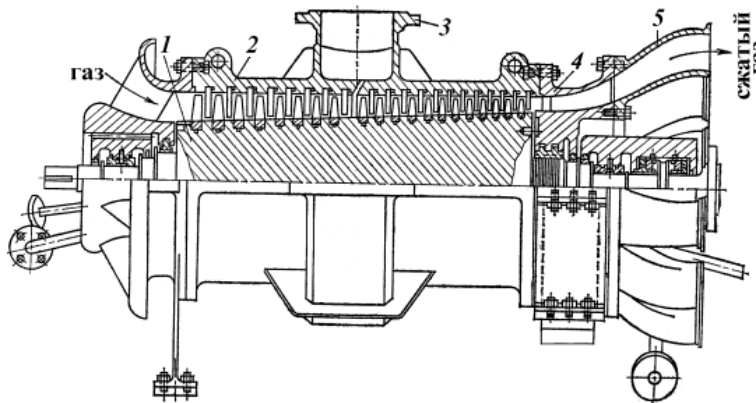
Обычно рабочие лопатки крепятся на втулке с помощью хвостовика с углублениями. Направляющие лопатки крепятся к специальной втулке, а та – к корпусу компрессора. Снаружи часто посажен бандаж.

Общее устройство двух осевых компрессоров приведено на рис. 5.12 и 5.13. Первый из них имеет литой чугунный корпус со специальной полостью, по которой циркулирует охлаждающая вода. Второй имеет промежуточный отвод сжимаемого газа. Остальные особенности выделены сносками и соответствующей расшифровкой в подрисуночных надписях.



**Рис. 5.12. Устройство осевого компрессора:**

1, 7 – опорные подшипники; 2, 9 – лабиринтные уплотнения; 3, 5 – направляющие лопатки; 4 – рабочие лопатки; 6 – ротор; 8 – упорный подшипник



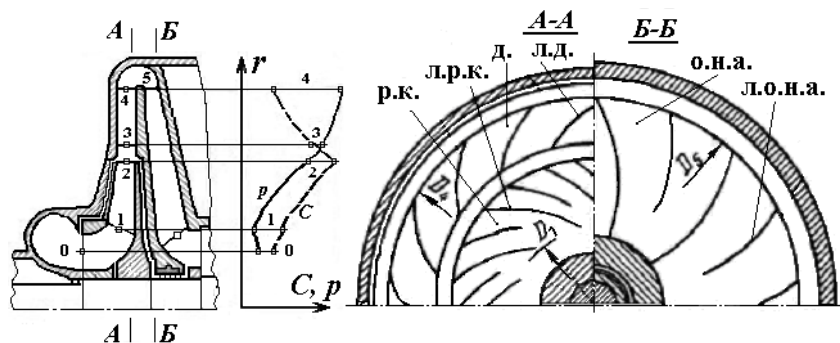
**Рис. 5.13. Общий вид (с разрезом) осевого компрессора с промежуточным отбором газа:**

1 – ротор; 2 – корпус; 3 – фланец отбора газа; 4 – уплотняющее устройство; 5 – выходной диффузор

### 5.3. Устройство и рабочий процесс центробежных компрессоров

ак уже отмечалось, у центробежных компрессоров разгон, последующее сжатие и проталкивание газа К осуществляется под действием центробежных сил, возникающих в результате вращения рабочего колеса с радиальными лопатками.

Схема, наглядно иллюстрирующая особенности устройства и принцип работы одной ступени центробежного компрессора, приведена на рис. 5.14. Газ из расположенной вблизи от оси вращения камеры всасывания засасывается в рабочее колесо, попадает в его межлопаточные каналы и центробежными силами проталкивается через эти каналы на выход из колеса.



**Рис. 5.14. Устройство одной ступени центробежного компрессора**

При таком движении на газ действует постоянно увеличивающаяся центробежная сила  $J_{цб} = m_r r \omega^2$ , где  $m_r$  – масса некоторого объема газа, перемещающегося в канале;  $r$  – текущее значение радиуса вращения;  $\omega$  – угловая скорость вращения. Под действием этой силы происходит разгон газа (на графике  $C, p = f(r)$  линия 0–С–2)). Из

термодинамики потока мы знаем, что при разгоне потока давление газа уменьшается. Но, как это видно из рисунка, лопаточные каналы рабочего колеса имеют расширяющуюся форму, а это приводит к увеличению давления. Суммарный эффект этих двух влияний приводит к повышению давления, так что на выходе из рабочего колеса абсолютная скорость газа становится максимальной, а давление его повышается (линия 1–р–3 графика).

Из рабочего колеса газ попадает в неподвижный лопаточный диффузор, где происходит его торможение при соответствующем увеличении давления (верхняя часть упомянутого графика). Далее поток в обратном направлении поворачивается снова к оси вала и там проходит по межлопаточным каналам с увеличивающимся сечением. Подчеркнём при этом, что ширина каналов уменьшается по конструктивным ограничениям, но одновременно увеличивается поперечное сечение канала, и поэтому давление газа продолжает увеличиваться. После сжатия в предыдущей ступени газ направляется в камеру всасывания следующей ступени компрессора.

На последней ступени сразу за лопаточным диффузором (или без него) устанавливается спиральная камера (по другому – сборная улитка), откуда газ подаётся в оконечный охладитель и далее – потребителю (см. рис. 5.15). Проходное сечение улитки  $F_r$  назначается в зависимости от угла  $\theta$  так, чтобы обеспечивалось постоянство средней скорости газа в этом сечении при любом  $\theta$ . Угол раскрытия камеры  $\gamma$  принимается достаточно большим: 50...60°.

Чтобы понять, почему направления рабочих и лопаток диффузора имеют противоположную изогнутость, рассмотрим треугольники скоростей на входе и выходе рабочего колеса, представленные на рис. 5.16.

Из камеры всасывания газ попадает в лопаточный канал рабочего колеса со сравнительно небольшой относительной скоростью  $w_1 = 20...50$  м/с, направленной перпендикулярно входному сечению. При вращении колеса газ приобретает переносную скорость  $U_1$ , направленную перпендикулярно радиусу, проведённому через точку 1:

$$U_1 = R_1\omega = \frac{R_1\pi n}{30}.$$

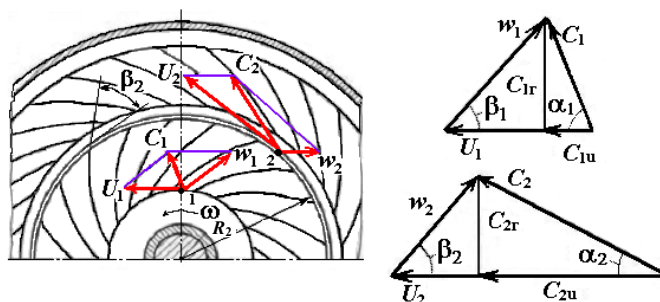


Рис. 5.16. Треугольники скоростей в рабочем колесе центробежного компрессора

Векторная сумма двух названных скоростей позволяет найти абсолютную скорость газа во входном сечении  $C_1$ . Величина угла  $\beta_1$  из конструктивных соображений обычно принимается порядка 50...70°. Величина угла зависит от числа рабочих лопаток  $z$ ; обычно  $z = 18...32$  [11, 19]. По теореме косинусов легко найти величину вектора  $C_1$ , а после этого из равенства  $w_1\sin\beta_1 = C_1\sin\alpha_1$  найти и угол  $\alpha_1$ .

Поскольку при установившемся режиме массовый расход газа при течении в лопаточном канале остаётся неизменным, то, записав уравнение неразрывности  $F_1w_1\rho_1 = F_2w_2\rho_2$  и учитывая, что с достаточной точностью  $\rho_1 \approx \rho_2$ , найдем величину  $w_2$ . Переносная скорость на выходе из колеса  $U_2$  будет во столько раз больше, во сколько раз  $R_2 > R_1$ . Описанным выше способом легко рассчитывают величины векторов  $U_2$  и  $C_2$  и угол  $\alpha_2$ , поскольку, как и у других турбомашин,  $\beta_2 \approx \beta_1 + 5^\circ$ .

Рассмотрим подробнее газодинамические особенности процесса течения в рабочем колесе с тем, чтобы выявить важнейшие теоретические соотношения, необходимые для расчётов центробежных машин. Для этого идеализируя реальную картину, будем считать, что толщина лопаток нулевая и таких лопаток бесконечное множество. Это означает, что по поверхности рабочего колеса от центра, где находится постоянно действующий источник, к наружному диаметру, служащему стоком, протекает множество ламинарных элементарных струек, образующих плоское двумерное течение. В процессе течения, несмотря на некоторое повышение давления, плотность газа  $\rho$  изменяется мало и поэтому можно считать, что за элементарно малый промежуток времени  $dt$  изменение её будет второго порядка малости, так что в этом случае  $\rho = \text{const}$ .

Обозначив объёмный расход через все элементарные струйки через  $G$  и подчеркнув, что при установившемся режиме эта величина остаётся постоянной по времени, применим к такому теоретическому потоку известную теорему механики об изменении момента количества движения (оно равно импульсу момента внешних сил).

Масса, протекающая за время  $d\tau$ , будет определяться выражением  $m = G\rho d\tau$ . Количество движения на входе в колесо (при  $R = R_1$ ) будет определяться произведением  $mC_1$ , а момент количества движения относительно оси вращения – произведением  $mC_1L_1$ , где  $L_1$  – плечо действия количества движения или плечо скорости  $C_1$ . Из рисунка 5.16 легко понять, что  $L_1 = D_1 / 2\cos\alpha_1$ . Совершенно аналогичные рассуждения можно провести и для выходного сечения колеса.

Таким образом, названная выше теорема с учётом приведённых выражений может быть записана так:

$$G\rho d\tau C_2 D_2 / 2\cos\alpha_2 - G\rho d\tau C_1 D_1 / 2\cos\alpha_1 = M_{\text{пр.т}} d\tau, \quad (5.4)$$

где  $M_{\text{пр.т}}$  – крутящий момент, приложенный к рабочему колесу, т.е. крутящий момент, теоретически необходимый для привода рассматриваемой ступени компрессора.

После сокращения на  $d\tau$  из формулы (5.4) находим величину  $M_{\text{пр.т}}$ , замечая предварительно, что  $C_2\cos\alpha_2 = C_{2u}$  и  $C_1\cos\alpha_1 = C_{1u}$ :

$$M_{\text{пр.т}} = G\rho (D_2 / 2C_{2u} - D_1 / 2C_{1u}).$$

Мощность на привод ступени  $N_{\text{ст.т}}$  определится произведением крутящего момента на угловую скорость  $\omega$ :

$$N_{\text{ст.т}} = M_{\text{пр.т}} \omega = G\rho (D_2 / 2C_{2u} - D_1 / 2C_{1u}) \omega.$$

Мы знаем, что  $D_2 / 2\omega = U_2$  и  $D_1 / 2\omega = U_1$ , поэтому предыдущую формулу перепишем так:

$$N_{\text{ст.т}} = G\rho (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}). \quad (5.5)$$

С другой стороны, эту же мощность  $N_{\text{ст.т}}$  можно определить произведением массового расхода  $G\rho$  на удельную работу на привод компрессора:

$$N_{\text{ст.т}} = G\rho l_{\text{пр.т}}. \quad (5.6)$$

Из сопоставления формул (5.5) и (5.6) получаем

$$l_{\text{пр.т}} = (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}). \quad (5.7)$$

Изучая термодинамику потока, мы показали, что техническая работа (в нашем случае это  $l_{\text{пр}}$ ) равна располагаемой работе

$$l_{\text{пр.т}} = l_{\text{рас}} = \int_0^p v dp = \int_0^p \frac{dp}{\rho}.$$

После интегрирования с учётом принятого упрощения ( $\rho = \text{const}$ ) находим

$$l_{\text{пр.т}} = p / \rho.$$

С учётом этого из формулы (5.7) можно получить

$$p = \rho (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}). \quad (5.8)$$

Формулы (5.7) и (5.8) принято называть формулами Эйлера, отмечая тот существенный вклад, который был сделан этим великим учёным в области гидрогазодинамики, включая и решение рассмотренной нами проблемы.

Продолжим теоретический анализ течения. Для этого выделим мысленно в канале рабочего колеса элементарно малый объём и запишем для него известное выражение первого закона термодинамики для потока газа в тепловой форме [3]:

$$dh = -CdC \pm dl_{\text{тех}} + dq_{\text{нар}}.$$

Пренебрегая внешним теплообменом ( $dq_{\text{нар}} = 0$ ), проинтегрируем это уравнение:

$$\int_{h_1}^{h_2} dh = - \int_{C_1}^{C_2} CdC - \int_0^{-l_{\text{пр.т}}} dl_{\text{тех}}.$$

После интегрирования получаем

$$(h_2 - h_1) = \left( \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2} \right) + l_{\text{пр.т.}} \quad (5.9)$$

Для идеального газа  $h = c_p T$ , и тогда с учетом (5.7) формулу (5.9) перепишем так:

$$c_p(T_2 - T_1) = \left( \frac{C_1^2}{2} - \frac{C_2^2}{2} \right) + (U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}),$$

откуда находим

$$T_2 = T_1 + \frac{1}{2c_p} [C_1^2 - C_2^2 + 2(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})]$$

или, разделив всё на  $T_1$ ,

$$\frac{T_2}{T_1} = 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [C_1^2 - C_2^2 + 2(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})]. \quad (5.10)$$

Для адиабатных процессов известна следующая связь между параметрами, полученная при термодинамическом анализе процесса [3]:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}},$$

откуда

$$p_2 = p_1 \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Заменяя здесь отношение температур по формуле (5.10), находим давление на выходе из рабочего колеса:

$$p_2 = p_1 \left\{ 1 + \frac{1}{2c_p T_1} [C_1^2 - C_2^2 + 2(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u})] \right\}^{\frac{k}{k-1}}. \quad (5.11)$$

Напомним, что во всех приведённых выше соотношениях  $k$  – показатель адиабаты сжимаемого газа.

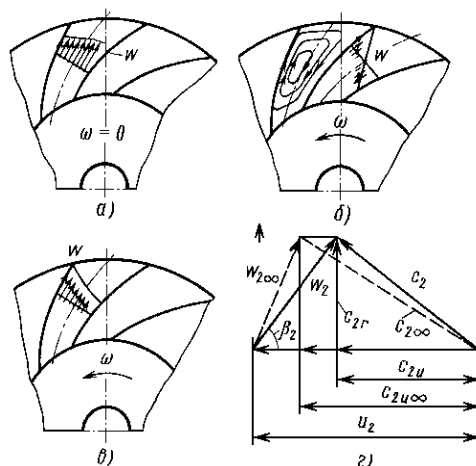
Реальный процесс протекает необратимо и проходит политропно с показателем близким к показателю адиабаты ( $n \approx k$ ,  $n = 1,35 \dots 1,45$ ). Действительное давление будет естественно меньше из-за внутренних и внешних потерь. Как уже говорилось, такие потери учитываются величиной внутреннего адиабатического  $\eta_{ia}$  или политропного КПД  $\eta_{ин.}$  У центробежных компрессоров  $\eta_{ia} = 0,8 \dots 0,9$ .

В практических расчетах формулу (5.11) используют редко, а на её основе находят повышение давления  $p_2 - p_1$  и выражают его в метрах водяного столба, получая напор  $H$  (с этим понятием подробнее познакомимся при изучении насосов):

$$H_{\text{теор}} = 0,5 \left[ (U_2^2 - U_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (C_2^2 - C_1^2) \right].$$

Сумму  $(U_2^2 - U_1^2) + (w_1^2 - w_2^2)$  называют статическим напором  $H_{\text{ст.}}$ , а величину  $(C_2^2 - C_1^2)$  динамическим  $H_{\text{дин.}}$ . Отношение статического напора к полному называют степенью реактивности ступени  $\Omega$ . Обычно  $\Omega = 0,6 \dots 0,7$ . Все эти выводы получены для сплошного радиального потока (как будто у колеса нет лопаток). В действительности поток разделён на части рабочими лопатками. В каждом межлопаточном канале из-за трения возникает перераспределение скоростей с образованием вихревых токов, что естественно приводит к затратам части подводимой энергии и уменьшает реальный напор. На рисунке 5.17 приведено сопоставление особенностей течения в лопаточном канале в разных ситуациях, включая и ту, которая возникает при работе реальной машины. При расчётах влияние вихревых токов учитывают особым коэффициентом циркуляции  $\mu_{ц.}$ , характеризующим собой отношение действительных и теоретических значений проекций вектора  $C$  на направление переносной скорости  $U$ :  $\mu_{ц.} = C_{2U} / C_{2U_{\text{теор.}}}$ . Для хорошо отработанных при доводке машины колёс  $\mu_{ц.} = 0,85 \dots 0,95$ .





**Рис. 5.17. Схемы движения газа в канале рабочего колеса центробежного компрессора:**

*a* – при неподвижном колесе; *б* – в закрытом канале; *в* – в действительности; *г* – теоретические и действительные треугольники скоростей

Работа на привод адиабатного компрессора, как это показано ранее, равна

$$l_{\text{пр.ад}} = \frac{k}{k-1} RT_1 (\lambda^{k-1} - 1).$$

Действительная работа, учитывающая потери подводимой энергии, конечно же больше

$$l_{\text{д}} = \frac{l_{\text{пр.ад}}}{\eta_{\text{ia}} \eta_{\text{м}}},$$

где  $\eta_{\text{ia}}$  и  $\eta_{\text{м}}$  – внутренний адиабатный и механический КПД, соответственно.

Мощность на привод компрессора

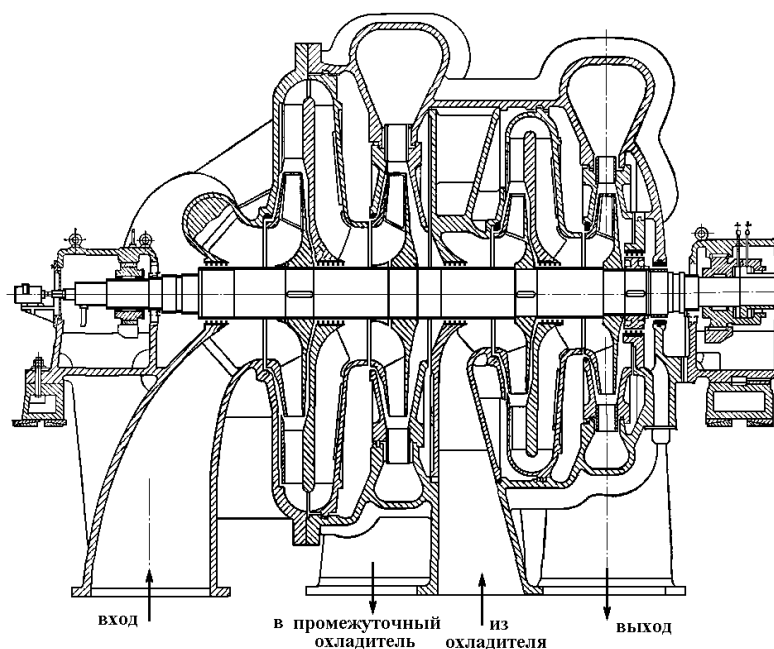
$$N_{\text{пр}} = M l_{\text{д}},$$

где  $M$  – массовый расход газа в кг/с.

Число оборотов вала  $n$  определяют, ориентируясь на число оборотов приводного двигателя или задаваясь переносной скоростью  $U_2 = 150 \dots 250$  м/с. Тогда наружный диаметр колеса  $D_2 = \frac{60u_2}{\pi n}$ . Количество лопастей  $z_{\text{лр}}$  рабочего колеса обычно принимается в пределах 16...32. Число лопаток диффузора  $z_{\text{лд}}$  обычно несколько меньше:  $z_{\text{лд}} = 18 \dots 28$ . Как правило, форма лопатки очерчивается дугой окружности.

#### 5.4. Конструктивные особенности центробежных компрессоров

ти особенности рассмотрим на примере доменного компрессора К-3250-41-2 (максимальная подача  $G = \text{Э } 3250 \text{ м}^3/\text{ч}$ , давление на выходе  $p_2 = 0,41$  МПа, число оборотов  $n = 2500 \dots 3400$  об/мин) [11]. Устройство этого компрессора показано на рис. 5.18, где мы видим четыре рабочих колеса, диаметр которых уменьшается по мере повышения давления. Колёса эти жёстко посажены на ведущий вал и вращаются вместе с ним. Из рабочих колёс газ выталкивается в неподвижные лопаточные диффузоры.

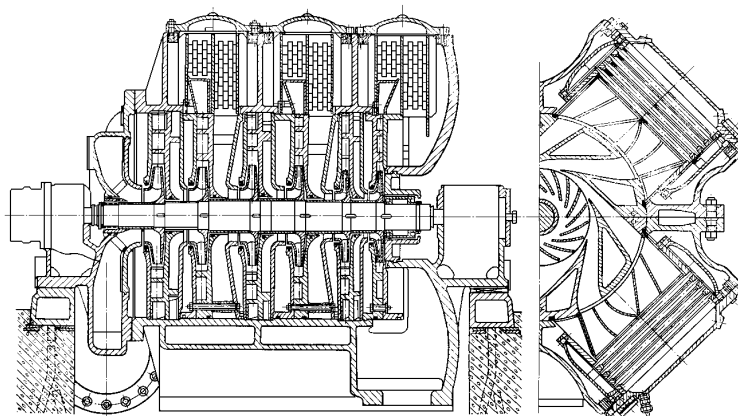


**Рис. 5.18. Четырёхступенчатый центробежный компрессор**

Воздух всасывается через входное устройство и последовательно сжимается в двух ступенях с рабочими колесами одинакового диаметра и собирается в первой сборной улитке. Отсюда через выходной патрубок газ направляется в межступенчатый промежуточный охладитель (на рисунке не показан). После охлаждения воздух поступает во входное устройство второй секции. Там он сжимается в третьей и четвертой ступенях компрессора с рабочими колесами меньшего диаметра. За рабочими колесами также установлены лопаточные диффузоры. На выходе из последней ступени установлена вторая сборная улитка и соответствующий выходной патрубок с фланцем для присоединения выходного трубопровода, подающего воздух потребителю.

Вал компрессора сплошной, цельный, покоится на двух подшипниках качения (из них правый – опорно-упорный). Для уменьшения утечек между валом и литым разъемным корпусом устроены лабиринтные уплотнения. Установленный на валу слева масляный насос через сверления в валу подаёт масло в подшипники, устанавливаемые на мощных фундаментных опорах. На правом конце вала установлена шестерня, которая соединяется с шестерней приводного редуктора.

На рисунке 5.19 приведён другой компрессор, отличительной особенностью которого являются встроенные промежуточные охладители (по четыре охладителя на каждой ступени). Это трубчатые охладители с наштампованным оребрением (как автомобильные радиаторы), у которых внутри трубок циркулирует охлаждающая вода, а сжатый в рабочем колесе и неподвижном диффузоре газ проходит между трубками, меняя своё направление с центробежного на центростремительное и попадая во входное устройство следующей ступени. В отличие от предыдущей конструкции здесь используются рабочие колёса одинакового диаметра, что упрощает и удешевляет машину.



**Рис. 5.19. Центробежный компрессор со встроенными промежуточными охладителями**

## 5.5. Поршневые компрессоры

основами устройства и принципом действия поршневых компрессоров мы познакомились в разделе С "Термодинамика" курса "Теоретические основы теплотехники". Чтобы напомнить принцип действия таких компрессоров, на рис. 5.20 приведена схема, отражающая основы устройства таких машин. Как это видно из рисунка, здесь в рабочем цилиндре с помощью кривошипно-шатунного механизма поршень совершает возвратно-поступательное движение от верхней мёртвой точки (ВМТ) к нижней (НМТ). Цикл идеализированного реального компрессора, включая характеристику каждого протекающего в нём процесса, нами был рассмотрен ранее. Поэтому стоит обратить внимание на то, как протекают и чем отличаются действительные процессы при работе поршневого компрессора от идеализированных, по которым проводятся термодинамические расчёты.

В реальной машине и всасывающий, и выпускной клапаны обладают определённой массой и инерционностью, из-за чего открытие их происходит не плавно, а с некоторыми колебаниями относительно среднего положения: проходное сечение при этом то увеличивается, то уменьшается, изменяя расход газа, его скорость и давление. В результате начало процесса всасывания проходит при несколько меньшем давлении, чем основная часть процесса и давление на этой стадии процесса имеет колебательный характер. Однако достаточно быстро (через 1–2 колебания) амплитуда колебаний сглаживается и процесс меняет характер. При течении через клапаны газ дросселируется, преодолевая определённое гидравлическое сопротивление  $\Delta p_{\text{вс}}$ . Поэтому во время всасывания давление в цилиндре на величину  $\Delta p_{\text{вс}}$  меньше, чем давление на входе во всасывающий патрубок (сюда же входит и сопротивление воздушного фильтра). Скорость поршня во время хода всасывания меняется от нуля до  $w_{\text{max}}$  и опять до нуля. Поэтому меняется и расход, и скорость газа во всасывающем тракте, следовательно, меняется и величина гидравлического сопротивления всасывающей магистрали

$$\Delta p_{\text{вс}} = \lambda \frac{\rho w^2}{2},$$

где  $\lambda$  – коэффициент внутреннего трения.

Разгоняясь на первой фазе всасывания, газ начинает тормозиться в конце хода поршня, и это увеличивает давление в конце всасывания. В нижней мёртвой точке (НМТ) поршень меняет направление движения, рабочий объём цилиндра при этом уменьшается, и давление газа начинает увеличиваться. В точке  $a'$  (см. рис. 5.21), когда давление газа станет больше, чем входное, всасывающий клапан закрывается, также совершая несколько колебаний. Поэтому возможно некоторое вытекание газа во всасывающую магистраль  $\Delta V_{\text{вс1}}$ , уменьшающее объём всасывания.

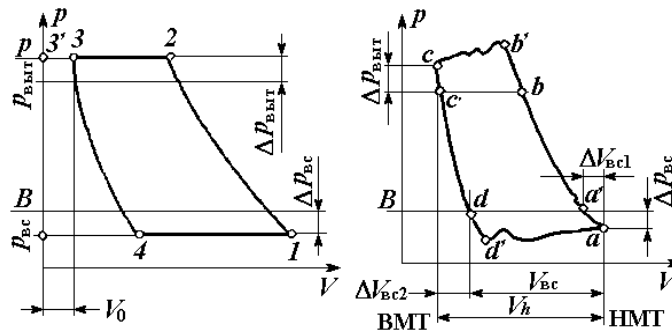


Рис. 5.21. Идеализированная и действительная индикаторные диаграммы реального поршневого компрессора

Далее при закрытых клапанах происходит сжатие газа. И когда давление в цилиндре превысит сумму давления выталкивания и гидравлического сопротивления выпускного тракта  $\Delta p_{\text{выт}}$  (точка  $b'$ ), при открывшемся выпускном клапане газ выталкивается из цилиндра. При этом также возникают колебания клапана, а значит и колебания скорости и давления газа.

В ВМТ поршень меняет направление, и объём  $V$  начинает увеличиваться. При этом резко уменьшается давление, и в точке  $c'$  происходит закрытие выпускного клапана. Далее происходит обратное расширение сжатого газа от точки  $c'$  до точки  $d$ , вызывая потерю всасываемого объёма на величину  $\Delta V_{\text{вс2}}$ .

В обычных технических расчётах процессы сжатия и расширения заменяют осреднёнными политропами с показателями  $n_1 \approx 1,35$  и  $n_2 \approx 1,25$ . Значение  $n_2$  рекомендуется рассчитывать по формуле [11]:

$$n_2 = 1 + A(K - 1),$$

где  $A = 0,5$  при  $p_{\text{вс}} < 0,15$  МПа;  $A = 0,62$  при  $p_{\text{вс}} = 0,15 \dots 0,4$  МПа;  $A = 0,75$  при  $p_{\text{вс}} \geq 0,4 \dots 1,0$  МПа;  $A = 0,88$  при  $p_{\text{вс}} \geq 1,0 \dots 3,0$  МПа.

В реальной машине всегда имеет место механическое трение, возникают внешние потери в результате утечек газа через неплотности клапанов между цилиндром и поршнем, в сальниках и других местах. Процессы сжатия, расширения и другие являются необратимыми и сопровождаются внутренними потерями, вызывающими рост энтропии. Учесть с достаточной точностью все эти факторы практически невозможно. Поэтому подачу реального компрессора оценивают по величине коэффициента подачи

$$\eta_{\text{под}} = \frac{V_{\text{действ}}}{V_h}.$$

При этом величину  $\eta_{\text{под}}$  представляют произведением нескольких коэффициентов:

$$\eta_{\text{под}} = \eta_{\text{об}} \eta_{\text{др}} \eta_{\text{под}} \eta_{\text{ут}},$$

где  $\eta_{\text{об}} = V_{\text{вс}} / V_h$  – объёмный КПД;  $\eta_{\text{др}}$  – коэффициент дросселирования, учитывающий внутренние потери во всасывающем и выходном тракте, включая клапаны и фильтр;  $\eta_{\text{под}}$  – коэффициент подогрева, учитывающий уменьшение подачи из-за подогрева газа во всасывающем тракте;  $\eta_{\text{ут}}$  – коэффициент, учитывающий потери подачи из-за утечек.

Среднестатистические значения введённых коэффициентов [12]:  $\eta_{\text{др}} = 0,95 \dots 0,98$ ;  $\eta_{\text{под}} = 1 - 0,02(\lambda - 1)$ ;  $\eta_{\text{ут}} = 0,96 \dots 0,98$ .

Найдём зависимость объёмного КПД  $\eta_{\text{об}}$  от величины относительного мёртвого объёма  $\alpha = V_0 / V_h$ , заметив, что для политропного процесса обратного расширения 3–4 (см. рис. 5.21) можно записать

$$\frac{p_3}{p_4} = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{n_2}, \quad \text{или} \quad \lambda = \left( \frac{V_4}{V_3} \right)^{n_2},$$

откуда, учитывая, что  $V_3 = V_0$ , находим

$$V_4 = V_0 \lambda^{1/n_2}.$$

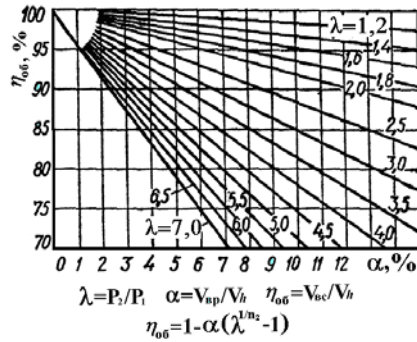
Тогда потери объёма всасывания при обратном расширении будут

$$\Delta V_{\text{вс2}} = V_4 - V_0 = V_0 \left( \lambda^{1/n_2} - 1 \right).$$

Теперь рассчитываем величину объёмного КПД:

$$\eta_{\text{об}} = 1 - \alpha \left( \lambda^{1/n_2} - 1 \right).$$

Полученная зависимость представлена графически на рис. 5.22 в виде функции  $\eta_{\text{об}} = f(\alpha)$  с параметром  $\lambda$ . Из рисунка видно, что величина объёмного КПД заметно уменьшается как при увеличении  $\alpha$ , так и при увеличении  $\lambda$ . При этом можно найти такое  $\lambda$ , при котором при  $\alpha > 0$  подача совсем отсутствует ( $\eta_{\text{об}} = 0$ ).



**Рис. 5.22. Зависимость объёмного КПД от степени повышения давления и величины относительного вредного пространства**

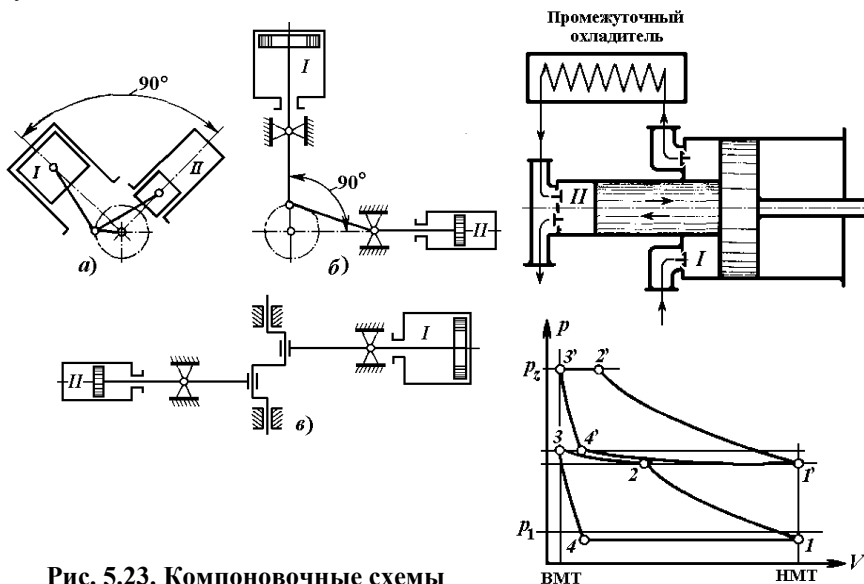
Ранее уже отмечалось, что величина  $\lambda$  одной ступени не может быть очень высокой, поскольку в этом случае сильно возрастают механические нагрузки на детали КШМ, а температура в конце сжатия повышается на столько, что приближается к температуре самовозгорания масла, и это делает машину взрывоопасной. Высокая температура приводит к разложению и коксованию смазочного масла, нагар стопорит работу уплотняющих колец и клапанов, приводит к повышенному износу. Поэтому всегда принимают  $\lambda < 6$  (обычно, 2,5...4,5).

### 5.6. Особенности конструкций поршневых компрессоров

ногоступенчатые компрессоры выполняются в трёх основных конструктивных вариантах:

- М 1) со ступенями сжатия в отдельных цилиндрах;
- 2) с дифференциальными поршнями и несколькими ступенями сжатия в одном цилиндровом блоке;
- 3) комбинированные.

Компрессоры первого типа могут иметь несколько цилиндров, расположенных в один ряд (рядное расположение) или более сложную общую компоновку (угловое, V-образное, оппозитное расположение цилиндров). Схемы таких компоновок приведены на рис. 5.23. Каждая из приведённых компоновок имеет свои преимущества и недостатки, значение которых возрастает или уменьшается в зависимости от предназначения будущей машины. Например, при жёстких ограничениях на производственные площади наилучшим вариантом будет рядная схема, а при установке компрессоров очень большой производительности и для высокого давления – оппозитная схема, поскольку она позволяет легко динамически уравновесить машину с помощью противовесов на коленчатом валу.



**Рис. 5.23. Компоновочные схемы многоступенчатых поршневых компрессоров:**

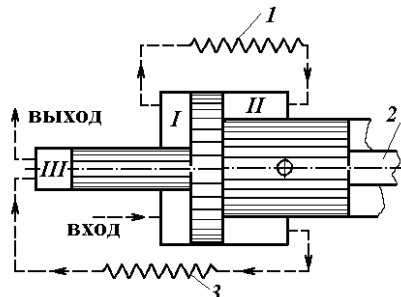
- a* – V-образная компоновка;  
*б* – угловая схема;  
*в* – горизонтальная оппозитная схема

**Рис. 5.24. Двухступенчатый компрессор с дифференциальным поршнем одностороннего действия**

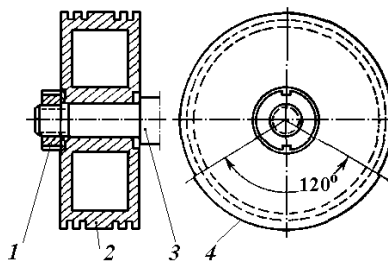
Машины второго типа могут иметь поршни одностороннего или двустороннего действия. Понятно, что возможна и комбинация этих принципов. Схемы таких компрессоров с дифференциальными поршнями приведены на рис. 5.24 и 5.25. В первом случае компрессор имеет поршень одностороннего действия. Во втором – дифференциальный поршень двустороннего действия. При такой конструкции, в отличие от других случаев, цилиндр первой ступени с помощью сальникового уплотнения между крышкой и штоком делается герметичным.

Чтобы разгрузить поршень от боковых усилий, а значит уменьшить износ цилиндра, часто применяют специальный подшипник для прямолинейного движения, который называют ползуном или крейцкопфом (см. рис. 5.23, схемы б и в). Крейцкопф жестко сочленяется с поршнем и через подвижное сочленение с помощью плавающего пальца – с шатуном. На крупных ДВС также применяют крейцкопфы.

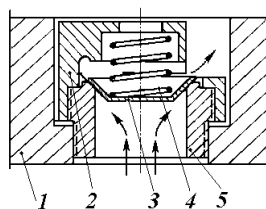
В крейцкопфных компрессорах применяют поршни не тронкового, а дискового типа, отличающиеся малой толщиной, достаточной только для размещения поршневых колец (см. рис. 5.26). На прижимной стороне диаметр поршня делается несколько большим.



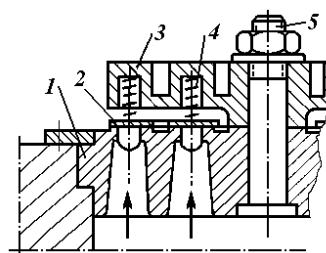
**Рис. 5.25. Схема трёхступенчатого поршневого компрессора с дифференциальным поршнем:**  
1 – охладитель 1-й ступени; 2 – шток; 3 – охладитель 2-й ступени



**Рис. 5.26. Поршень дисковый:**  
1 – прижимная гайка;  
2 – поршень;  
3 – шток;  
4 – опорная поверхность



**Рис. 5.27. Клапан тарельчатый:**  
1 – корпус компрессора;  
2 – прижимная гайка; 3 – тарелка;  
4 – пружина; 5 – седло



**Рис. 5.28. Клапан пластинчатый:**  
1 – седло; 2 – кольцевая пластина;  
3 – упорный диск; 4 – пружина;  
5 – стяжной болт

Уже подчеркивалось важное значение клапанов для правильной организации цикла. Они должны обеспечивать плотное и плавное закрытие цилиндра, долговечную и мал шумную работу и др. Схемы, объясняющие устройство основных конструкций клапанов, применяемых в компрессорах, приведены на рис. 5.27 – 5.29.

Для нормальной работы компрессора необходимо вспомогательное оборудование, обеспечивающее промежуточное и оконечное охлаждение, сглаживание толчков давления, особенно при небольшом числе цилиндров, сепарацию сжатого газа от паров и капель смазывающего масла и др.

Поэтому общая схема компрессорной установки должна включать трубопроводы, подводящие и отводящие охлаждающую воду, которая должна отдавать свою теплоту в окружающую среду в брызгальном бассейне или градирне. Чтобы эта вода циркулировала в контуре охлаждения, нужны циркуляционные насосы (рабочий и резервный), вентили и др. Особое значение имеет применение выходного ресивера (ёмкость большого объёма), предназначенного для сглаживания пульсаций давления. Но направлять сжатый газ сразу в ресивер нельзя, поскольку он несёт с собой пары и мельчайшие капли масла и поэтому взрывоопасен. Для удаления этого масла служит маслоуловитель. В маслоуловителях обычно используют силу инерции, закручивая поток как и в циклоне. Бывают маслоуловители с рыхлой засыпкой или заполненные мятой проволокой, работающие как фильтры. Маслоуловители часто ставятся не только на выходе из компрессора, но и между ступенями, перед промежуточными охладителями газа. Обычно это трубчатые газо-водяные рекуперативные теплообменники. Несмотря на принимаемые меры по маслоудалению, полностью очистить газ не удаётся, и поэтому обычно ресиверы располагают вне цеха, так как они взрывоопасны.

На всасывающей патрубке всегда устанавливается воздушный фильтр. Обычно это масляные фильтры, где воздух проходит сквозь рыхлый, смоченный маслом материал или сетчатую решётку.

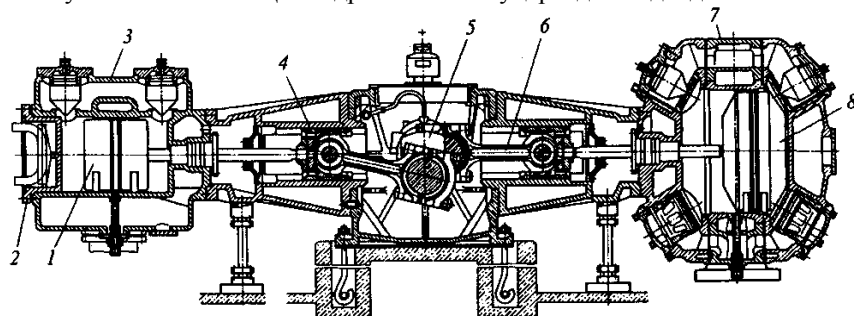
Между ступенями и на ресивере устанавливают предохранительные клапаны (грузовые или пружинные), а также термометры и манометры для регистрации параметров газа, масла и воды в системе охлаждения.

На крупных компрессорных станциях обычно устанавливают 2–4 (два рабочих, один резервный) компрессора, работающих параллельно. Это обеспечивает большую надёжность и манёвренность по подаче. При этом все измерительные приборы делаются дистанционными и их показания выводятся на общий щит управления и контроля.

Для удовлетворения запросов потребителей заводы выпускают различные компрессоры стандартизованного номенклатурного ряда, построенного на основе унификации деталей, что удешевляет машины.

С типичной конструкцией познакомимся на примере устройства оппозитного компрессора с подачей  $100 \text{ м}^3/\text{мин}$  при  $p_{\text{вых}} = 0,9 \text{ МПа}$ ,  $n = 500 \text{ об/мин}$ , с приводом от электродвигателя  $N_e = 630 \text{ кВт}$  (см. рис. 5.30).

Цилиндры компрессора литые чугунные (легированные чугуны применяют при  $p_{\text{вых}} < 8 \text{ МПа}$ ). Часто цилиндры делаются вставными в корпус, где организуется водяная охлаждаемая рубашка. Здесь же отлиты гнезда для клапанных коробок, куда вставляются автоматические пружинные клапаны тарельчатого типа. Цилиндры компрессора двойного действия (рабочие полости с обеих сторон поршня), поэтому в них установлены по два всасывающих и два выпускных клапана. Цилиндры имеют штуцеры для подвода смазки.



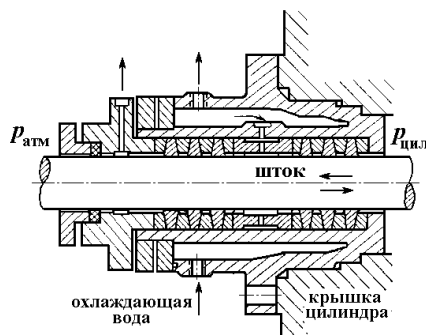
**Рис. 5.30. Оппозитный четырёхступенчатый поршневой компрессор:**

- 1 – поршень ступени высокого давления; 2 – крышка цилиндра;
- 3 – корпус с рубашкой охлаждения; 4 – крейцкопф; 5 – коленчатый вал;
- 6 – шток; 7 – цилиндр низкого давления; 8 – "мёртвый" объём цилиндра

Поршни дискового типа с уплотняющими поршневыми кольцами и жёстким креплением штока. Обычно – поршни чугунные, реже – стальные, бывают и из алюминиевого сплава. В местах прохода штока сквозь крышку цилиндра установлены сальники, не позволяющие газу выходить из цилиндра. Для набивки сальников используют пропитанный графитовой мазью асбестовый шнур, а при высоких давлениях делают сальники из конических разрезанных чугунных колец (см. рис. 5.31).

В корпусе компрессора расположены коленчатый вал и шатуны, связанные с крейцкопфами. Каждый крейцкопф имеет плавающий палец, обеспечивающий шарнирное соединение с шатуном. Шток закреплён с поршнем жестко.

Корпус машины монтируется на тяжёлом фундаменте, поскольку, как и в ДВС, здесь есть внешняя неуравновешенность, хотя и гораздо меньшая, чем у рядных машин.



**Рис. 5.31. Устройство сальникового уплотнения штока**  
**5.7. Регулирование подачи и характеристика компрессора**

Подача  $G$  (объёмный расход) определяется величиной рабочего объёма цилиндра  $V_h$ , числом циклов в секунду (обычно  $Z_{\text{ц}} = n$ ) и значениями введённых ранее коэффициентов

$$G = V_h Z_{\text{ц}} \left[ 1 - \alpha \left( \frac{1}{\lambda^{n_2}} - 1 \right) \right] \eta_{\text{др}} \eta_{\text{под}} \eta_{\text{ут}}. \quad (5.12)$$

Из формулы видно, что при неизменных значениях входящих в неё параметров величина  $G$  прямо пропорциональна числу оборотов  $n$ . В действительности при увеличении  $n$  несколько увеличиваются потери от дросселирования, подогрева и неплотностей, вызывающие уменьшение соответствующих коэффициентов. Однако этими изменениями можно пренебрегать и не учитывать некоторую нелинейность приведённой зависимости.

Для ряда значений  $p$  рассчитаем подачу газа по формуле (5.12) и нанесём соответствующие точки в координатах  $p$ – $G$ . На рисунке 5.32 для выходного давления  $p_1$  и рассчитанной подачи  $G_1$  нанесена точка 1. Понятно, что чем выше давление  $p$ , тем подача будет меньшей, поскольку с ростом противодействия величина объёмного КПД (выражение в квадратных скобках) стремится к нулю. В предельном случае, когда величина  $\eta_{\text{об}}$  станет равна нулю, подача вообще прекратится и процессы сжатия и обратного расширения будут просто совпадать.

Если объединить плавной кривой такие расчётные точки, то получим кривую (на рис. 5.32 это линия  $n_1$ ), которую принято называть характеристикой компрессора. Если число оборотов  $n$  увеличить, например, в 1,5 раза, то каждая точка первой кривой сместится вправо, поскольку подача  $G$  тоже увеличится в 1,5 раза (точка 2, линия  $n_2$ ). Аналогичный эффект будет и при уменьшении  $n$ , но смещение произойдёт уже влево – точка 3, линия  $n_3$ . В результате мы получим сетку характеристик компрессора с параметром  $n$ , сходящихся при  $G = 0$ .

Обычно в этих же координатах строится и характеристика сети потребителя. При постоянстве геометрических размеров с увеличением расхода в сети растёт скорость газа, а значит и гидравлическое сопротивление, увеличивающие противодействие сети. Из основ гидравлики известно, что гидравлическое сопротивление определяется обычно по формуле Дарси–Вейсбаха [22]:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \frac{\rho w^2}{2} \left( \lambda_r \frac{l}{d} + \sum_{i=1}^j \psi_i \right),$$

где  $\rho$ ,  $\lambda_r$ ,  $\psi_i$  – плотность газа, коэффициент гидравлического сопротивления и один из коэффициентов местного сопротивления, соответственно;  $l$  и  $d$  – эквивалентные длина и диаметр системы.

Из формулы видно, что характеристика сети представляется некой квадратичной параболой (линия 6–1–5), поскольку расход газа определяется произведением скорости на площадь сечения:  $G = w f$ .

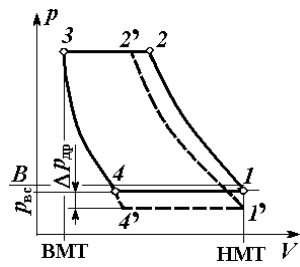
Наложим эти две характеристики и найдём рабочую точку 1, отражающую установившийся режим работы компрессора на сеть, поскольку в этом случае подача компрессора и расход в сети являются одинаковыми, как одинаковы давление на выходе компрессора и противодействие сети. При увеличении расхода сети должна быть увеличена и подача компрессора, и это приводит к перемещению рабочей точки в положение 5. Но эта точка будет лежать уже на другой характеристике компрессора (при числе оборотов  $n_2$ ) и при давлении более высоком, чем предыдущее. При уменьшении расхода рабочая точка смещается в положение 6 при числе оборотов  $n_3$  и меньшем давлении. Таким образом, режим работы поршневого компрессора (да и любого другого) однозначно определяется характеристикой сети потребителя и это усложняет проблему регулирования.

В зависимости от особенностей технологических процессов у потребителя характеристика его сети может существенно изменяться на разных этапах технологического процесса (например, выключение оборудования в обеденный перерыв или перерыв между сменами) и со стороны потребителя могут предъявляться разные требования к регулированию на компрессорной установке.

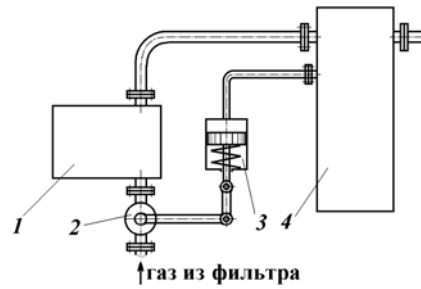
Чаще всего требуется, чтобы давление газа в сети потребителя поддерживалось постоянным при любых изменениях расхода  $G$  (по линии 2–1–3, например). Чтобы обеспечить такое требование, применяют разные приёмы, простейшим и наиболее эффективным из которых является изменение скорости вращения вала  $n$ . Это достаточно просто, когда привод компрессора осуществляется от поршневого ДВС, паровой или газовой турбины, однако, и при использовании асинхронных электродвигателей задача изменения частоты вращения вала решается с помощью частотных преобразований, получающих всё более широкое распространение на практике.

В отдельных случаях потребителю важно иметь постоянную подачу  $G$  при различных давлениях в сети (линия 4–1). Как это видно из рис. 5.32, и такое регулирование тоже хорошо реализуется изменением числа оборотов. В общем случае этим же способом можно отработать любой закон регулирования, который необходим потребителю.





**Рис. 5.33. Регулирование подачи компрессора дросселированием на всасывании**



**Рис. 5.34. Схема регулирования дросселированием на входе компрессора:**  
 1 – компрессор; 2 – дроссельный вентиль;  
 3 – устройство управления; 4 – ресивер

Рассмотрим другие приёмы регулирования режимов работы компрессора, которые используются в тех случаях, когда изменение числа оборотов  $n$  невозможно. Достаточно часто такое регулирование ведётся дросселированием на всасывании, для чего во всасывающем патрубке устанавливают дроссельную заслонку. При этом снижается давление всасывания  $p_{вс}$ , сдвигается влево процесс сжатия, и в результате уменьшается подача (см. рис. 5.33, где штрихами показан цикл, который реализуется при дросселировании на всасывании).

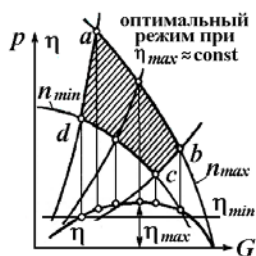
Схема регулятора, реализующего описанный способ регулирования, приведена на рис. 5.34. При увеличении расхода в сети давление в ресивере начнёт уменьшаться и пружина в устройстве управления 3 переместит поршень и тягу вверх. При этом дроссельный вентиль откроется больше, чем был он открыт до этого, и подача компрессора увеличится. Так будет продолжаться до тех пор, пока машина не выйдет на новый установившийся режим.

Для уменьшения подачи и давления применяют автоматическую систему регулирования, принудительно отжимающую всасывающий клапан во время хода сжатия. При этом часть заполнившего цилиндр газа выталкивается обратно во всасывающую магистраль и сжатие начинается намного позже обычного. В предельном случае этот способ может оставить клапан открытым в течение нескольких циклов, пока давление на выходе не упадет до требуемого. Рисунок 5.35 наглядно демонстрирует как трансформируется цикл при отжатии всасывающего клапана. Ещё раз заметим, что процесс  $1-1'$  протекает при отжатом клапане, а в точке  $1'$  это отжатие прекращается и начинается сжатие газа. Реализуется такой способ с помощью такого же, как приведенное на рис. 5.34, устройства управления. Только механическое перемещение его поршня не поворачивает дроссельный вентиль, а через соответствующие рычаги и тяги отжимает всасывающий клапан.

Ещё одним способом изменения подачи и давления на выходе из компрессора при неизменном числе оборотов  $n$  является изменение величины вредного объёма  $V_0$  путём подсоединения к нему дополнительного варьируемого объёма. Это позволяет плавно уменьшать объёмный КПД компрессора  $\eta_{об}$  до необходимой величины.

Из других ещё более редких способов регулирования следует упомянуть регулирование перепуском части сжатого газа во входную магистраль, регулирование "пропусками", когда на определённое время компрессор просто останавливают. При понижении давления в ресивере до некоторого значения компрессор снова запускается в работу.

Естественно, что на практике описанные подходы регулирования могут применяться совместно в тех или иных сочетаниях.



**Рис. 5.36. Образование зоны регулирования**

Полезно сравнить описанные способы по ширине пределов регулирования, по эффективности и экономичности. Наверно понятно, что благодаря перепуску сжатого газа можно регулировать выходные параметры в самых широких пределах, но это будет наиболее невыгодно экономически. Зачем сжимать газ в цилиндре, если большая доля его не попадёт потребителю и затраченная на сжатие работа пойдёт лишь на тепловое загрязнение окружающей среды? Регулирование "пропусками" отличается самой высокой экономичностью, но оно не способно обеспечивать плавность регулирования и поддержание постоянства давления в сети потребителя.

Естественно, что высоко экономичным и эффективным, правда не всегда применимым, является изменение числа оборотов вала компрессора. Высокой экономичностью отличается и способ с увеличением мёртвого объёма компрессора, поскольку при этом подводимая работа затрачивается практически только на выталкивание сжатого газа, а работы в процессах сжатия и обратного расширения практически одинаковы.

Принудительное отжимание впускного клапана приводит к дополнительным потерям энергии на всасывание и обратное переталкивание части рабочего объёма цилиндра. Дросселирование на входе в компрессор уменьшает полезную работу в процессе сжатия, и это уменьшает экономичность машины.

В заключение следует отметить, что на графиках в координатах  $p-G$  обычно наносят не только характеристики компрессора, снятые экспериментально, но и зависимости энергетического КПД  $\eta_c$  машины от величины

подачи  $G$ . Это позволяет легко определять, насколько эффективным будет тот или иной нагрузочно-скоростной режим работы компрессора, и выделить допустимую область регулирования, поскольку режимы с КПД меньше  $0,8\eta_{\max}$  не рекомендуются для реализации (см. рис. 5.36, где штриховкой выделена область регулирования машины с изменяемым числом оборотов вала от  $n_{\max}$  до  $n_{\min}$ ).

Для расширения зоны регулирования часто используют последовательное или параллельное включение компрессоров. При этом удаётся или увеличить диапазон возможных давлений, или расширить диапазон подач.

### Вопросы для самопроверки

1. По каким признакам газовые нагнетатели делят на вентиляторы, газодувки и компрессоры?
2. Назовите основные технические параметры нагнетателей.
3. Опишите принцип работы осевого компрессора, укажите область его применения.
4. Опишите принцип действия центробежного компрессора, укажите область его применения.
5. Опишите принцип работы поршневого компрессора, укажите область его применения.
6. Опишите принцип действия струйного, пластинчатого и винтового компрессоров.
7. Какой из процессов сжатия (адиабатный, политропный или изотермический) является наиболее экономичным? Докажите свой вывод.
8. Что характеризует величина изотермического КПД компрессора?
9. Почему возникает необходимость в многоступенчатом сжатии?
10. Какую выгоду приносит применение промежуточных охладителей в компрессорах?
11. Как рассчитывают число ступеней сжатия компрессора?
12. От чего зависит давление  $p$  или напор  $H$ , развиваемый рабочим колесом турбомашин?
13. Запишите уравнение Эйлера, определяющее величину напора развиваемого турбомашин.
14. В силу каких причин происходит увеличение давления в осевых компрессорах?
15. Какие осевые компрессоры называют реактивными?
16. Из каких соображений подбирается число оборотов осевого или центробежного компрессора?
17. Как определяют абсолютную скорость газа в межлопаточных каналах осевого компрессора?
18. Как определяются потери на трение в осевых компрессорах?
19. Что называют внутренним политропным КПД,  $\eta_{\text{пол}}$  компрессора?
20. Что называют втулочным отношением у осевых компрессоров?
21. Опишите устройство ступени центробежного компрессора. За счёт чего здесь происходит проталкивание и сжатие газа?
22. Для чего у центробежных компрессоров применяют неподвижный лопаточный диффузор?
23. Для чего на последней ступени центробежного компрессора устанавливается спиральная камера?
24. Как рассчитывают теоретический напор ступени центробежного компрессора?
25. Как рассчитать мощность, необходимую для привода компрессора с производительностью  $G$  и степенью повышения давления  $\lambda$ ?
26. Опишите рабочий процесс реального поршневого компрессора.
27. Как влияет дросселирование в клапанах на процессы всасывания и выталкивания?
28. Как влияет наличие мертвого объёма на работу поршневого компрессора?
29. Что заставляет ограничивать величину  $\lambda$  поршневых компрессоров?
30. Что характеризует собою величина коэффициента подачи поршневого компрессора?
31. Как определяют величину коэффициента подачи поршневого компрессора?
32. Что характеризует объёмный КПД поршневого компрессора?
33. Какие компоновочные схемы поршневых компрессоров Вы знаете?
34. В чём преимущества и недостатки поршневых компрессоров с дифференциальными поршнями?
35. Как устроены сальниковые уплотнения штоков поршневых компрессоров?
36. В чём преимущества и недостатки применения крейцкопфа?
37. В чём преимущества и недостатки поршневых оппозитных компрессоров?
38. Расскажите о назначении и конструкции ресивера компрессорной установки.
39. Для чего и где устанавливают маслоуловители в поршневых компрессорных установках? Как работают эти маслоуловители?
40. Какие клапаны используются в поршневых компрессорах? Их преимущества и недостатки.
41. Как рассчитать подачу поршневого компрессора? От чего она зависит?
42. Что называют характеристикой поршневого компрессора? Какой вид она имеет? Как определить с её помощью рабочий режим компрессора?
43. Как регулируют производительность и выходное давление поршневых компрессоров? Расскажите о преимуществах и недостатках самых распространённых способов.
44. Для чего при определении мощности электродвигателя для привода компрессора вводится коэффициент запаса мощности? Какова его величина?

## 6. ВЕНТИЛЯТОРЫ

### 6.1. Особенности рабочего процесса центробежных вентиляторов и их характеристики

Напомним, что вентиляторами называют машины для перемещения и сжатия газов, имеющие малую степень повышения давления ( $\beta \leq 1,15$ ). Вентиляторы находят очень широкое применение во всех отраслях производства и в быту.

Устройство и принцип работы центробежных вентиляторов, получивших преимущественное распространение, во многом аналогичны устройству и работе центробежных компрессоров. Здесь также на вращающемся валу установлено рабочее колесо с лопатками. Газ, находящийся между лопатками, центробежными силами проталкивается от центра к периферии рабочего колеса. На его место подсасываются новые порции из входного устройства. На выходе из лопаточного канала газ попадает в сборную улитку (иногда – в неподвижный диффузор) и оттуда направляется потребителю. В отличие от компрессоров, центробежные вентиляторы обычно одноступенчатые.

Центробежные вентиляторы выпускаются отдельными геометрически подобными сериями. При этом все размеры задаются в долях от наружного диаметра рабочего колеса. В соответствии с ГОСТ обозначение таких вентиляторов включает букву Ц и три числа. Например, Ц4-70-4. Это обозначает: Ц – центробежный, пятикратное произведение коэффициента полного давления  $\bar{p}$  (это понятие будет введено ниже) равно 4 ( $\bar{p} \cdot 5 = 4$ ); коэффициент быстроходности  $n_s = 3,65n\sqrt{Q/H^{3/4}}$  равен 70, наружный диаметр рабочего колеса  $D = 4$  дм.

Поскольку газ в вентиляторах сжимается очень мало, можно пренебрегать изменением его плотности, т.е. рассматривать газ как несжимаемую среду. Поэтому теория вентиляторов и насосов для жидкостей практически одна и та же, а принятое упрощающее предположение при теоретическом анализе здесь соблюдается точнее, чем для турбокомпрессоров. Заметным отличием является только то, что у вентиляторов переносная скорость на выходе из рабочего колеса принимается существенно меньше, чем у компрессоров ( $U_2 = 30 \dots 80$  м/с).

Эта теория разработана Эйлером и позволяет определить теоретическое давление на выходе из турбомшины по полученной нами в главе 5 формуле (5.8)

$$p = \rho(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}).$$

Правда, при расчётах вентиляторов, поскольку давления здесь весьма невелики, его принято выражать не в Паскалях, а в метрах водяного столба, вводя понятие о гидравлическом напоре  $H_r$ . Так называют избыточное давление, развиваемое вентилятором или насосом, выраженное в метрах водяного столба:

$$H_r = \frac{p - B}{\rho g},$$

где  $B$  – барометрическое давление;  $\rho$  – плотность газа;  $g$  – ускорение свободного падения ( $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>).

Если разделить формулу Эйлера почленно на произведение  $\rho g$ , то получим уравнение Эйлера, записанное через напор:

$$H_r = \frac{U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u}}{g}, \quad (6.1)$$

где  $H_r$  – теоретический напор, развиваемый турбомашинной.

Рассматривая треугольники скоростей в рабочем колесе центробежной машины (см. рис. 5.16), на основании теоремы косинусов можно записать

$$w_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1 C_1 \cos \alpha_1$$

или, учитывая, что  $C_1 \cos \alpha_1 = C_{1u}$ ,

$$w_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1 C_{1u}.$$

Совершенно аналогично получим

$$w_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2 C_{2u}.$$

Выразим из приведенных формул произведения  $U_1 C_{1u}$  и  $U_2 C_{2u}$ :

$$U_1 C_{1u} = (U_1^2 + C_1^2 - w_1^2) / 2, \quad U_2 C_{2u} = (U_2^2 + C_2^2 - w_2^2) / 2$$

и подставим эти произведения в формулу (6.1). Тогда уравнение Эйлера примет вид

$$H_r = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}. \quad (6.2)$$

В этой формуле второе и третье слагаемые выражают прирост напора за счёт преобразования кинетической энергии относительного и абсолютного движения. При этом третье слагаемое называют скоростным напором  $\Delta H_{ск}$ , а сумму первых двух – статическим напором  $\Delta H_{ст}$ . Соотношение между  $\Delta H_{ст}$  и  $\Delta H_T$  называют степенью реактивности машины  $\Omega$ . Продолжая анализ, можно доказать, что степень реактивности зависит от величины угла  $\beta_2$  рабочей лопасти, что позволяет или рассчитать  $\Omega$ , задаваясь величиной  $\beta_2$ , или, решая обратную задачу, – задавшись степенью реактивности рассчитать угол  $\beta_2$ .

Как и у компрессоров, условия и режим работы вентилятора существенно зависят от характеристики сети потребителя, поскольку вентилятор должен обеспечить преодоление её гидравлического сопротивления с учётом так называемой самотяги, возникающей из-за разности плотностей наружного воздуха и выходящего из сети потребителя газа.

При газодинамических расчётах вентиляционных систем, состоящих из вентилятора и сети, обычно рассматривают установившееся течение в поле сил тяжести, поскольку здесь силы тяжести соизмеримы с силами давления, создаваемыми в результате работы машины. При этом часто известное уравнение первого закона термодинамики в механической форме представляется в виде уравнения Бернулли.

Вспомним основы термодинамики [3] и запишем уравнение первого закона термодинамики для потока газа в механической форме:

$$vdp = -wdw - g dZ - dl_{тр} \pm dl_{техн}, \quad (6.3)$$

где  $Z$  – высота, отсчитанная от некоторого зафиксированного уровня (например, от уровня моря);  $l_{тр}$  – работа внутреннего трения при течении потока;  $l_{техн}$  – работа технических устройств, для вентиляторов и компрессоров это работа на их привод  $l_{пр}$ . Для некоторого конечного участка 1 – 2 сети следует проинтегрировать уравнение (6.3):

$$\int_{p_0}^p vdp = - \int_{w_1}^{w_2} wdw - g \int_{Z_1}^{Z_2} dZ - \int_0^{l_{тр}} dl_{тр} - \int_0^{l_{пр}} dl_{пр}.$$

Значение первого интеграла зависит от характера процесса. При  $p = \text{const}$  этот интеграл равен нулю. В процессах без внешнего теплообмена (адиабатный процесс), как это показано в термодинамике [4]:

$$\int_{p_1}^{p_2} vdp = \int_{v_1}^{v_2} kpdv = \int_0^{l_{ад}} dl_{ад} = \frac{\kappa}{\kappa-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2) = \frac{\kappa}{\kappa-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right].$$

При политропном сжатии результат интегрирования будет таким же, но вместо показателя адиабаты  $k$  в формулу следует подставлять значение показателя политропы сжатия  $n$ . При изотермическом сжатии интегрирование даёт

$$\int_{p_1}^{p_2} vdp = \int_{v_1}^{v_2} kpdv = k \int_0^{l_{из}} dl_{из} = kRT_{1,2} \ln \frac{v_2}{v_1} = kp_1 v_1 \ln \left( \frac{p_1}{p_2} \right).$$

Для несжимаемой жидкости и в предположении  $\rho = \text{const}$  удельный объём  $v$  тоже остаётся постоянным, и тогда значение искомого интеграла в любом процессе будет одним и тем же:

$$\int_{p_1}^{p_2} vdp = \frac{1}{\rho} (p_2 - p_1).$$

Тогда после интегрирования формулы (6.3) получим

$$\frac{1}{\rho} (p_2 - p_1) + \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2) + g(Z_2 - Z_1) + l_{тр} + l_{техн} = 0,$$

или

$$p_1 + \frac{\rho w_1^2}{2} + \rho g Z_1 = p_2 + \frac{\rho w_2^2}{2} + \rho g Z_2 + \rho l_{тр} + \rho l_{техн}.$$

Как уже отмечалось, в наших расчётах чаще используется понятие о напоре. В правой и левой частях отнимем по барометрическому давлению  $B$  и разделим почленно предыдущее уравнение на  $\rho g$ , получим известное уравнение Бернулли:

$$H_1 + \frac{w_1^2}{2g} + Z_1 = H_2 + \frac{w_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{l_{тр}}{g} + \frac{l_{техн}}{g}.$$

Здесь слагаемое, отражающее работу трения  $l_{тр}/g$ , принято оценивать через сумму гидравлических потерь на выделенном участке  $\sum \Delta H_{уч}$ , а слагаемое, отражающее работу на привод машины  $l_{тех}/g$ , – через напор вентилятора  $H_v$ .

Вспомним также, что при установившемся течении уравнение неразрывности имеет вид  $M = wF\rho = \text{const}$ , или в дифференциальной форме

$$\frac{dw}{w} + \frac{dF}{F} + \frac{d\rho}{\rho} = 0.$$

При  $\rho = \text{const}$  уравнение неразрывности упрощается:  $wF = \text{const}$ . Эти соотношения также часто используются при анализе рабочих процессов в вентиляционных системах.

Для примера рассмотрим работу дымососа, перекачивающего дымовые газы из котельного агрегата в дымовую трубу (см. рис. 6.1). Выделим мысленно сечениями I–I и II–II нашу систему и запишем уравнение Бернулли для выделенного потока, считая, что дымовые газы засасываются через сечение I–I со скоростью  $w_1$ , а выходят из дымовой трубы со скоростью  $w_2$  (эти величины можно определить через расход дымовых газов и площади входного сечения и площади выходного сечения участков):

$$\frac{p_1}{\rho_{дг}} + \frac{w_1^2}{2} + gH_{вт} = \frac{p_2}{\rho_{дг}} + \frac{w_2^2}{2} - \frac{\rho_{\epsilon}}{\rho_{дг}} gh_{тр} + gh_{тр} + g \sum \Delta H_{уч},$$

где  $p_1$  и  $p_2$  – абсолютные статические давления в начале и конце выделенного участка;  $\rho_v$  и  $\rho_{дг}$  – плотность наружного воздуха и дымовых газов;  $H_{вт}$  – теоретический напор, развиваемый дымососом;  $h_{тр}$  – высота дымовой трубы;  $\sum \Delta H_{уч}$  – сумма потерь напора на выделенном участке.

Приведённое уравнение (после деления на  $g$ ) позволяет определить необходимый напор вентилятора

$$H_{вт} = \frac{p_2 - p_1}{\rho_{дг}g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \sum \Delta H_{уч} - h_{мп} \left( \frac{\rho_{\epsilon}}{\rho_{дг}} - 1 \right).$$

Последнее слагаемое этой формулы называют самотягой трубы. В зависимости от величины отношения  $\rho_v/\rho_{дг}$  самотяга может быть положительной (при  $\rho_v > \rho_{дг}$ ) или отрицательной (в случае  $\rho_v < \rho_{дг}$ ), увеличивающей гидравлическое сопротивление.

В расчётах широко используется безразмерная величина, которую называют коэффициентом полного давления  $\bar{p} = p/(\rho U_2^2)$ . Величина этого коэффициента зависит от величины угла  $\beta_2$ . При  $\beta_2 \approx 90^\circ$   $\bar{p} = 0,6 \dots 0,76$  и тогда

$$p \approx 0,68\rho U_2^2.$$

Работа вентилятора характеризуется величиной подачи  $G$ , полным давлением  $p$  или полным напором  $H$ , мощностью  $N$ , полным КПД  $\eta$  и статическим КПД  $\eta_{ст} = (0,7 \dots 0,8) \eta$ , где  $\eta = \eta_0 \eta_{уг} \eta_m$ .

**Рис. 6.1. Схема удаления дымовых газов из котельного агрегата:**  
1 – котельный агрегат; 2 – дымосос;  
3 – теплоизолированный нагнетательный трубопровод;  
4 – дымовая труба

Выбор вентилятора производится с учётом характеристики сети и производится с помощью специальных графиков зависимостей  $H$ ,  $H_{ст}$ ,  $N$ ,  $\eta$ ,  $\eta_{ст}$  от величины  $G$ , которые строятся или для некоторого постоянного числа оборотов  $n$ , или с нанесением сеток этих кривых для разных  $n$ . Их называют размерными характеристиками вентилятора. По виду эти характеристики идентичны характеристикам компрессоров. Для примера на рис. 6.2 приведена размерная характеристика одного из вентиляторов.

Чтобы определить режим работы вентилятора данной серии, на приведенном рисунке наносят характеристику сети  $H_c = f(G_c)$ , находят рабочую точку, и это позволяет определить  $n$ ,  $N$  и  $\eta$  (необходимое число оборотов, потребляемую мощность и КПД вентилятора). При этом ГОСТ запрещается эксплуатировать вентиляторы с  $\eta < 0,9\eta_{max}$ . Если это условие не выполняется, то следует выбирать вентилятор другой серии и повторить проверку на пригодность (на выполнение названного условия) этого другого вентилятора. Характеристики вентиляторов приводятся в справочной литературе. По стандарту они строятся для воздуха с плотностью  $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$ . Для других газов можно пересчитать параметры из стандартной характеристики вентилятора, умножая их на отношение плотностей. Например, для дымовых газов  $N_{дг} = N_0 \rho_{дг} / 1,2$ . Также пересчитывают величину КПД и другие параметры.

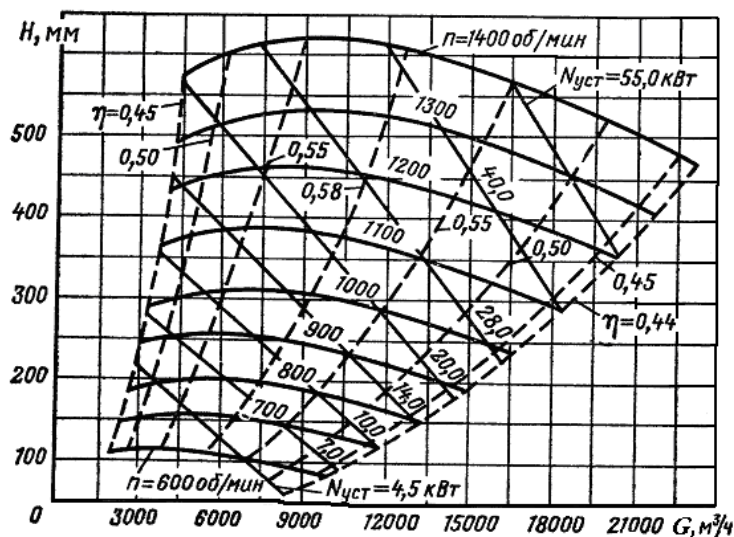


Рис. 6.2. Характеристики вентилятора ВВД № 11

При подборе вентиляторов широкое распространение получили универсальные безразмерные характеристики, где все параметры приводятся в форме безразмерных отношений:

$$\bar{H} = \frac{H}{H_{\max}}, \bar{G} = \frac{G}{G_{\max}}, \bar{N} = \frac{N}{N_{\max}}, \bar{\eta} = \frac{\eta}{\eta_{\max}}.$$

С помощью такой характеристики (см. например рис. 6.3) сначала определяют относительные величины для всей группы подобных вентиляторов (или компрессоров), а затем рассчитывают величины размерных параметров.

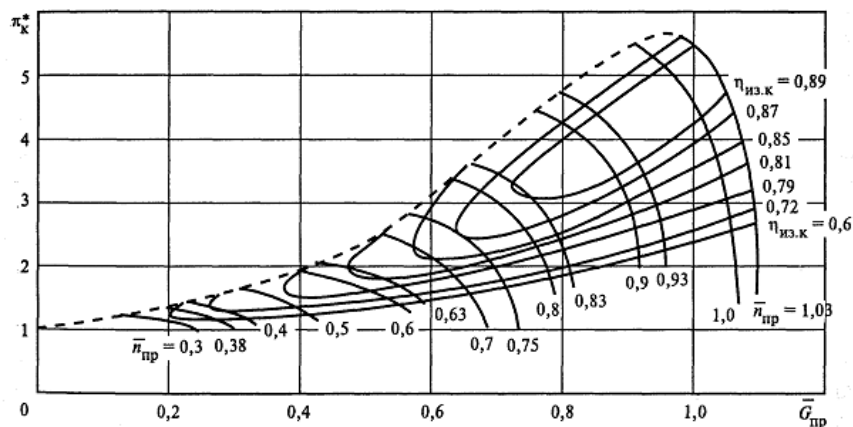


Рис. 6.3. Безразмерные характеристики компрессора

## 6.2. Конструктивные особенности центробежных вентиляторов

В зависимости от создаваемого вентиляторами давления, их делят на три группы: низкого ( $p < 0,981$  кПа), среднего ( $0,981 \leq p < 2,943$  кПа) и высокого давления ( $2,943 \leq p < 11,72$  кПа). Особенности конструкции вентиляторов диктуются значениями основных параметров  $G$ ,  $p$  и  $n$ .

Формы рабочих колес весьма разнообразны: барабанная, кольцевая, с коническим входом и др. (см. рис. 6.4)., Наиболее простая барабанная форма применяется для низкого давления при окружной скорости  $U_2 \leq 40$  м/с. Если сделать диск более узким ( $b \approx 0,25D$ ), то жёсткость колеса увеличится и это позволяет работать с большей окружной скоростью  $U_2 \approx 60$  м/с. Такие кольцевые рабочие колёса обеспечивают большую подачу и несколько больший напор. Для среднего и низкого давлений применяют конический покрывающий диск. Он ещё более жёсткий, и здесь допустимо  $U_2 \approx 80$  м/с.

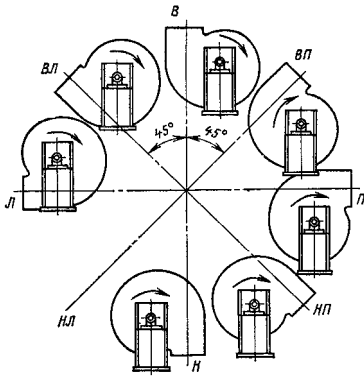


Рис. 6.5. Стандартные корпуса центробежных вентиляторов

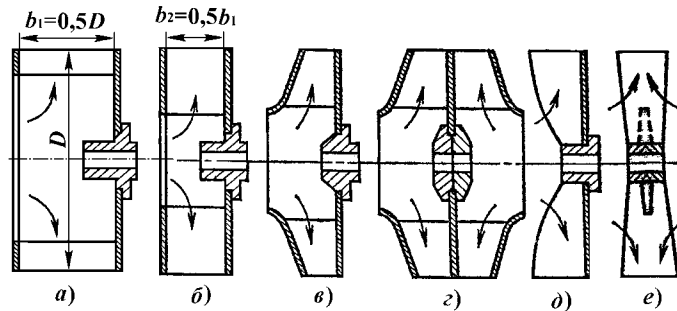


Рис. 6.4. Конструкции рабочих колёс вентиляторов:

*a* – барабанная; *б* – кольцевая; *в* – конический диск;  
*г* – двухсторонний конический диск;  
*д* – открытое однодисковое колесо; *е* – бездисковое колесо

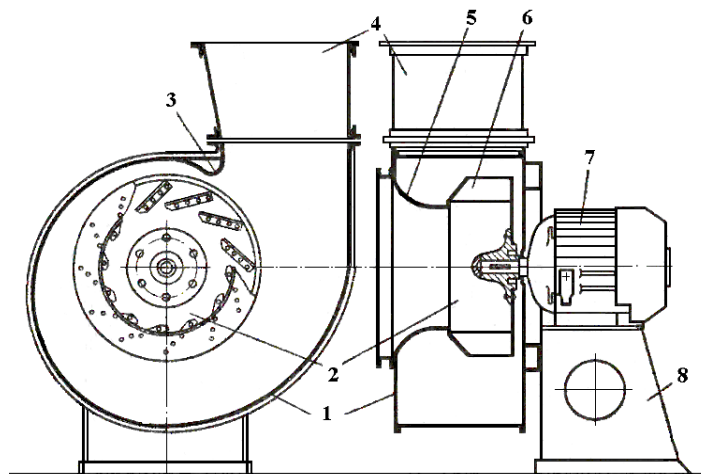
Для машин большой производительности применяют диск с двухсторонним входом. Такая форма колеса разгружает вал от осевых нагрузок, поскольку здесь осевые усилия полностью компенсируют друг друга. Для пылевых вентиляторов используют открытые бездисковые или однодисковые колёса, чтобы уменьшить износ вращающихся деталей.

В рабочих колёсах, как правило, используются лопатки, загнутые назад. Изготавливаются они штамповкой из стального листа и крепятся к диску на болтах, на заклёпках, или привариваются. Реже лопатки делаются объёмными из двух литых деталей (нос, хвост) и штампованных пластин. Для увеличения жёсткости внутри устанавливают рёбра жёсткости. КПД таких лопаток достаточно высок и достигает 90 %.

Корпуса вентиляторов (представлены на рис. 6.5) выполняются сварными, спиральной формы и постоянной ширины. При этом направление выбрасываемого потока может быть заказано любое (через каждые 45°, левого или правого вращения). У дымососов этот угол может быть ещё меньше.

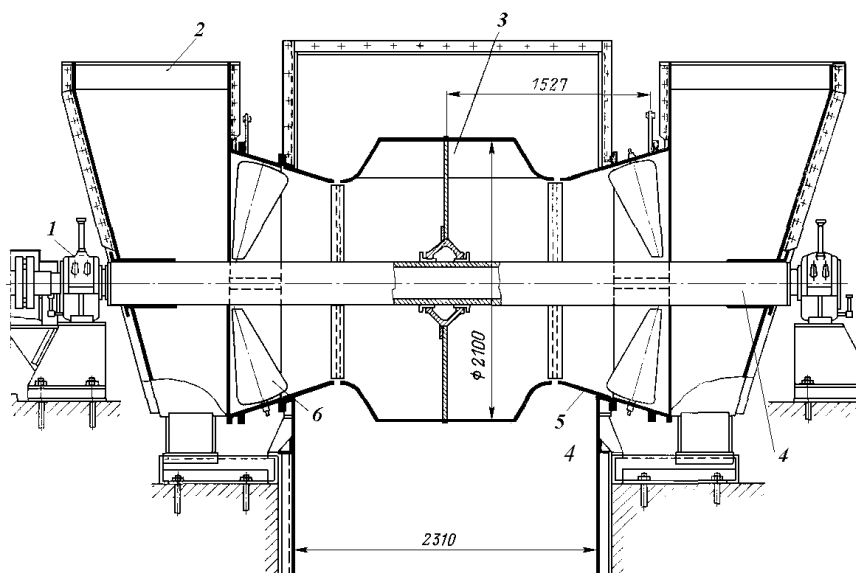
Вентиляторные установки (простейшая показана на рис. 6.6) включают ещё электродвигатель, один или два подшипника, соединительную муфту или шкив. Часто привод идёт не прямо от электромотора, а через клиноремённую передачу со шкивами, изменением диаметров которых можно обеспечить нужное число оборотов вентилятора. У некрупных машин часто диск насаживается прямо на вал электродвигателя, так что тогда нет ни подшипников, ни муфт. Обычно крупные вентиляторные установки содержат различные приборы контроля: тягомеры, термометры, электросчётчик.

Для примера рассмотрим конструкцию дымососа двухстороннего всасывания на подачу  $G = 500\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 350 \text{ мм. вод. ст.}$ ,  $N = 585 \text{ кВт}$ ,  $n = 735 \text{ об/мин}$ ,  $\eta = 0,83$  (рис. 6.7). Здесь рабочее колесо 3 выполнено из стального листа и с помощью ступицы посажено на полный вал 4, лежащий на двух опорных подшипниках 1, вынесенных из зоны дымового потока.



**Рис. 6.6. Вентиляторная установка:**

1 – корпус; 2 – рабочее колесо; 3 – отбойник; 4 – выходной диффузор;  
5 – входной конфузор; 6 – рабочая лопатка; 7 – электродвигатель; 8 – станина



**Рис. 6.7. Дымосос центробежный двустороннего всасывания:**

1 – подшипник; 2 – боковой карман; 3 – рабочее колесо; 4 – вал пустотелый;  
5 – входная воронка; 6 – лопатки направляющего аппарата

Подвод дымовых газов к рабочему колесу осуществляется через боковые карманы 2 и конические воронки 5 с направляющими лопатками 6. На левом торце вала посажена муфта для соединения с электродвигателем. К корпусу вентилятора приварены лапы, которыми он крепится на фундаменте. Подшипники тоже крепятся к фундаменту через специальные подставки. Устройство центробежного дымососа с рабочим колесом двустороннего действия, в котором компенсируются боковые усилия на вал, что упрощает в целом конструкцию, приведено на рис. 6.7.

### 6.3. Осевые вентиляторы

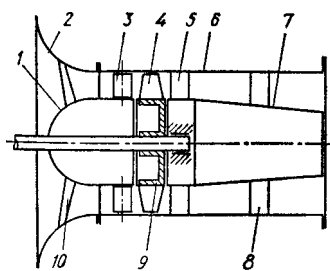
Осевые вентиляторы также находят широкое применение на практике, особенно когда необходимо обеспечить большие подачи газа. Например, осевые вентиляторы часто применяются в качестве дымососов на крупных ТЭС. При этом приводной электродвигатель выносится из зоны горячего потока.

Конструктивно осевые вентиляторы (см. рис. 6.8) похожи на осевые компрессоры, но имеют всего одну-две ступени сжатия. Чтобы обеспечить плавное, безотрывное течение потока, на входе в вентилятор устанавливается неподвижный обтекатель (кок) и направляющий аппарат со специальными, часто поворотными лопатками. Обычно выходные углы решетки направляющего аппарата выбираются так, чтобы абсолютная скорость газа на выходе была направлена даже против скорости  $U$ . Это увеличивает напор, создаваемый вентилятором. При необходимости получить более высокое давление газа вентилятор имеет вторую и даже (очень редко) третью ступень сжатия. В этом случае перед лопатками второй ступени тоже устанавливаются направляющие лопатки, а после них – лопаточный спрямляющий аппарат, придающий осевое направление потоку, что увеличивает



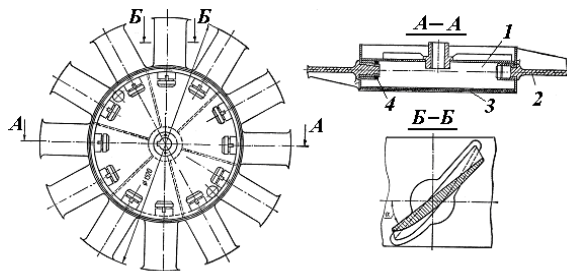
КПД вентилятора. Этой же цели служит и неподвижный задний обтекатель, поскольку он уменьшает турбулизацию потока на выходе, а значит и потери энергии на внутреннее трение.

Рабочие колёса осевых вентиляторов всегда гораздо жёстче, чем у центробежных. Рабочие лопатки часто имеют такое крепление к диску, которое позволяет регулировать величину угла  $\alpha$ . Пример такой конструкции рабочего колеса приведен на рис. 6.9.



**Рис. 6.8. Осевой вентилятор:**

- 1 – обтекатель; 2 – входной конфузор;
- 3 – поворотные лопатки направляющего аппарата;
- 4 – рабочая лопатка; 5 – спрямляющий аппарат;
- 6 – корпус вентилятора; 7 – выходной обтекатель;
- 8 – стойка; 9 – диск рабочего колеса;
- 10 – стойка обтекателя



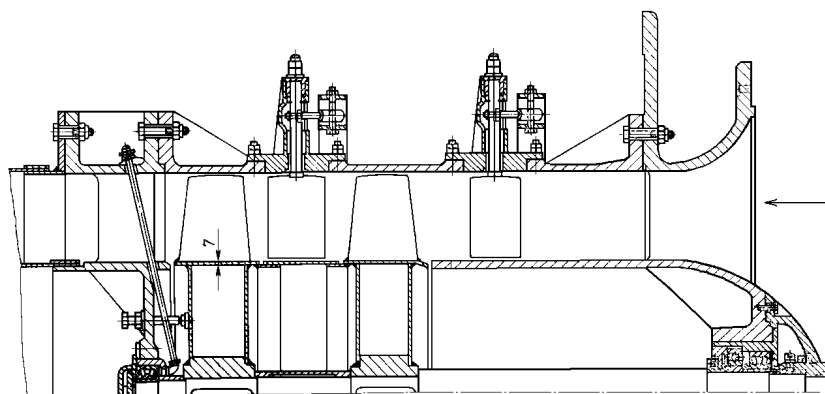
**Рис. 6.9. Рабочее колесо осевого вентилятора:**

- 1 – корпус; 2 – лопасть; 3 – крышка; 4 – гайка

Расчёт скоростей  $U$ ,  $w$  и  $C$ , развиваемого напора  $H$  и подачи  $G$ , проводится точно так же, как и у осевых компрессоров на основе уравнений Эйлера и неразрывности потока. Естественно, что окружные скорости на расчётном диаметре рабочей решётки принимаются несколько меньшими (порядка 80...100 м/с), чем у компрессоров, но гораздо большими, чем у центробежных вентиляторов. Регулирование подачи может осуществляться изменением частоты вращения (реже), или изменением положения лопаток направляющего аппарата (их поворотом), или одновременным поворотом лопаток и направляющего аппарата, и рабочего колеса.

Как и центробежные вентиляторы, осевые выпускаются отдельными геометрически подобными сериями, где все размеры задаются в долях от диаметра рабочего колеса  $D$ . Заводы выпускают осевые вентиляторы с  $D = 300...2000$  мм и с подачей  $G$  до  $130 \text{ м}^3/\text{с}$  при  $p = 30...1000$  Па.

Для подбора осевых вентиляторов используются обычно безразмерные характеристики, обобщающие результаты испытаний подобных вентиляторов. Такие характеристики имеют седловидную форму.



**Рис. 6.10. Двухступенчатый осевой вентилятор**

О некоторых конструктивных особенностях осевых вентиляторов поговорим, знакомясь с конструкцией машины К-06, разрез которой приведен на рис. 6.10. Это двухступенчатый вентилятор с повышенным отношением давлений  $\lambda = 1,2$ . На валу, вращающемся на роликовых опорно-упорных подшипниках, насажено два сварных рабочих колеса с рабочими лопатками. Справа над валом насажен неподвижный, соединённый с корпусом достаточно длинный кок. Литой, составленный из трёх частей корпус образует справа входной конфузор направляющего аппарата, в конце которого установлены (как и перед второй степенью) поворотные направляющие лопатки с механическим рычажным приводом. Слева, за вторым рабочим колесом в виде специальной литой проставки установлен спрямляющий аппарат с неподвижными литыми лопатками. Для исключения значительных завихрений при протекании потока в зоне между рабочими колёсами наварена цилиндрическая обечайка, вращающаяся вместе с валом.

#### 6.4. Устойчивость режимов работы на сеть, помпаж

Выше мы убедились, что изменение характеристики сети существенно изменяет режим работы вентилятора или компрессора. Характеристика сети может достаточно резко измениться в силу каких-либо случайных воздействий на систему, например, при экстренной остановке оборудования, появления трещины в трубопроводе и т.п. В результате расход газа в сети резко изменяется, в то время как даже при наличии системы регулирования характеристика компрессора остаётся какое-то время неизменной. Такие же случайные изменения возможны и со стороны компрессора: случайное изменение скорости вращения вала, срыв потока в лопаточном аппарате, резонансные колебания давления и др. Это приводит к самопроизвольным процессам, направленным или на восстановление предыдущего режима (устойчивые режимы), или наоборот, постоянно уведящим систему от начального режима. Последние случаи называют неустойчивыми режимами.

Чтобы лучше понять, как это происходит, рассмотрим характеристики сети и вентилятора (или другой турбомашин) при возможных различных ситуациях, приведённые на рис. 6.11. Безразмерная характеристика компрессора выделена на этом рисунке жирной линией. Пусть первоначальное состояние определяется пересечением этой характеристики с характеристикой сети в точке  $A$ , соответствующей расходу  $\bar{G}$ . Если в силу каких-либо причин расход увеличится на  $\delta\bar{G}$ , то сопротивление сети увеличится на  $\delta\bar{H}$ . При неизменной скорости вращения ротора машины при увеличении расхода приведёт к снижению его напора (см. точки, выделенные в окрестностях точки  $A$ ). При таком разбалансе по давлениям газ из сети пойдёт в сторону турбомашин, давление в сети будет уменьшаться, а в выходном патрубке машины – увеличиваться. В результате через небольшой промежуток времени режим вернётся в первоначальную точку  $A$ .

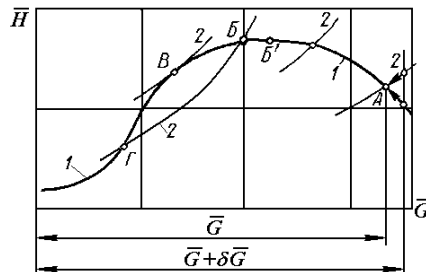


Рис. 6.11. Устойчивость работы вентилятора:

1 – обобщённая характеристика вентилятора; 2 – характеристики сети

Совсем другая ситуация возникает, когда система имеет характеристику, пересекающую левую ветвь характеристики турбомашин, например, в точке  $\Gamma$ . Как и прежде, случайное увеличение расхода в сети вызовет увеличение скорости в ней, а значит и гидравлического сопротивления сети. При этом, и это видно по характеристике  $1$ , увеличится и напор, развиваемый турбомашин. Причём увеличение этого напора будет большим, чем увеличение его в сети. Такое соотношение напоров приведёт к увеличению подачи газа в сеть, увеличению давления и расхода в ней, и режим работы никогда уже не вернётся к первоначальному. Такое увеличение может продолжаться до тех пор, пока давление и расход не достигнут точки  $B$ , где режим может быть устойчивым. Неустойчивый режим может быть и таким, при котором устойчивая работа вообще невозможна, например, в точке  $B$ .

Аналогичные рассуждения приводят к заключению, что при случайном уменьшении расхода в точке  $\Gamma$  подача газа в систему вообще может прекратиться.

На основании приведённых рассуждений можно сделать вывод, что устойчивые режимы возможны только на такой ветви характеристики турбомашин, где

$$\frac{d\bar{H}}{d\bar{G}} \leq 0.$$

Неустойчивые режимы системы ведут к возникновению колебаний давления и расхода в системе. Как и любая реальная система, гидравлическая сеть, имея определённый объём и сопротивление, обладает некоторой собственной частотой колебаний. Когда вынужденные колебания в сети приближаются по частоте к этой собственной, то возникает явление резонанса, способное вызвать серьёзные механические разрушения в системе и турбомашин. Помпаж (так называют эти колебания) недопустим, поэтому на реальных характеристиках турбомашин выделяется область помпажа, в которой работа машин недопустима (см. например, рис. 6.3, где эта граница выделена штриховой линией). Сформулированное выше условие как раз и описывает границу помпажа.

С увеличением ёмкости системы частота помпажных колебаний уменьшается, а амплитуда может возрастать. Поскольку высокочастотные колебания более опасны (быстрее наступает усталостное разрушение материалов), то увеличение объёма путём установки ресивера, как в компрессорных установках с поршневыми компрессорами, иногда применяется и в установках с турбомашин. Для предотвращения разрушений при по-

вышении давления на неустойчивых режимах в системе устанавливают предохранительный клапан, который при необходимости выпускает газ из системы в атмосферу до тех пор, пока давление не упадет до нормы. Характеристики турбомашин показывают, что помпаж может возникать только при малых подачах компрессора. Поэтому для предотвращения помпажа на режимах, близких к неустойчивым, устанавливают антипомпажные системы регулирования.

Одна из простейших таких систем приведена на рис. 6.12. Чтобы обеспечить нормальную работу компрессора, рабочая точка его выбирается несколько правее, чем граница помпажа, при подаче  $\bar{G}_{\text{доп}}$ . Чтобы обеспечить лежащий за границей помпажа расход в системе  $\bar{G}_{\text{сис}}$ , с помощью дроссельного вентиля и трубопроводов часть газа  $\Delta\bar{G}$  возвращают на вход компрессора. Делается это с помощью специального регулятора, который при повышении давления в сети воздействует на сервомотор, который приподнимает дроссельный клапан, увеличивая переток газа во входной канал и уменьшая тем самым подачу газа в сеть. При уменьшении давления в сети всё происходит наоборот. Указанная схема позволяет работать турбомашине на режиме, не выходящем за границу помпажа (при  $G \geq G_{\text{доп}}$ ), обеспечивая подачу в сеть гораздо меньшего количества газа  $G_{\text{сис}}$  (см. рис. 6.12). Такое регулирование приводит к дополнительным потерям и снижает общую эффективность установки. Поэтому при проектировании компрессорных или вентиляционных систем правильному подбору турбомашин следует уделять особое внимание, как можно точнее рассчитывая гидравлические сопротивления всех участков сети и расходы газа на этих участках.

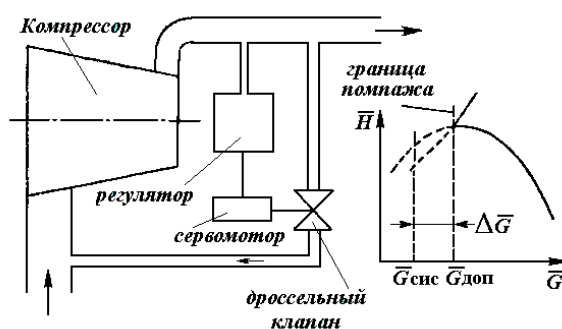


Рис. 6.12. Схема антипомпажного регулирования

Закачивая этот раздел знакомства с компрессорами и вентиляторами, следует отметить, что вопросы недопущения и борьбы с газодинамическими колебаниями в системах с нагнетателями в теоретическом плане решаются весьма сложно и во многих случаях решаются при специальных доводочных регулировках системы, в большей мере ориентированных только на общие качественные закономерности. Чаще всего такие задачи встают перед инженерами при изменении общей схемы системы в результате добавления новых потребителей, замены или удаления ранее запроектированного оборудования.

### Вопросы для самопроверки

1. Опишите принцип работы центробежного вентилятора.
2. Чем центробежные вентиляторы отличаются от центробежных компрессоров?
3. Какие технические параметры характеризуют работу вентилятора?
4. Что называют коэффициентом быстроходности вентилятора?
5. Как определяют полный КПД вентилятора?
6. Что называют напором  $H$  в газо- и гидромеханике?
7. Запишите уравнение Бернулли для потока газа. Как определяется значение  $\int v dp$  при политропном сжатии в вентиляторе?
8. Запишите уравнение неразрывности потока в интегральной и дифференциальной формах.
9. Что называют характеристикой вентилятора? Какой вид она имеет?
10. Как подбирают число оборотов вентилятора, обеспечивающее подачу  $G$  при напоре  $H$ ?
11. Как строятся безразмерные характеристики вентиляторов?
12. Как устроены рабочие колёса центробежных вентиляторов?
13. Как устроено рабочее колесо центробежного вентилятора с двусторонним входом?
14. Почему корпус центробежных вентиляторов выполняется в виде улитки?
15. Что включает в себя вентиляторная установка?
16. С какой целью у осевых вентиляторов ставится передний обтекатель?
17. Как регулируют подачу у осевых вентиляторов?
18. Для чего на выходе из осевого вентилятора устанавливают лопаточный спрямляющий аппарат? Как он устроен?

19. От чего зависит устойчивость режима работы вентиляторов и компрессоров?
20. Что такое помпаж? Почему он недопустим?
21. Как может быть организовано антипомпажное регулирование?

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Завершая изучение этой весьма не простой учебной дисциплины, следует отметить, что за рамками нашего рассмотрения остались ещё множество отдельных важных моментов, связанных с тепловыми двигателями и нагнетателями. Ведь по каждому из рассмотренных нами направлений в системе высшего образования организована подготовка узких специалистов, ориентированных на работу или в области турбостроения, или с поршневыми ДВС, или в компрессоростроении. Конечно же для таких специалистов изучение соответствующих машин предусматривается гораздо более углублённым, нежели в нашем случае. Этому посвящён большой перечень специальных технических изданий, некоторые из которых послужили первоосновой при подготовке настоящего учебного пособия.

Понимая, что нельзя объять необъятного, автор сосредоточил внимание на вопросах устройства и принципах действия рассматриваемых машин, а также на основных методиках выполнения термодинамических и газодинамических расчётов циклов и рабочих процессов. Ведь именно знание теоретических основ проектирования и умение рассчитывать специальное оборудование отличает современного инженера от других технических специалистов. Для выработки таких навыков по изучаемой дисциплине Государственным образовательным стандартом предусматривается выполнение курсового проекта. Учебное пособие призвано вооружить студента знаниями, позволяющими подойти к такому проектированию достаточно подготовленным. Необходимые при этом уточнения и дополнения он должен почерпнуть в результате самостоятельного изучения технических справочников, учебников и отдельных монографий. В пособии практически не нашли отражения проблемы эксплуатации и ремонта тепловых машин и нагнетателей, методики прочностных расчётов основных деталей и узлов и другие вопросы. Всё это при необходимости придётся решать самостоятельно.

При изложении учебного материала автор стремился по возможности лаконично изложить учебный материал; при этом широко использовались различные схемы, диаграммы и рисунки, позволяющие наглядно представлять особенности того или иного процесса или отдельной конструкции. Излагая отдельные теоретические основы, мера углубления ограничивалась так, чтобы это было понятно и доступно обычному студенту. При этом всегда учитывались крылатые слова А.И. Герцена: "Нет трудных наук, есть трудное их изложение", и по мере своих способностей автор старался сделать изложение простым, доходчивым и понятным.

В заключение автор греет себя надеждой, что его скромный труд облегчит студентам освоение названной дисциплины и будет способствовать повышению качества подготовки специалистов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

### *Основная*

1. Теплотехника / А.М. Архаров и др. ; под общ. ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 394 с.
2. Теплотехника / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др. ; под ред. В.М. Луканина. – М. : Высш. шк., 2006. – 347 с.
3. Ляшков, В.И. Теоретические основы теплотехники / В.И. Ляшков. – М. : Машиностроение-1, 2008. – 319 с.
4. Шляхин, Н.П. Паровые и газовые турбины / Н.П. Шляхин. – М. : Энергия, 1982. – 312 с.
5. Занин, А.И. Паровые турбины / А.И. Занин, В.С. Соколов. – М. : Высш. шк., 1988. – 208 с.
6. Трухиний, А.Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А.Д. Трухиний, Б.В. Ломакин. – М. : МЭИ, 2003. – 540 с.
7. Цанев, С.В. Газотурбины и парогазовые установки тепловых электростанций / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремизов. – М. : МЭИ, 2003. – 584 с.
8. Быстрицкий, Г.Ф. Энергосиловое оборудование промышленных предприятий / Г.Ф. Быстрицкий. – М. : Академия, 2005. – 304 с.
9. Леонков, А.И. Паровые и газовые турбины: курсовое проектирование / А.И. Леонков. – М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1989. – 241 с.
10. ДВС / под ред. В.Н. Лукина. – М., 2002. – Т. 1, 2. – 437 с.
11. Черкасский, В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. – М. : Энергия, 1984. – 416 с.
12. Пластинин, П.И. Поршневые компрессоры / П.И. Пластинин. – М. : Колос, 2006. – Т. 1. – 272 с.
13. Гримитлин, А.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры в инженерном оборудовании зданий / А.М. Гримитлин. – СПб. : АВОК Северо-Запад, 2006. – 210 с.
14. Быстрицкий, Г.Ф. Основы энергетики / Г.Ф. Быстрицкий. – М. : ИНФРА-М, 2005. – 278 с.

### *Дополнительная*

1. Теплотехника / под ред. В.И. Крутова. – М., 1989. – 435 с.
2. Щегляев, А.В. Паровые турбины / А.В. Щегляев. – М. : Энергия, 1976. – 368 с.
3. Селезнёв, К.П. Теория и расчёт турбокомпрессоров / К.П. Селезнёв, Ю.С. Подобуев, С.А. Анисимов. – Л. : Машиностроение, 1968. – 408 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания. Т. 2. Конструирование и расчёт / под ред. В.И. Орлина. – М. : Высш. шк., 1975. – 354 с.
5. Дурнов, П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры / П.И. Дурнов. – Киев : Вища школа. 1985. – 264 с.
6. Панкратов, Г.П. Сборник задач по теплотехнике / Г.П. Панкратов. – М. : Высш. шк., 1986. – 248 с.
7. Ваншедт, В.А. Дизели : справочник / В.А. Ваншедт. – Л. : Энергия, 1977. – 479 с.
8. Касилов, В.Ф. Справочное пособие по гидрогазодинамике для энергетиков / В.Ф. Касилов. – М. : Изд-во МЭИ, 2000. – 272 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
1. НАЗНАЧЕНИЕ, РОЛЬ И МЕСТО ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И НАГНЕТАТЕЛЕЙ .....	5
2. ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ .....	7
2.1. Принцип действия, основы устройства, классификация .....	7
2.2. Основы расчёта турбинной решётки .....	13
2.3. Мощность ступени и турбины в целом, потери работоспособности, система КПД .....	17
2.4. Регулирование мощности и работа турбины на частичных режимах .....	23
2.5. Конструкции паровых турбин и схемы паротурбинных установок .....	29
Вопросы для самопроверки .....	32
3. ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ .....	35
3.1. Назначение, классификация и принципиальные схемы .....	35
3.2. Рабочий процесс и характеристики ГТУ .....	40
3.3. Режимы работы, регулирование и конструкции газовых турбин .....	45
Вопросы для самопроверки .....	49
4. ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ .....	50
4.1. Назначение, устройство, классификация, рабочий процесс ..	50
4.2. Основные параметры и характеристики ДВС .....	55
4.3. Основы теплового расчёта ДВС .....	59
4.4. Кинематика и динамика ДВС .....	63
4.5. Конструктивные особенности поршневых ДВС .....	71
Вопросы для самопроверки .....	74
5. КОМПРЕССОРНЫЕ МАШИНЫ .....	75
5.1. Назначение, принцип действия и классификация .....	75
5.2. Осевые компрессоры .....	79
5.3. Устройство и рабочий процесс центробежных компрессоров	82
5.4. Конструктивные особенности центробежных компрессоров	89
5.5. Поршневые компрессоры .....	91
5.6. Особенности конструкций поршневых компрессоров .....	94
5.7. Регулирование подачи и характеристика компрессора .....	99
Вопросы для самопроверки .....	103
6. ВЕНТИЛЯТОРЫ .....	105
6.1. Особенности рабочего процесса центробежных вентиляторов и их характеристики .....	105
6.2. Конструктивные особенности центробежных вентиляторов	111
6.3. Осевые вентиляторы .....	114
6.4. Устойчивость режимов работы на сеть, помпаж .....	116
Вопросы для самопроверки .....	119
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	121
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ .....	122