

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

**БРАТСКИЙ ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНЫЙ КОЛЛЕДЖ**  
ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ  
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БРАТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Специальность 13.02.02  
«Теплоснабжение и теплотехническое оборудование»

**МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ**  
*КРАТКИЙ КУРС ЛЕКЦИЙ*

по МДК 01.01 Эксплуатация, расчет и выбор теплотехнического  
оборудования и систем тепло- и топливоснабжения

**Раздел «Тепловые двигатели»**

Братск 2021

## Содержание

<b>Краткий курс лекций</b>	<b>6</b>
Раздел 1. Паровые турбины	6
1.1 Виды тепловых двигателей. Схема ПСУ	6
1.2 Регулирование и защита паровых турбин	12
1.3 Одноступенчатые турбины	16
1.4 Многоступенчатые турбины	18
1.5 Реактивные турбины	21
1.6 Циклы ПСУ	23
Раздел 2. Газовые турбины	26
2.1 Применение ГТУ	26
2.2 Регулирование ГТУ	27
2.3 Преимущества и недостатки ГТУ	29
2.4 Камера сгорания	30
2.5 Циклы ГТУ	31
2.6 Одновальные ГТУ с регенерацией	36
2.7 Замкнутые ГТУ	38
2.8 Защита ГТУ	39
Раздел 3. Двигатели внутреннего сгорания	41
3.1 Общие сведения	41
3.2 Устройство и работа двигателя	42
3.3 Рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя	44
3.4 Рабочий процесс двухтактного карбюраторного двигателя	47
3.5 Рабочий процесс четырехтактного дизеля	49
3.6 Схема работы двухтактного дизеля	51
3.7 Двигатели с внешним смесеобразованием	52
3.8 Двигатели с внутренним смесеобразованием	56
3.9 Индикаторные и эффективные показатели работы ДВС	59
Раздел 4. Тепловые электрические станции	61
4.1 Классификация тепловых электростанций	61
4.2 Отпуск тепла и восполнение потерь пара и воды	62
4.3 Отпуск пара от турбин	64
4.4 Паропреобразователи	66
4.5 Испарители	67
4.6 Редукционно-охладительные установки	68

## Краткий курс лекций

### Раздел 1 Паровые турбины

#### 1.1 Виды тепловых двигателей. Схема ПСУ.

**Тепловыми двигателями** – называются машины, в которых происходит преобразование тепловой энергии в механическую.

По преобразованию тепловой энергии в механическую тепловые двигатели подразделяют на:

- 1) паровые машины;
- 2) паровые турбины;
- 3) газовые турбины;
- 4) двигатели внутреннего сгорания;
- 5) реактивные двигатели.

#### **Классификация паровых турбин**

В соответствии с ГОСТ 3618-82 «Турбины паровые стационарные для привода турбогенераторов» изготавливаются следующие типы турбин:

К — конденсационные; П — теплофикационные с производственным отбором пара; Т — теплофикационные с отопительным отбором пара; ПТ — теплофикационные с производственным и отопительным отбором пара; Р — с противодавлением, без регулируемого отбора пара; ПР — теплофикационные с противодавлением и производственным отбором пара; ТР — теплофикационные с противодавлением и отопительным отбором пара.

Полное условное обозначение турбины включает: буквенный символ, указывающий тип турбины, значение номинальной/максимальной мощности в МВт, значение начального давления пара в кгс/см<sup>2</sup>, значение давления в отборе или противодавления в кгс/см<sup>2</sup>.

*Примеры условных обозначений турбин:*

типа К, номинальной мощностью 210 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа — К-210-130;

типа Т, номинальной мощностью 110 МВт и максимальной мощностью 120 МВт с начальным абсолютным давлением пара 12,8 МПа—Т-НО/120-130 и т. д.

**Конденсационная турбина** (рис. 1.1, а) предназначена для выработки электрической энергии и является основным оборудованием ГРЭС и АЭС.

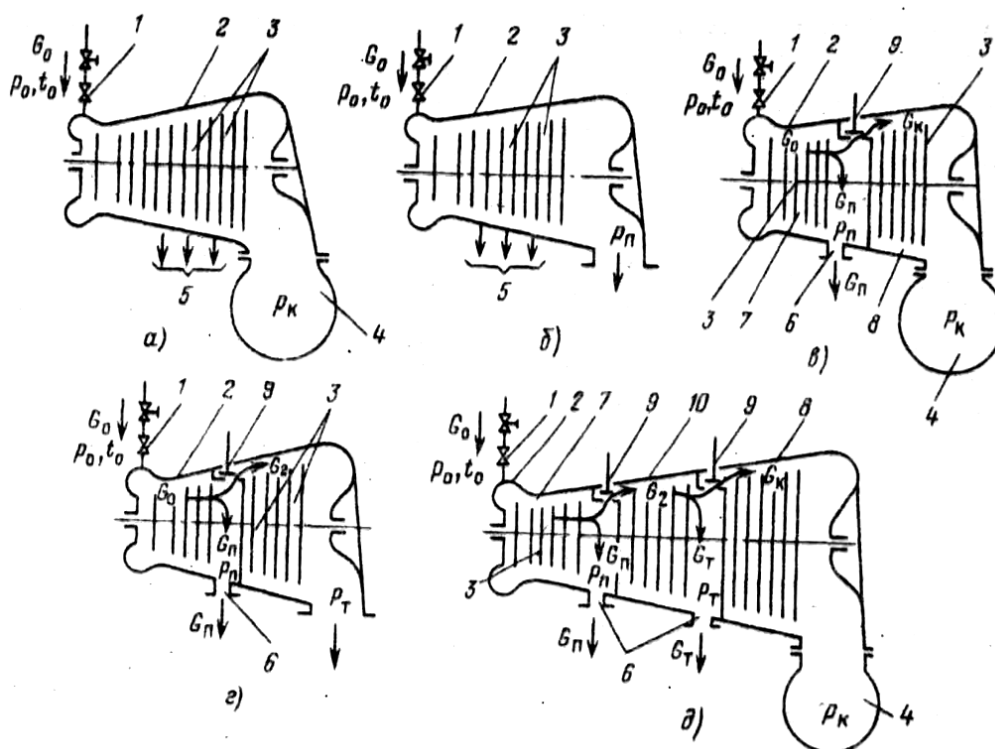


Рисунок 1.1 – Классификация паровых турбин

а – конденсационная турбина; б – теплофикационная турбина с противодавлением; в – теплофикационная турбина с отбором пара; г – теплофикационная турбина с противодавлением и отбором пара; д – турбина с двумя регулируемыми отборами пара.

1 – регулирующий клапан; 2 – корпус; 3 – ступени турбины; 4 – конденсатор; 5 – нерегулируемые отборы пара; 6 – регулируемый отбор пара; 7 – ЧВД; 8 – ЧНД; 9 – регулирующий орган ЧНД; 10 – ЧСД.

Пар из котла с параметрами  $p_0$  и  $t_0$  направляется к турбине 2, где, расширяясь, совершает работу. Пар, отработавший в турбине, поступает в конденсатор 4, в котором конденсируется благодаря охлаждению водой. Температура насыщения конденсирующегося пара близка к температуре окружающей среды (примерно 300 К). Практически это означает, что давление отработавшего конденсирующегося пара обычно 3—5 кПа. Современные конденсационные турбины выполняются с нерегулируемыми отборами пара 5, предназначенными для подогрева питательной воды.

Наибольшую мощность, которую конденсационная турбина должна длительно развивать на зажимах турбогенератора при номинальных значениях всех других основных параметров и при использовании не регулируемых отборов пара для постоянных собственных нужд энергоблока, называют *номинальной*.

Паровые турбины, предназначенные для совместной выработки теплоты и электрической энергии, называют *теплофикационными*.

Паровые теплофикационные турбины по конструктивным особенностям и возможным режимам работы могут быть разделены на две группы:

1 турбины с конденсационной установкой и промежуточными регулируемыми отборами пара (в дальнейшем называемые турбинами с регулируемыми отборами пара);

2 турбины с противодавлением, в том числе с противодавлением и регулируемыми отборами пара.

*Регулируемым* называется отбор пара, параметры которого поддерживаются в заданных пределах независимо от условий работы турбины. Регулируемый отбор пара из турбины, используемый для снабжения потребителей тепловой энергией, называется *теплофикационным*.

Теплофикационный отбор, используемый для отопления и кондиционирования воздуха, называют *отопительным*, а для производственных целей — *производственным*.

Наибольшую мощность, которую теплофикационная турбина должна длительно развивать на зажимах турбогенератора на конденсационном режиме при определенных соотношениях расходов отбираемого пара и давлений пара в отборах или противодавления при номинальных значениях других основных параметров, называют *максимальной*.

**Схема теплофикационной турбины с противодавлением (рис.1.1, б).** Свежий пар с параметрами  $p_0$  и  $t_0$  подводится к турбине 2 из котла. В турбине происходит расширение пара до конечного давления  $p_n$ , и отработавший пар поступает к внешнему потребителю теплоты.

Для турбин с противодавлением характерен режим работы по тепловому графику, когда расход отработавшего пара задан и определяется тепловым потребителем. Как правило, графики потребления теплоты и электрической энергии не совпадают, и турбина с противодавлением, работая изолированно, не может полностью обеспечить потребителей электрической энергией. Поэтому в современных энергетических системах турбины с противодавлением устанавливаются наряду с конденсационными турбинами. При их параллельной работе турбина с противодавлением вырабатывает лишь ту электрическую мощность, которая определяется пропуском пара, необходимого тепловому потребителю, а остальная выработка электрической энергии обеспечивается конденсационными турбинами.

**Теплофикационные турбины с регулируемыми отборами пара** могут одновременно удовлетворить внешних потребителей теплотой и элект-

трической энергией, и поэтому они получили широкое распространение.

Турбина (рис.1.1, в) состоит из двух частей: группу ступеней, расположенных до регулируемого отбора 6, называют частью высокого давления (ЧВД) 7, ступени от отбора 6 до конденсатора 4 — частью низкого давления (ЧНД) 8. Свежий пар подводится к турбине с давлением  $p_0$  и температурой  $t_0$  через стопорный и регулирующий 1 клапаны. Пар в ЧВД расширяется до давления  $p_n$ , которое поддерживается постоянным и определяется внешним тепловым потребителем. Поток пара  $G_0$ , пройдя ЧВД, разветвляется: часть пара в количестве  $G_n$  идет к тепловому потребителю, оставшийся пар в количестве  $G_k$  направляется через регулирующие органы 9 в ЧНД, где расширяется до давления  $p_k$  в конденсаторе 4.

Для турбин с регулируемым отбором пара характерным является многообразие возможных режимов работы. В зависимости от тепловой нагрузки принято различать две группы режимов: конденсационные и теплофикационные.

Режим работы турбины, когда расход пара в регулируемый отбор равен нулю, называют *конденсационным*, и режим идентичен режиму работы конденсационной турбины.

*Теплофикационные* режимы характеризуются наличием тепловой нагрузки. В зависимости от ее характера турбины могут иметь режим работы по тепловому или электрическому графику. На режимах работы по тепловому графику регулирующие органы ЧНД 9 находятся в неподвижном положении, а изменение мощности турбины и нагрузки теплового потребителя обеспечивается с помощью регулирующего клапана 1. При этом возможен режим работы турбины с противодавлением, когда регулирующие органы ЧНД закрыты и весь пар направляется в регулируемый отбор. Такой режим характерен тем, что через ЧНД принудительно пропускается 5—10 % расхода свежего пара для обеспечения отвода теплоты трения вращающихся элементов ротора. На режимах работы турбины по электрическому графику регулирующие органы ЧНД могут иметь произвольную степень открытия.

**Турбины с противодавлением и регулируемым отбором пара** (рис.1.1, г) устанавливаются в тех случаях, когда для обеспечения нужд теплового потребителя необходимо иметь пар двух различных давлений. Свежий пар подводится к турбине с параметрами  $p_0$ ,  $t_0$ . В ЧВД пар расширяется до давления  $p_n$ , необходимого для производственного теплового потребителя, далее поток пара разветвляется: часть пара  $G_n$  направляется к производственному тепловому потребителю, а оставшийся пар в количестве  $G_2$  через регулирующие органы 9 проходит в ЧНД, где расширяется до давления  $p_t$ , величина которого определяется потребителем теплоты низкого потенциала (системы отопления и горячего водоснабжения).

Поскольку турбина с противодавлением и отбором пара рационально может быть использована лишь при работе по тепловым графикам обоих потребителей теплоты, параллельно с такой турбиной обычно включается конденсационная турбина, которая воспринимает колебания электрической

нагрузки. В периоды сокращенного теплового потребления электрическое оборудование турбины с противодавлением используется неполностью, что является ее существенным недостатком.

Для одновременного обслуживания двух тепловых потребителей с различными параметрами пара значительное преимущество перед турбинами с противодавлением имеют **турбины с двумя регулируемым отборами пара** (рис.1.1, д). Турбина делится на три самостоятельных отсека:

1 группа ступеней, расположенных до промышленного отбора, – ЧВД (7),

2 группа ступеней, расположенных между отборами, – часть среднего давления ЧСД (10)

3 группа ступеней от теплофикационного отбора до конденсатора – ЧНД (8).

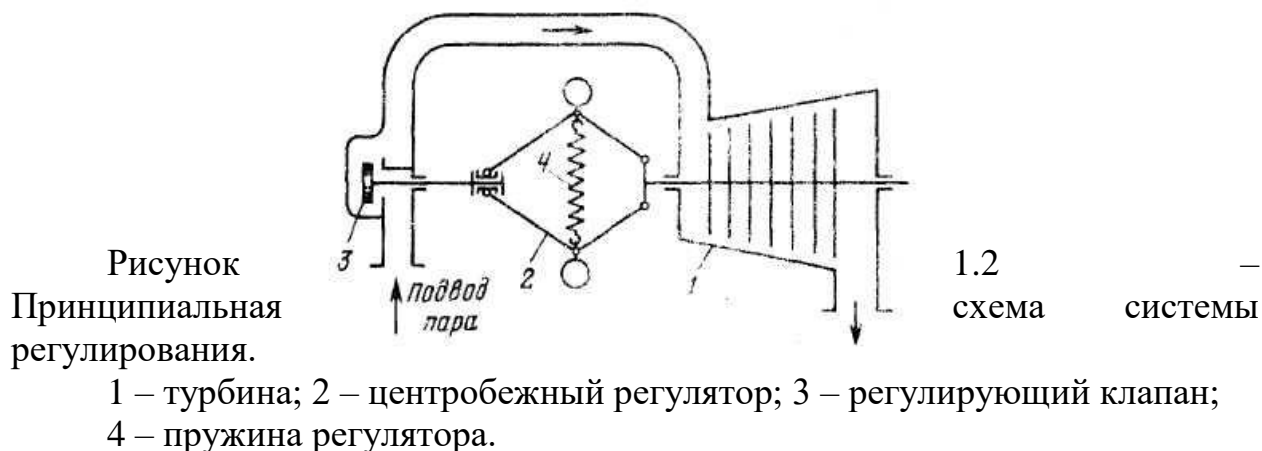
Пар подводится к турбине в количестве  $G_0$  с параметрами  $p_0, t_0$ , в ЧВД (7) расширяется до давления  $p_n$ , при котором часть пара отбирается для промышленного теплового потребителя. Далее пар в количестве  $G_2 = G_0 - G_n$  проходит через регулирующие органы в ЧСД (10), где происходит его расширение до давления  $p_t$ , при котором производится теплофикационный отбор  $G_T$  для низкопотенциального потребителя теплоты. Оставшаяся часть пара в количестве  $G_K = G_0 - G_n - G_T$  поступает в ЧНД (8) и расширяется до давления в конденсаторе 4.

## 1.2 Регулирование и защита паровых турбин

### Система регулирования турбин

Система регулирования представляет собой автоматическое устройство, которое при работе турбины должно постоянно поддерживать равенство между мощностью турбины и внешней нагрузкой электрического генератора (вместе с мощностью, расходуемой на трение в подшипниках, на трение роторов турбины в паре и ротора генератора в газовой среде). Любое изменение внешней нагрузки нарушает такое равенство, и это проявляется в изменении частоты вращения ротора турбины. В каждой системе регулирования имеется чувствительный импульсный орган-регулятор скорости, который реагирует на изменение частоты вращения ротора и управляет клапанами, регулирующими подачу пара в турбину. При снижении частоты вращения система регулирования вызывает открытие клапанов и увеличивает мощность турбины, приводя ее в соответствие с увеличивающейся внешней нагрузкой. Рост частоты вращения, обусловленный снижением нагрузки, вызывает закрытие клапанов и уменьшение мощности турбины.

Рассмотрим действие регулирования турбины на примере системы, условно изображенной на рис. 1.2.



Импульсный орган-регулятор скорости 2 укреплен на валу турбины 1. Центробежная сила грузов регулятора уравнивается натяжением пружины 4. Перемещение грузов, происходящее при изменении частоты вращения, вызывает изменение степени открытия парового регулирующего клапана 3.

Характерной особенностью этой системы является то, что положение регулирующего клапана 3 жестко связано с положением грузов регулятора скорости. Следовательно, каждому расходу пара и мощности турбины соответствует своя определенная частота вращения ротора. Например, при уменьшении нагрузки генератора частота вращения увеличивается, центробежная сила грузов возрастает, муфта сдвинется вправо и переместит регулирующий клапан в сторону закрытия до обеспечения расхода пара,



соответствующего мощности турбины. Таким образом, турбина автоматически уменьшит свою мощность до необходимой.

В турбинах с промежуточным отбором пара подвергаются регулированию два параметра: скорость вращения и давление пара в отборе. Принципиальная схема регулирования такой турбины показана на рис. 1.3.

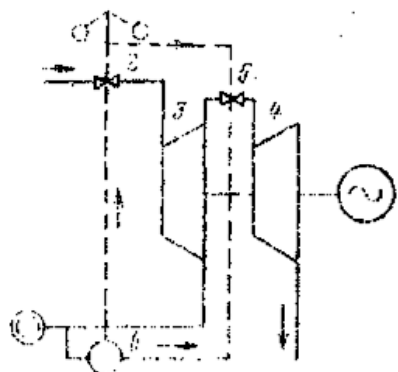


Рисунок 1.3 –

Схема турбины с промежуточным отбором пара при связанном

регулировании.

1 – регулятор скорости; 2 – регулирующий клапан; 3 – ЦВД; 4 – ЦНД; 5 – регулирующий орган ЧНД; 6 – регулятор давления.

Регулятор скорости 1 и регулятор давления 6 связаны с группами клапанов, управляющими впуском пара в часть высокого 3 и часть низкого 4 давлений турбины. Связи регулятора скорости подбираются таким образом, чтобы при изменении нагрузки генератора и отклонении скорости вращения турбины регулятор скорости одновременно увеличивал или уменьшал открытие клапанов ЦВД и ЦНД с таким расчетом, чтобы количество отбираемого пара не изменилось. Точно так же регулятор давления должен воздействовать на обе системы регулирующих клапанов. Однако связи регулятора давления должны быть выполнены таким образом, чтобы при изменении количества отбираемого пара мощность турбины оставалась неизменной и не вызывала увеличения частоты вращения турбины. Такая схема называется *системой связанного регулирования*.

### Устройство защиты турбин

Нормальная эксплуатация турбины обеспечивается системой регулирования при условии удовлетворительного состояния всех ее элементов. Однако в системе регулирования, в самой турбине и системах, обслуживающих ее, могут возникнуть различного рода неисправности. Некоторые из них потребуют немедленного прекращения подачи пара в турбину. Поэтому турбина снабжается устройствами, обеспечивающими останов при возникновении аварийных режимов работы. Для мгновенного прекращения впуска пара в аварийных случаях все турбины на паропроводах перед ЦВД и ЦСД снабжены стопорными клапанами. Срабатывание защиты наряду с закрытием стопорных клапанов вызывает также полное закрытие

всех регулирующих клапанов.

Останов турбины под действием защиты происходит в следующих случаях:

- 1) при увеличении частоты вращения ротора на 10—12% превышающей номинальную;
- 2) при осевом сдвиге ротора, превышающем допустимый;
- 3) при повышении давления пара в конденсаторе;
- 4) при падении давления масла в системе смазки и регулирования ниже допустимого уровня.

Каждая из защит турбины работает так, что при выходе параметра, по которому производится защита, в область недопустимых значений подача пара прекращается и не может возобновиться автоматически, даже если параметр вернется к нормальному значению.

Система защиты турбины от разгона (повышения частоты вращения) состоит из датчика, промежуточных звеньев и исполнительного органа. Датчиком системы является предохранительный выключатель.

Наиболее распространенный предохранительный выключатель кольцевого типа состоит из эксцентричного кольца, насаженного на вал, и пружины. Пока частота вращения турбины меньше 55 1/с, кольцо удерживается силой пружины в таком положении, что его внешняя окружность оказывается концентричной с окружностью вала. При частоте вращения 55 1/с центробежная сила кольца преодолевает силу пружины и кольцо смещается на расстояние рабочего хода в направлении утяжеленной стороны.

При этом внешняя поверхность кольца становится эксцентричной по отношению к оси турбины, что вызывает удар кольца по механизму, приводящему к закрытию стопорного и регулирующих клапанов.

При чрезмерном осевом сдвиге ротора возникают задевания вращающихся деталей о неподвижные, приводящие к разогреву и тепловым деформациям соприкасающихся деталей. Это в свою очередь вызывает разбалансировку ротора, усиленную вибрацию турбины и прогрессирующее развитие задеваний вплоть до полного ее разрушения.

В качестве импульса для работы системы защиты по осевому сдвигу служит перемещение упорной колодки подшипника.

При нормальной работе одна из сторон упорного диска ротора турбины прилегает к расположенным против нее упорным колодкам подшипника. Поверхность упорных колодок, обращенная к диску, залита антифрикционным сплавом — баббитом, толщина которого меньше минимального осевого зазора в этом направлении в проточной части турбины. При осевом сдвиге ротора выше допустимого уровня повреждается заливка колодок упорного подшипника или происходит выплавление слоя баббита, что является сигналом к срабатыванию защиты.

Внезапное повышение давления в конденсаторе происходит, как правило, вследствие прекращения или резкого уменьшения подачи охлаждающей воды. Рост давления в конденсаторе приводит к повышению

температуры в выхлопном патрубке, его короблению и нарушению работы вкладышей подшипников, что вызывает повышенную вибрацию турбины, повышение напряжений в лопатках и их поломку.

Защита при повышении давления в конденсаторе выполняется двухступенчатой. Специальное вакуум-реле при повышении давления до некоторого значения подает импульс на срабатывание системы защиты. Второй ступенью защиты являются предохранительные мембраны, устанавливаемые обычно на выходных патрубках. При повышении давления в конденсаторе выше атмосферного происходит разрыв мембраны с выпуском пара в машинный зал.

### 1.3 Одноступенчатые турбины

В паровой турбине процесс преобразования энергии пара в механическую работу осуществляется в два этапа:

1. преобразование внутренней энергии пара в кинетическую;
2. преобразование полученной кинетической энергии в механическую работу турбины.

Проточная часть турбины состоит из двух основных частей: первая часть — сопловой аппарат 1 (рис.1.4), вторая — диск 3, насаженный на вал турбины 2. По окружности диска закреплены 4, которые образуют каналы.

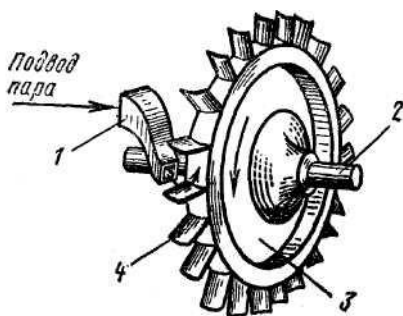


Рисунок  
паровой

1.4 – Сопло и рабочее колесо  
турбины

Первый процесс протекает в сопловом аппарате, куда поступает пар высокого давления. В соплах пар расширяется, его давление падает и соответственно увеличивается скорость, т. е. внутренняя энергия пара в сопловом аппарате преобразуется в кинетическую. Второй процесс протекает в каналах, образованных рабочими лопатками, где кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу вращения диска и связанного с ним вала турбины.

На рис.1.4 сопловой аппарат 1 показан в виде одного сопла. В турбинах средней и большой мощности сопловой аппарат представляет собой сопловую решетку, состоящую из неподвижных лопаток 2 (рис. 1.5), каждая пара которых образует сопловой канал 1. На рис.1.5 показана также решетка рабочих лопаток 3, где каждая их пара образует между собой криволинейный канал 4.

Сопловой аппарат с одним диском, на котором укреплены рабочие лопатки, составляет ступень турбины. Турбину, состоящую из одной ступени,

называют *одноступенчатой*. Одноступенчатые турбины работают с большой частотой вращения ( $30-850 \text{ с}^{-1}$ ). Обычно их применяют в качестве вспомогательных устройств в транспортных установках.

В качестве двигателя, преобразующего энергию пара в механическую работу, применяют турбины, состоящие из нескольких ступеней. Их называют *многоступенчатыми*. Многоступенчатые паровые турбины обладают существенно большими мощностями. В настоящее время созданы паровые турбины мощностью 300, 500, 800 и 1000 МВт.

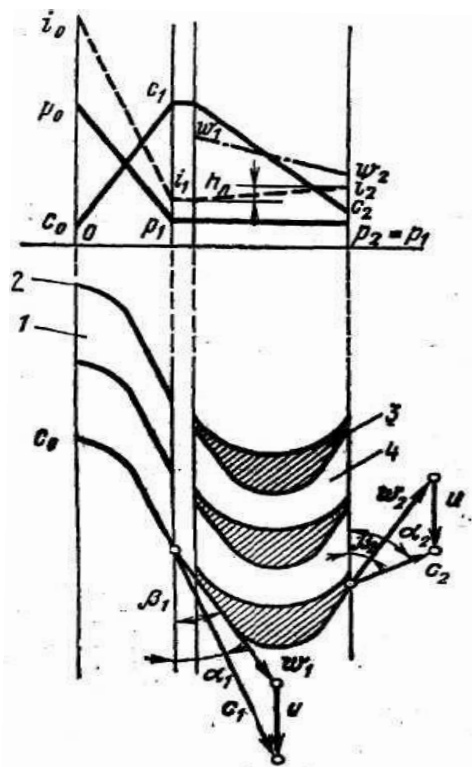


Рисунок 1.5 –

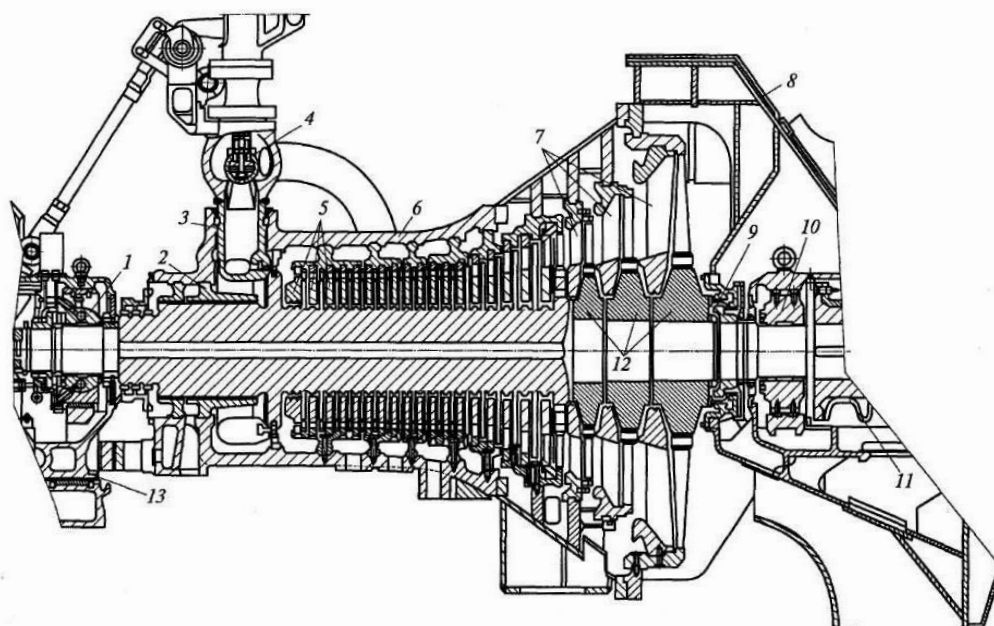
Схема действия пара на рабочие лопатки однодисковой турбины

Современная паровая турбина — это сложный высокоэкономичный быстроходный многоступенчатая двигатель, который в настоящее время является основным двигателем на всех тепловых электрических станциях.

#### 1.4 Многоступенчатые турбины

В качестве характерного примера конструкции многоступенчатой паровой турбины на рис. 1.6 приведен продольный разрез конденсационной турбины мощностью 50 тыс. кВт и частотой вращения 3000 об/мин.

Пар с начальными параметрами 9 МПа и 535 °С подводится по паровпускной трубе к расположенной на корпусе турбины паровой коробке 3, в которой размещены регулирующие клапаны 4. Из клапанной коробки пар через одновенечную регулируемую ступень подводится к проточной части турбины, состоящей из 21 ступени. Первые 18 ступеней имеют рабочие диски (колеса), выполненные за одно целое с валом турбины. Последующие три ступени 12 имеют диски, посаженные с натягом на вал. На ободах каждого диска укреплены рабочие лопатки.



турбины, состоящей из 21 ступени. Первые 18 ступеней имеют рабочие диски (колеса), выполненные за одно целое с валом турбины. Последующие три ступени 12 имеют диски, посаженные с натягом на вал. На ободах каждого диска укреплены рабочие лопатки.

Рисунок 1.6 – Продольный разрез турбины мощностью 50 тыс. кВт  
 1 – передний подшипник; 2 – переднее концевое уплотнение; 3 – паровая коробка; 4 – регулирующий клапан; 5, 7 – промежуточные диафрагмы; 6 – корпус; 8 – выхлопной патрубок; 9 – заднее концевое уплотнение; 10 – задний подшипник; 11 – муфта; 12 – ступени; 13 – станина.

Сопловые решетки первой регулирующей ступени закреплены в паровой коробке, приваренной к корпусу 6 турбины. Диски остальных ступеней разделены неподвижными промежуточными диафрагмами 5, 7. В каждой диафрагме размещены неподвижные сопловые решетки. Часть корпуса 6, охватывающая первые 14 ступеней высокого давления, выполнена в виде стальной отливки. Остальные ступени размещены в сварной части корпуса. Выхлопной патрубок 8 турбины сварен из листовой стали. В

корпусе турбины предусмотрены пять патрубков для отбора пара из промежуточных ступеней турбины. Эти нерегулируемые отборы предназначены для подогрева питательной воды.

Вал ротора турбины опирается на два подшипника. Передний подшипник 1 имеет несколько более сложную конструкцию, чем задний 10, так как он, помимо веса ротора, воспринимает также осевые усилия, возникающие при протекании пара через лопатки ротора. Конструкция переднего подшипника дает возможность фиксировать осевое положение ротора по отношению к корпусу турбины.

Такой подшипник носит название опорно-упорного.

Там, где вал турбины проходит через ее корпус, расположены два концевых уплотнения 2 и 9. Переднее концевое уплотнение 2, работающее в области избыточных давлений пара, служит для предотвращения утечки пара из корпуса турбины в окружающую среду. Заднее концевое уплотнение 9, работающее в области вакуума, защищает выходную часть турбины от подсоса воздуха из окружающей среды, при котором ухудшается экономичность работы турбины и снижается развиваемая ею мощность.

В местах, где вал проходит через расположенные между рабочими дисками перегородки-диафрагмы, установлены промежуточные уплотнения, препятствующие протечкам пара из одной ступени в другую в обход сопловых решеток. Диски рабочих колес имеют разгрузочные отверстия для выравнивания давления по обе стороны диска.

На переднем конце вала турбины расположен предельный скоростной регулятор, который служит для предотвращения повышения частоты вращения вала турбины более чем на 10... 12% сверх номинальной. Масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбоагрегата, привода механизма системы автоматического регулирования турбины и управления им. Масляный насос и опорно-упорный подшипник опираются на станину 13.

На противоположном конце вала размещена муфта 11, служащая для передачи вращающего момента валу генератора. Рядом с муфтой установлено валоповоротное устройство, состоящее из электродвигателя и червячно-зубчатой передачи. Валоповоротное устройство служит для медленного вращения вала неработающей турбины перед пуском и после остановки агрегата для обеспечения равномерного прогрева или остывания ротора турбины и равномерности распределения возникающих при этом термических реформации. С передним концом вала связан указатель частоты вращения — тахометр.

Корпус турбины, а также корпуса подшипников имеют горизонтальный разъем на уровне вала турбины. Это дает возможность разборки и сборки турбины путем съема верхней части ее корпуса.

## **1.5 Реактивные турбины**

Ступени турбины, в которых преобразование потенциальной энергии

в кинетическую происходит в соплах и на рабочих лопатках, называются реактивными (рис. 1.7).

Рабочее тело поступает в каналы между направляющими лопатками 1, неподвижно закрепленными в корпусе 2, и расширяется, но в меньшей степени, чем в соплах активной ступени. Расширение рабочего тела продолжается в каналах рабочих лопаток 3, закрепленных на вращающемся роторе 4.

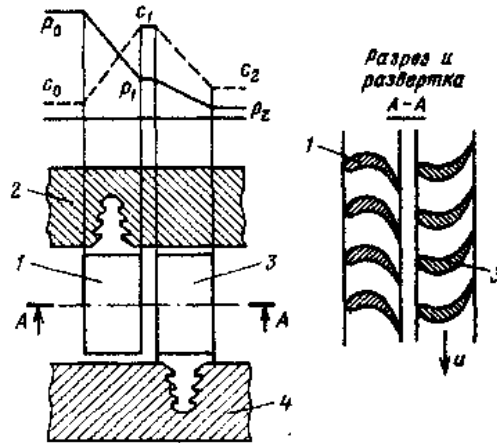


Рисунок  
ступени  
1 —  
— корпус; 3 — рабочие лопатки; 4 — ротор.

1.7 — Схема реактивной турбины  
направляющие лопатки; 2

В многоступенчатых турбинах со ступенями давления (рис. 1.8), работающих по реактивному принципу, расширение потока рабочего тела происходит не только в соплах, но и на рабочих лопатках.

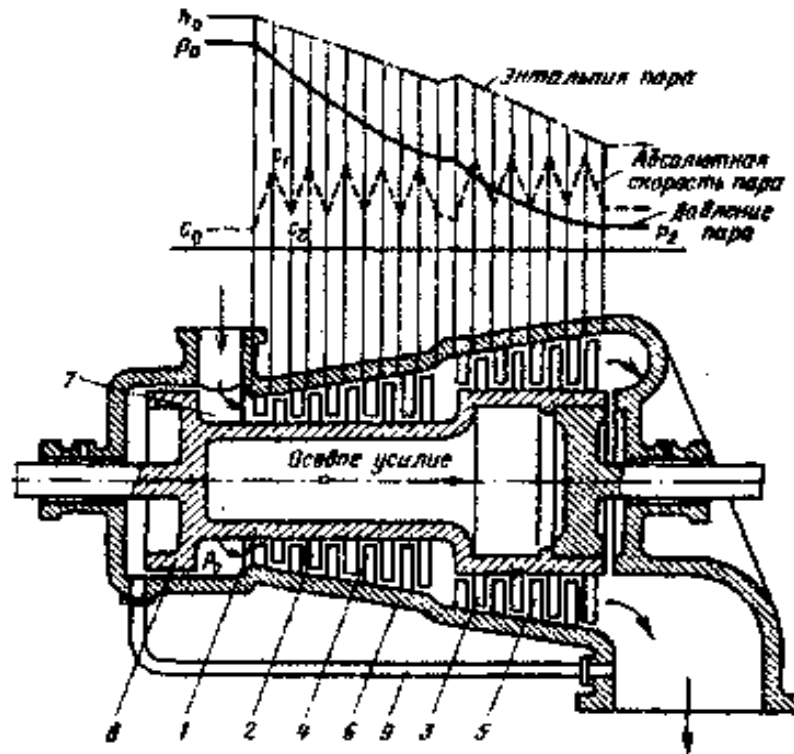


Рисунок 1.8 — Схематический разрез реактивной турбины  
1 — барабан ротора; 2, 3 — рабочие лопатки; 4, 5 — сопловые

направляющие лопатки; 6 – корпус; 7 – камера свежего пара (газа); 8 – разгрузочный поршень; 9 – соединительный трубопровод.

Рабочие лопатки 2 и 3 закреплены на барабане ротора 1. В корпусе турбины 6 укреплены неподвижные направляющие лопатки 4 и 5. Рабочее тело поступает в кольцевую камеру 7 и далее на неподвижные направляющие лопатки первой ступени, в которых происходит падение давления и нарастание скорости. Далее на рабочих лопатках осуществляется передача кинетической энергии ротору при дальнейшем понижении давления. В последующих ступенях эти процессы повторяются.

В результате того что в реактивных турбинах расширение рабочего тела происходит как в направляющих, так и в рабочих лопатках, всегда существует разность давлений по обеим сторонам рабочей лопатки, которая создает осевое усилие в направлении движения потока. Для разгрузки ротора от осевого усилия турбина имеет разгрузочный поршень 8. Пространство перед поршнем 8 сообщается с полостью низкого давления, за счет чего создается перепад давлений, действующий на поршень в сторону, обратную направлению движения потока. Благодаря такому устройству частично уменьшается осевое усилие, действующее на ротор.

## 1.6 Циклы ПСУ

### Идеальный цикл ПСУ

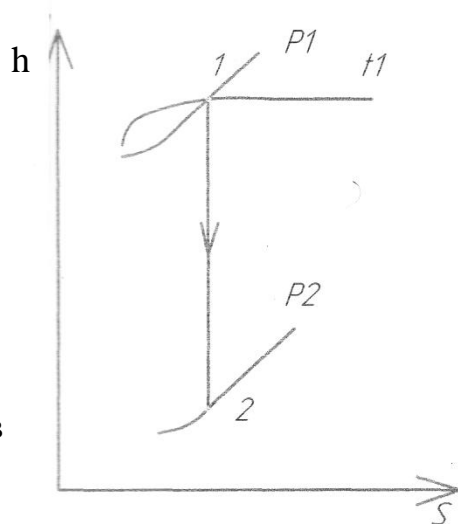


Рисунок цикла ПСУ в

определяется

1.9 – Изображение идеального hs – диаграмме.

Термический цикл КПД по формуле:

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h'_2}, \quad (1.1)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – начальное и конечное значение энтальпии пара в адиабатном процессе расширения его в турбине, кДж/кг;

$h'_2$  – энтальпия конденсата при давлении  $p_2$ .



Удельный расход пара для идеального цикла ПСУ:

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч} \quad (1.2)$$

Удельный расход тепла для идеального цикла ПСУ:

$$q = d_0 \cdot (h_1 - h_2), \text{ кДж/кВт} \cdot \text{ч} \quad (1.3)$$

### Действительный цикл ПСУ

Действительный цикл ПСУ (рис. 1.10) сопровождается неизбежными потерями, вследствие чего удельные расходы пара и тепла увеличиваются. Эти потери учитываются относительным внутренним КПД  $\eta_{от}$ . Этот коэффициент характеризует степень совершенства действительного процесса в сравнении с идеальным циклом.

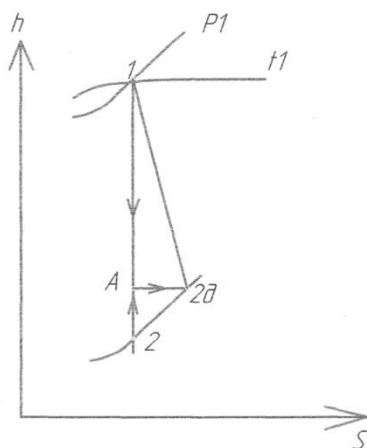


Рисунок 1.10 –  
действительного  
диаграмме.

Изображение  
цикла ПСУ в  
hs –

Абсолютный внутренний КПД  $\eta_{аб}$  представляет собой отношение полезно использованного тепла в действительном цикле к затраченному теплу:

$$\eta_{аб} = \eta_t \cdot \eta_{от}, \quad (1.4)$$

Значение конечной энтальпии в действительном цикле определяют

$$h_{2д} = h_1 - \eta_{от} \cdot (h_1 - h_2), \text{ кДж} \quad (1.5)$$

Расход пара паровой турбины определяется по формуле:

$$D_0 = d_0 \cdot N, \text{ кг/ч} \quad (1.6)$$

где  $N$  – мощность турбины, кВт.

Удельный расход пара:

$$d_0 = \frac{3600}{h_1 - h_2}, \text{ кг/кВт} \cdot \text{ч} \quad (1.7)$$

### Цикл со вторичным перегревом пара

Повышение начального давления с целью увеличения термического КПД приводит к увеличению влажности пара на выходе его из двигателя. Для снижения влажности пара в конце расширения иногда применяют вторичный перегрев пара (Рис. 1.11).

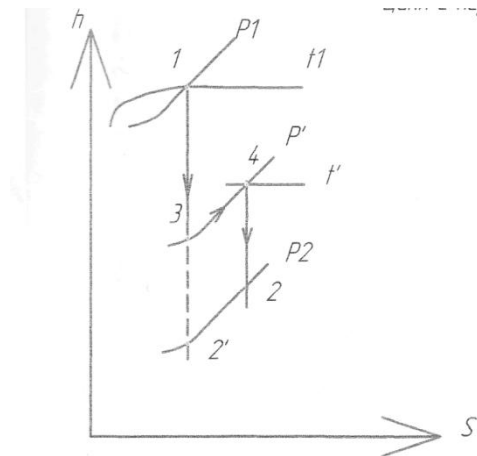


Рисунок 1.11 –  
ПСУ с перегревом

Изображение  
пара в  
цикла

hs – диаграмме.

Термический КПД цикла со вторичным перегревом пара определяется:

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_3) + (h_4 - h_2)}{(h_1 - h'_2) + (h_4 - h_3)} \quad (1.8)$$

## Раздел 2 Газотурбинные установки

### 2.1 Применение ГТУ

В последние годы ГТУ широко используются в различных областях: на транспорте, в энергетике, для привода стационарных установок и др.

Энергетические ГТУ. Газовая турбина меньше и легче паровой, поэтому при пуске она прогревается до рабочих температур значительно быстрее. Камера сгорания выводится на режим практически мгновенно, в отличие от парового котла, который требует медленного длительного (многие часы и даже десятки часов) прогрева во избежание аварии из-за неравномерных тепловых удлинений, особенно массивного барабана диаметром до 1,5 м, длиной до 15 м, с толщиной стенки выше 100 мм.

Поэтому ГТУ применяют, прежде всего, для покрытия пиковых нагрузок и в качестве аварийного резерва для собственных нужд крупных энергосистем, когда надо очень быстро включить агрегат в работу. Меньший КПД ГТУ по сравнению с ПСУ в этом случае роли не играет, так как установки работают в течение небольших отрезков времени. Для таких ГТУ характерны частые пуски (до 1000 в год) при относительно малом числе часов использования (от 100 до 1500 ч/год). Диапазон единичных мощностей таких ГТУ составляет от 1 до 100 МВт.

ГТУ применяются также для привода электрогенератора и получения электроэнергии в передвижных установках (на пример, на морских судах). Такие ГТУ обычно работают в диапазоне нагрузок 30—110% номинальной, с частыми пусками и остановками. Единичные мощности таких ГТУ составляют от десятков киловатт до 10 МВт. Быстрое развитие атомных энергетических установок с реакторами, охлаждаемыми, например, гелием, открывает перспективу применения в них одноконтурных ГТУ, работающих по замкнутому циклу (рабочее тело не покидает установку).

Специфическую группу энергетических ГТУ составляют установки, работающие в технологических схемах химических, нефтеперерабатывающих, металлургических и других комбинатов (энерготехнологические). Они работают в базовом режиме нагрузки и предназначены чаще всего для привода компрессора, обеспечивающего технологический процесс сжатым воздухом или газом за счет энергии расширения газов, образующихся в результате самого технологического процесса.

Приводные ГТУ широко используются для привода центробежных нагнетателей природного газа на компрессорных станциях магистральных трубопроводов, а также насосов для транспортировки нефти и нефтепродуктов и воздуходувок в парогазовых установках. Полезная мощность таких ГТУ составляет от 2 до 30 МВт.

Транспортные ГТУ широко применяются в качестве главных и форсажных двигателей самолетов (турбореактивных и турбовинтовых) и судов морского флота. Это связано с возможностью получения рекордных

показателей по удельной мощности и габаритным размерам по сравнению с другими типами двигателей, несмотря на несколько завышенные расходы топлива. Газовые турбины весьма перспективны как двигатели локомотивов, где их незначительные габариты и отсутствие потребности в воде являются особенно ценными. Транспортные ГТУ работают в широком диапазоне нагрузок и пригодны для кратковременных форсировок.

Единичная мощность ГТУ пока не превышает 100 МВт, а КПД установки 27—37 %. С повышением начальной температуры газов до 1200°C мощность ГТУ будет доведена до 200 МВт и КПД установки до 38—40 %.

## 2.2 Регулирование ГТУ

Изменение мощности газовой турбины при перемене нагрузки принципиально может быть осуществлено так же, как и в паровых турбинах, изменением расхода рабочего тела или теплового перепада. Однако при изменении расхода рабочего тела, условия работы газовой турбины отличаются от условий, в которых находится в этом случае паровая турбина. В паровой турбине параметры свежего пара не зависят от его расхода, поэтому с изменением расхода пара тепловой перепад в турбине может быть сохранен неизменным (сопловое регулирование). В газовых же турбинах, ввиду того, что они работают с постоянной парциальностью, изменение расхода газа связано с изменением начальных параметров  $p_3$  и  $T_3$ . Поэтому изменение мощности газовой турбины достигается только лишь изменением состояния газа перед турбиной.

Нужное изменение начальных параметров газа, отвечающее требуемой нагрузке, осуществляется системой регулирования ГТУ. Регулирование ГТУ возможно следующими способами:

- изменением количества вводимого топлива;
- изменением подачи воздуха;
- одновременным изменением подачи топлива и воздуха,

В современных газовых турбинах с разомкнутым циклом применяется первый способ регулирования. В этом случае меняются коэффициент избытка воздуха  $a_{кс}$  и начальная температура газа, поступающего в турбину. С уменьшением нагрузки эта температура падает, давление в камере сгорания уменьшается. Это убедительно доказывается нижеследующей формулой:

$$N_{\text{пол}} = \left( 1 - \frac{T_1}{T_3} \varepsilon^{\frac{k-1}{k}} \right) N_{\text{теор}} \quad (2.1)$$

где  $N_{\text{пол}}$  — полезная мощность ГТУ;

$N_{\text{теор}}$  — теоретическая мощность турбины.

Из формулы следует, что уменьшение  $T_3$  приводит к уменьшению

полезной мощности.

Существенным отличием системы регулирования газовых турбин от системы регулирования паровых является также наличие в них ряда дополнительных защитных устройств, предохраняющих установку от аварийных нарушений процесса ее работы (заброс числа оборотов, повышение начальной температуры газа  $T_3$  выше расчетной, затухание факела, неустойчивая работа компрессора и пр.).

### 2.3 Преимущества и недостатки ГТУ.

Газотурбинная установка представляет тип теплового двигателя, сочетающего в себе преимущества двигателей внутреннего сгорания и паровых турбин. Наибольшее распространение ГТУ получили в авиации, полностью вытеснив поршневые двигатели внутреннего сгорания. Широкое распространение ГТУ находят на нефтеперегонных заводах, в металлургической промышленности, на станциях перекачки газа и линиях газопроводов, где их используют для привода мощных компрессоров и воздуходувок, а также на электрических станциях для привода электрических генераторов, где они успешно конкурируют с паротурбинными установками.

Газотурбинные установки перед паротурбинными обладают следующими преимуществами:

- отсутствием котельной установки с большим количеством вспомогательных устройств и сложной системой водоподготовки;
- отсутствием конденсационной установки и, следовательно, значительным сокращением потребности в охлаждающей воде;
- компактностью установки, меньшими габаритами и весом (отсутствие котельной);
- быстрым пуском, простотой обслуживания и автоматизации;
- меньшей строительной площадью и кубатурой зданий и, следовательно, меньшей стоимостью сооружения;
- меньшими эксплуатационными расходами.

Наиболее существенным недостатком ГТУ является ограниченная единичная мощность (для ГТУ разомкнутого цикла 35-50 тыс. кВт, для ГТУ замкнутого и полужамкнутого циклов 100 тыс. кВт), что недостаточно для строительства электростанций большой мощности. Другим недостатком является меньшая долговечность газовой турбины по сравнению с паровой.

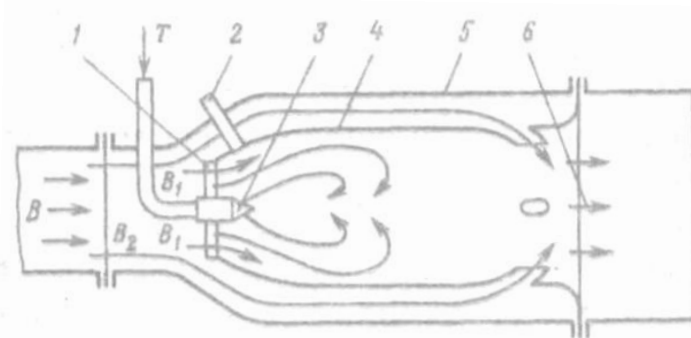
Создание специальных жаропрочных сталей, изыскание способов керамических покрытий лопаток и сопловых аппаратов, предохраняющих их от окисления при высоких температурах, а также изыскание простейших способов охлаждения проточной части турбины, позволяет не только значительно повысить долговечность ГТУ при применяемых температурах газа, но и перейти на более высокие температуры (до 1000—1200° С), при которых их экономичность будет значительно превышать экономичность всех существующих тепловых двигателей.

## 2.4 Камера сгорания

Камера сгорания — устройство, обеспечивающее повышение запаса тепловой энергии рабочего тела в цикле ГТУ за счет химической реакции окисления топлива и подготовку рабочей смеси требуемой температуры для последующей ее подачи в проточную часть газовой турбины. Камера сгорания представляет собой полуограниченный объем для непрерывного подвода топлива и окислителя (воздух) и отвода продуктов сгорания (рис. 2.1).

Рисунок 2.1 – Камера сгорания

1 – воздухонаправляющее устройство; 2 – запальное устройство; 3 –



горелочное устройство; 4 – плазменная труба; 5 – корпус; 6 – смеситель; В – воздух;  $V_1$  – первичный воздух;  $V_2$  – вторичный воздух. Воздухонаправляющее устройство 1 служит для распределения первичного воздуха по огневому пространству камеры сгорания. Запальное устройство 2 предназначено для зажигания топлива в момент пуска установки. Горелочное устройство 3 служит для подачи топлива в камеру сгорания, дробления его на мелкие фракции и равномерного распределения по объему зоны горения. Плазменная труба 4 предназначена для ограничения огневого пространства камеры сгорания и восприятия тепловых нагрузок. Корпус 5 воспринимает нагрузки, создаваемые избыточным внутренним давлением. Смесители 6 смешивают воздух с продуктами сгорания для получения на выходе из камеры сгорания заданной температуры.

Основными характеристиками камер сгорания являются:

1 КПД камеры сгорания  $\eta_{\text{КС}}$

2 Относительные потери давления  $\xi_{\text{КС}}$

3 Теплонапряженность  $q_v$ .

Коэффициент  $\eta_{\text{КС}}$  представляет собой отношение количества теплоты  $Q_1$  подведенной к рабочему телу при сжигании топлива, к количеству теплоты  $Q_2$ , которое теоретически могло выделиться при полном сгорании топлива. Обычно для современных камер сгорания  $\eta_{\text{КС}} = 0,95 - 0,99$ .

Величина  $\xi_{\text{КС}}$  учитывает все возможные потери давления: на трение, местные потери и потери при подводе теплоты. Для современных конструкций камер сгорания  $\xi_{\text{КС}} = 0,02 - 0,04$ .

Под теплонапряженностью  $q_v$  понимают отношение теплоты, выделяемой в единицу времени в единице объема, к давлению в камере

сгорания. В существующих ГТУ  $q_v = 60 - 350 \text{ Вт}/(\text{м}^3\text{Па})$ .

## 2.5 Циклы ГТУ

Получение механической энергии вращения вала в ГТУ происходит за счет использования кинетической энергии газа. Сгорание топлива в их камерах сгорания может происходить при  $p = \text{const}$  или при  $v = \text{const}$ .

Работа одного из наиболее применяемых типов газовых турбин происходит так (рис. 2.2).

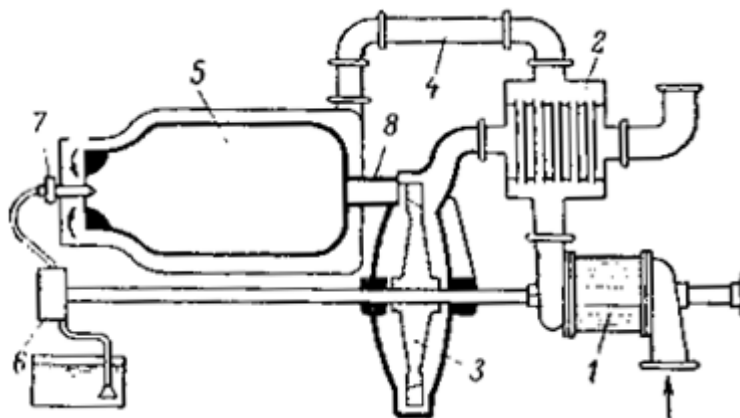


Рисунок 2.2 – Схематический разрез газовой турбины с подводом тепла при  $p = \text{const}$ .

Воздух из атмосферы засасывается компрессором 1 и поступает в подогреватель 2, где он нагревается за счет горячих газов, выходящих из двигателя. Далее по трубопроводу 4 воздух поступает в камеру сгорания 5. Сюда же через форсунку 7 подается топливным насосом 6 жидкое (или газообразное) топливо. Сгорание происходит при  $p = \text{const}$ . Продукты сгорания поступают в сопло 8, откуда они выходят с большой скоростью. Газ из сопла попадает на лопатки турбинного колеса (диска) 3 и отдает им большую часть своей кинетической энергии, за счет которой и получается механическая энергия вращения вала газовой турбины. Из двигателя газы еще при достаточно высокой температуре поступают в подогреватель 2, где за счет их тепла нагревается поступающий в турбину воздух. Как видно, вся установка состоит из компрессора и собственно газовой турбины. Такую установку будем называть газотурбинной установкой или газотурбинным агрегатом. На рис. 2.1 для простоты показана однодисковая газовая турбина.

Преимущество газовых турбин перед поршневыми двигателями внутреннего сгорания состоит в отсутствии инерционных усилий, вызываемых возвратно-поступательным движением поршня. Эти двигатели, кроме того, позволяют в небольших по размерам агрегатах создавать большие мощности. Препятствием к применению их в энергетике служат высокие температуры, которые не могут быть использованы при существующих конструкционных материалах. В поршневых двигателях эти высокие температуры газов действуют в течение небольшой доли цикла, в то

время как здесь лопаткам турбинного колеса приходится в течение всего времени работы двигателя находиться в области высоких температур. Снижение же температуры поступающих в газовую турбину газов влечет за собой уменьшение ее экономичности. Найдем выражение термического к. п. д. цикла газотурбинной установки (так мы будем называть установку, включающую собственно газовую турбину и компрессор), в которой подвод тепла осуществляется при  $p = \text{const}$ . Для термодинамического рассмотрения предположим процесс замкнутым и обратимым, как это мы делали уже раньше. Для упрощения рассмотрим цикл в отсутствие подогревателя 2. В этом случае воздух непосредственно поступает из компрессора в камеру сгорания, а отработавшие газы из турбины направляются без использования их тепла в атмосферу. Такой предварительный подогрев воздуха отходящими газами называется регенерацией. Регенерация хотя и повышает к. п. д. установки, но связана со значительным ее усложнением и не всегда применяется.

$p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ -диаграммы такого цикла представлены на рис. 2.3

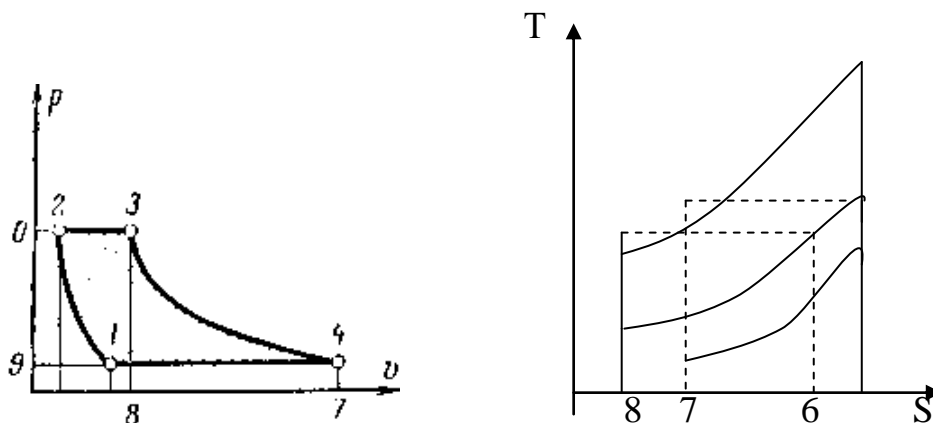


Рисунок 2.3 –  $p$ - $v$ - и  $T$ - $s$ -диаграммы цикла ГТУ при  $p = \text{const}$ .

Здесь 1-2 - процесс адиабатного сжатия рабочего тела, 2-3- изменение состояния рабочего тела при подводе тепла в процессе  $p = \text{const}$ , 3-4 — процесс адиабатного расширения, 4-1 — изменение состояния при отводе тепла в процессе  $p = \text{const}$ ; последний процесс заменяет собой выхлоп газов в действительном двигателе.

Термический к. п. д. можно вычислить по общей формуле (так как подвод и отвод тепла происходят при  $p = \text{const}$ , считая  $c = \text{const}$ ):

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (2.2)$$

где  $q_2 = c_p (T_4 - T_1)$ ,  
 $q_1 = c_p (T_3 - T_2)$ .



Рассматривая адиабаты 3-4 и 2-1, находим:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.3)$$

Правые части равны между собой, так как  $p_3 = p_2$  и  $P_4 = P_1$ , значит, равны и левые части:

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \quad \text{или} \quad \frac{T_3 - T_2}{T_4 - T_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.4)$$

Подставляя полученное выражение в (а), после сокращения на  $C_p$  находим:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (2.5)$$

Из уравнений адиабаты получаем:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1} \quad (2.6)$$

Вводим следующие характеристики цикла:

$\varepsilon = v_1/v_2$  - степень сжатия;

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

Подставляя эти характеристики в (2.6), приходим к следующим двум выражениям для термического к. п. д. турбинной установки с подводом тепла при  $p = \text{const}$ :

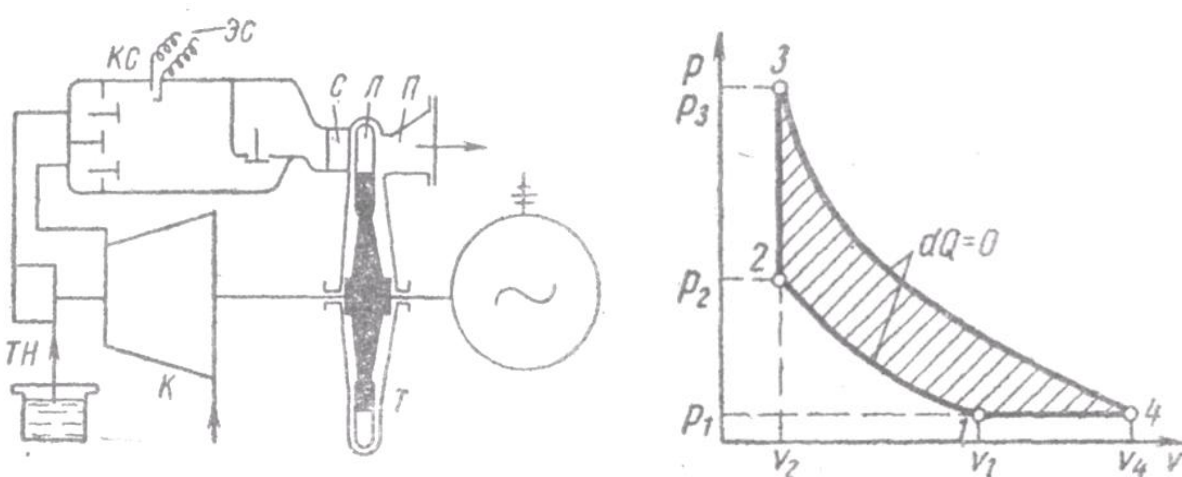
$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = 1 - \frac{1}{\lambda^{\frac{k-1}{k}}} \quad (2.7)$$

### ГТУ с подводом теплоты при $v = \text{const}$

Схема газотурбинной установки и цикл с подводом теплоты при постоянном объеме представлены на рисунке 2.4

В компрессоре К происходит адиабатное сжатие воздуха (линия 1—2, рис. 2.4). Сжатый воздух поступает в камеру сгорания КС, куда одновременно топливным насосом ТН подается жидкое топливо. Сгорание

происходит при постоянном объеме (при закрытых клапанах). Воспламенение горючей смеси обычно производится от электрической свечи



ЭС.

Рисунок 2.4 – Схема газотурбинной установки и цикл с подводом теплоты при постоянном объеме.

Продукты сгорания проходят через выпускной клапан камеры, поступают в сопла С, где адиабатно расширяются (линия 3—4, рис. 2.4). Далее газы с большой скоростью поступают на рабочие лопатки Л турбины и приводят во вращение ее ротор. Отработавшие газы через выпускной патрубок П выпускаются в атмосферу. Цикл замыкается условным изобарным процессом (линия 4—1, рис. 2.4).

Термический КПД цикла

$$\eta_t = 1 - \frac{k}{\varepsilon^{k-1}} \frac{\lambda^{\frac{1}{k}} - 1}{\lambda - 1} \quad (2.8)$$

где  $\lambda = p_3/p_2$ .

## 2.6 Одновалвные ГТУ с регенерацией

Так как уходящие из газовой турбины продукты сгорания имеют достаточно высокую температуру, то для повышения экономичности газотурбинного агрегата вводят так называемую регенерацию, т. е. предварительный подогрев сжатого в компрессоре воздуха за счет теплоты уходящих газов. Термический КПД цикла газовой турбины при наличии регенерации больше, чем термический КПД турбины без регенерации.

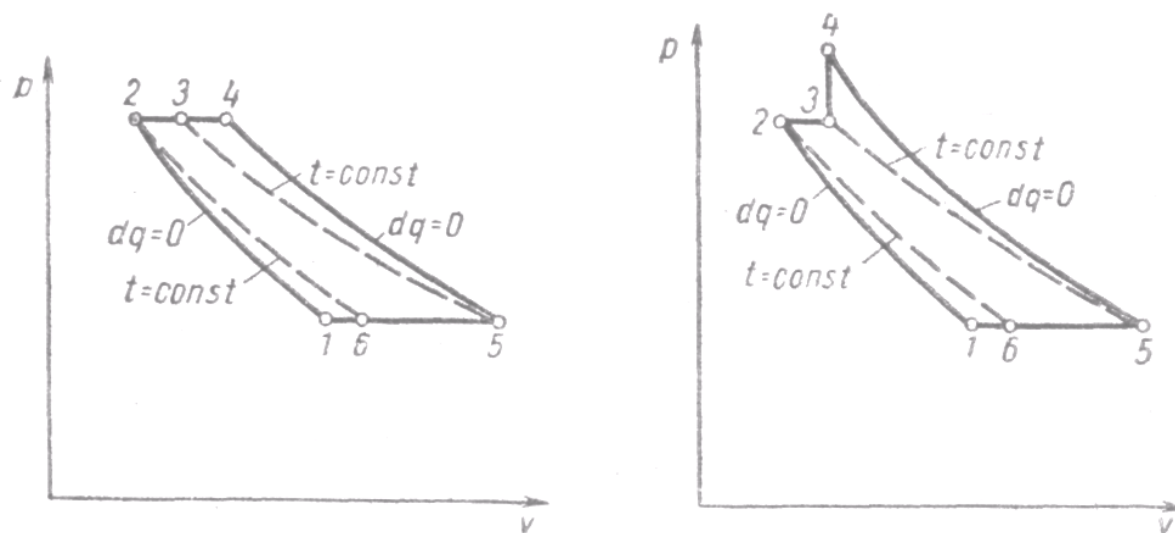
Если всю располагаемую теплоту отработавших газов использовать для подогрева воздуха, то такой цикл газовой турбины носит название цикла с предельной регенерацией.

Цикл газовой турбины с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  и регенерацией изображен на рис. 2.5, а, а цикл турбины при  $V = \text{const}$  и регенерацией — на рис. 2.5, б. В обоих циклах линии 2—3 изображают изобарный подогрев сжатого воздуха в регенераторе, а линии 5—6 — изобарное охлаждение продуктов сгорания в регенераторе.

а

б

Рисунок 2.5 – Циклы газовой турбины



а) с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  и регенерацией;

б) с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  и регенерацией.

Термический КПД цикла турбины с подводом теплоты при  $p = \text{const}$  с предельной полной регенерацией и адиабатным сжатием

$$\eta_{\text{тре}} = 1 - \frac{T_1}{T_5} \quad (2.9)$$

Термический к. п. д. цикла турбины с подводом теплоты при  $V = \text{const}$  с предельной регенерацией и адиабатным сжатием

$$\eta_{\text{тре}} = 1 - \frac{kT_1 \left( \lambda^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{T_5 (\lambda^{k-1} - 1)}. \quad (2.10)$$

## 2.7 Замкнутые ГТУ

На рис.2.6 изображена одна из возможных схем осуществления газотурбинной силовой установки замкнутого цикла — в этой схеме с целью увеличения эффективного к. п. д. используются регенерация тепла и промежуточное охлаждение газа в процессе сжатия.

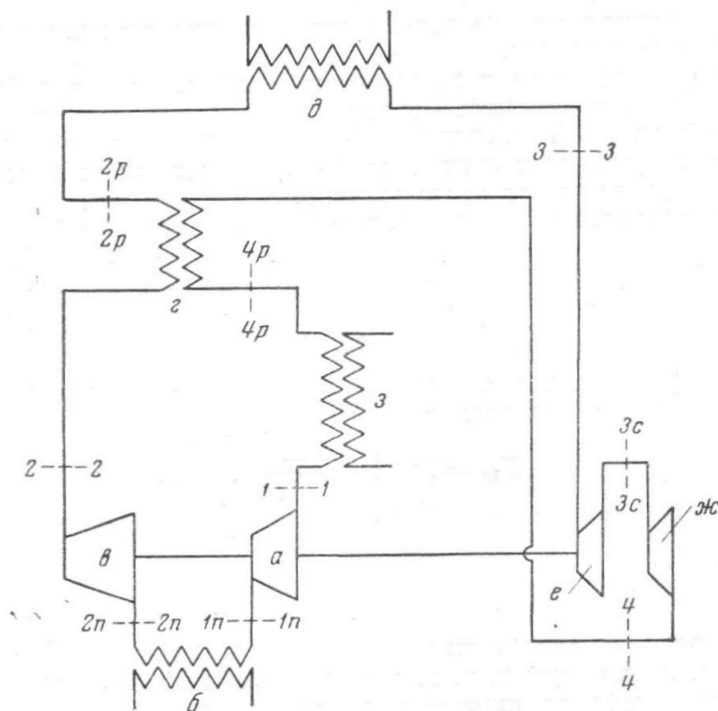


Рисунок 2.6 – Схема ГТУ замкнутого цикла с регенерацией тепла и промежуточным охлаждением газа

а – компрессор низкого давления; б – промежуточный холодильник;  
в – компрессор высокого давления; г – регенератор; д – теплообменник;  
е – турбина; ж – силовая турбина; з – холодильник.

Сжатый в компрессоре низкого давления *а* газ проходит через промежуточный холодильник *б*, охлаждается (чаще всего водой) и затем поступает в компрессор высокого давления *в*. После сжатия в компрессоре высокого давления газ направляется в регенератор *г*, где подогревается, отнимая тепло от газа, поступающего в холодильник из силовой турбины. Уже «частично» подогретый газ направляется в теплообменник *д*. Нагретый в теплообменнике до заданной температуры газ идет в турбину компрессора *е*, где расширяется и совершает работу, которая расходуется на привод компрессоров высокого и низкого давления. По выходе из турбины

компрессора газ проходит через силовую турбину *ж*, где вновь расширяется и совершает полезную работу. Затем газ, пройдя через регенератор и частично охладившись, поступает в холодильник *з*, охлаждается (обычно водой) до начальной температуры и поступает в компрессор низкого давления для повторения цикла.

#### **Достоинства закрытых ГТУ в сравнении с открытыми:**

1. Высокая надежность и долговечность турбин благодаря отсутствию в газе веществ вызывающих коррозию и эрозию лопаточного аппарата.
2. Могут работать на любом виде топлива.
3. Могут работать на атомной энергии.
4. Путем повышения давления перед компрессором можно увеличить в широких пределах весовой расход газа.
5. В качестве рабочего тела можно использовать любые газообразные вещества, обладающие лучшими теплофизическими свойствами.

#### **Недостатки закрытых ГТУ в сравнении с открытыми:**

1. Громоздкость и сложность системы.
2. Появление дополнительных поверхностей нагрева.

## **2.8 Защита ГТУ**

В отличие от паротурбинных установок защита ГТУ имеет свои особенности. Кроме защиты от чрезмерного повышения частоты вращения (автомат безопасности) и чрезмерного осевого сдвига ротора (реле осевого сдвига), которые устанавливаются и на ПТУ у газотурбинных установок, имеются и специфические виды защит.

В частности, устанавливается предельный регулятор температуры, предназначенный для ограничения температуры газа перед турбиной, а также для выключения подачи топлива в случае недопустимого ее повышения. Предельный регулятор должен сначала воздействовать на снижение температуры газа перед турбиной. Если же этого недостаточно и температура газа остается выше допустимого значения, регулятор температуры через реле остановки выключает подачу топлива.

Второй не менее важной защитой является противопомпажный регулятор, который предохраняет осевой компрессор от перехода работы в неустойчивую зону. Этот регулятор перемещает посредством промежуточного усилителя выпускной воздушный клапан на линии нагнетания компрессора, не позволяя увеличиться давлению за компрессором и не допуская перехода его в режим помпажа.

Не менее важно применение в системе защиты ГТУ специального приспособления для быстрого выключения подачи топлива в камеру сгорания при внезапном прекращении горения. Дело в том, что при затухании факела частота вращения турбины начинает снижаться, а система регулирования при этом увеличивает подачу топлива через форсунки. Скопившееся в камере сгорания топливо может вызвать взрыв при воспламенении.

Для ГТУ характерна установка реле давления топлива, которое подает электрический импульс, указывающий, что перед стопорным клапаном имеется давление газа, и позволяющий открыть дежурную и запальную задвижки. При аварийном падении давления газа срабатывают реле и электромагнитный выключатель, вследствие чего закрываются стопорный и другие клапаны. Т. образом, не допускается проникновение горячего воздуха из камеры сгорания в газопровод в случае работы на газе, а также предупреждается недостаточный распыл в форсунках в случае работы на жидком топливе.

## **Раздел 3 Двигатели внутреннего сгорания**

### **3.1 Общие сведения**

Двигатели внутреннего сгорания разделяются по роду применяемого топлива и процессу воспламенения горючей смеси.

По роду использования топлива двигатели подразделяют на две основные группы: двигатели, работающие на жидком топливе, и двигатели, работающие на газообразном топливе.

По способу воспламенения горючей смеси (топливо и воздух) двигатели внутреннего сгорания разделяют также на две основные группы: с принудительным воспламенением от действия магнето или другого электрооборудования (двигатели карбюраторные и газовые) и с воспламенением горючей смеси от сжатия (дизели).

Карбюраторные двигатели работают на бензине или керосине. Газовые двигатели используют в качестве топлива природный газ или генераторный газ, получаемый при газификации древесного топлива. Дизельные двигатели работают на тяжелом топливе (дизельное топливо). На лесозаготовительных предприятиях в большинстве случаев тяговые машины и электростанции с двигателями внутреннего сгорания оборудованы дизельными двигателями.

Передвижные электростанции небольшой мощности (до 15 кВт) оборудованы бензиновыми двигателями типа ГАЗ-МК. Электростанции средней мощности (до 100 кВт) оборудованы дизельными двигателями 1Д6. Кроме того, имеются опытные газогенераторные электростанции с двигателями 1Д6ГД и 1Д12ГД, работающие по газодизельному процессу на древесном генераторном газе с присадкой дизельного топлива в количестве 15—20% расхода жидкого топлива дизельными двигателями. Электростанции большей мощности типа ДЭС-200 также оборудованы дизельными двигателями 1Д12.

Большинство передвижных электростанций вырабатывает ток напряжением 220 или 380 В, частотой 50 Гц. Только электростанции ПЭС-12/200 мощностью 12 кВт снабжают электропилы и электросучкорезки энергией частотой тока 200 Гц и напряжением 220 В.

### **3.2 Устройство и работа двигателя**

В двигателях автотракторного типа, применяемых в передвижных электростанциях лесозаготовительных предприятий, топливо сгорает в камере сжатия и в цилиндре. Поэтому они называются двигателями внутреннего сгорания.

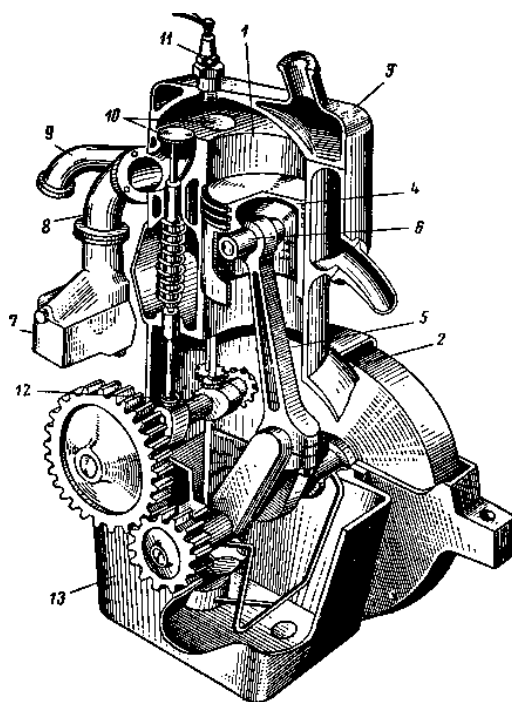


Рисунок 3.1 – Схема карбюраторного четырехтактного двигателя:  
 1— цилиндр; 2 — картер; 3 — водяная рубашка; 4 — поршень; 5 — шатун;  
 6 — поршневой палец; 7 — карбюратор; 8 — впускной трубопровод;  
 9 — выпускной трубопровод; 10 — клапаны; 11 — запальная свеча;  
 12 — распределительный вал; 13 — шестерня коленчатого вала.

Схема одноцилиндрового карбюраторного четырехтактного двигателя показана на рис. 3.1. Этот двигатель устроен следующим образом. К картеру 2 присоединен цилиндр 1, представляющий собой чугунную отливку с головкой наверху. Внутри цилиндра перемещается вверх и вниз поршень 4, соединенный при помощи шатуна 5 с коленчатым валом, который вращается в подшипниках, установленных в картере. Поршень соединен с шатуном шарнирно посредством поршневого пальца 6. При движении поршня верхняя головка шатуна вместе с ним совершает возвратно-поступательное движение, нижняя головка шатуна вместе с коленчатым валом совершает при этом вращательное движение.

Таким образом, прямолинейное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала, которое передается через специальную муфту вала ротора электрогенератора.

Для работы двигателя в цилиндр вводится смесь паров жидкого топлива и воздуха, которая воспламеняется электрической искрой, проскакивающей между электродами запальной свечи 11. Для предварительного приготовления горючей смеси служит карбюратор 7. Образующиеся от сгорания топлива газы расширяются, давят на поршень и заставляют его двигаться вниз. При движении поршня верхняя головка шатуна совершает вместе с ним возвратно-поступательное движение, а нижняя его головка вместе с коленчатым валом — вращательное движение.

Отработавшие продукты сгорания выталкиваются из цилиндра при последующем движении поршня вверх, вследствие чего цилиндр



освобождается для впуска новой порции смеси.

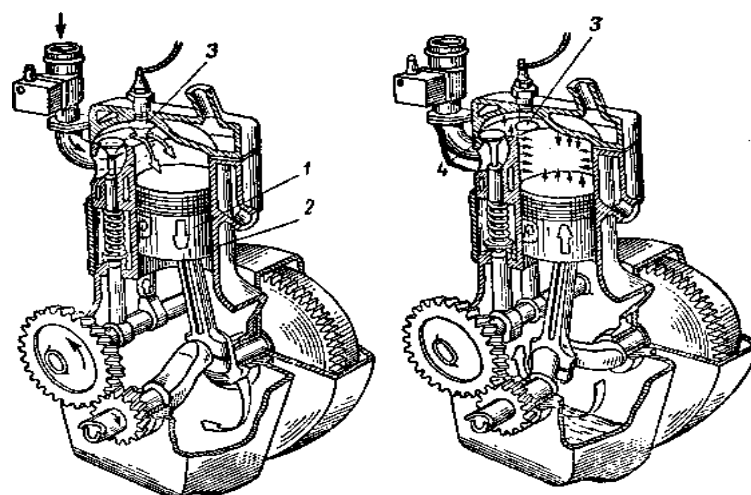
Впуск горючей смеси в цилиндр и выпуск из цилиндра отработавших газов производятся по трубопроводам 8 и 9 через отверстия в верхней части цилиндра, плотно закрываемые клапанами 10.

Привод клапанов производится специальным механизмом (толкатели, клапанные пружины и др.) через кулачки, вращающиеся от шестерни 13 коленчатого вала.

Для уменьшения износа сопряженных деталей двигателя они смазываются маслом, подаваемым под давлением шестеренчатым насосом. Часть деталей смазывается разбрызгиванием масла. Масло используется также и для частичного охлаждения трущихся деталей, нагреваемых при трении.

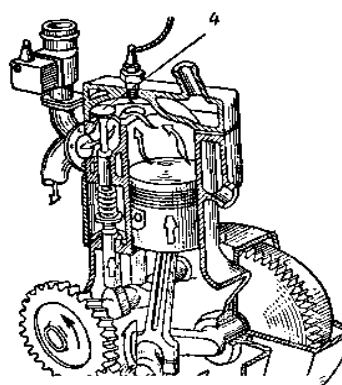
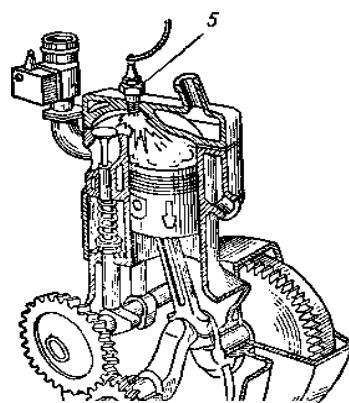
### 3.3 Рабочий процесс четырехтактного карбюраторного двигателя.

При движении поршня вниз (рис. 3.2) в цилиндре двигателя создается разрежение. Если впускной клапан будет открыт, а выпускной закрыт, то в цилиндр двигателя будет поступать (всасываться) горячая смесь. При этом поршень движется от верхней мертвой точки (в. м. т.) до нижней мертвой точки (н. м. т.). Этот ход поршня называется первым тактом.



Впуск

Сжатие



Рабочий ход

Выпуск

*выпуск*

Рисунок 3.2 – Рабочий процесс карбюраторного четырехтактного двигателя

При втором такте поршень движется от в.м.т. до н.м.т., клапаны закрыты, происходит сжатие рабочей смеси и в конце сжатия смесь воспламеняется электрической искрой, возникающей между электродами запальной свечи.

Во время третьего такта, называемого рабочим ходом, сгоревшая рабочая смесь создает давление газов на поршень и последний движется от в. м. т. к н.м.т.; оба клапана закрыты.

При четвертом такте происходит выпуск отработавших газов, выпускной клапан открыт, поршень идет от н.м.т. до в.м.т. и выталкивает отработавшие газы. Открытие и закрытие клапанов производится при помощи механизма газораспределения.

За четыре такта (хода поршня), или за два оборота коленчатого вала, совершается один рабочий ход. Остальные три хода являются подготовительными.

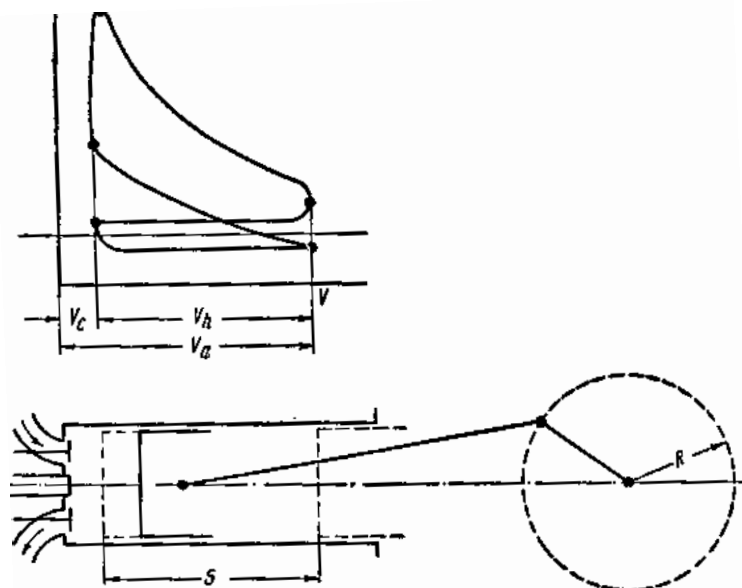


Рисунок 3.3 –  
Индикаторная  
диаграмма

четырёхтактного карбюраторного и газового двигателей

На рис 3.3 показана индикаторная диаграмма четырехтактного двигателя. По оси абсцисс отложен объем  $V$ , занимаемый газами в цилиндре в зависимости от хода поршня  $S$ , а по оси ординат — соответствующие значения давлений газов  $P$  в атмосферах.

Впуск горючей смеси происходит при давлении  $P_a = 0,8—0,9$  ат. Давление в конце сжатия горючей смеси определяется из уравнения политропы по формуле:

$$P_c = P_a \cdot \varepsilon^n \quad (3.1)$$

где  $\varepsilon$  — степень сжатия двигателя, т. е. величина показывающая, во сколько раз уменьшается объем рабочей смеси при сжатии;

$n$  — показатель политропы сжатия, равный 1,3—1,35.

Степень сжатия есть отношение объема всего цилиндра  $V_{h+V_c}$  к объему камеры сжатия  $V_c$ :

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (3.2)$$

При сжатии конечная температура горючей смеси увеличивается до 300—350° С и определяется по формуле:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n-1} \quad (3.3)$$

где  $T_a$  — начальная температура рабочей смеси.

С увеличением степени сжатия  $\varepsilon$  двигателя повышается термический к.п.д. идеального цикла (без учета тепловых и механических потерь), определяемый по формуле:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (3.4)$$

где  $k$  — показатель адиабаты.

При сгорании топлива температура в камере сжатия повышается до  $T_z=1800—2000^\circ\text{C}$  и давление газов достигает  $P_z=20-30\text{ата}$ .

$$P_z=\beta\cdot T_z \quad (3.5)$$

где  $\beta$ - коэффициент молекулярного изменения, представляющий собой отношение числа молей смеси до сгорания к числу молей после сгорания.

При движении поршня вниз продукты сгорания расширяются, давление газов падает до  $P_e = 3-4\text{ ата}$ , а температура понижается до  $T_e = 800—1000^\circ\text{C}$ .

$$T_e = \frac{T_z}{\varepsilon^{n-1}} \quad (3.6)$$

$$P_e = \frac{P_z}{\varepsilon^n} \quad (3.7)$$

В конце рабочего хода открывается выпускной клапан, давление газов падает до  $1 - 1,15\text{ ата}$  и происходит выпуск отработавших газов. Температура отработавших газов составляет в среднем  $600—700^\circ\text{C}$ .

### **3.4 Рабочий процесс двухтактного карбюраторного двигателя**

Двухтактный двигатель конструктивно проще четырехтактного (Рис. 3.4). У него отсутствует клапанный механизм, а вместо него имеются окна в стенках цилиндра для впуска горючей смеси и отвода отработавших газов.

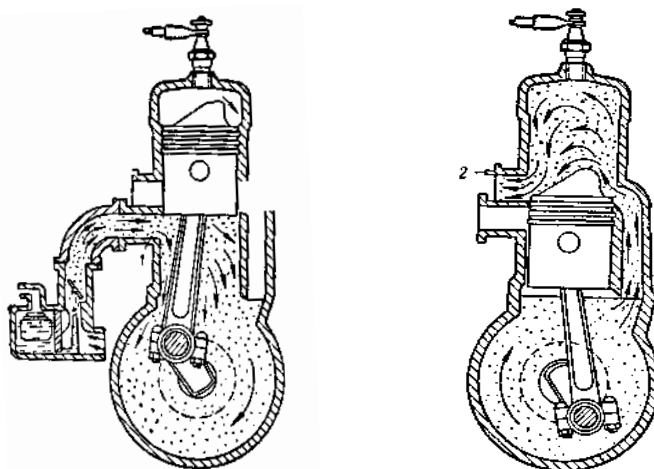
Всасывание смеси происходит через впускное окно при движении поршня вверх. Выпускное окно сообщается каналами с полостью картера. Через выпускное окно, расположенное над впускным, в конце рабочего хода происходит выпуск отработавших газов. Двигатель работает следующим образом:

Первый такт (ход) - поршень движется к н. м.т. и создает разрежение в полости картера, куда засасывается смесь, и одновременно рабочая смесь сжимается поршнем в цилиндре.

Второй такт соответствует ходу поршня от н.м.т, до в.м.т. В первый период этого хода продолжается процесс продувки и заполнения цилиндра свежей смесью. Когда поршень закрывает выпускные окна, продувка заканчивается и в цилиндре начинается процесс сжатия свежего воздуха или свежей смеси. Этот процесс заканчивается в в.м.т. и происходит сгорание смеси. Поршень под давлением газов двигается обратно – снова начинается расширение смеси и цикл повторяется.

Рисунок 3.4 – Схема устройства двухтактного двигателя.

1- впускное окно; 2-выпускное окно; 3 – продувочное окно.



Т.о., в течении второго такта в цилиндре происходят процессы окончания выпуска и продувки, заполнение цилиндра свежим зарядом при дальнейшем ходе поршня.

За один оборот коленчатого вала происходит один рабочий ход. Рабочий процесс завершается за два хода или два такта.

### 3.5 Рабочий процесс четырехтактного дизеля

Рабочий процесс четырехтактного дизеля показана на рис. 3.5.

Первый такт — впуск (всасывание). Впуск свежего воздуха (рис. 3.5, а) происходит при перемещении поршня 1 вниз от в.м.т. к н.м.т. Впускной клапан 3 открыт, а выпускной 6 — закрыт. Во время перемещения поршня вниз в цилиндре 8 двигателя создается разрежение и наружный воздух по впускному трубопроводу 4 поступает в цилиндр и заполняет его. Впускной клапан открывается с некоторым опережением, т. е. до прихода поршня в в.м.т., а закрывается с некоторым запаздыванием, т. е. после прихода поршня в н.м.т.

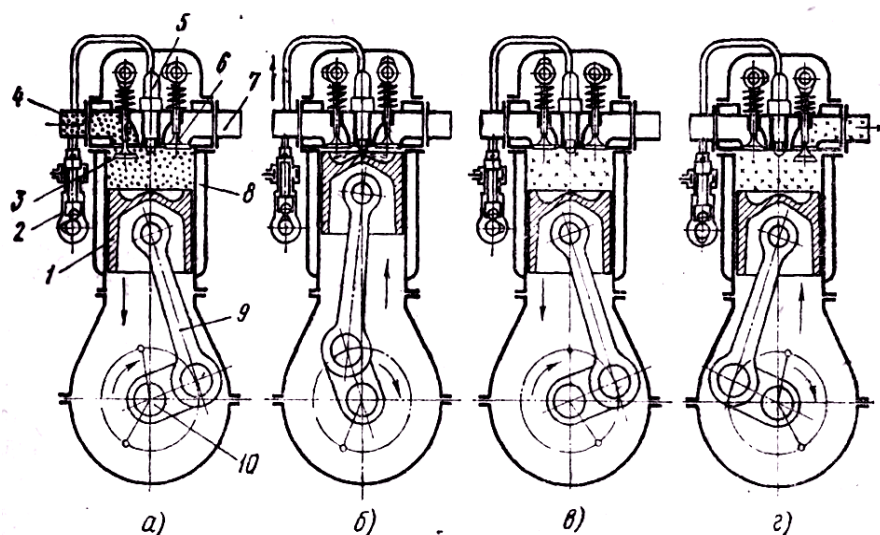


Рисунок 3.5 – Схема работы четырехтактного дизеля

а – впуск; б – сжатие; в – расширение; г – выпуск.

1 – поршень; 2 – топливный насос; 3 и 6 – впускной и выпускной клапаны; 4 и 7 – впускной и выпускной трубопроводы; 5 – форсунка; 8 – цилиндр; 9 – шатун; 10 – коленчатый вал.

Режим работы впускного клапана, при котором он полностью открыт в течение всего хода поршня, установлен для лучшего наполнения цилиндра воздухом. Хотя после н.м.т. поршень начинает двигаться вверх, воздух под действием сил инерции при открытом впускном клапане продолжает еще поступать в цилиндр.

Второй такт — сжатие (рис. 3.5, б). Начинается он при обратном ходе поршня к в.м.т. и закрытых клапанах. Воздух в цилиндре сжимается до давления 3,4—3,9 МПа и нагревается до 500—600°С и более. Давление воздуха в конце сжатия зависит от степени сжатия, т. е. от отношения полного объема цилиндра к объему камеры сжатия. Степень сжатия колеблется для разных типов дизелей от 12 до 20 и для большинства составляет 14—18.

В конце второго такта в цилиндр впрыскивается распыленное жидкое топливо с некоторым опережением, равным 10—20° угла поворота кривошипа коленчатого вала относительно в.м.т. Топливо впрыскивают с таким расчетом, чтобы оно начало воспламеняться вблизи в.м.т.

Третий такт — расширение, или рабочий ход (рис. 3.5, в). При этом происходит горение топлива и расширение продуктов сгорания. Горение топлива сопровождается выделением большого количества тепла. Оба клапана закрыты. Максимальное давление при сгорании топлива у малооборотных дизелей 5—7 МПа, у средне- и высокооборотных 6—12, у дизелей с высоким наддувом 10—15 МПа. Температура газа в конце сгорания топлива тем выше, чем больше давление, и колеблется от 1600 до 2000°С.

Четвертый такт — выпуск (рис. 3.5, *г*). В конце рабочего хода, вблизи н.м.т., открывается выпускной клапан *б*, внутренняя полость цилиндра начинает сообщаться с атмосферой и продукты сгорания с давлением выше атмосферного выходят в окружающую среду. Температура отработавших газов 350— 450°С, а давление—0,3—0,4 МПа. опережение открытия выпускного клапана необходимо для того, чтобы к началу движения поршня к в.м.т. часть газов вышла через открытый выпускной клапан и давление в цилиндре понизилось. В противном случае пришлось бы преодолевать значительное усилие, возникающее от давления газов на поршень. Поршень, двигаясь вверх, выталкивает продукты сгорания наружу, освобождая цилиндр для новой порции свежего воздуха.

Индикаторная диаграмма дизельного компрессорного двигателя представлена на рис. 3.6.

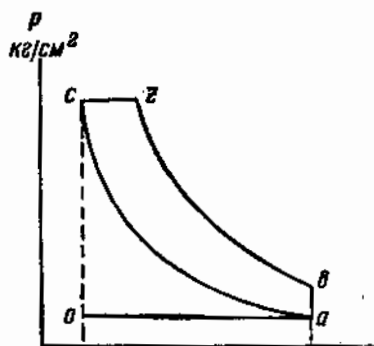


Рисунок 3.6 – Индикаторная диаграмма дизельного компрессорного двигателя.

По оси координат отложены давления  $P$  в  $\text{кг/см}^2$ , а по оси абсцисс — объем цилиндра  $V$  в  $\text{см}^3$ . Процессы рабочего цикла на диаграмме следующие:  $oa$  — впуск;  $ac$  — сжатие;  $c$  — начало воспламенения;  $cz$  — горение смеси;  $zb$  — расширение;  $b$  — начало выпуска;  $ba$  — падение давления;  $ao$  — выпуск отработавших газов.

### 3.6 Схема работы двухтактного дизеля

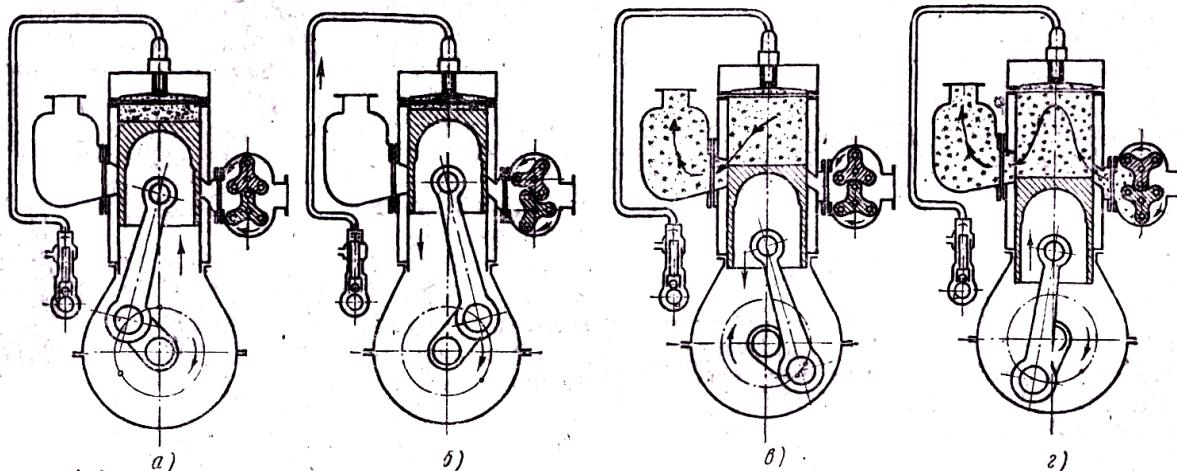
На рис. 3.7 показана схема работы двухтактного дизеля со щелевым газораспределением и контурной продувкой.

Первый такт соответствует перемещению поршня от н.м.т. к в.м.т. При движении поршня вверх (рис. 3.7, *а*) воздух, заключенный в цилиндре, сжимается. В конце такта сжатия в цилиндр впрыскивается топливо, которое благодаря высокой температуре воздуха самовоспламеняется и сгорает.

Второй такт соответствует перемещению поршня от н.м.т. к в.м.т.. Под давлением газов поршень движется вниз, совершая рабочий ход (рис. 3.7, *б*). В конце рабочего хода (за 65—70° угла поворота кривошипа до н.м.т.) поршень своей верхней кромкой открывает выпускные (выхлопные) окна и отработавшие газы выходят из цилиндра в выпускной коллектор (рис 3.7, *в*). Давление в цилиндре при этом быстро падает. Продолжая движение вниз,



поршень за  $45\text{—}50^\circ$  угла поворота кривошипа до н.м.т. начинает открывать продувочные окна (рис. 3.7, *з*). К этому моменту давление в цилиндре приблизительно равно давлению продувочного воздуха, который поступает в цилиндр и вытесняет отработавшие газы. Процесс продувки продолжается до тех пор, пока поршень, пройдя НМТ, при обратном ходе не закроет продувочные окна.



При дальнейшем движении поршня к в.м.т. часть воздуха выталкивается из цилиндра через открытые выпускные окна. После закрытия выпускных окон начинается сжатие, в конце которого в камеру сгорания впрыскивается топливо, и затем рабочий цикл повторяется снова в той же последовательности.

### 3.7 Двигатели с внешним смесеобразованием

Процесс приготовления горючей смеси для сжигания его в двигателе называется смесеобразованием. По способу смесеобразования двигатели делятся на две группы: с внешним смесеобразованием и с внутренним смесеобразованием.

Карбюраторные и газовые двигатели составляют группу так называемых двигателей с внешним смесеобразованием. Горючая смесь в них образуется вне рабочего цилиндра. Чем полнее и равномернее топливо будет перемешано с воздухом, тем при меньших избытках воздуха можно достичь полного сгорания его и, следовательно, в заданном объеме цилиндра получить большую мощность. Это ведет к снижению удельного веса двигателя, т. е. веса двигателя, приходящегося на единицу мощности.

В карбюраторных двигателях, работающих на бензине, приготовление горючей смеси производится в особом устройстве — карбюраторе, принципиальная схема работы которого показана на рис. 3.8.

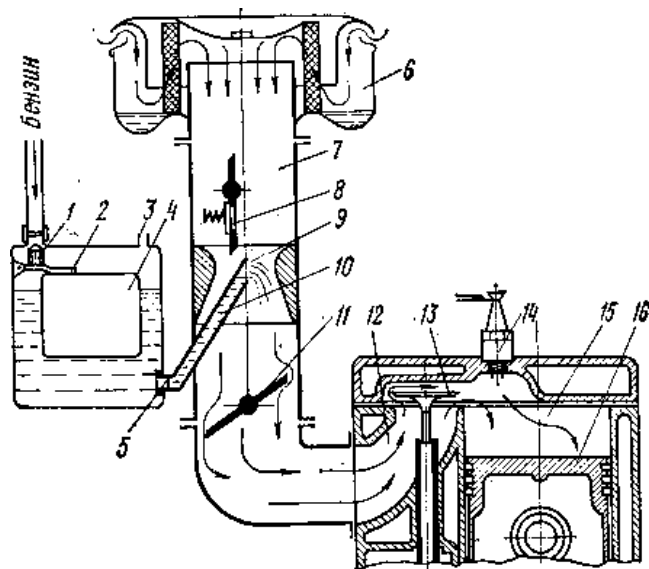


схема работы

Рисунок 3.8 –  
Принципиальная  
карбюратора:

1 — игольчатый клапан; 2 — поплавковая камера; 3 — отверстие для соединения с атмосферой; 4 — поплавок; 5 — жиклер; 6 — воздушный фильтр; 7 — воздушный патрубок; 8 — воздушная заслонка; 9 — смесительная камера-диффузор; 10 — распылительная трубка; 11 — дроссельная заслонка; 12 — впускной патрубок; 13 — впускной клапан; 14 — электрическая свеча; 15 — цилиндр двигателя; 16 — поршень двигателя.

Количество и качество всасываемой в двигатель рабочей смеси, а следовательно, мощность и число оборотов двигателя регулируются воздушной заслонкой 8 и дроссельной заслонкой 11.

Топливо из бензинового бака поступает к поплавковой камере 2, в которой с помощью поплавка 4, действующего на запорный игольчатый клапан 1, поддерживается постоянный уровень топлива. Поплавок представляет собой полую герметичную цилиндрическую коробку, шарнирно прикрепленную к стенке камеры. По мере заполнения поплавковой камеры бензином поплавок всплывает, приподнимает игольчатый клапан 1 и запирает отверстие для подачи топлива. При понижении уровня топлива поплавок опускается, и поплавковая камера заполняется до нормального уровня.

Из поплавковой камеры через калиброванное отверстие — жиклер 5 — бензин поступает в смесительную камеру 9, называемую диффузором. Так как уровень топлива в поплавковой камере ниже выходного отверстия распылительной трубки 10, то при неработающем двигателе бензин из нее не вытекает. При работе двигателя, когда его поршень 16 идет вниз, внутри цилиндра 15 и во впускном патрубке 12 создается разрежение.

Атмосферный воздух, входящий в карбюратор через воздушный фильтр 6 и патрубков 7, в суженной части диффузора приобретает большую скорость, создавая значительное разрежение около устья трубки. Под действием этого разрежения происходит фонтанирование бензина из трубки и распадение струи на мелкие капли, испаряющиеся в воздухе. Образующаяся таким образом горючая смесь через впускной клапан 13 поступает в цилиндр двигателя.

Рассмотренный простейший карбюратор не может обеспечить необходимые изменения состава горючей смеси при изменении режимов работы двигателя: получение достаточно богатой (по наличию топлива) смеси при пуске двигателя, а также обогащение смеси в период разгона двигателя и форсированной нагрузке и, наоборот, обеднение смеси при средней нагрузке. Такую сложную регулировку состава смеси обеспечивают только многожиклерные карбюраторы, снабженные рядом специальных приспособлений.

В газовых двигателях, работающих на природном и генераторном газах, при-  
производится в  
готовление горючей смеси  
особых смесителях. Смесители  
индивидуальные — для каждого  
двигателя в отдельности или  
весь двигатель. Наибольшее  
получили индивидуальные  
газосмесительного впускного  
цилиндра  
общие — один на  
распространение  
смесители в виде  
клапана (рис. 3.9).

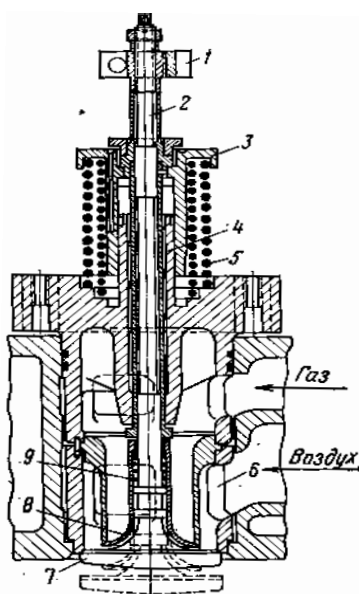


Рисунок 3.9 – Газосмесительный впускной клапан.

1 — шайба, 2 — шток клапана, 3 — тарелка пружины, 4 — гильза, открывающая газовый клапан, 5 — пружины клапана, 6 — воздушные окна в корпусе клапана, 7 — тарелка впускного клапана, 8 — газовый клапан, 9 — пружина газового клапана.

Впускной клапан — двойной: нижняя тарелка 7 перекрывает сообщение с полостью цилиндра, а верхний клапан 8 — газовый канал. При опускании клапана сначала открывается сечение для прохода воздуха, а затем для прохода газа. При закрытии клапана операции протекают в обратном порядке.

### 3.8 Двигатели с внутренним смесеобразованием

К двигателям с внутренним смесеобразованием относятся калоризаторные двигатели и двигатели с самовоспламенением топлива — компрессорные и бескомпрессорные дизели, в которых горючая смесь образуется внутри рабочего цилиндра.

В дизелях сжимается не горючая смесь, а воздух. В конце сжатия давление достигает 30—40 кгс/см<sup>2</sup>, а температура 550—650° С, превышая на 150—200° С температуру самовоспламенения топлива. Топливо, впрыснутое в конце сжатия в цилиндр, смешивается с нагретым воздухом, нагревается и частично испаряется, образуя горючую смесь, которая и загорается. Процесс горения топлива зависит от способа подачи и качества смесеобразования.

В бескомпрессорных дизелях подача топлива в цилиндр и распыливание осуществляются чисто механически, путем непосредственного впрыскивания топлива через форсунку топливным насосом высокого давления.

При организации смесеобразования в бескомпрессорных дизелях ставится задача получения высокого качества сгорания топлива. Однако для этого совершенно недостаточно равномерного перемешивания топлива с воздухом. Необходимо равномерное распределение топлива по всему объему камеры сгорания. Это достигается не только соответствующей конфигурацией камеры сгорания, но и правильно подобранной дальностью струи топлива и интенсивностью вихревых движений воздуха в цилиндре.

В зависимости от формы камеры сгорания, и способа смесеобразования бескомпрессорные дизели бывают: с неразделенной и разделенной камерами сгорания. В свою очередь дизели с разделенной камерой сгорания делятся на предкамерные, с вихревой камерой и с воздушной камерой.

В дизелях с неразделенной камерой сгорания все пространство сжатия представляет собой единый объем, который может быть размещен в крышке рабочего цилиндра, либо между днищами поршня и крышки (рис. 3.10, а и б), либо в головке поршня (рис. 3.10, в и г). Топливо впрыскивается непосредственно в этот объем, поэтому дизели с неразделенной камерой называют также дизелями с непосредственным впрыском.

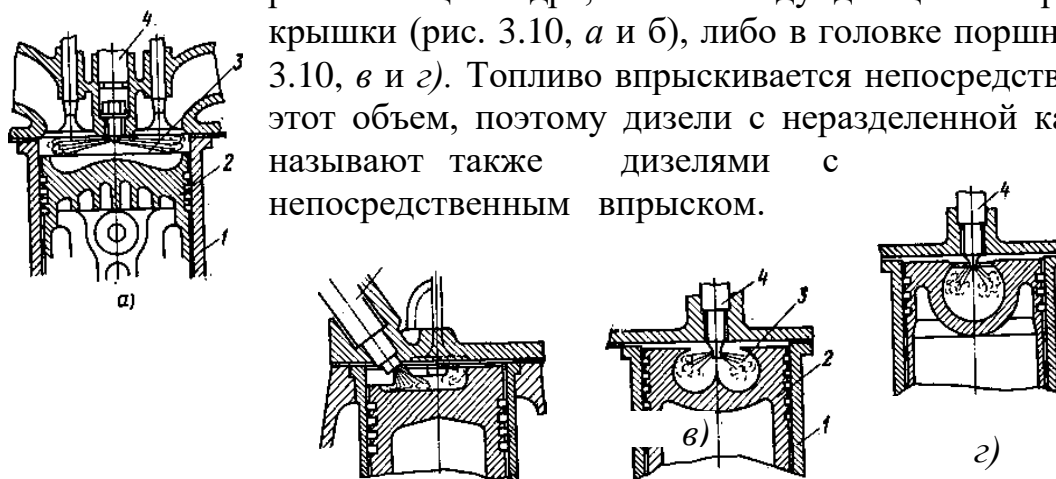


Рисунок 3.10 — Формы камер сгорания

## бескомпрессорных дизелей со струйным распыливанием топлива.

а и б – камеры сгорания в цилиндре двигателя, в и г – камеры сгорания в поршне; 1 – цилиндр, 2 – поршень, 3 – камера сгорания, 4 – форсунка

Так как качество смесеобразования в этих дизелях зависит, главным образом, от качества распыливания топлива форсункой, рассеивающего действия и дальнобойности струи, их называют также дизелями со струйным распыливанием топлива.

В дизелях с разделенной камерой сгорания объем камеры разделен на две неравные части, соединенные между собой одним или несколькими каналами. Одна часть (главная) камеры размещается в надпоршневом пространстве, другая (дополнительная) — в крышке цилиндра.

Все бескомпрессорные дизели независимо от способа смесеобразования работают по циклу со смешанным сгоранием топлива, с высокой степенью сжатия и обладают в сравнении с другими типами двигателей наибольшей экономичностью.

Индикаторная диаграмма четырехтактного бескомпрессорного дизеля показана на рис. 3.11.

Впрыск топлива производится в конце хода сжатия с некоторым опережением до верхней мертвой точки в. м. т. (за  $10\text{--}40^\circ$ ) в точке *n* и продолжается  $15\text{--}30^\circ$  поворота коленчатого вала.

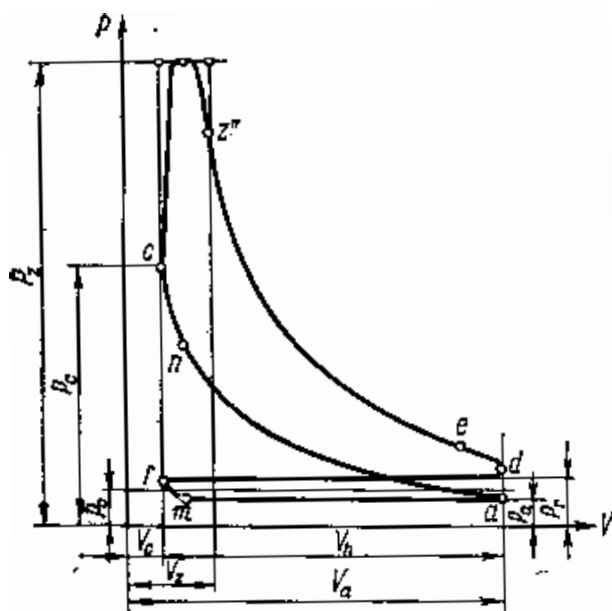


Рисунок 3.11 – Индикаторная диаграмма четырехтактного бескомпрессорного дизеля

На участке политропы *nc* образуется горючая смесь из части топлива, поданного к этому моменту, и воздуха, которая подогревается и в точке *c*, а иногда и раньше, самовоспламеняется. Быстрота прогрева капель топлива и

скорость их испарения, а следовательно, подготовка топлива к воспламенению зависят от температуры и давления в камере сжатия, размера капель и скорости их движения по отношению к воздуху.

В момент распада струи на капли относительная скорость капель практически равна скорости истечения из форсунки; далее капли затормаживаются вследствие сопротивления воздуха, и относительная скорость их уменьшается до нуля, после чего они движутся вместе с потоком воздуха.

Одновременно с физическими происходят также химические процессы подготовки к самовоспламенению, состоящие в основном в развитии окислительных процессов, разложении сложных молекул и образовании промежуточных продуктов окисления.

На подготовку топлива к воспламенению затрачивается определенное время, характеризующее период задержки воспламенения. Обычно под периодом задержки воспламенения подразумевают промежуток времени между образованием горючей смеси и воспламенением. Практически задержкой воспламенения называют период между началом впрыска топлива и началом быстрого повышения давления в цилиндре, определяемого по точке отрыва кривой сгорания от кривой сжатия, т. е. участок *ис*.

Кроме перечисленных факторов, наибольшее влияние на период задержки воспламенения оказывает химический состав топлива.

От сгорания мелких фракций (5—15 мкм) топлива резко повышается давление (теоретически это участок *сз'*, т. е. сгорание при  $V = \text{const}$ ).

Далее топливо попадает в условия, отличные от первоначальных. Высокие давление и температура в камере сгорания способствуют быстрому загоранию более крупных фракций топлива, а также топлива, еще выходящего из форсунки, однако поршень к этому времени - уже перемещается вправо от мертвой точки, и повышение давления в результате сгорания остальной части топлива уже не наблюдается (теоретически это участок *сз''*, т. е. сгорание при  $p = \text{const}$ ).

В реальном двигателе процесс сгорания топлива отличается от теоретического и протекает по линии *саз''*. Далее следует расширение образовавшихся продуктов сгорания — линия *z''ed* и выпуск отработавших газов — линия *ed*.

### 3.9 Индикаторные и эффективные показатели работы ДВС

**К индикаторным показателям относят:**

1. Средний показатель индикаторной мощности

$$N_i = \frac{L_i \cdot Z \cdot n}{\tau}, \text{ кВт}, \quad (3.8)$$

где  $L_i$  – работа за один ход поршня;  
 $Z$  – число цилиндров;  
 $n$  – частота вращения вала;  
 $\tau$  – коэффициент тактности (для 4-х тактных ДВС –  $\tau=4$ , для 2-х тактных ДВС –  $\tau=2$ ).

Работа за один ход поршня определится по формуле:

$$L_i = P_i \cdot V_p \quad (3.9)$$

где  $P_i$  – условно-постоянное давление, которое воздействует на поршень за один ход поршня; МПа;  
 $V_p$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>.

## 2. Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{N_i}{B \cdot Q_n^p}, \quad (3.10)$$

где  $B$  – расход топлива, кг/с;  
 $Q_n^p$  – теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Для дизельных двигателей:  $\eta_i = 0,4 \div 0,48$ .

Для карбюраторных двигателей:  $\eta_i = 0,25 \div 0,35$ .

## **К эффективным показателям относят:**

### 1. Эффективная мощность

$$N_e = N_i \cdot N_m, \quad (3.11)$$

где  $N_m$  – мощность механических потерь (потери на трение, потери во вспомогательном оборудовании, потери вентиляционные и т.д.)

### 2 Эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{N_e}{B \cdot Q_n^p}, \quad (3.12)$$

Для дизельных двигателей:  $\eta_e = 0,3 \div 0,32$ .

Для карбюраторных двигателей:  $\eta_e = 0,21 \div 0,28$ .

### 3 Удельный расход топлива



$$b_e = \frac{B}{Ne}, \text{ кг/кВт ч.}$$

(3.13)

## **Раздел 4 Тепловые электрические станции**

### **4.1 Классификация тепловых электростанций**

#### **1 Вид используемой энергии**

- 1) Тепловая энергия сжигаемого органического топлива – тепловые электростанции
- 2) Атомная энергия – Атомные электростанции (АЭС)

#### **2 Вид отпускаемой энергии**

- 1) Электроэнергия – конденсационные электростанции (КЭС)
- 2) Электроэнергия и тепло – теплоэлектроцентрали (ТЭЦ)

#### **3 Вид теплового двигателя**

- 1) Паровая турбина – паротурбинные (ТЭС)
- 2) Газовая турбина – газотурбинные ТЭС
- 3) Газовая и паровая турбина – парогазовые ТЭС
- 4) Двигатель внутреннего сгорания – дизельные ТЭС

#### **4 Мощность**

- 1) Малой мощности – агрегаты единичной мощностью менее 25 тыс. кВт
- 2) Средней мощности – агрегаты единичной мощностью 50– 100 тыс. кВт
- 3) Большой мощности – агрегаты единичной мощностью более 100 тыс. кВт

#### **5 Параметры пара**

- 1) КЭС и ТЭЦ низкого и среднего давления – давление пара перед турбиной до 3,92 МПа.
- 2) КЭС и ТЭЦ высокого давления – давление перед турбиной более 8,83 МПа

#### **6 Технологическая схема**

- 1) КЭС и ТЭЦ блочного типа – турбоагрегат соединен главными трубопроводами с одним-двумя парогенераторами.
- 2) КЭС и ТЭЦ неблочного типа – турбоагрегат соединен главными трубопроводами со всеми парогенераторами электростанции или ее части (очереди)

#### **7 Размещение оборудования**

- 1) Закрытые ТЭС – основное оборудование размещается в здании
- 2) Полуоткрытые ТЭС – часть основного оборудования размещена в здании и часть защищена навесами и кожухами.
- 3) Открытые ТЭС – оборудование защищено только навесами и кожухами.

### **4.2 Отпуск тепла и восполнение потерь пара и воды.**

Потребителями тепла от ТЭЦ являются:

1. Системы отопления и вентиляции, жилых, культурно-бытовых, и производственных помещений, а также системы горячего водоснабжения и кондиционирования воздуха.

2. Агрегаты, имеющие в качестве привода паровые машины или турбины. Для большинства производственных паровых машин необходим пар с давлением 0,8–1,0 МПа, насыщенный или перегретый до 200–350 °С, а для турбин –перегретый пар с давлением 1,8–3,5 МПа и температурой 350–450 °С.

3. Аппараты и устройства, в которых тепло используется для осуществления технологических процессов. Для таких потребителей требуется теплоноситель с температурой 120–160 °С и используется обычно насыщенный или слабо перегретый пар с давлением 0,3–0,8 МПа и в некоторых случаях вода с температурой до 150С.

Расход тепла на производственные потребители определяется исходя, из количества выпускаемой продукции и удельных затрат тепла на ее производство, а также из характеристик производственного оборудования и режимов его работы.

Во втором случае суммарный средний расход тепла ряда групп однотипного оборудования определяется из выражения

$$\Sigma Q_{cp} = k_n \Sigma k_{и} \cdot Q_{ном}, \text{ кВт} \quad (4.1)$$

где  $Q_{ном}$  – расход тепла группы потребителей при номинальной нагрузке, кВт,  
 $k_{и}$  – коэффициент использования данной группы потребителей присоединенной мощности;

$k_n$  — коэффициент неодновременности работы потребителей.

Для предварительных расчетов значения  $k_n, k_{и}$  можно принимать по данным таблице.

Таблица 4.1 – Коэффициенты  $k_n, k_{и}$  для потребителей пара

Потребители пара	Коэффициент неодновременности работы $k_n$	Коэффициент использования мощности $k_{и}$
Производственные паровые машины	0,65-0,75	0,7-0,8
Технологические потребители при использовании пара в поверхностных и смешивающих подогревателей.	0,8-0,9	0,75-0,85

Максимальная тепловая нагрузка электростанции от производственных потребителей:

$$Q_{\max} = k_n \Sigma Q_{\text{ном}} \cdot 1/\eta_{\text{тр}} \cdot \eta_{\text{под}}, \text{ кВт.} \quad (4.2)$$

где:  $\eta_{\text{тр}}$ ,  $\eta_{\text{под}}$  — к. п. д. системы трубопроводов от электростанции до потребителей и подогревательной установки при применении в качестве теплоносителя горячей воды.

### 4.3 Отпуск пара от турбин

Степень использования теплоснабжения для комбинированной выработки электроэнергии определяется из выражения:

$$\varphi_3 = \frac{\sum_1^n \varepsilon_{\text{т}} \cdot Q_{\text{турб}}}{\sum_1^m \varepsilon_{\text{п}} \cdot Q_{\text{потр}}} \quad (4.3)$$

где:  $n$ ,  $m$  — число отборов пара от турбин и групп потребителей пара различного давления;

$\varepsilon_{\text{т}}$ ,  $\varepsilon_{\text{п}}$  — удельная выработка электроэнергии на паре данного отбора и паре данной группы потребителей при соответствии давления пара давлению, требуемому потребителем;

$Q_{\text{турб}}$ ,  $Q_{\text{потр}}$  — тепловая нагрузка турбины при данном давлении отбора и от данной группы потребителей, кВт.

Недовыработка электроэнергии на тепловом потреблении:

$$\varepsilon_{\text{н}} = (1 - \varphi_3) \cdot 100\%. \quad (4.4)$$

Для отопительных ТЭЦ  $\varphi_3 = 0,9-0,95$ ,

для промышленных ТЭЦ  $\varphi_3 = 0,6-0,75$ .

Необратимые потери при дросселировании пара, отпускаемого из отборов или противодействия турбин, определяются из выражения:

$$P = D_{\text{п}}(E_{\text{п}} - E_{\text{н}}) = D_{\text{п}}(h_{\text{п}} - h_{\text{н}}) - T_{\text{о.с.}}(S_{\text{п}} - S_{\text{н}}) \quad (4.5)$$

где:  $E_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{п}}$  — эксергия и энтальпия пара из отбора турбины, кДж/кг;

$S_{\text{п}}$  — энтропия пара из отбора турбины, кДж/кг·К;

$E_{\text{н}}$ ,  $h_{\text{н}}$  — эксергия и энтальпия пара при давлении необходимом потребителю, кДж/кг;

$S_{\text{н}}$  — энтропия пара при давлении необходимом потребителю, кДж/кг·К;

$T_{\text{о.с.}}$  — температура окружающей среды, равная 20°C;

$D_{\text{п}}$  – количество дросселируемого пара, кг/с.

При дросселировании  $h_{\text{п}} = h_{\text{н}}$ , тогда:

$$\Pi = D_{\text{п}} \cdot T_{\text{о.с.}} (S_{\text{п}} - S_{\text{н}}), \text{ кВт} \quad (4.6)$$

Эксергия потока пара перед дросселированием определяется из выражения:

$$D_{\text{п}} E_{\text{п}} = D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{о.с.}}) - T_{\text{о.с.}} (S_{\text{п}} - S_{\text{о.с.}}), \text{ кВт} \quad (4.7)$$

где:  $h_{\text{о.с.}}$ ,  $S_{\text{о.с.}}$  – энтальпия и энтропия пара при температуре окружающей среды, кДж/кг, кДж/кг·К.

## 4.4 Паропреобразователи

Паропреобразователем называется испаритель воды с паровым обогревом, вторичный пар от которого направляется внешним потребителям, а конденсат греющего пара используется для питания парогенераторов.

Паропреобразователи (рис.4.1) применяются на промышленных ТЭЦ с большим отпуском пара при значительных внешних потерях конденсата.

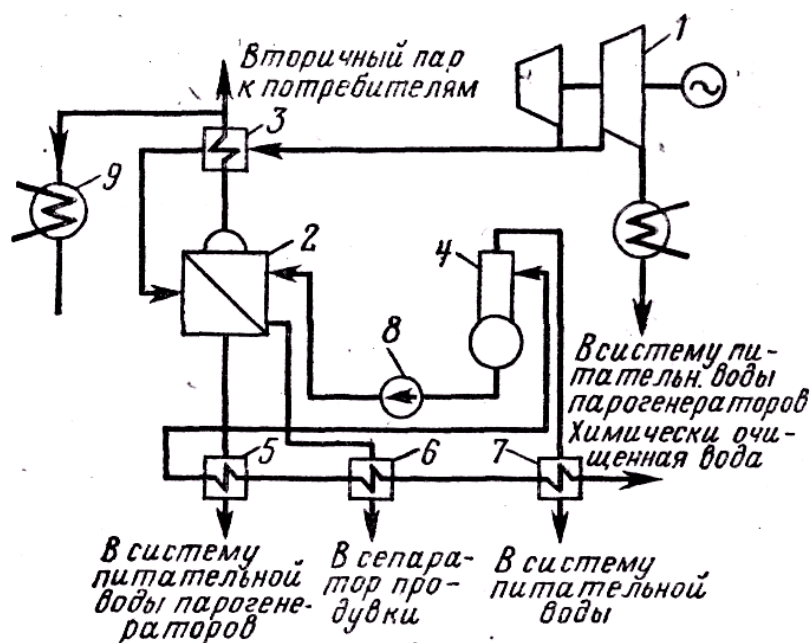


Рисунок 4.1 – Схема паропреобразовательной установки

1 – турбина с отбором пара; 2 – паропреобразователь; 3 – перегреватель вторичного пара; 4 – деаэратор; 5 – охладитель конденсата греющего пара; 6 – охладитель продувочной воды; 7 – охладитель выпара; 8 – питательный насос преобразователя; 9 – конденсатор вторичного пара.

## 4.5 Испарители

Испарителем называется поверхностный теплообменник с паровым обогревателем, предназначенный для получения пара, используемого после конденсации для пополнения дистиллятом потерь пара и воды в цикле электростанции.

Испарительные установки (рис. 4.2) применяются, когда химическая очистка добавочной воды для питания парогенераторов экономически не оправдана.

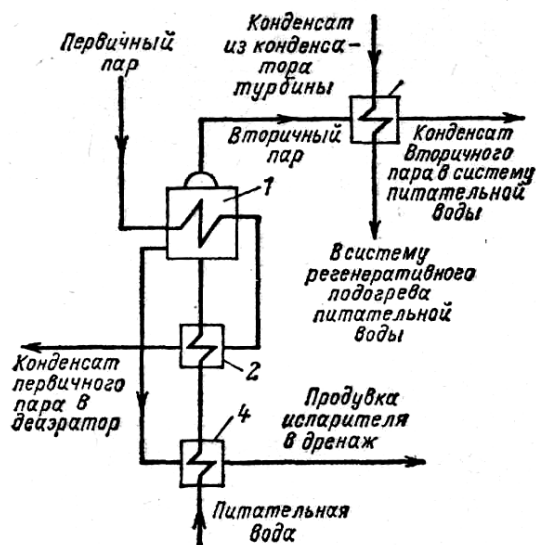


Рисунок 4.2

Схема

одноступенчатой испарительной установки:

- 1 – испаритель;
- 2 – подогреватель питательной воды испарителя;
- 3 – конденсатор вторичного пара;
- 4 – охладитель продувочной воды испарителя.

## 4.6 Редукционно-охладительные установки (РОУ)

Редукционно-охладительные установки (рис.4.3) предназначены для дросселирования и охлаждения пара при необходимости резервирования расхода пара требуемых параметров для потребителей.

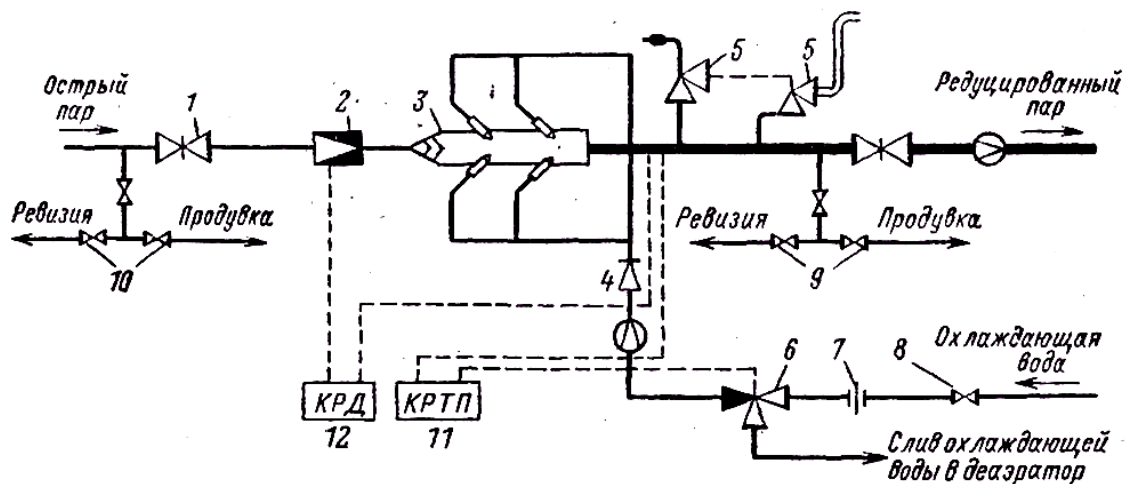


Рисунок 4.3 – Схема РОУ

- 1 — вентиль паровой;
- 2 — дроссельный клапан;
- 3 — охладитель пара;
- 4 — обратный клапан;
- 5 — предохранительный клапан;
- 6 — клапан постоянного расхода;
- 7 — дроссельное устройство;
- 8–10 — запорные вентили;
- 11 — колонки (исполнительный механизм) системы регулирования температуры;
- 12 — колонки (исполнительный механизм) системы регулирования давления.