

Курбатов Ю.Л.  
Масс Н.С.  
Кравцов В.В.

НАГНЕТАТЕЛИ  
И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ  
В ТЕПЛОТЕХНИКЕ

Рекомендовано Министерством  
образования и науки Украины  
в качестве учебного пособия

“НОРД-ПРЕСС”  
Донецк, 2011

УДК [621.51:621.63:621.1.65:621.438] (075.8)

К 93 Курбатов Ю.Л., Масс Н.С., Кравцов В.В.

Нагнетатели и тепловые двигатели в теплотехнике. В 2-х частях. Ч. 1. Нагнетатели, Ч.2. Тепловые двигатели: Учебное пособие. – Донецк “НОРД-ПРЕСС”. 2011 – 286с.

Учебное пособие представляет собой конспект лекций по курсу “Нагнетатели и тепловые двигатели” для студентов направлений “Металлургия” и “Энергетика”. Изложены вопросы теории, конструкции и эксплуатации машин сжатия (насосов, вентиляторов и компрессоров) и расширения (паровых и газовых турбин) применительно к установкам теплоэнергетики, промтеплотехники и теплогазоснабжения. Приведены методики и примеры расчетов. Книга может быть полезна для специалистов теплотехнического направления.

Рецензенты:

Проф., докт. техн. наук Маслов В.А.

(Приазовский государственный технический университет);

проф., докт. техн. наук Губарь В.Ф.

(Донецкая государственная академия  
строительства и архитектуры)

Гриф Министерства образования и науки Украины выдан  
21.07.05 № 14/182 - 1779

ISBN 996-380-026-7

© Курбатов Ю.Л., Масс Н.С., Кравцов В.В. 2011

© Норд-Пресс, 2011

# СОДЕРЖАНИЕ

## Часть I НАГНЕТАТЕЛИ

1	ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ, КЛАССИФИКАЦИЯ, ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ.....	6
2	ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ.....	16
2.1	Теоретические основы. Уравнение Эйлера.....	16
2.2	Характеристика центробежных нагнетателей.....	23
2.3	Подобие центробежных нагнетателей.....	29
2.4	Работа нагнетателя на сеть. Последовательное и параллельное соединение нагнетателей.....	33
2.5	Регулирование центробежных нагнетателей.....	37
2.6	Осевое усилие.....	43
2.7	Многоступенчатые и многопоточные нагнетатели.....	46
3	НАСОСЫ.....	49
3.1	Классификация по быстроходности.....	49
3.2	Расчет рабочего колеса центробежного насоса.....	50
3.3	Установка насосов. Допустимая высота всасывания по условиям кавитации.....	53
3.4	Конструкции и характеристики насосов.....	54
3.5	Эксплуатация насосных установок.....	71
4	ВЕНТИЛЯТОРЫ.....	77
4.1	Классификация и конструкция.....	77
4.2	Вентиляторные установки. Схемы и эксплуатация.....	78
4.3	Влияние механических примесей на работу вентилятора.....	82
4.4	Тягодутьевые вентиляторы тепловых электрических станций и промтеплотехнических установок.....	83
5	КОМПРЕССОРЫ.....	90
5.1	Назначение и типы компрессорных машин.....	90
5.2	Теория компрессорного процесса.....	91
5.3	Многоступенчатое сжатие.....	97
5.4	Конструкции компрессоров.....	99
5.4.1	Центробежные компрессоры.....	99
5.4.2	Осевые компрессоры.....	101
5.4.3	Поршневые компрессоры.....	104

## **Часть II ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

6	ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.....	110
	6.1 Историческая справка.....	110
	6.2 Основные понятия.....	113
	6.3 Классификация тепловых двигателей.....	116
7	ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ.....	123
	7.1 Общие понятия и классификация.....	123
	7.2 Основные узлы и конструкции паровой.....	128
	7.3 Основы теории преобразования энергии в турбине.....	136
	7.3.1 Уравнение движения и характеристики потока рабочего тела.....	136
	7.3.2 Преобразование энергии в турбинной ступени.....	146
	7.3.3 Усилия, действующие на лопатки. Мощность ступени и удельная работа.....	155
	7.3.4 Относительный лопаточный и относительный внутренний КПД ступени.....	157
	7.4 Геометрические размеры турбинных ступеней и конструктивные схемы паровых турбин.....	161
	7.5 Направления повышения эффективности паротурбинных установок.....	168
	7.5.1 Тепловой цикл КПД.....	168
	7.5.2 Направления повышения КПД.....	175
	7.5.3 Тепловые схемы паротурбинных установок.....	178
	7.6 Регулирование турбин.....	183
	7.7 Вспомогательное оборудование паротурбинных установок. Материалы. Эксплуатация.....	188
	7.7.1 Конденсационные установки.....	188
	7.7.2 Техническое водоснабжение.....	192
	7.7.3 Материалы для изготовления турбин.....	195
	7.7.4 Эксплуатация турбин.....	197
8	ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ.....	199
	8.1 Принцип действия, область применения.....	199
	8.2 Схемы, циклы и КПД ГТУ.....	200
	8.3 Характеристики работы и способы повышения экономичности ГТУ.....	208
	8.4 ГТУ с утилизацией теплоты отходящих газов.....	217

8.5 Парогазовые установки (ПГУ).....	218
8.6 Замкнутые газотурбинные установки (ЗГТУ).....	221
8.7 Конструкции газовых турбин.....	223
8.7.1 Отличительные особенности работы.....	223
8.7.2 Элементы конструкции ГТУ.....	225
8.8 Газотурбинные установки в теплоэнергетике.....	228
ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК.....	236
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Расчет рабочего колеса одноступенчатого однопоточного насоса.....	238
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Методика и примеры расчета допустимой высоты всасывания.....	244
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Насосы в теплоэнергетике и промтеплотехнике.....	248
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Тягодутьевые вентиляторы в теплоэнергетике и промтеплотехнике.....	250
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Составление и расчет принципиальной тепловой схемы паротурбинной установки (ТЭС).....	252
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Контрольные вопросы по курсу «Нагнетатели и тепловые двигатели».....	284
ПРИЛОЖЕНИЕ З h-d диаграмма.....	286

## Часть I НАГНЕТАТЕЛИ

### 1 ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ. ПАРАМЕТРЫ РАБОТЫ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Нагнетатели – это машины для создания потока жидкости и газа. Без нагнетателей самого разного типа и назначения невозможна работа ни одного объекта промтеплотехники и теплоэнергетики. Воздух для сжигания топлива подается в топку печи или котла вентилятором. Пылеугольное топливо подается в горелку мельничным вентилятором. Мазут подается к форсунке насосом. Газ к горелке поступает под действием давления, которое создается газовым компрессором или газодувкой. Продукты сгорания удаляются из котла или промышленной печи дымососом. Паровые котлы ТЭС, ТЭЦ, районных котельных обслуживаются насосами: сырой водой, питательным, рециркуляционным, конденсатным, подпиточным, сетевой воды. Все движение горячей воды в системах теплоснабжения также обеспечивается насосами. Насосы используются в системах смазки, регулирования и других вспомогательных и обслуживающих системах (золоудаление, очистка дымовых газов, и т. д.). Нагнетатели для перемещения капельных жидкостей называются **насосами**. Нагнетатели для подачи газовых сред в зависимости от развиваемого давления разделяют на вентиляторы газодувки и компрессоры. Вентиляторы – машины, создающие степень повышения давления  $\varepsilon = p_K / p_H < 1,15$  ( $p_H$  – абсолютное давление на входе,  $p_K$  – давление на выходе из машины). **Газодувки** – машины, работающие при  $1,15 < \varepsilon < 3,0$  без искусственного охлаждения. **Компрессоры** – машины, создающие давление газа  $\varepsilon > 3,0$  и имеющие искусственное охлаждение полостей машины, а также межступенчатое охлаждение сжатого газа.

**Классификация нагнетателей.** По энергетическому и конструктивному признакам нагнетатели разделяют на классы: лопастные, объемные, струйные, пневматические.

**Лопастные нагнетатели** – это машины, в которых основным элементом является лопасть. К этому классу относятся:

- **центробежные** (насосы, вентиляторы, компрессоры), наиболее распространены в технике. Они компактны, дают высокую производительность, развивают высокое давление и обеспечивают не-

прерывную подачу жидкости (газа). Жидкость засасывается через всасывающий патрубок (рис. 1.1), поворачивает на  $90^\circ$ , попадает в рабочее колесо, вращаемое каким-либо двигателем, подхватывается рабочими лопастями, центробежными силами отбрасывается в спиральный кожух и через напорный патрубок подается в сеть (потребителю);

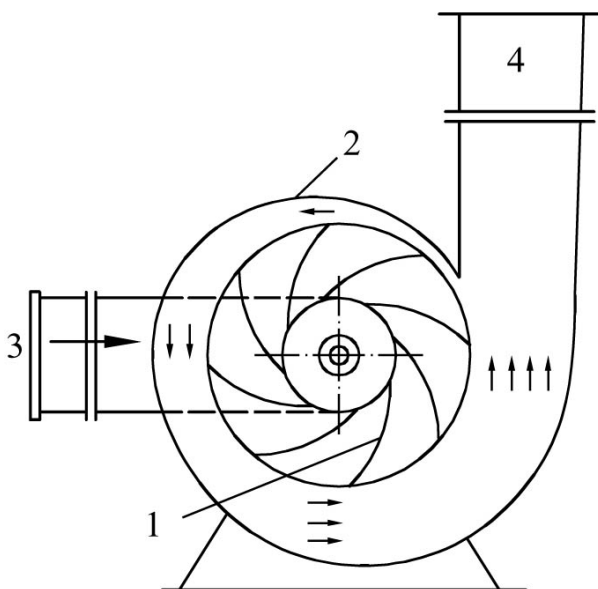


Рис. 1.1 – Схема устройства центробежного нагнетателя: 1 – лопасти; 2 – кожух; 3 – всасывающий патрубок; 4 – напорный патрубок

- **осевые** нагнетатели развивают высокую производительность при низком напоре. Жидкость или газ не изменяют направление. Лопасти специальной конструкции пропеллерного типа крепятся к втулке под некоторым углом (рис. 1.2), захватывают жидкость, сообщают ей энергию и подают в напорный патрубок. Подача жидкости (газа) происходит непрерывно. Осевые нагнетатели широко распространены в теплотехнике, особенно многоступенчатые компрессоры и насосы.

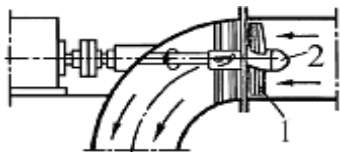


Рис. 1.2 – Схема осевого нагнетателя: 1 – лопасти; 2 – втулка

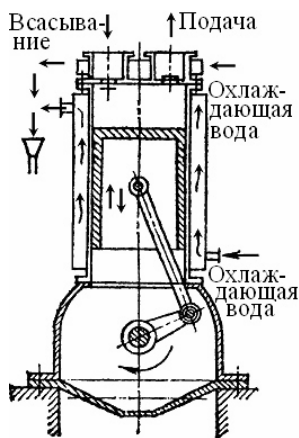


Рис. 1.3–Конструктивная схема поршневого нагнетателя

**Объемные нагнетатели** – это машины, работа которых состоит из всасывания жидкости (газа) и вытеснения ее твердыми элементами (поршнями, пластинами, зубьями). К ним относятся: поршневые, роторные, шестеренчатые и др. Принцип действия некоторых из них:

- **поршневой** нагнетатель имеет корпус (цилиндр), в котором перемещается поршень, совершающий возвратно-поступательное движение (рис.1.3). Через всасывающий клапан жидкость (газ) поступает при движении поршня назад, через нагнетающий (напорный) клапан жидкость подается в сеть. Клапаны работают поочередно и открываются автоматически. Недостатком поршневых машин является периодичность подачи вследствие цикличности работы (всасывание - нагнетание). Для получения постоянной подачи используют многоцилиндровые нагнетатели, цилиндры которых работают со сдвигом по фазе. В поршневых компрессорных установках для обеспечения постоянства подачи используют также ресиверы (промежуточные емкости), в которых происходит выравнивание давления газа перед подачей в сеть;

- **роторный** пластинчатый насос имеет массивный ротор (рис.1.4), расположенный эксцентрично по отношению к статору (корпусу). В прорези ротора вставлены пластины, отжимаемые к периферии центробежными силами. Жидкость всасывается через



входной патрубок, перемещается пластинами и вытесняется в напорный патрубок.

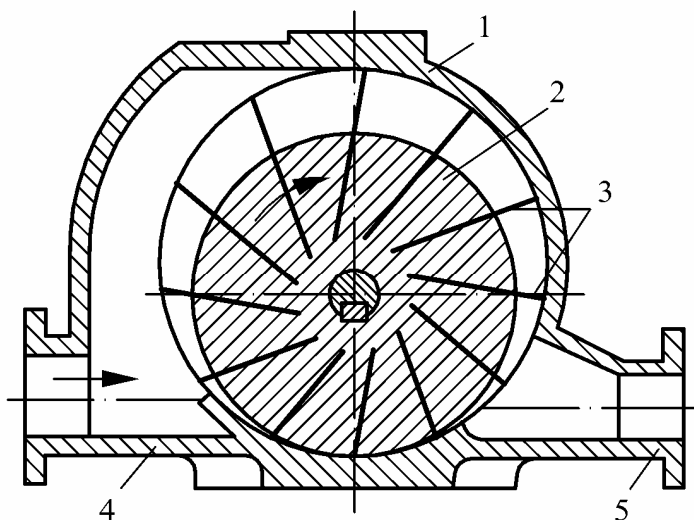


Рис. 1.4 – Конструктивная схема роторного компрессора: 1 – корпус; 2 – ротор; 3 – пластины; 4 – всасывающий патрубок; 5 – подающий патрубок

**Струйные нагнетатели, эрлифты, гидравлические тараны, пневматические подъемники** не имеют привода и каких-либо движущихся частей:

- **в струйном нагнетателе**, например, поток рабочей жидкости с большей кинетической энергией выходит из сопла (рис.1.5), создает разрежение, всасывает жидкость из нижнего резервуара, переходит в расширяющийся патрубок и подает жидкость на высоту  $H$ . Разновидностью струйных нагнетателей являются эжекторы и инжекторы;
- подъемники типа “**эрлифт**” или “**газлифт**” применяют, например, для подъема жидкости с большой глубины (вода, нефть). В обсадную трубу (рис. 1.6) помещена подъемная труба, в нижний конец которой подводится воздух из компрессора; смешиваясь с водой, воздух образует смесь с меньшей плотностью, чем жид-

кость. За счет разности плотностей ( $\rho_{см} - \rho_ж$ ) возникает сила, поднимающая жидкость на высоту  $H$ ; над подъемной трубой располагается отбойник, отделяющий воздух от жидкости сливающейся в резервуар, из которого откачивается потребителю;

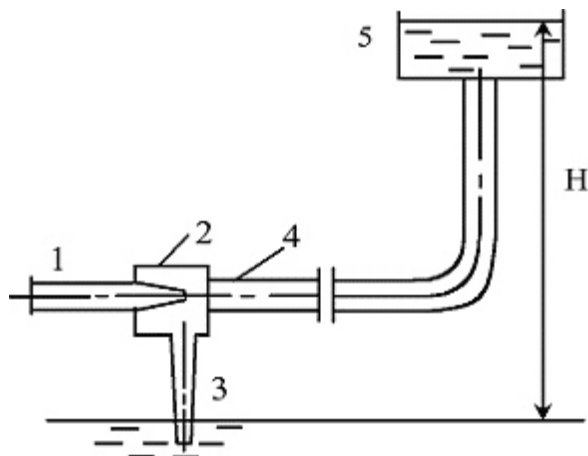


Рис. 1.5 – Схема насоса струйного типа: 1 – сопла; 2 – камера; 3 – нижний уровень; 4 – расширяющий патрубок; 5 – верхний уровень

- работа водоподъемного устройства **гидравлический таран** (Г.Т.) основана на принципе гидравлического удара (рис. 1.7). В период запуска вручную открывают клапан 4, через который из резервуара 7 по трубе 6 создается поток воды расходом  $Q$ . Быстрое закрытие клапана 4 вызывает гидравлический удар, т. е. повышение давления до величины “ $p$ ”, при которой открывается клапан 5, через который часть воды с расходом  $q < Q$  поступает в напорный колпак 3 и затем по трубе 2 поступает в верхний бак, преодолев напор  $H$ . Сжатый воздух, находящийся в колпаке 3, выравнивает подачу “ $q$ ”. Когда давление падает до определенного уровня клапан 5 закрывается, а клапан 4 открывается, что обеспечивает автоматическое повторение цикла. Г.Т. применяют там, где имеется запас воды в резервуаре 7, значительно превышающий потребное количество;

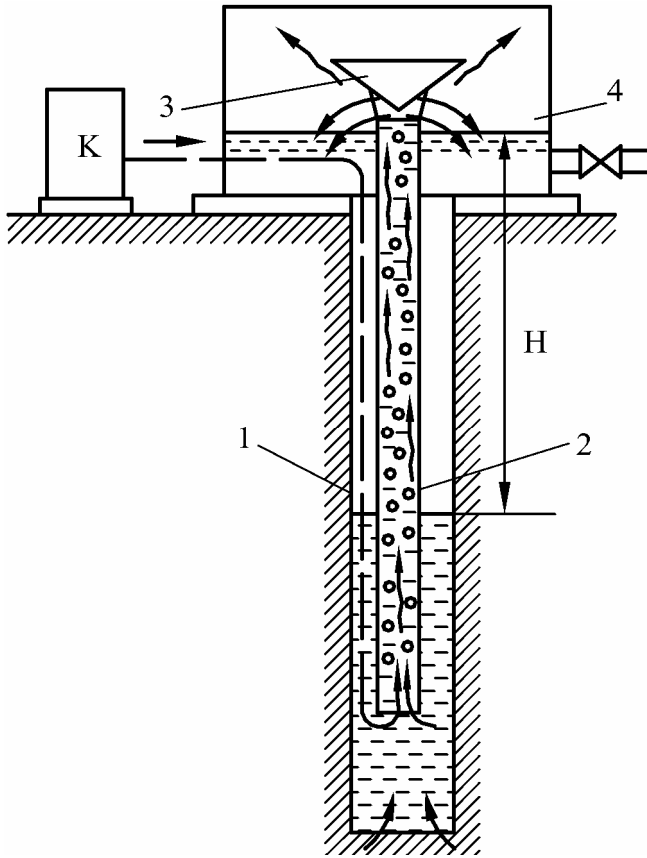


Рис. 1.6 – Схема эрлифта: 1 – обсадная труба; 2 – подъемная труба; 3 – конус-отбойник; 4 – камера; К – компрессор

- схема **пневматического подъемника** показана на рис. 1.8. При отключенном компрессоре и открытых клапанах а и б баллон 3 заполняется из резервуара 1. При закрытии клапанов «а» и «б» и включении компрессора жидкость вытесняется через открытый клапан «в» из баллона 3 в бак 2, преодолев высоту Н. Подача осуществляется периодически.

Нагнетатели без привода имеют низкий коэффициент полезного действия (КПД).

Работа нагнетателей характеризуется следующими **параметрами**:

- **подача, или производительность** – это количество жидкости, подаваемое нагнетателем за единицу времени. Различают массовую ( $M$ ) и объемную ( $Q$ ) подачу:

$$M = \rho \cdot Q;$$

$$[M]=\text{кг/с}; [Q]=\text{м}^3/\text{с}; [\rho]=\text{кг/м}^3.$$

Объемную подачу принято исчислять при условиях всасывания ( $T_H, p_H, \rho_H$ ).

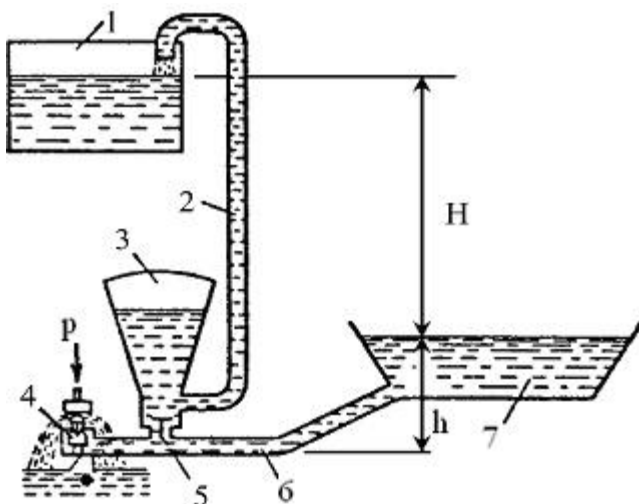


Рис. 1.7 – Схема гидравлического тарана: 1 – верхний бак; 2, 6 – трубопроводы; 3 – напорный колпак; 4, 5 – клапаны; 7 – резервуар;  $p$  – усилие, необходимое для открытия клапана;  $h$  – высота падения воды;  $H$  – высота подъема воды

- **полное давление**, развиваемое нагнетателем, определяют из уравнения Д. Бернулли по следующей зависимости:

$$p = (p_K^{CT} - p_H^{CT}) + \left( \frac{c_K^2 - c_H^2}{2} \rho \right) + \rho g(Z_K - Z_H) \text{ Па},$$

где  $p_H^{CT}$  и  $p_K^{CT}$  – статические давления на входе в нагнетатель (начальное) и на выходе из нагнетателя (конечное), Па;

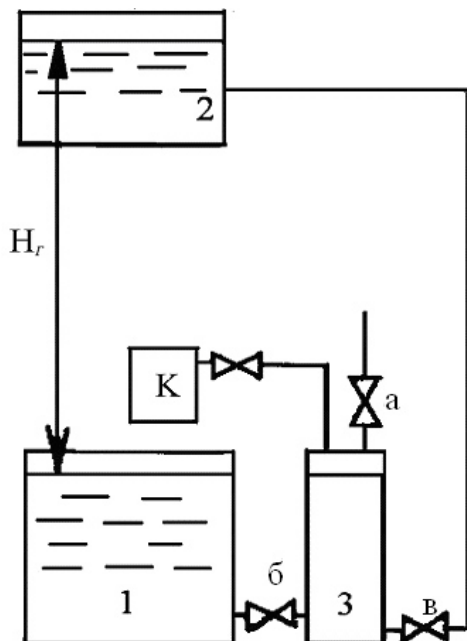


Рис. 1.8 – Схема пневматического подъемника для жидкостей: 1 – резервуар; 2 – верхний бак; 3 – пневматический

$c_H$  и  $c_K$  – средние скорости среды, подаваемой насосом, на входе и выходе, м/с. Второе слагаемое представляет собой разность динамических давлений.

$Z_H$  и  $Z_K$  – высота расположения центров входного и выходного отверстия нагнетателя, м. Третье слагаемое является разностью геометрических давлений. Давление “ $p$ ” представляет собой удельную энергию, передаваемую нагнетателем жидкости (газа) на  $1 \text{ м}^3$ :

$$[p] = \text{Па} = \frac{D_{ж}}{\text{м}^3},$$

т.е. энергию, отнесенную к единице объема.

- **напор Н**, создаваемый нагнетателем, представляет отношение

$$H = \frac{P}{\rho g}, \text{ м,}$$

где  $p$  – полное давление,  $H$  – полный напор.

Напор фактически представляет высоту столба той жидкости, к потоку которого он относится. Напор нагнетателя определяется зависимостью

$$H = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + \frac{c_K^2 - c_H^2}{2g} + (Z_K - Z_H), \text{ м}$$

Графически напор нагнетателя поясняется на рис. 1.9. Если пренебречь разницей динамического напора, которая часто бывает незначительна, полный напор можно представить только статической частью

$$H \approx H_{CT} = \frac{P_K - P_H}{\rho g} + (Z_K - Z_H), \text{ м;}$$

- **удельная полезная работа** определяемая по формуле:

$$L_{II} = \frac{P}{\rho} = gH, \text{ Дж/кг.}$$

Для оценки удельной работы компрессоров учитывают термодинамику процесса;

- **полезная мощность нагнетателя** – это работа, сообщаемая машиной в секунду подаваемой среде, определяется соотношением

$$N_{II} = pQ; \quad [N_{II}] = [p][Q]; \quad [N_{II}] = (\text{Дж/м}^3)(\text{м}^3/\text{с}) = \text{Вт.}$$

Т. к.  $p = \rho gH$ , то через напор мощность рассчитывается по формуле:

$$N_{II} = \rho gHQ,$$

из которой может быть получена единица измерения мощности:

$$[N_{II}] = \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = \frac{H \cdot \text{м}}{\text{с}} = \frac{\text{Дж}}{\text{с}} = \text{Вт.}$$

Мощность, подводимая от двигателя на вал насоса  $N > N_{II}$ .  
Отношение

$$\frac{N_{\text{п}}}{N} = \eta$$

называется КПД нагнетателя. Мощность, подводимая к электродвигателю  $N_{\text{э}} > N > N_{\text{п}}$ . Отношение

$$\frac{N_{\text{п}}}{N_{\text{э}}} = \eta_{\text{у}}$$

называется КПД установки.

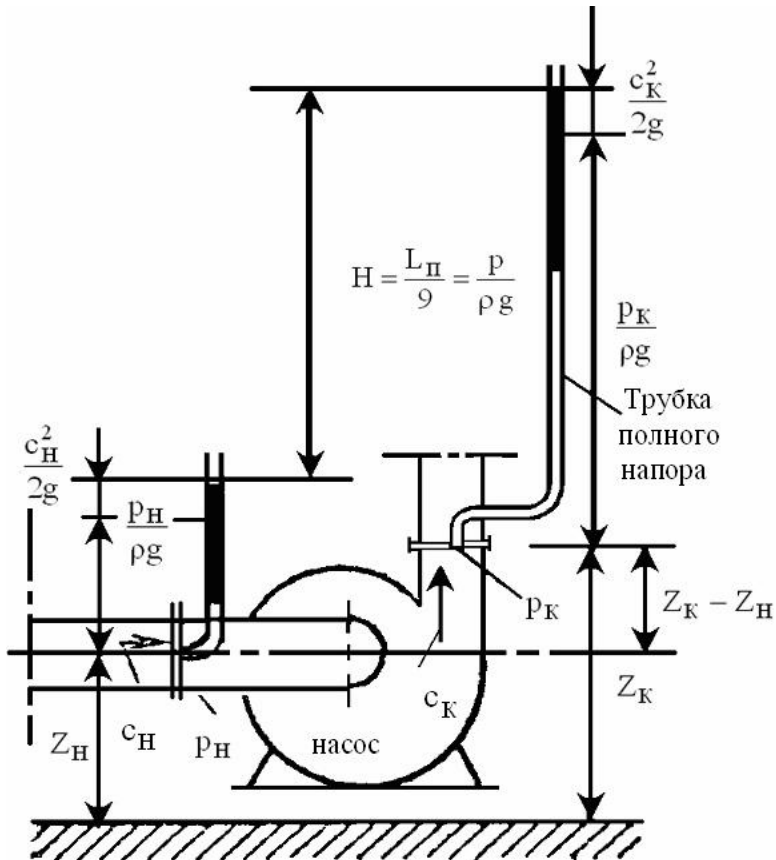


Рис. 1.9 – Полный напор, развиваемый насосом

## 2 ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАГНЕТАТЕЛИ

### 2.1 Теоретические основы. Уравнение Эйлера

**Конструктивная схема.** Основным элементом центробежной машины является рабочее колесо (рис. 2.1). Оно состоит из двух фасонных дисков и нескольких, обычно кривых, лопастей 3. Диск 1 – задний, ведущий, или основной, жестко крепится на валу 6 и, как правило, составляют единое целое со ступицей 7. Диск 2 – передний, ведомый, покрывающий соединяется с задним с помощью лопастей 3. Жидкость или газ поступает через входную полость 5, поворачивает на  $90^\circ$ , входит в межлопастные каналы, вращается вокруг оси О-О рабочего колеса, под влиянием центробежных сил перемещается к периферии колеса и выбрасывается в канал 4, как правило, спиральный. В некоторых устройствах отвод и подвод выполняется в виде специальных направляющих лопаточных устройств. Работа центробежных сил на пути от входа в межлопастные каналы до выхода из них приводит к увеличению энергии потока.

По форме лопастей (лопаток) различают рабочие колеса с лопатками, загнутыми назад, с радиальным выходом, и с лопатками, загнутыми вперед.

**Параллелограмм скоростей.** Жидкость, движущаяся вдоль лопасти с относительной скоростью “ $w$ ”, одновременно вращается с окружной скоростью “ $u$ ”. Абсолютная скорость “ $c$ ” является геометрической суммой скоростей “ $w$ ” и “ $u$ ”, т.е. диагональю параллелограмма. Все эти скорости на входе в межлопастной канал имеют индекс “1”, на выходе – “2”. На рис. 2.1 параллелограммы скоростей построены для осевой линии межлопастного канала. Угол между векторами окружной и абсолютной скоростей обозначен “ $\alpha$ ”, угол между вектором относительной скорости и отрицательным направлением окружной скорости обозначен “ $\beta$ ”. Непосредственно на лопатке угол “ $\beta_n$ ” отличается от угла “ $\beta$ ” на входе на угол атаки “ $i$ ”, на выходе – на угол отставания “ $\delta$ ”. Угол “ $\alpha$ ” является режимным, т.е. изменяющимся в зависимости от режима работы нагнетателя; угол  $\beta$  – конструктивный, неизменный для данного нагнетателя.



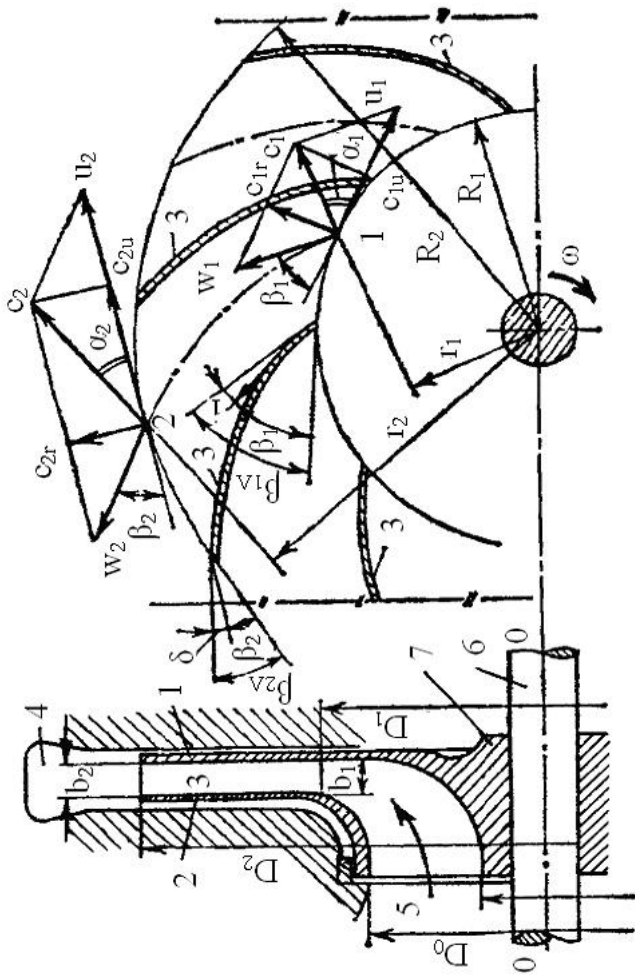


Рис. 2.1 – Разрезы колеса центробежной машины. Параллелограммы скоростей на входе и выходе межлопастных каналов

Проекция абсолютной скорости на окружную обозначена “ $c_u$ ”. Эта составляющая скорости представляет собой скорость **закручивания потока**. Проекция  $c_r$  представляет собой радиальную (или меридиональную) составляющую абсолютной скорости.

**Уравнение Эйлера.** В межлопаточном пространстве механическая энергия рабочего колеса, приводимая двигателем, передается потоку жидкости, в результате чего увеличивается энергия перемещаемой жидкости, а значит, и давление. Увеличение энергии (давления) происходит за счет увеличения момента количества движения.

Структура потока во вращающихся криволинейных каналах весьма сложна, поэтому для получения теоретического уравнения центробежного нагнетателя (уравнения Эйлера) приходится вводить ряд допущений:

- поток в межлопаточных каналах имеет струйчатую структуру, т.е. состоит из множества струек, повторяющих геометрическую форму лопастей;
- имеет место осевая симметрия потока;
- поток является плоским, т.е. отсутствует градиент скорости относительно геометрической оси машины.

Принятые допущения могут быть осуществлены только в случае, если количество рабочих лопастей бесконечно и если лопасти не имеют толщины и не уменьшают сечение межлопаточных каналов. Для этих идеализированных условий параметры машины будут отличаться индексом “ $\infty$ ” (бесконечное число лопастей). Индекс “Т” – теоретическое. Момент количества движения для секундной массы ( $\rho \cdot Q$ ) на входе в колесо имеет вид:

$$M_1 = \rho \cdot Q \cdot c_1 \cdot r_1, \left[ \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \cdot \text{м} = \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2} \cdot \text{м} = \text{Н} \cdot \text{м} = \text{Дж} \right],$$

где  $c_1$  – абсолютная скорость на входе, м/с;

$r_1$  – радиус вектора скорости  $c_1$  (плечо), м.

На выходе из рабочего колеса

$$M_2 = \rho \cdot Q \cdot c_2 \cdot r_2.$$

Приращение момента количества движения в колесе равно

$$M_{T\infty} = M_2 - M_1 = \rho \cdot Q \cdot (c_2 \cdot r_2 - c_1 \cdot r_1).$$

Из рисунка 10 видно, что

$$r_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1, \quad r_2 = R_2 \cdot \cos \alpha_2,$$

а также

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{1u}, \quad c_2 \cdot \cos \alpha_2 = c_{2u},$$

$$c_1 \cdot r_1 = R_1 \cdot \cos \alpha_1 \cdot c_1 = R_1 c_{1u}.$$

Теперь

$$M_{T_\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1).$$

Умножив обе части равенства на угловую скорость ротора  $\omega$  получим гидравлическую мощность, переданная двигателем потоку жидкости в рабочем колесе

$$N_{\Gamma T_\infty} = M_{T_\infty} \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 \cdot \omega - c_{1u} \cdot R_1 \cdot \omega).$$

Т.к.  $R_2 \cdot \omega = u$  – окружная скорость, получим окончательно

$$N_{\Gamma T_\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1).$$

Т.к. мощность определяется как произведение давления на объемный расход,  $N = p \cdot Q$ , значит давление  $p = N/Q$  и следовательно теоретическое давление

$$p_{T_\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1), \quad (1)$$

а теоретический напор

$$H_{T_\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}. \quad (2)$$

Таким образом, уравнениями Эйлера – основными теоретическими уравнениями центробежного нагнетателя при бесконечном числе лопастей для несжимаемых жидкостей – являются:

- приращение момента количества движения

$$M_{T_\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot R_2 - c_{1u} \cdot R_1), \text{ Дж}$$

- мощность

$$N_{\Gamma T_\infty} = \rho \cdot Q \cdot (c_{2u} \cdot U_2 - c_{1u} \cdot U_1), \text{ Дж/с (Вт)}$$

- удельная работа

$$L_{T_\infty} = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1, \text{ Дж/кг}$$

- полный напор

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g}, \text{ м}$$

- полное давление

$$p_{T\infty} = \rho \cdot (c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1).$$

Из параллелограмма скоростей следует:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2 \cdot u_1 \cdot c_{1u},$$

$$w_2^2 = u_2^2 + c_2^2 - 2 \cdot u_2 \cdot c_{2u}$$

Откуда

$$u_1 \cdot c_{1u} = \frac{u_1^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}, \quad (3)$$

$$u_2 \cdot c_{2u} = \frac{u_2^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}. \quad (4)$$

После подстановки (3) и (4) в (2) получим выражение для теоретического полного напора:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}, \quad (5)$$

или

$$H_{T\infty} = \Delta E_{\text{ц.с.}} + \Delta E_{\text{диф.}} + \Delta E_{\text{кин.}}, \text{ м (Дж/м}^3\text{)}$$

где  $\Delta E_{\text{ц.с.}}$  – прирост статического напора (потенциальной энергии), обусловленный работой центробежной силы жидкости;

$\Delta E_{\text{диф.}}$  - прирост статического напора (потенциальной энергии) в диффузоре (межлопастном канале);

$\Delta E_{\text{кин.}}$  – прирост динамического напора (кинетической энергии) абсолютного движения.

Теоретический статический напор можно представить как разницу полного и динамического напоров:

$$(H_{\text{ст.}})_{T\infty} = H_{T\infty} - (H_{\text{дин.}})_{T\infty},$$

где

$$(H_{\text{дин.}})_{T\infty} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} > 0,$$

т.к. абсолютная скорость жидкости повышается рабочим колесом от  $c_1$  до  $c_2$ . Поэтому повышение статического напора (давления)

или потенциальной энергии жидкости происходит за счет работы центробежных сил и за счет понижения кинетической энергии относительного движения в диффузоре межлопастного канала, т.к.  $w_2 < w_1$ .

Уравнение Эйлера не отображает реальную картину движения жидкости в рабочем колесе, в то же время оно удобно для анализа влияния факторов (режимного угла  $\alpha$  и конструктивного  $\beta$ ) на развиваемый напор. Если учесть, что число лопаток конечно, а их толщина не равна нулю, то можно получить значение **теоретического** напора

$$H_T = \mu \cdot H_{T\infty},$$

где  $\mu < 1$  – поправочный коэффициент, учитывающий количество лопастей. Этот коэффициент достаточно точно можно рассчитать по формуле Стодолы (чешский профессор):

$$\mu = 1 - \frac{u_2}{c_{2u}} \cdot \frac{p}{z} \cdot \sin\beta_2,$$

где  $z$  – число лопастей. Ориентировочно  $\mu \approx 0,8$ .

**Действительный** напор нагнетателя ( $H$ ) меньше теоретического на величину гидравлических потерь, обусловленных сопротивлением проточной части нагнетателя:

$$H = \eta_{\Gamma} \cdot H_T = \eta_{\Gamma} \cdot \mu \cdot H_{T\infty},$$

где  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД, значение которого в зависимости от формы лопастей, состояние поверхности и др. находится в пределах  $0,80 \div 0,96$ .

Полный КПД машины представляет собой отношение мощностей полезной к мощности на валу:

$$\eta = \frac{N_{\text{полезн}}}{N}.$$

Полезная мощность

$$N_{\text{полезн}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q.$$

Мощность на валу

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\eta};$$

полный КПД – это произведение

$$\eta = \eta_{\Gamma} \cdot \eta_O \cdot \eta_M,$$

где:  $\eta_{\Gamma}$  – гидравлический КПД, учитывающий потери в проточной части и зависит от формы проточной части, чистоты обработки поверхностей лопастей и дисков и вязкости жидкости. Если общие потери напора  $h$ , то

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{h}{H_{\Gamma}}; \quad 0,8 < \eta_{\Gamma} < 0,96.$$

$\eta_0$  – объемный КПД, обусловлен перетеканием жидкости через зазоры между рабочим колесом и корпусом машин. Утечки составляют  $\Delta Q$  и зависят от величины зазора  $\delta$ . Объемный КПД определяется выражением

$$\eta_0 = \frac{Q}{Q + \Delta Q} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q}; \quad 0,94 < \eta_0 < 0,98.$$

$\eta_M$  – механический КПД, учитывающий трение в подшипниках и трение внешних поверхностей колес. Зависит от конструкции (подшипники качения или скольжения), и эксплуатации (чистота, смазка, уплотнение-затяжка сальников, деформация вала, перегрев и т.д.). Значение  $\eta_M = 0,90 \div 0,95$ .

Общий КПД нагнетателя  $\eta = 0,75 \div 0,89$ . Наивысший КПД достигается при работе нагнетателя в расчетном режиме ( $Q_{\text{расч}}$ ,  $H_{\text{расч}}$ ). При отходе от расчетных значений в ту или иную сторону  $\eta$  значительно падает.

На развиваемое давление и КПД влияет конструктивный угол выхода лопатки  $\beta_2$ . Если лопатки загнуты вперед ( $\beta_2 > 90^\circ$ ), то из параллелограмма скоростей следует, что  $c_{2u} > u_2$ . Если лопатки загнуты назад ( $\beta_2 < 90^\circ$ ), то  $c_{2u} < u_2$ . При одинаковой окружной скорости в соответствие с уравнением Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1}{g},$$

$$(H_{T\infty})_{\beta > 90} > (H_{T\infty})_{\beta < 90}.$$

В то же время, при увеличении скорости закручивания  $c_{2u}$ , увеличиваются гидравлические потери, а значит, и снижается КПД нагнетателя. Поэтому меньшие значения КПД относятся к лопастям, загнутым вперед, больше – к лопастям загнутым назад, т.е. последние более экономичны.

## 2.2 Характеристики центробежных нагнетателей

Характеристикой центробежного нагнетателя называют зависимости, изображенные на графике:

$$H = f(Q),$$

$$p = f(Q),$$

$$N = f(Q),$$

$$\eta = f(Q),$$

$$H_{cr} = f(Q),$$

Основная характеристика – это  $H = f(Q)$ . Если принять, что поток входит в рабочее колесо без закручивания ( $\alpha_1=90^\circ$ ), то уравнение Эйлера примет вид

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g},$$

т.к.  $c_{1u}=0$  (нет закручивания на входе). Из параллелограмма скоростей следует

$$c_{2u} = u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2.$$

Радиальная составляющая выходной абсолютной скорости  $c_{2r}$  может быть найдена из уравнения неразрывности

$$Q = c_{2r} \cdot F_2,$$

где  $F_2$ -сечение выхода потока из рабочего колеса, которое для бесконечно тонких пластин равно.

$$F_2 = \pi D_2 \cdot b_2.$$

Тогда

$$c_{2r} = \frac{Q}{\pi D_2 b_2},$$

а

$$c_{2u} = u_2 - \frac{Q}{r D_2 b_2} \operatorname{ctg} b_2.$$

Теперь выражение для теоретического напора примет вид:

$$H_{T\infty} = \frac{u_2}{g} \left( u_2 - \frac{\operatorname{ctg} b_2}{r D_2 b_2} \cdot Q \right)$$

Окружная скорость  $u_2$  для нагнетателя с заданным геометрическим размерами ( $D_2$ ,  $b_2$ ,  $\beta_2$ ) и постоянной скорости вращения колеса  $n = \text{const}$  (число оборотов в минуту,  $[n] = 1/\text{мин}$ ) постоянна и равна

$$u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60},$$

тогда, раскрыв скобки вышеуказанного выражения получим

$$H_{T_\infty} = \frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 \cdot g} - \frac{n}{60 \cdot b_2 \cdot g} \cdot \text{ctg} \beta_2 \cdot Q,$$

где  $\frac{(\pi D_2 n)^2}{3600 \cdot g} = A = \text{const}$ , и  $\frac{n}{60 \cdot b_2 \cdot g} = B = \text{const}$ ,

а значит уравнение характеристики  $H_{T_\infty} = f(Q)$  имеет вид:

$$H_{T_\infty} = A - B \cdot Q.$$

Это выражение является уравнением прямой линии, положение которой зависит от угла  $\beta_2$ . Если  $\beta_2 > 90$  (лопатки загнуты вперед), то  $\text{ctg} \beta_2 < 0$ ; если  $\beta_2 = 90$ ,  $\text{ctg} \beta_2 = 0$ ; если  $\beta_2 < 90$  (лопатки загнуты назад), то  $\text{ctg} \beta_2 > 0$ .

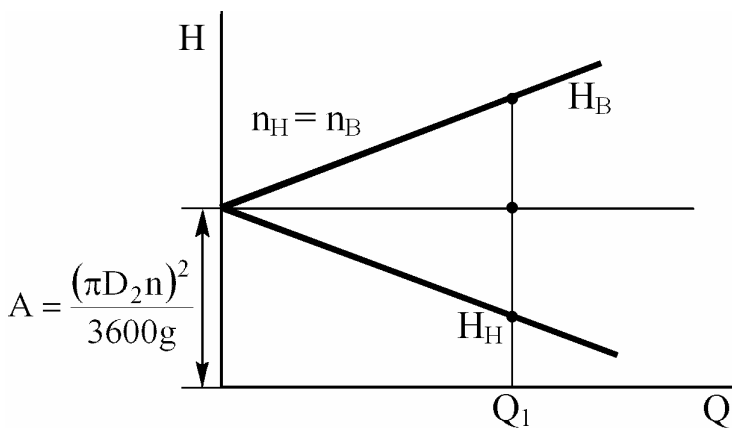


Рис. 2.2 – Теоретические характеристики нагнетателей при одинаковом числе оборотов рабочего колеса и разным направлении лопаток



Из рис. 2.2 видно, что при одинаковой производительности  $Q_1$  нагнетатели с лопатками, загнутыми вперед, развивают напор ( $H_B$ ) больший, чем нагнетатели с лопатками, загнутыми назад ( $H_H$ ), т.е.  $H_B > H_H$ .

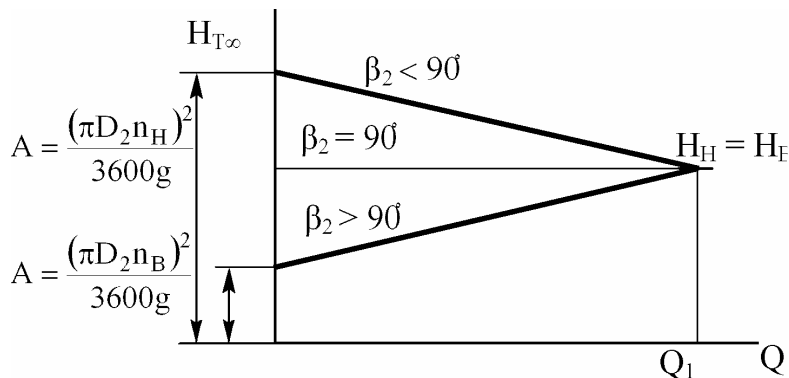


Рис. 2.3 – Теоретические характеристики при разном числе оборотов и одинаковом напоре при заданной подаче

Из рис. 2.3 следует, что для того, чтобы развивать одинаковый напор и производительность, нагнетатели с лопатками “назад” должны иметь большее число оборотов. Теоретически характеристики мощности (рис. 2.4) могут быть получены из характеристик напора:

$$N_{T\infty} = \rho \cdot g \cdot H_{T\infty} \cdot Q = \rho \cdot g \cdot Q(A - B \cdot Q)$$

Теоретические характеристики не учитывают потери напора в проточной полости нагнетателя, которые увеличиваются пропорционально квадрату увеличения подачи. Кроме того, чем выше подача, тем больше удар жидкости о входные кромки лопастей и интенсивнее вихреобразование. В результате действительно напор отличается от теоретического на величину потерь  $\Delta H$ . Действительные характеристики получают опытным путем с помощью регулирующего органа (дресселя) на выходном патрубке нагнета-

теля. Поэтому эти характеристики называют **дрессельными** (рис. 2.5, 2.6). При  $Q=0$  напор  $H=N_{xx}$  – режим холостого хода.

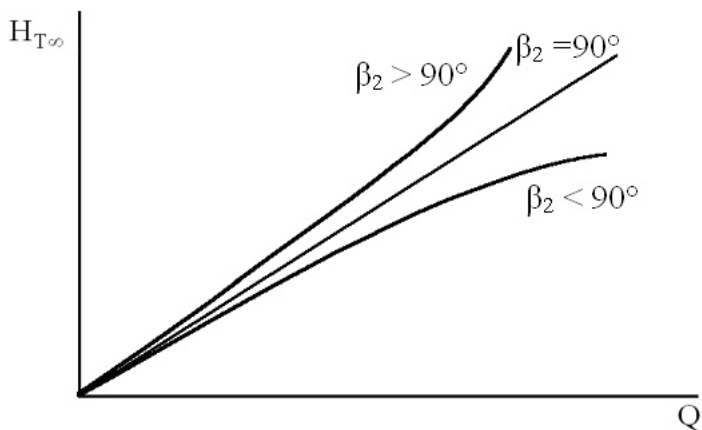


Рис. 2.4 – Теоретическая зависимость мощности от подачи при разном направлении лопаток

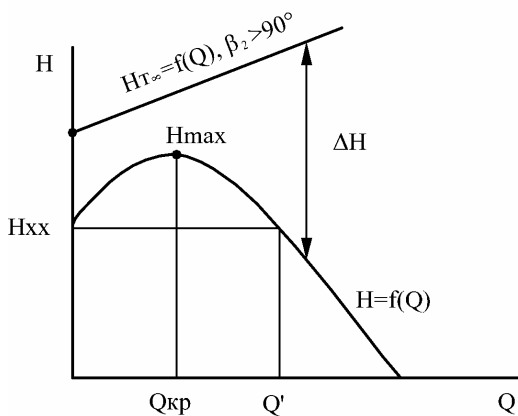


Рис. 2.5 – Теоретическая и действительная характеристики,  $\beta_2 > 90^\circ$

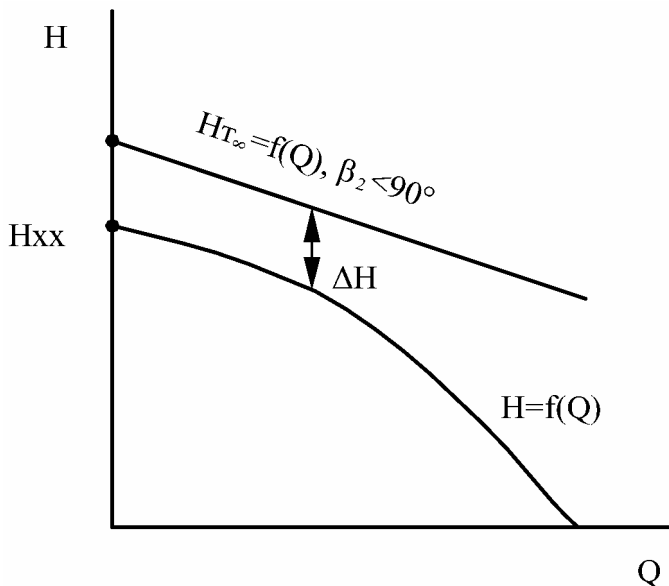


Рис. 2.6 – Теоретическая и действительная характеристика,  $\beta_2 < 90^\circ$

Характеристика  $H = f(Q)$ , для машин с  $\beta_2 > 90^\circ$  (лопатки загнуты “вперед”) имеют максимум при  $Q = Q_{кр}$ . Зона характеристики от  $Q = 0$  до  $Q = Q_{кр}$  неустойчива, т.е. в этом диапазоне подач напор и подача могут самопроизвольно изменяться (режим помпажа). Поэтому нормально нагнетатель работает только на нисходящей ветви, т.е. при  $Q > Q_{кр}$ .

Основные действительные характеристики центробежных нагнетателей приведены на рис. 2.7.

КПД нагнетателя, который рассчитывается по формуле:

$$\eta = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{N}$$

равен нулю при  $H = 0$  или при  $Q = 0$ . Поэтому зависимость  $\eta = f(Q)$ , имеет максимум при  $Q = Q_{опт}$ . Этот режим является наиболее рациональным, т.е. затраты мощности для создания напора или подачи осуществляется в машине с наибольшим энергетическим эффектом, а значит и наиболее экономично.

Выбор нагнетателя производится по характеристикам, которые входят в состав паспорта машины. Например, характеристика вентилятора высокого давления ВВД включает сведения о зависимости давления от числа оборотов машины, а также сведения о КПД (рис. 2.7а).

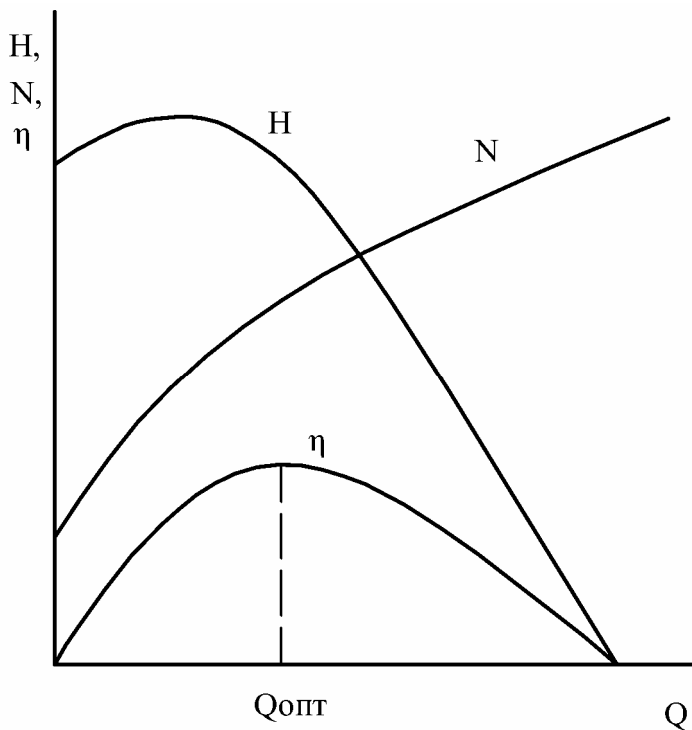


Рис. 2.7 – Действительные характеристики центробежного нагнетателя  $H=f(Q)$ ,  $N=f(Q)$ ,  $\eta=f(Q)$

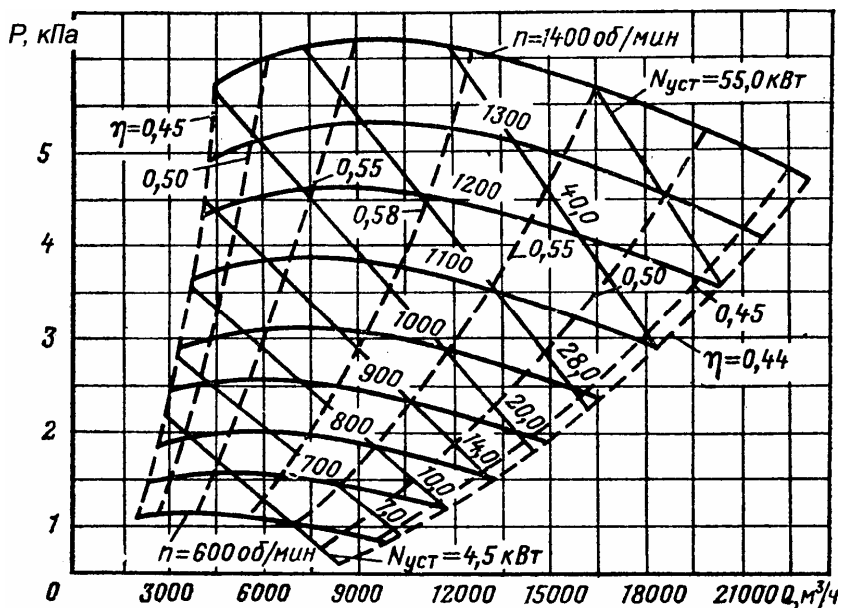


Рис. 2.7а – Характеристика вентилятора ВВД №11 при  $n = \text{var}$

### 2.3 Подобие центробежных нагнетателей

При проектировании центробежных нагнетателей, а также пересчете режимов их работы, широко используется метод подобия. **Геометрическое подобие** характеризуется постоянным отношением сходственных величин. Для машин “а” и “б” это может быть выражено следующим образом:

$$\frac{D_2^a}{D_2^б} = \frac{D_1^a}{D_1^б} = \frac{b_2^a}{b_2^б} = \dots = \frac{l_i^a}{l_i^б} = \delta_1 = \text{const},$$

$$b_1^a = b_1^б = b_1; \quad b_2^a = b_2^б = b_2,$$

т.к. сходственные углы равны,  $\delta_1$  – коэффициент геометрического подобия.

**Кинематическое подобие** состоит в подобии параллелограммов скоростей:

$$\alpha_{1a} = \alpha_{1б} = \alpha_1; \quad \beta_{2a} = \beta_{2б} = \beta_2;$$

$$\frac{u_{1a}}{u_{1б}} = \frac{u_{2a}}{u_{2б}} = \frac{c_{1a}}{c_{1г}} = \frac{c_{2a}}{c_{2в}} = \frac{c_{2a}}{c_{1б}} = \frac{w_{1a}}{w_{1б}} = \dots = \delta_c = \text{const},$$

где  $\delta_c$  – коэффициент кинематического подобия.

**Динамическое подобие** выражается подобием сил одинаковой природы в геометрически сходных точках, а также равенством критериев подобия:

$$\frac{P_{1a}}{P_{1б}} = \frac{P_{2a}}{P_{2б}} = \dots = \frac{P_{ia}}{P_i} = \delta_p = \text{const},$$

где  $\delta_p$  – коэффициент динамического подобия;

$$Re_a = Re_б; Eu_a = Eu_б; Fr_a = Fr_б; Sh_a = Sh_б,$$

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu} \text{ - критерий Рейнольдса; } Eu = \frac{P}{\rho c^2} \text{ - критерий Эйлера;}$$

$$Fr = \frac{c^2}{gl} \text{ - критерий Фруда; } Sh = \frac{l \cdot n}{c} \text{ - критерий Струхалия; } l \text{ –}$$

линейный размер,  $n$  – число оборотов в секунду. Т.к. объемная подача равна произведению площади выхода жидкости из рабочего колеса  $F_2 = \pi D_2 b_2$ , радиальной составляющей абсолютной скорости на выходе  $c_{2r}$  и объемного КПД  $\eta_o$

$$Q = \rho D_2 b_2 c_{2r} \eta_o,$$

то отношение

$$\frac{Q_a}{Q_б} = \frac{D_{2a}}{D_{2б}} \cdot \frac{b_{2a}}{b_{2б}} \cdot \frac{c_{2ra}}{c_{2rб}} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{об}}.$$

Т.к. из кинематического подобия, принимая во внимание, что окружная скорость равна произведению числа оборотов и диаметра  $u_2 = n \cdot D_2$ , отношение

$$\frac{c_{2ra}}{c_{2rб}} = \frac{u_{2a}}{u_{2б}} = \frac{n_a D_{2a}}{n_б D_{2б}},$$

а из геометрического подобия

$$\frac{b_{2a}}{b_{2б}} = \frac{D_{2a}}{D_{2б}},$$

то отношение подач примет вид

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{D_{2a}^3}{D_{2b}^3} \cdot \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}.$$

Таким образом, **объемные подачи центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как кубы наружных диаметров рабочих колес и первые степени частоты вращения валов и объемных КПД.** Если рассматривается данная машина, т.е.  $D_{2a} = D_{2b}$ , то при переменной частоте вращения

$$\frac{Q_a}{Q_b} = \frac{n_a}{n_b} \cdot \frac{\eta_{oa}}{\eta_{ob}}.$$

Отношение напоров и давлений выводится на основании уравнения Эйлера для теоретического напора

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 \cdot c_{2u}}{g}, \quad p_{T\infty} = fu_2 c_{2u} = H_{T\infty} \cdot \rho g.$$

Вывод с использованием кинематического подобия дает следующий результат для действительных напоров и давлений

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{\Gamma a}}{\eta_{\Gamma b}}$$

$$\frac{p_a}{p_b} = \frac{D_{2a}^2}{D_{2b}^2} \cdot \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{\Gamma a}}{\eta_{\Gamma b}}$$

Таким образом, **давления создаваемые центробежными машинами в подобных режимах, относятся как квадраты наружных диаметров рабочих колес, квадраты частот вращения вала первые плотности плотностей жидкости и первые степени гидравлических КПД.** Для данной машины при переменной частоте вращения и различной плотности жидкости ( $D_{2a}=D_{2b}$ ,  $\rho_a \neq \rho_b$ )

$$\frac{H_a}{H_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\eta_{\Gamma a}}{\eta_{\Gamma b}},$$

$$\frac{p_a}{p_b} = \frac{n_a^2}{n_b^2} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_{\Gamma a}}{\eta_{\Gamma b}}.$$

Т.к. мощность рассчитывается по формуле  $N = \frac{Q \cdot \rho g H}{\eta}$ , то

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{D_{2a}^5}{D_{2b}^5} \cdot \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_a}{\eta_b}.$$

**Мощности центробежных машин, работающих в подобных режимах, относятся как пятые степени наружных диаметров рабочих колес, кубы частот вращения валов, первые степени плотностей, перемещаемых, машинами сред и обратно пропорциональны КПД.**

Для данной машины ( $D_{2a}=D_{2b}$ )

$$\frac{N_a}{N_b} = \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_a}{\eta_b}$$

Приведенные формулы называют формулами пропорциональности по которым можно пересчитать характеристики данной машины ( $D_2=\text{const}$ ), работающей для нагнетания данной жидкости ( $\rho=\text{const}$ ) при изменении частоты вращения ( $n_a \neq n_b$ ). При этом принимают КПД при работе на разных режимах одинаковым ( $\eta=\text{const}$ ). Для машин разных размеров ( $D_2=\text{var}$ ) тоже можно считать  $\eta=\text{const}$ , но при очень строгих расчетах следует учитывать, что КПД несколько увеличивается с увеличением размера машин. Формулы пересчета характеристик данной машины при  $n=\text{var}$  имеют вид

$$Q = Q_b \frac{n_a}{n_b};$$

$$H_a = H_b \left( \frac{n_a}{n_b} \right)^2; \quad N_a = N_b \left( \frac{n_a}{n_b} \right)^3.$$

Одной из величин, характеризующих подобие центробежных нагнетателей, является **коэффициент быстроходности**  $n_s$ , которым называют безразмерное число, равное частоте вращения машины, геометрически подобной данной, но имеющей подачу  $Q_s=1 \text{ м}^3/\text{с}$  и напор  $H_s=0,102 \text{ м}$  (или удельная работа  $l_s=gH=1 \text{ Дж/кг}$ ) в режиме максимального КПД. Вывод из уравнений подобия дает расчетную формулу

$$n_s = n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{(gH)^{\frac{3}{4}}}$$



где  $Q$  и  $H$  берутся при максимальном КПД.

Для всего класса подобных машин строится **безразмерная характеристика** в безразмерных координатах  $\bar{H} = f(\bar{Q})$ , где  $\bar{Q}$  и  $\bar{H}$  безразмерные подачи и напор. Безразмерные величины имеют вид:  
Подача:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{\frac{\pi D_2^2}{4} \cdot u_2}$$

Напор:

$$\bar{H} = \frac{H}{\rho u_2^2}$$

Мощность:

$$\bar{N} = \frac{N}{\frac{\pi D_2^2}{4} \cdot \rho u_2^3}$$

КПД

$$\bar{\eta} = \eta$$

## **2.4 Работа нагнетателя на сеть. Последовательное и параллельное соединение нагнетателей**

Всякий нагнетатель, создавая поток жидкости (газа), затрачивает на его перемещение энергию, равную величине потерь давления на преодоление сопротивления сети. Как правило, движение в сети развитое турбулентное, поэтому потери пропорциональны квадрату скорости, а, следовательно, и квадрату расхода жидкости:

$$\Delta p_{\text{пот}} = \left( \sum \lambda \frac{l_i}{d_i} + \sum k_{\text{мс}} \right) \frac{\rho w^2}{2} = k \cdot Q^2$$

(Следует заметить: иногда степень отличается от “2”, что объясняется разной степенью турбулентности на разных участках сети. По опытным данным некоторых авторов характеристика сети имеет вид  $\Delta p = kQ^{(1,8...2,0)}$ . Для получения реальной характеристики сети следует проводить экспериментальные исследования. При

принятии проектных решений следует выполнять особо тщательно гидравлический расчет характеристики сети  $\Delta p = f(Q)$  или  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  с учетом зависимости коэффициента трения  $\lambda$  и коэффициентов местного сопротивления  $K_{\text{СМ}}$  от числа Рейнольдса. Нагнетатель, работая на конкретную сеть, будет развивать параметры  $Q_1$  и  $H_1$  в точке пересечения характеристики  $H = f(Q)$  нагнетателя и сети  $H_{\text{сеть}} = f(Q)$  (точка А). Все остальные параметры – мощность и КПД – ( $N_1, \eta_1$ ) – будут определяться пересечением абсциссы  $Q_1$  (рис. 2.8) с соответствующими характеристиками нагнетателя  $N = f(Q)$  и  $\eta = f(Q)$ .

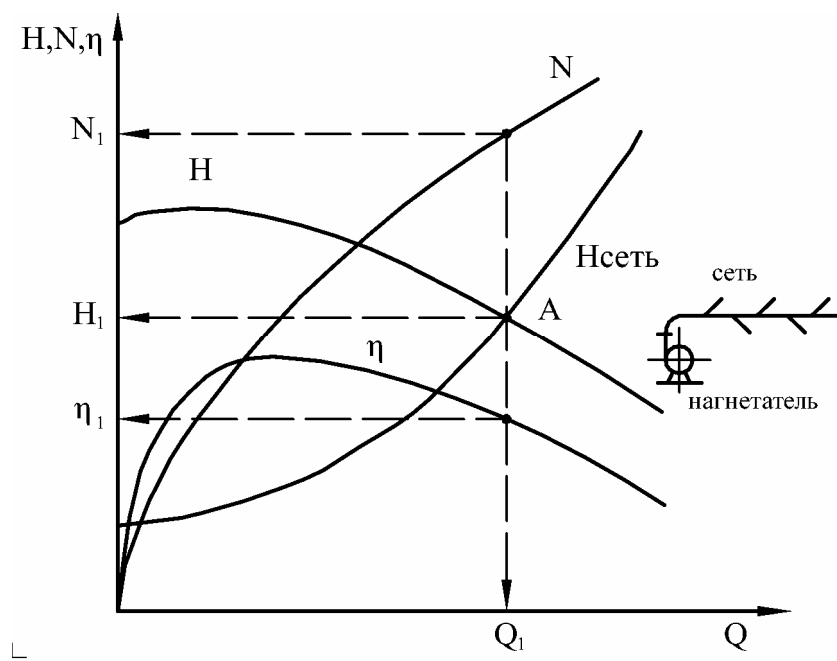


Рис. 2.8 – Работа нагнетателя на сеть

**Последовательное или параллельное соединение** двух или нескольких нагнетателей используют для обеспечения высокой экономичности эксплуатации установок, причем учитываются следующие обстоятельства:

- в производственных условиях бывают случаи, когда тепловая нагрузка объекта или выработка электроэнергии изменяются по каким-либо причинам, например, в зависимости от времени суток или года; соответственно изменяются производительность нагнетателей;
- при регулировании нагнетателей для снижения производительности, как правило, снижается КПД (уход от оптимального режима);
- для обеспечения надежности работы систем устанавливают резервные нагнетатели, причем, чем мощнее нагнетатель, тем выше его стоимость.

При последовательном включении двух нагнетателей жидкость (газ) проходит сначала через первый, а затем через второй нагнетатель, после чего жидкость поступает в сеть. При параллельном включении жидкость проходит отдельно через каждый нагнетатель и подается в сеть (рис. 2.9).

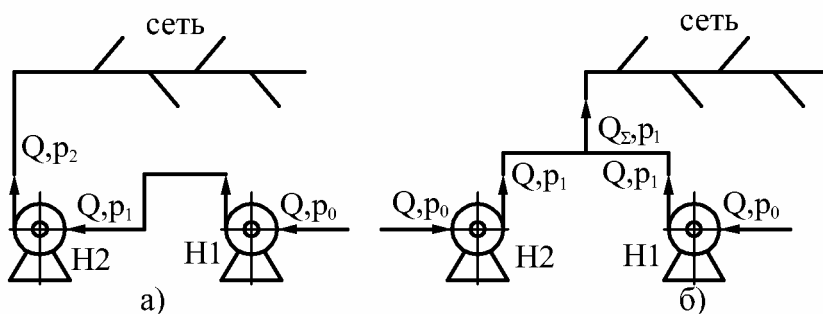


Рис. 2.9 – Последовательное (а) и параллельное (б) включение в сеть двух нагнетателей  $H_1$  и  $H_2$

При последовательном включении преследуется цель увеличения производительности (подачи), при параллельном – давления (напора). Из этого не следует, что при включении, например, двух нагнетателей параметры  $Q$  и  $H$  удваиваются. Изменение параметров определяется характеристиками спаренных нагнетателей и сети. Суммарная характеристика двух одинаковых нагнетателей, соединенных последовательно,  $H_{\Sigma} = f(Q)$  получается путем удваи-

вания ординат характеристики одного  $H = f(Q)$  при неизменной абсциссе. Если при работе одного нагнетателя рабочие параметры  $H_1, Q_1$  получались точкой пересечения  $A_1$ , то при работе двух последовательно соединенных нагнетателей рабочие параметры  $H_{1\Sigma}, Q_{1\Sigma}$  определяются точкой пересечения  $A_{1\Sigma}$ . Цель последовательного соединения нагнетателей наилучшим образом достигается, если характеристика сети крутая (на рис. 2.10 характеристика сети 1  $\Delta p_1 = k_1 Q^2$  – крутая, сети 2  $\Delta p_2 = k_2 Q^2$  – пологая:  $k_1 > k_2$ ).

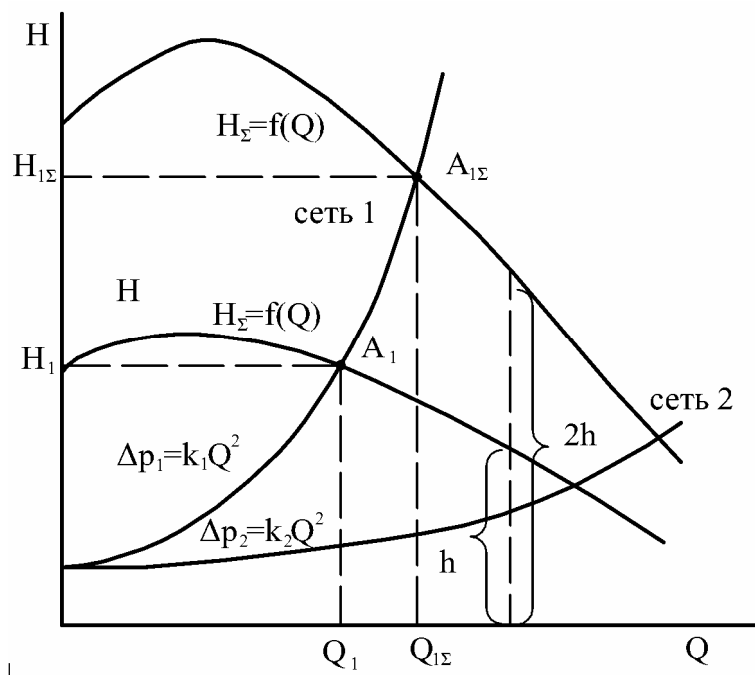


Рис. 2.10 – Характеристика двух последовательно включенных нагнетателей

Суммарная характеристика двух одинаковых нагнетателей, соединенных параллельно  $H_{\Sigma} = f(Q)$  получается путем удваивания абсцисс при неизменной ординате (рис. 2.11). При работе одного нагнетателя на сеть 2 рабочие параметры  $H_2, Q_2$  определяются точ-

кой пересечения  $A_2$ , при работе двух параллельно соединенных нагнетателей  $H_{2\Sigma}$ ,  $Q_{2\Sigma}$  определяются точкой пересечения  $A_{2\Sigma}$ . Цель параллельного соединения нагнетателей наилучшим образом достигается, если характеристика сети пологая.

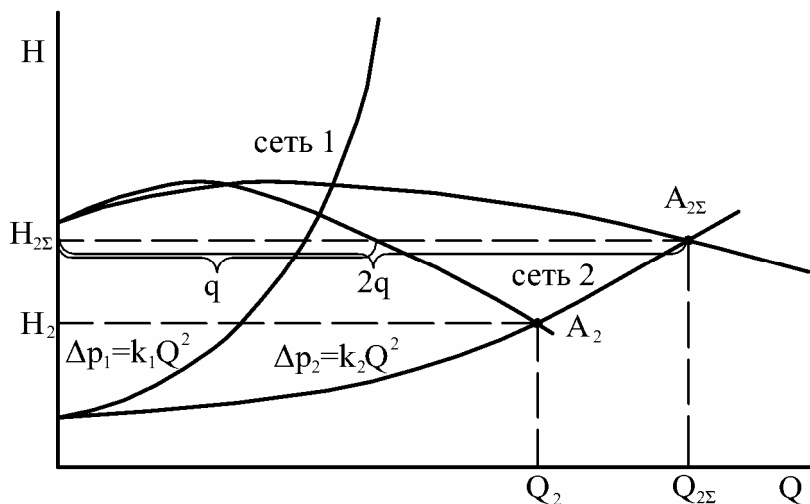


Рис. 2.11 – Характеристик двух параллельно включенных нагнетателя

## 2.5 Регулирование центробежных нагнетателей

Все способы регулирования подачи можно разделить на две основные группы:

А – регулирование при постоянной скорости вращения рабочего колеса;

В – регулирование изменением скорости вращения рабочего колеса.

К группе А относятся:

А.1. Регулирование дросселем;

А.2. Регулирование направляющим аппаратом на всасывающем патрубке;

А.3. Регулирование устройствами, встроенными в рабочее колесо (изменение геометрии колеса и лопастей).

К группе В относятся:

В.1. Изменение скорости вращения вала нагнетателя без изменения скорости вращения двигателя (зубчатые, ременчатые, фрикционные редукторы; гидравлические и индукторные муфты);

В.2. Различные электрические способы изменения скорости вращения электродвигателя;

В.3. В паротурбинных двигателях – изменение расхода пара в турбине.

Объективным критерием оценки способа регулирования служит величина снижения мощности при снижении подачи. Если исходную подачу (максимальную) принять за единицу, то все

меньшие подачи будут  $\frac{Q}{Q_{исх}} < 1,0$ ; при уменьшении подачи

уменьшается мощность двигателя  $N = \frac{\rho g H Q}{\eta}$ , но снижение  $\frac{N}{N_{исх}}$

зависит от способа регулирования, и чем оно меньше при том же  $\frac{Q}{Q_{исх}}$ , тем экономичнее регулирование. Т.к. напор нагнетателя,

равный сопротивлению сети, пропорционален квадрату подачи  $Q$ , то полезная мощность пропорциональна кубу подачи:

$$N_{пол} = \rho g H Q = \rho g (kQ)^2 \cdot Q = A \cdot Q^3.$$

Поэтому идеальная кривая, приведенная на рис. 2.12, имеет вид

$$\frac{N}{N_{исх}} = \left( \frac{Q}{Q_{исх}} \right)^3.$$

Регулирование дросселем – наиболее простой, но и наименее экономичный (рис. 2.12) способ регулирования подачи. Пусть дроссельная характеристика  $A$  нагнетателя (рис. 2.13) наиболее экономична при работе с сетью  $B$  в точке 1, при этом дроссель в сети открыт полностью, подача  $Q_1$  максимальна, сопротивление сети равно  $H_1$ , КПД имеет максимальное значение. Если подачу нужно уменьшить до  $Q_2$ , прикрывают дроссель, при этом увеличивается общий коэффициент сопротивления сети, новая характери-

стика сети “В” пересекается с характеристикой нагнетателя в точке 3 и сопротивление сети составляет  $H_3$ . требуемое давление при уменьшении подачи  $Q_2$  без дросселя составляет  $H_2$ , следовательно разница  $(H_3 - H_2)$  является потерями напора на дросселе и определяет непроизводительные затраты энергии. Непроизводительные затраты связаны также со снижением КПД, т.к. зависимость  $K.П.Д=f(Q)$  имеет максимум при подаче  $Q_1$ . при регулировании дросселем характеристика сети “подстраивается” под характеристику нагнетателя, что, как показано выше, неэкономично.

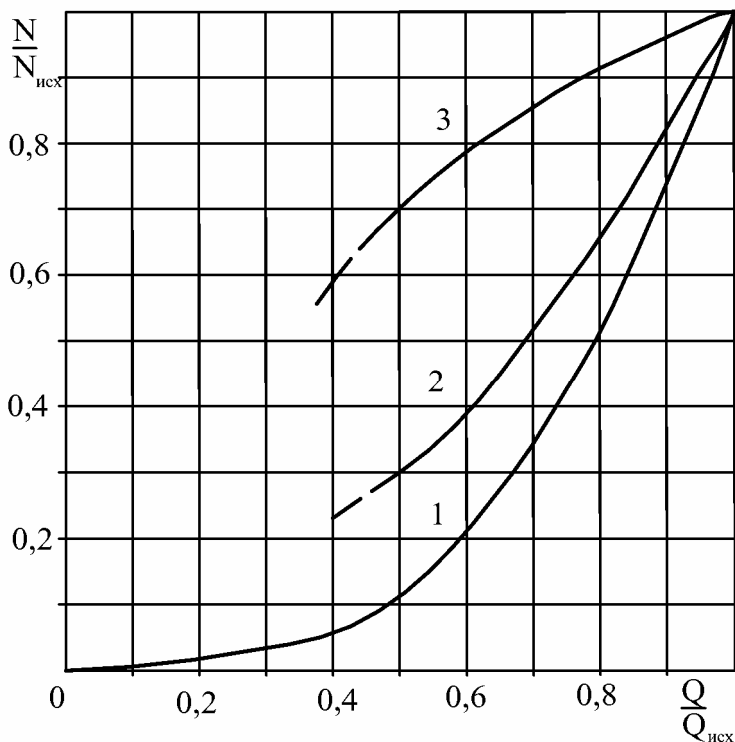


Рис. 2.12 – Кривые регулирования: 1 – идеальная кривая

$$\frac{N}{N_{исх}} = \left( \frac{Q}{Q_{исх}} \right)^3 ; 2 - \text{направляющий аппарат}; 3 - \text{дроссель}$$

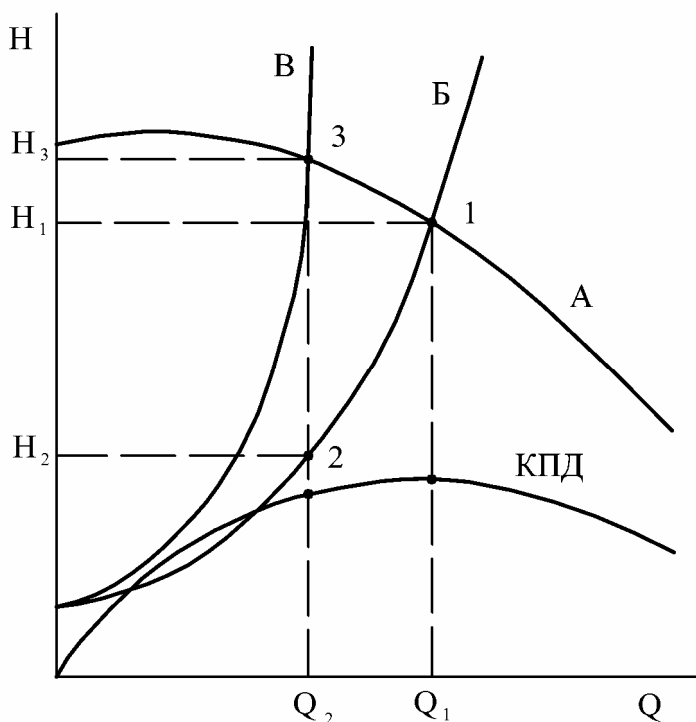


Рис. 2.13 – Регулирование дросселем: А – дроссельная характеристика нагнетателя; Б – характеристика сети; В – характеристика сети с дросселем

Регулирование направляющим аппаратом (НА) заключается в подстраивании характеристик нагнетателя к характеристике сети без изменения скорости вращения рабочего колеса. НА устанавливается во всасывающем патрубке в непосредственной близости от рабочего колеса и представляет собой, например, совокупность поворотных лопаток (осевой НА, рис. 2.14). При максимальной подаче угол поворота  $\varphi$  равен нулю, лопатки устанавливаются ребром навстречу всасывающему потоку и не вызывают каких-либо возмущений. При повороте лопаток на угол  $\varphi > 0$  они вызывают закручивание и снижение развиваемого напора, так как появляется



составляющая абсолютной скорости  $c_{1u}$  (см. параллелограмм скоростей), которая характеризует степень закрутки потока на входе в межлопастной канал рабочего колеса, что приводит, в соответствии с уравнением Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}}{g},$$

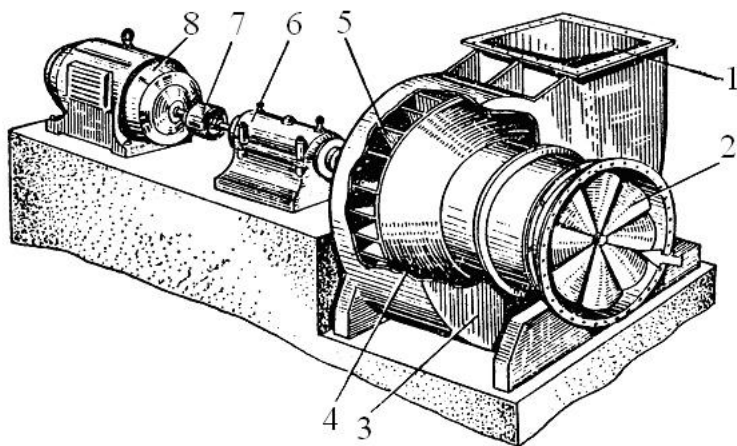


Рис. 2.14 – Дымосос (дутьевой вентилятор) одностороннего всасывания: 1 – выходной патрубок; 2 – поворотные лопатки направляющего аппарата; 3 – улиткообразный кожух; 4 – ротор; 5 – рабочее колесо; 6 – корпус подшипников; 7 – соединительная муфта; 8 – электродвигатель

к снижению развиваемого напора: чем больше угол поворота лопаток НА, тем меньше напор нагнетателя (рис. 2.15). Непроизводительные затраты энергии значительно меньше, чем при регулировании дросселем (рис. 2.12); они связаны в случае регулировки НА со снижением К.П.Д, а также с некоторым дросселированием всасывающего потока.

Регулирование изменения геометрии рабочего колеса и лопастей теоретически может дать наилучший результат, но очень

сложно, и в нагнетателях, применяемых в промышленной тепло-технике и теплоэнергетике, практически не встречается.

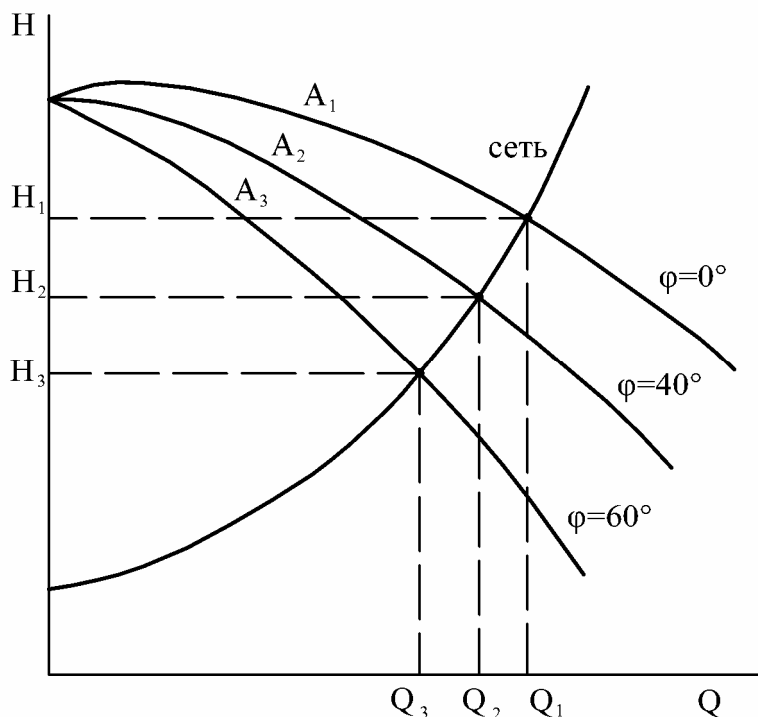


Рис. 2.15 – Регулирование направляющим аппаратом:  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ , – характеристики нагнетателя при разном положении НА

Из способов регулирования группы “В” широко применяется изменение скорости вращения вала, если двигателем является паровая турбина – в этом случае изменяется расход пара в турбине с помощью специальной системы регулирования и впуска. Изменение числа оборотов электродвигателя может обеспечить регулирование, близкое к идеальному (рис. 2.16), однако на практике это не всегда осуществимо: плавное или ступенчатое изменение скорости вращения возможно только на специальных электродвигателях большой мощности, которые дороги и их применение должно быть экономически оправдано. Применение системы приводов в

виде редукторов, гидравлических и индукторных муфт и др. для изменения числа оборотов вала нагнетателя при неизменном значении числа оборотов электродвигателя целесообразно после экономического анализа, так как возрастает стоимость установки и появляются дополнительные потери мощности в регулирующих устройствах.

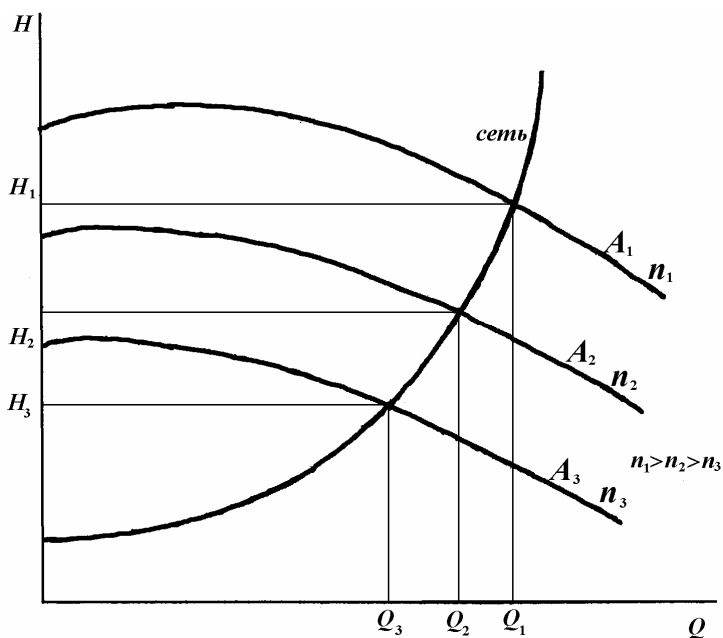


Рис. 2.16 – Регулирование скоростью вращения вала:  $A_1$ ,  $A_2$ ,  $A_3$ , – характеристики нагнетателя при разном числе оборотов "n"

## 2.6 Осевое усилие

На рабочее колесо с передней (обращенной к всасыванию) и задней стороны действует разное давление: в зазоре между колесом и кожухом центробежного нагнетателя действует выходное давление  $p_2$ , а со стороны входного отверстия диаметром  $D_0$  давление  $p_1$ . В результате на рабочее колесо одной ступени действует осевая сила (рис. 2.17), направленная в сторону входного патрубка

$$R = (p_2 - p_1) \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d_B^2), \text{ Н.}$$

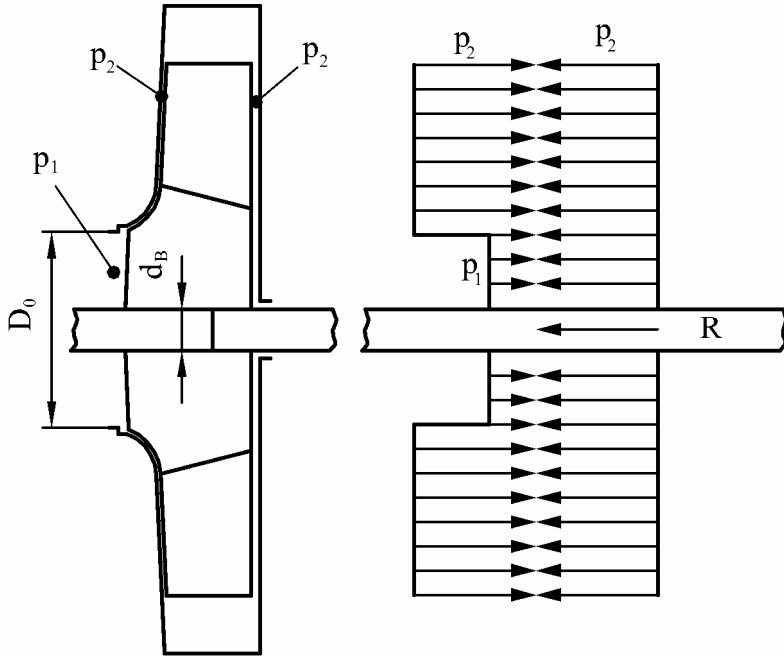


Рис. 2.17 – Осевая сила

В крупных многоступенчатых ЦН осевые силы достигают нескольких десятков тонн. (Следует заметить, что фактическая осевая сила несколько меньше расчетной, если учитывать динамическое давление потока на входе, а также снижение давления  $p_2$  к оси колеса вследствие центробежных сил). В одноступенчатых ЦН малых размеров осевая сила воспринимается упорными подшипниками. В крупногабаритных и многоступенчатых ЦН принимаются специальные меры для снижения осевой силы:

- двусторонний подвод жидкости в рабочее колесо (двустороннее всасывание) (рис. 2.18);

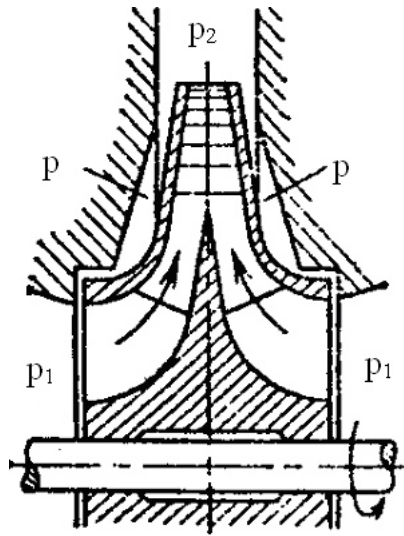


Рис. 2.18 – Многоступенчатая машина с двухсторонним симметричным входом

- симметричное расположение рабочих колес многоступенчатого ЦН (рис. 2.19);
- установка разгрузочного диска (гидравлической пяты) (рис. 2.20).

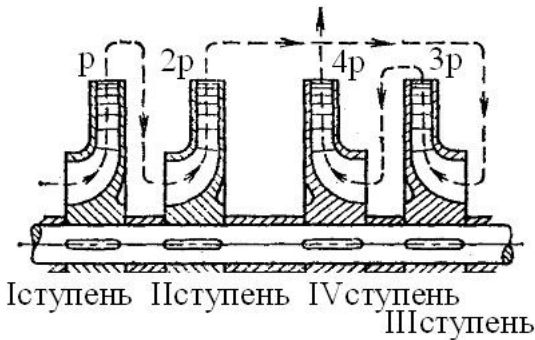


Рис. 2.19 – Многоступенчатая машина с двухсторонним симметричным входом

В этом варианте с одной стороны на диск действует давление  $p_2$ , с другой стороны полости всасывания  $p_1$ . Уравновешивающая осевая сила  $R'$  направлена в сторону, противоположную осевой силе  $R$ .

$$R' = (p_2 - p_1) \frac{\pi}{4} (D_{\Pi}^2 - d_B^2), \text{ Н.}$$

Подбором диаметра гидравлической пяты  $D_{\Pi}$  достигают равенства осевых сил

$$R = R'.$$

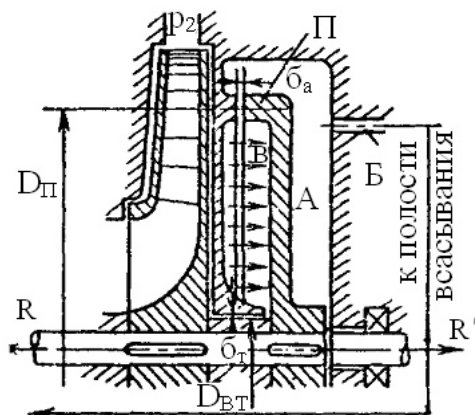


Рис. 2.20 – Уравновешивание осевой силы при помощи разгрузочного диска (гидравлической пяты)

## 2.7 Многоступенчатые и многопоточные нагнетатели

Напор, развиваемый рабочим колесом

$$H_{T\infty} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

определяется окружной скоростью  $u_2$ , которая ограничена условиями прочности колес (для литого чугуна  $u_2 < 40$  м/с, для легиро-

ванной стали  $u_2 < 300$  м/с). Для жидкостных нагнетателей (насосов) ограничением становится еще и кавитация. Для получения высокого напора применяют ступенчатые нагнетатели, в которых несколько рабочих колес расположены на общем валу и соединены последовательно.

При последовательном включении подача не изменяется (рис.2.21), а полный напор равен сумме напоров ступеней. Например, 30-ступенчатый водяной насос развивает напор до 4000 м.

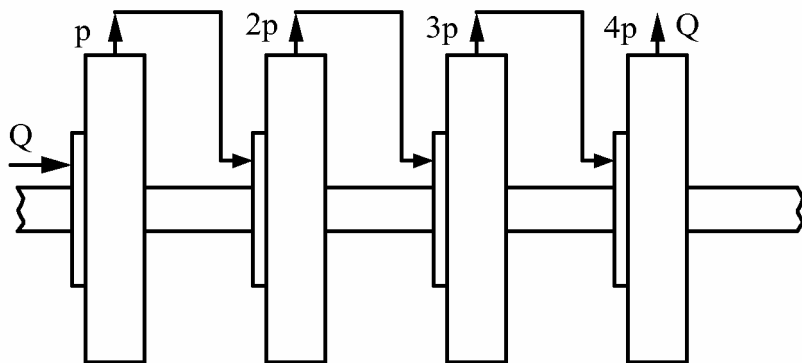


Рис. 2.21 – Схема многоступенчатого нагнетателя

Для увеличения подачи без увеличения ширины колеса  $b_2$  применяют многоступенчатые нагнетатели, при этом подача суммируется, а напор остается таким же, как на одноступенчатом (рис. 2.22).

В смешанном типе нагнетателя достигается как высокий напор, так и высокая подача. Например (рис. 2.23) нагнетатель состоит из двух групп ступеней, в каждой из которых рабочие колеса расположены последовательно, чем достигается увеличение напора; группы ступеней соединены параллельно, чем достигается увеличение подачи. Группы расположены симметрично. Количество групп должно быть четным (2, 4 и т.д.).

При последовательном соединении ступеней на выходе из предыдущей ступени в последующую устанавливают направляющие аппараты, обеспечивающие радиальный вход потока в рабо-

чее колесо последующей ступени. Иначе поток, закрученный предыдущей ступенью, на входе в колесо будет иметь высокую скорость  $c_{1u}$ , что снижает приращение давления в соответствии с уравнением Эйлера.

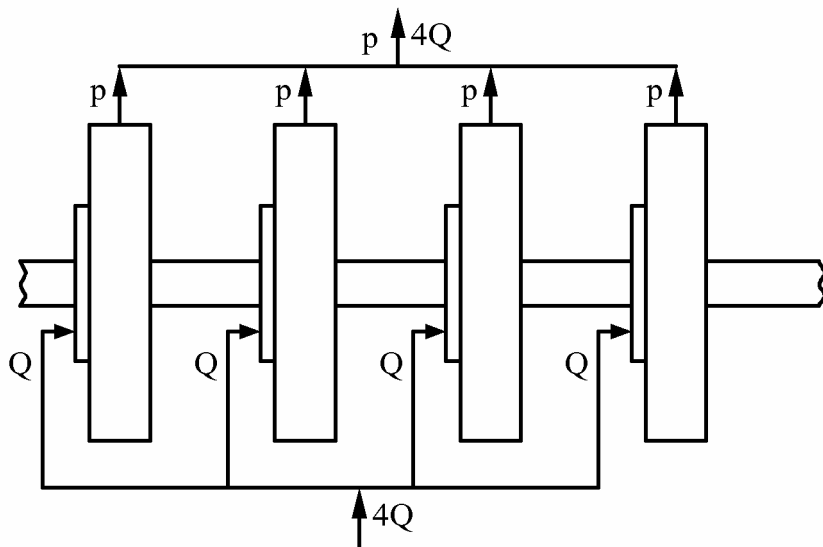


Рис. 2.22 – Схема многопоточного нагнетателя

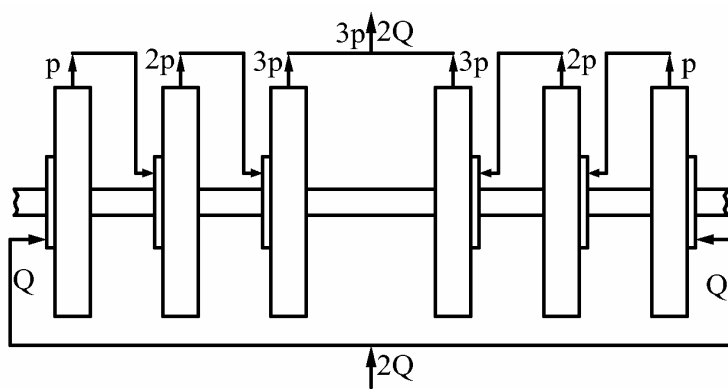


Рис. 2.23 – Схема трехступенчатого двухпоточного нагнетателя



## 3 НАСОСЫ

### 3.1 Классификация по быстроходности

В практике насосостроения коэффициент быстроходности рабочего колеса многоступенчатого насоса определяют по формуле:

$$n_s = 3.65n \left( \frac{Q}{z} \right)^{0.5} \left( \frac{H}{i} \right)^{0.75},$$

где  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;

$H$  – напор, м/

$n$  – частота вращения вала, об/мин;

$i$  – число ступеней давления;

$z$  – число потоков.

По быстроходности рабочие колеса насосов классифицируются следующим образом:

1. тихоходное колесо,  $n_s=40\div 80$ ;
2. нормальное колесо,  $n_s=80\div 150$ ;
3. быстроходное колесо,  $n_s=150\div 300$ ;
4. диагональное колесо,  $n_s=300\div 600$ ;
5. осевое или пропеллерное колесо,  $n_s=600\div 1200$ .

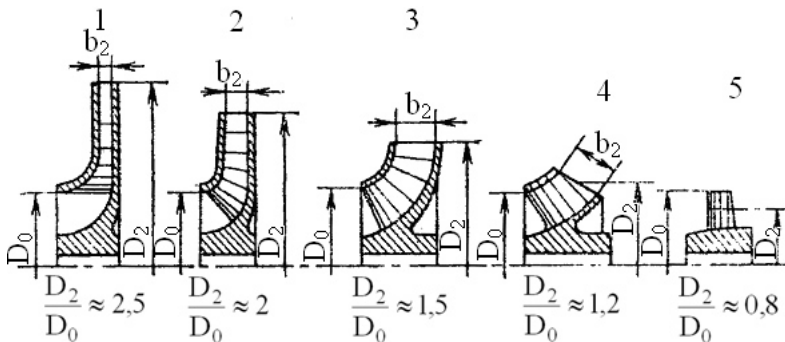


Рис. 3.1 – Конструктивные типы рабочих колес: 1 – тихоходное колесо,  $n_s=40\div 80$ ; 2 – нормальное колесо,  $n_s=80\div 150$ ; 3 – быстроходное колесо  $n_s=150\div 300$ ; 4 – диагональное колесо,  $n_s=300\div 600$ ; 5 – осевое или пропеллерное колесо,  $n_s=500\div 1200$ .

В тихоходном колесе (рис. 3.1) входная кромка лопасти лежит на цилиндрической поверхности, сами лопасти тоже цилиндрические. В нормальных и быстроходных колесах входные кромки вынесены в область поворота потока, т.е. где направления жидкости изменяется от осевого к радиальному, при этом лопасть имеет двоякую кривизну; особенно резко выражена кривизна в диагональных насосах. Рабочие колеса разной быстроходности различаются соотношениями  $b_2/D_0$ , а также  $D_2/D_0$ . С увеличением быстроходности уменьшается развиваемый напор насоса  $H$  и увеличивается подача (для насосов с одинаковым входным диаметром  $D_0$ ).

### 3.2 Расчет рабочего колеса центробежного насоса

Исходными данными для расчета являются объемная подача  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, начальное и конечное давления  $p_1$ ,  $p_2$ , Па, частота вращения вала  $n$ , об/мин, плотность жидкости  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>. Частота задается в соответствии с типом асинхронного электродвигателя (стандартные значения “ $n$ ”: 380, 730, 1430, 2900). Расчетом определяют величины, необходимые для профилирования рабочего колеса:  $D_0$ ,  $D_1$ ,  $D_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $d_{ст}$ ,  $l_{ст}$ ,  $\beta_{1\Delta}$ ,  $\beta_{2\Delta}$ ,  $z$  (число лопаток).

Основные расчетные формулы:

- напор насоса

$$H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g};$$

- коэффициент быстроходности

$$n_s = 3.65n \left( \frac{Q}{z} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{H}{i} \right)^{\frac{3}{4}};$$

- объемный к.п.д

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + 0.68n_s^{-0.65}};$$

- приведенный диаметр

$$D_{III} = 4.25^3 \sqrt{\frac{Q}{n}};$$

- гидравлический к.п.д

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\ln D_{\text{III}} - 0,172)^2};$$

- мощность на валу

$$N = \frac{\rho Q g H}{1000 \eta}, \text{ кВт};$$

- механический к.п.д (принимается в пределах 0,92÷0,95);
- полный к.п.д насоса

$$\eta = \eta_0 \eta_{\Gamma} \eta_M;$$

- крутящий момент вала

$$M = 9,6 \cdot 10^5 \frac{N}{n}, \text{ Н}\cdot\text{см};$$

- диаметр вала

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M}{0,2 \sigma_{\text{доп}}}}, \text{ см}; \text{ мм};$$

- диаметр ступицы

$$d_{\text{ст}} = 1,4 d_B, \text{ мм};$$

- диаметр входа

$$D_0 = \sqrt{D_{\text{III}}^2 + d_{\text{ст}}^2}, \text{ мм};$$

- диаметр входа на рабочие лопасти

$$D_1 = D_0 + 20, \text{ мм};$$

- длинна ступицы

$$l_{\text{ст}} = 1,4 d_{\text{ст}};$$

- окружная скорость в канале рабочего колеса

$$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}, \text{ м/с};$$

- скорость входа в рабочее колесо

$$c_0 = \frac{4Q}{\eta_0 \rho (D_0^2 - d_{\text{ст}}^2)}, \text{ м/с};$$

- абсолютная скорость на входе в каналы

$$c_1 = c_{1r} = c_0;$$

- угол  $\beta_1$

$$\operatorname{tg}\beta_1 = \frac{c_1}{u_1};$$

- угол атаки (принимается)

$$i = 3 \div 4^\circ;$$

- угол  $\beta_{1Л}$

$$\beta_{1Л} = \beta_1 + i;$$

- ширина лопасти на вход

$$b_1 = \frac{Q}{0,9 \cdot \eta_0 \cdot \pi D_1 c_1};$$

- угол  $\beta_2$

$$\beta_2 = \beta_{1Л} + i;$$

- окружная скорость на выходе из рабочего колеса

$$u_2 = \frac{1}{2} c_{2r} \operatorname{ctg}\beta_2 + \sqrt{\left(\frac{c_{1r} \operatorname{ctg}\beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r \cdot r}};$$

- скорость  $c_{2r}$  (принимается)

$$c_{2r} = c_{1r} = c_0;$$

- диаметр выхода

$$D_2 = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot n};$$

- ширина лопасти на входе

$$b_2 = b_1 \frac{D_1}{D_2};$$

- количество лопаток (формула Пфлейдера)

$$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1Л} \beta_{2Л}}{2}; \quad m = \frac{D_2}{D_1}.$$

Пример расчета рабочего колеса однопоточного одноступенчатого водяного насоса приводится в приложении А.

### 3.3 Установка насосов. Допустимая высота всасывания по условиям кавитации

В обычных конструкциях центробежных насосов наименьшее давление наблюдается на входе в рабочее колесо, особенно на вогнутой стороне лопасти, т.е. там, где относительная скорость  $w_1$ , и соответствующая ей кинетическая энергия  $w_1^2/2$  достигает наибольших значений. Если давление оказывается равным или меньшим давления насыщенного пара  $p \leq p_{н.п.}$ , соответствующего температуре всасываемой жидкости, то возникает явление, называемое **кавитацией**. Физическая картина кавитации состоит во вскипании жидкости в зоне повышенного давления и в последующей конденсации паровых пузырьков при выносе кипящей жидкости в область повышенного давления. При быстрой конденсации парового пузырька (центру конденсации, где возникает вакуум) и в момент смыкания его объема производит вследствие малой сжимаемости жидкости резкий точечный удар; при этом давление в точках смыкания паровых пузырьков при их конденсации достигает нескольких мегапаскалей. Если конденсация пузырька происходит на поверхности лопасти, то удар вызывает местное разрушение металла, называемое **питтингом**. Работа насоса в режиме кавитации внешне проявляется шумом, внутренним треском, повышенным уровнем вибрации, а также ударами в проточной полости, опасными для насоса.

Возможны два различных случая расположения насоса относительно приемного резервуара (рис. 3.2). Установка рис. 3.2, а характерна для насосов, подающих жидкости с низкой температурой, а установка на рис. 3.2, б – для насосов, подающих жидкости с высокой температурой, а также при всасывании насосами холодной воды из емкостей с достаточно высоким вакуумом. Установки выполненные по схеме 3.2 б, часто встречаются в теплоэнергетике в схемах регенеративного подогрева и питания паровых котлов. Когда насос подает горячую воду, емкость, из которой он всасывает, приходится располагать выше насоса (например, в случае бустерного насоса, всасывающего питательную воду из деаэратора). По соображениям удобства строительных работ и монтажа желательно по возможности уменьшать требуемую расчетом высоту установки приемной емкости. Этого можно достигнуть увеличени-

ем диаметра всасывающего трубопровода, уменьшением его длины, а также выбором рациональной конструкции тех элементов всасывающего тракта, которые дают снижение местных потерь напора. В некоторых случаях допустимую высоту всасывания можно изменить уменьшением или увеличением давления в емкости, из которой происходит всасывание.

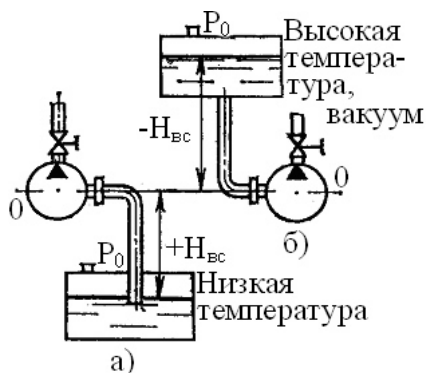


Рис. 3.2 – Два случая установки насоса относительно уровня всасываемой жидкости

Основной мерой против кавитации является соблюдение допустимой высоты всасывания  $H_{г. доп}$ , которая рассчитывается по определенной методике. Величина  $H_{г. доп}$ , м. б. как положительная (насос может находиться выше уровня жидкости сосуда, из которого происходит всасывание), так и отрицательная (насос должен находиться ниже уровня). Методика расчета приведена в приложении Б.

### 3.4 Конструкции и характеристики насосов

В теплоэнергетике употребляются центробежные насосы, разнообразные по основным параметрам и конструкциям. Это вызывается различием в условиях работы и эксплуатационных требованиях.

Обозначения и маркировка насосов общего назначения, за исключением специальных конструкций, определены стандартами.

Стандарт определяет группу центробежных многоступенчатых насосов секционного типа для чистой воды с подачей от 6 до 1000 м<sup>3</sup>/ч и напором от 40 до 2000 м.

Обозначение насоса включает три буквы: Ц – центробежный, Н – насос, С – секционный и два числа, первое из которых – подача насоса Q, м<sup>3</sup>/ч, второе – напор Н, м ст. жидкости. Например, ЦНС-22-88 означает: центробежный насос секционного типа с подачей 22 м<sup>3</sup>/ч и напором 88 м.

Стандарт определяет группу центробежных насосов двустороннего входа, обозначаемую буквой Д. Подача и напор даются в марке, так же как и в секционных насосах. Например; Д-2000-100-центробежный насос двустороннего входа с подачей 2000 м<sup>3</sup>/ч и напором 100 м. Насосы типа Д охватывают область подач от 200 до 12500 м<sup>3</sup>/ч и напоров до 100 м; КПД этих насосов до 92%.

Применительно к теплоэнергетике все центробежные насосы могут быть разделены, на следующие группы:

1) насосы для чистой воды, одноступенчатые и многоступенчатые;

2) конденсатные;

3) питательные;

4) насосы для кислых сред;

5) насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц.

Рассмотрим характерные черты указанных групп насосов.

Насосы для чистой воды применяются для хозяйственного, технического и противопожарного водоснабжения электрических станций и промышленных предприятия. Они бывают одноступенчатыми и многоступенчатыми.

Простейшим типом одноступенчатого насоса является консольный насос, обозначаемый буквой К. Продольный разрез такого насоса дан на рис. 3.3, а внешний вид его представлен на рис. 3.4. Характерной особенностью такого насоса является расположение рабочего колеса на консоли вала, вращающегося в двух широко расставленных шариковых подшипниках. Корпус спиральный с осевым подводом жидкости. Сальник здесь имеется только на стороне подачи. Насосы этого типа рассчитаны на подачу 10-360 м<sup>3</sup>/ч.

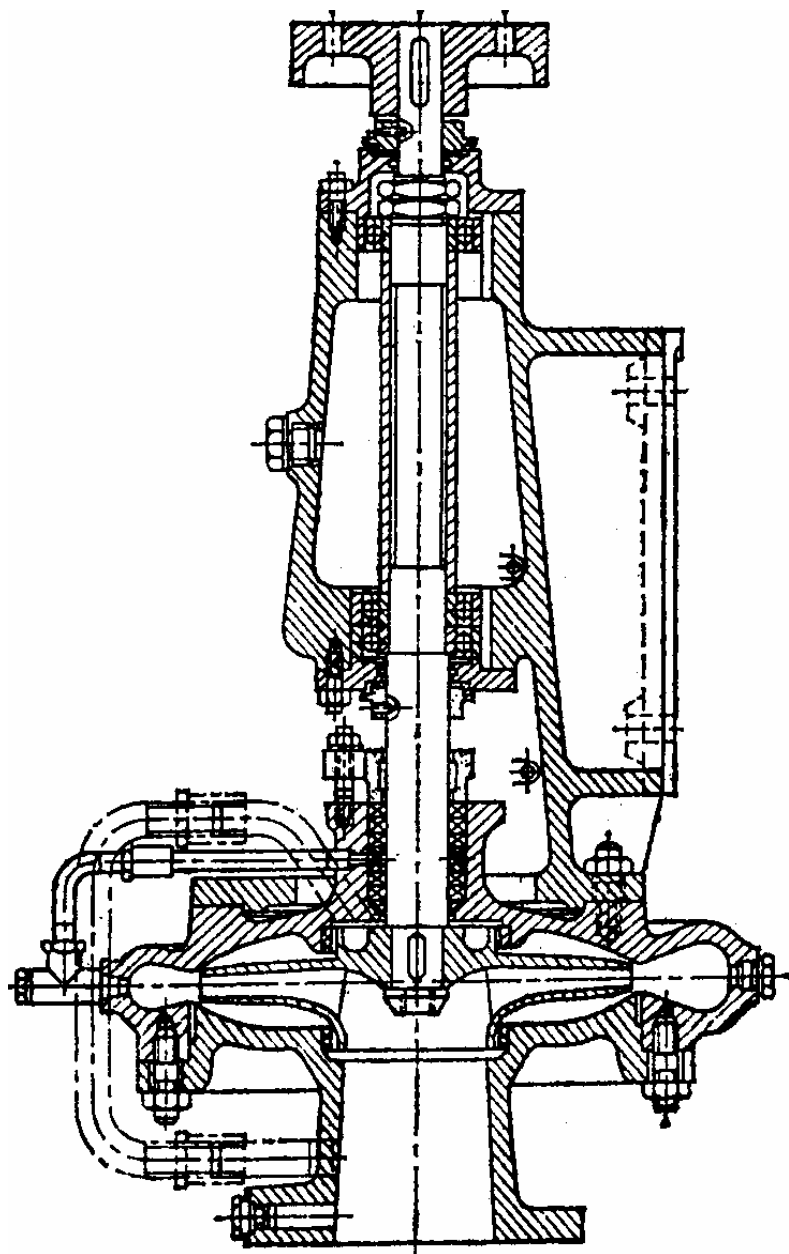


Рис. 3.3 – Продольный разрез насоса консольного типа



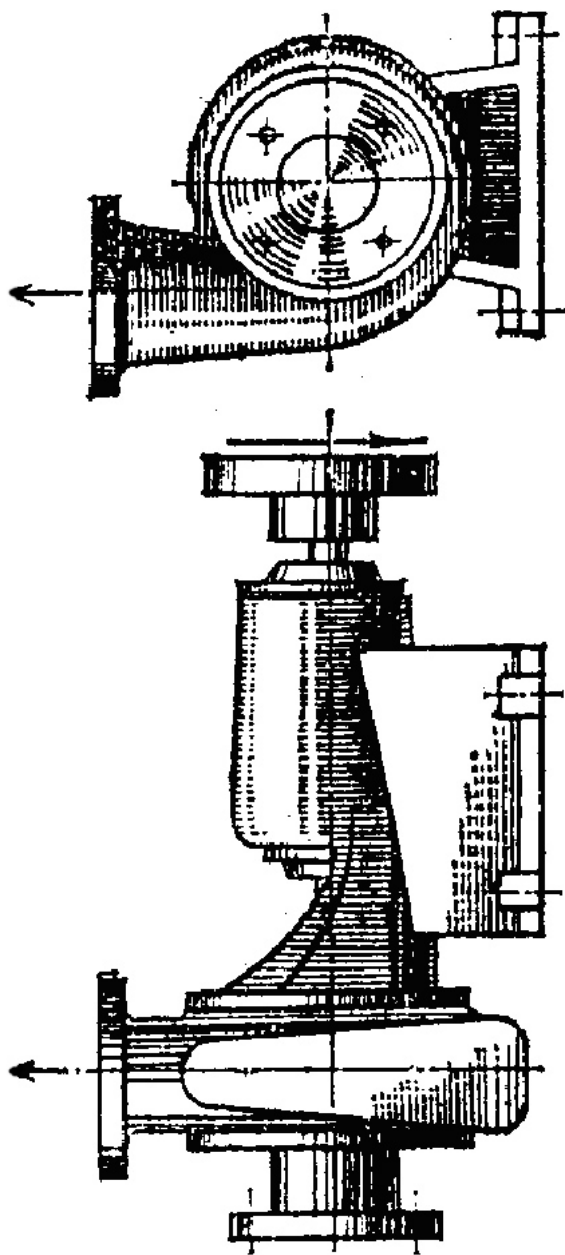


Рис. 3.4 – Внешний вид центробежного насоса типа К с напорным патрубком, обращенным вверх

Создаваемые ими напоры лежат в пределах 10-100 м, частота вращения 1450-2900 об/мин, диаметр рабочих колес 132-328 мм, полный КПД находится в пределах 50-84%. На рис. 3.5 представлена типичная для насоса типа К характеристика при  $n=2900$  об/мин. Для внесения большего разнообразия в рабочие параметры насосов заводы широко практикуют обрезку рабочих колес; это дает изменение параметров при сохранении конструкции и габаритов насоса. Приведенные на рис. 3.5 характеристики относятся к колесам трех различных диаметров, отмеченных на графике.

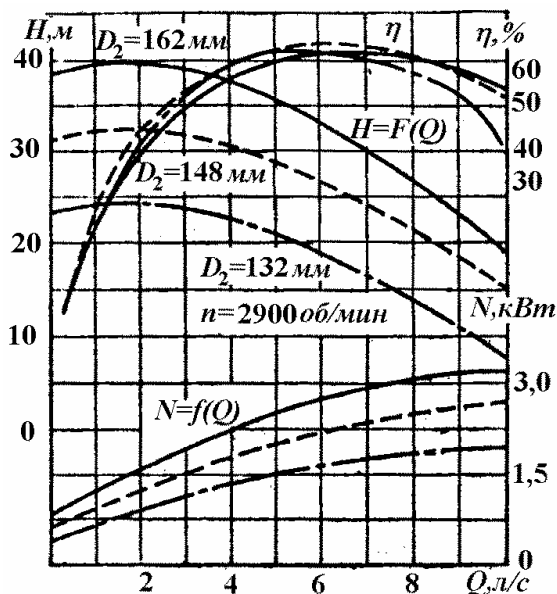


Рис. 3.5 – Характеристика консольного насоса с диаметром всасывающего патрубка 50 мм

Продольный разрез насоса типа Д представлен на рис. 3.6., а на рис. 3.7 его внешний вал.

Насосы типа Д характеризуются двусторонним подводом жидкости к рабочему колесу, спиральной безлопаточной формой направляющих аппаратов и присоединением всасывающего и напорного патрубков к нижней половине корпуса при горизонтальной плоскости его разъема.

Основные параметры насосов этого типа: подача 90-12500 м<sup>3</sup>/ч, напор 10-102 м, частота вращения 730-2950 об/мин, диаметр рабочих колес 265-900 мм, полный КПД в пределах 64-92 %. На рис. 3.8 представлена типичная для насосов типа Д размерная характеристика.

Многоступенчатые насосы представлены тремя основными группами: секционные насосы типа С (секционные насосы с колесами одностороннего входа), насосы с колесами, одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса, насосы с первым колесом двустороннего входа и остальными колесами одностороннего входа и горизонтальным разъемом корпуса. Многоступенчатые насосы этих типов перекрывают подачу от 5 до 1000 м<sup>3</sup>/ч при напорах от 35 до 100 м. Специальные конструкции могут быть выполнены с основными параметрами, выходящими за указанные пределы.

В качестве примера на рис. 3.9 дан внешний вид четырехступенчатого насоса и приведена схема последовательного включения его колес. На рис. 3.10 приведены характеристики напора и мощности такого насоса.

Конденсатные насосы применяются для удаления конденсата, а также как горячие дренажные насосы бойлерных установок. Они предназначены для перекачивания конденсата и дренажа при температуре до 393 К.

Питательные насосы применяются для подачи питательной воды в паровые котлы. В большинстве случаев это центробежные многоступенчатые насосы высокого давления, приспособленные к подаче воды с высокой температурой.

Насосы для кислых сред изготавливаются из специальных нержавеющей сталей. Они перекрывают область расходов от 5 до 300 м<sup>3</sup>/ч при напорах от 7 до 500 м.

Насосы для подачи смесей жидкостей и твердых частиц имеют специфические условия работы. Поток жидкости, содержащей твердые частицы, проходя с большой скоростью через проточную часть, истирает внутренние поверхности насоса. Поэтому к конструкциям и материалам таких насосов предъявляются особые требования.

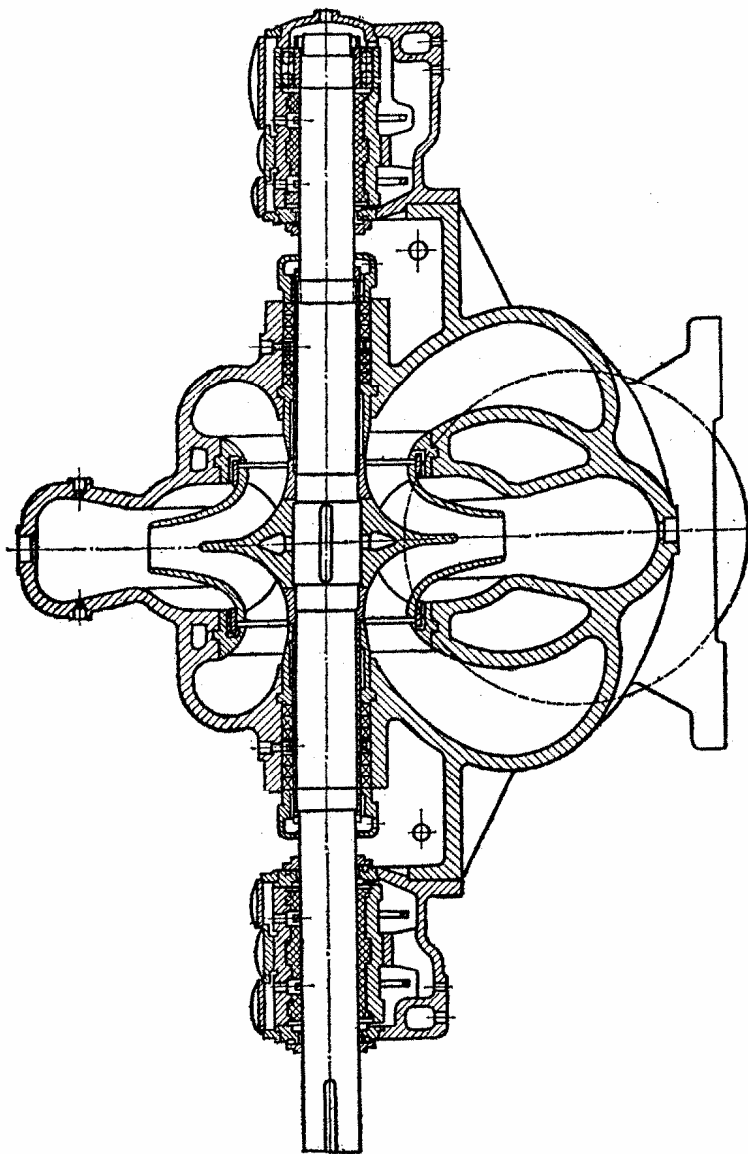


Рис. 3.6 – Продольный разрез насоса типа Д

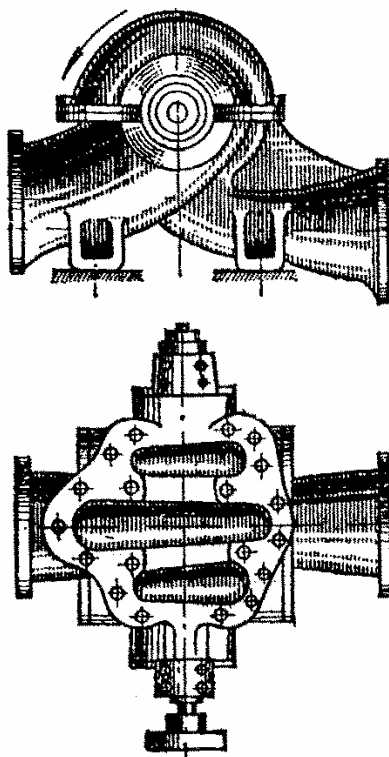


Рис. 3.7 – Внешний вид насоса типа Д

В теплоэнергетике такие насосы употребляются для перекачки золошесей и шлакосмесей в системах гидрозолоудаления, а также при производстве работ по очистке гидротехнических сооружений, станций (каналов, колодцев).

Простейшим типом таких насосов является песковый насос марки ПН. Это одноступенчатый консольный насос, предназначенный для перекачивания смеси воды с рудой, гравием и песком с крупностью кусков от 2 до 15 мм в зависимости от размеров насоса. Конструкция этого насоса показана на рис. 3.11. Рабочее колесо, спиральный корпус и диск отлиты из чугуна, хорошо противостоящего истиранию. Остальные детали выполняются из обычного конструкционного чугуна. Максимальная высота подъема при содержании в ней до 65 % твердых частиц крупностью 2 мм

составляет до 30 м при частоте вращения до 1470 об/мин. Подача при содержании твердых частиц до 70% доходит до 138 м<sup>3</sup>/ч. Песковые насосы большей подачи с диаметром напорного патрубка до 200 мм могут подавать смеси с крупностью частиц до 25 мм и развивать подачу до 500 м<sup>3</sup>/ч. Эти насосы характеризуются боковым подводом смеси к рабочему колесу. Их заводская марка НП.

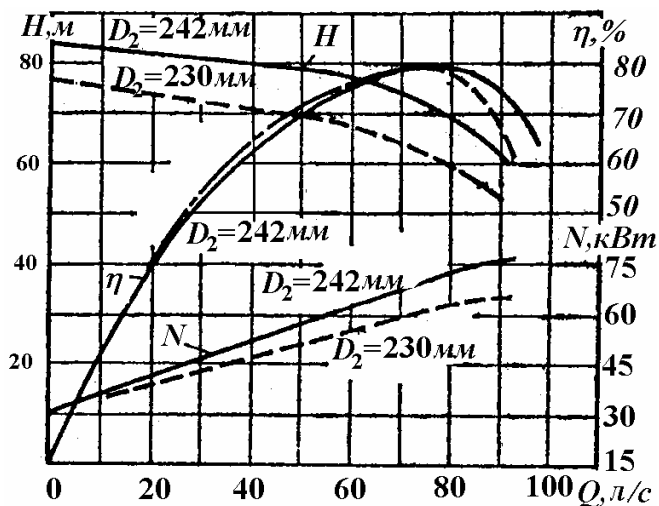


Рис. 3.8 – Характеристики насоса Д-320-70

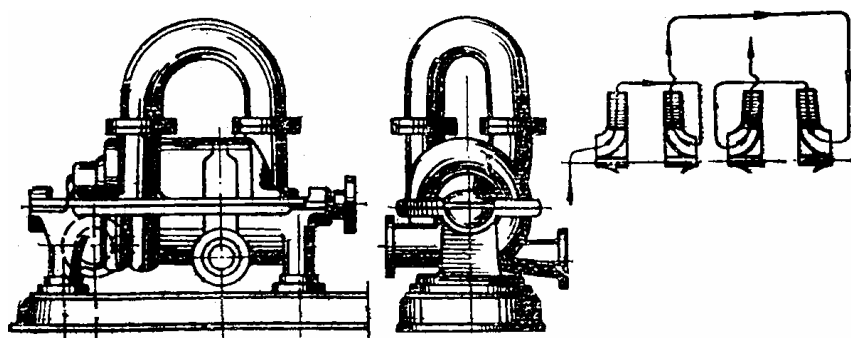


Рис. 3.9 – Внешний вид и схема соединения колес четырехступенчатого насоса

Шламовые (грязевые) насосы конструктивно сходны с песковыми, но применяются для перекачки смесей с включением более мелких фракций твердых веществ. Так, например, шламовый насос марки ШН-1 перемещает смеси с крупностью частиц всего лишь до 4 мм.

Земляные насосы (землесосы) служат для перекачки больших количеств грунтосмеси (пульпы) при весьма разнородном ее составе. Конструктивно они выполняются в виде консольных центробежных насосов с колёсами, спиральными камерами и внутренними дисками, изготовленными из твердых белых чугунов. На рис. 3.12 даны конструкция и характеристики центробежного землесоса марки 12П7.

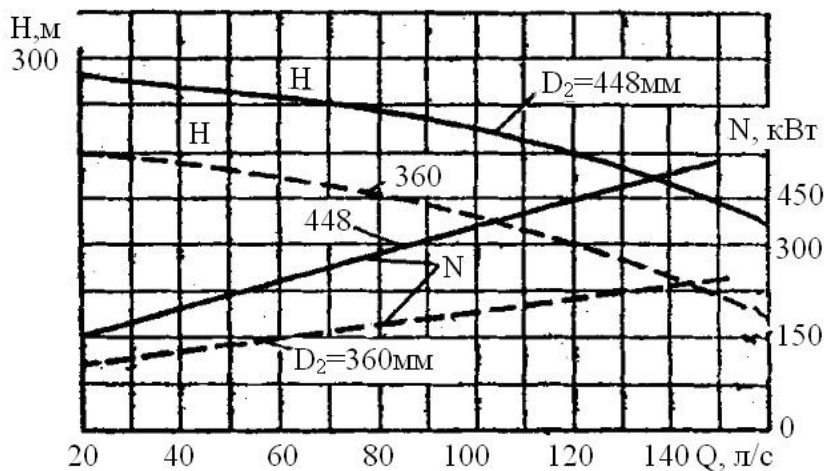


Рис. 3.10 – Характеристики четырехступенчатого насоса марки ЭВ-200×4

Насосное оборудование тепловых электрических станций и тепловых сетей состоит из следующих основных групп:

- 1) питательные насосы высокого давления для подачи в воды в паровой котел;
- 2) бустерные (предвключенные) – для создания подпора во всасывающем патрубке питательных насосов;

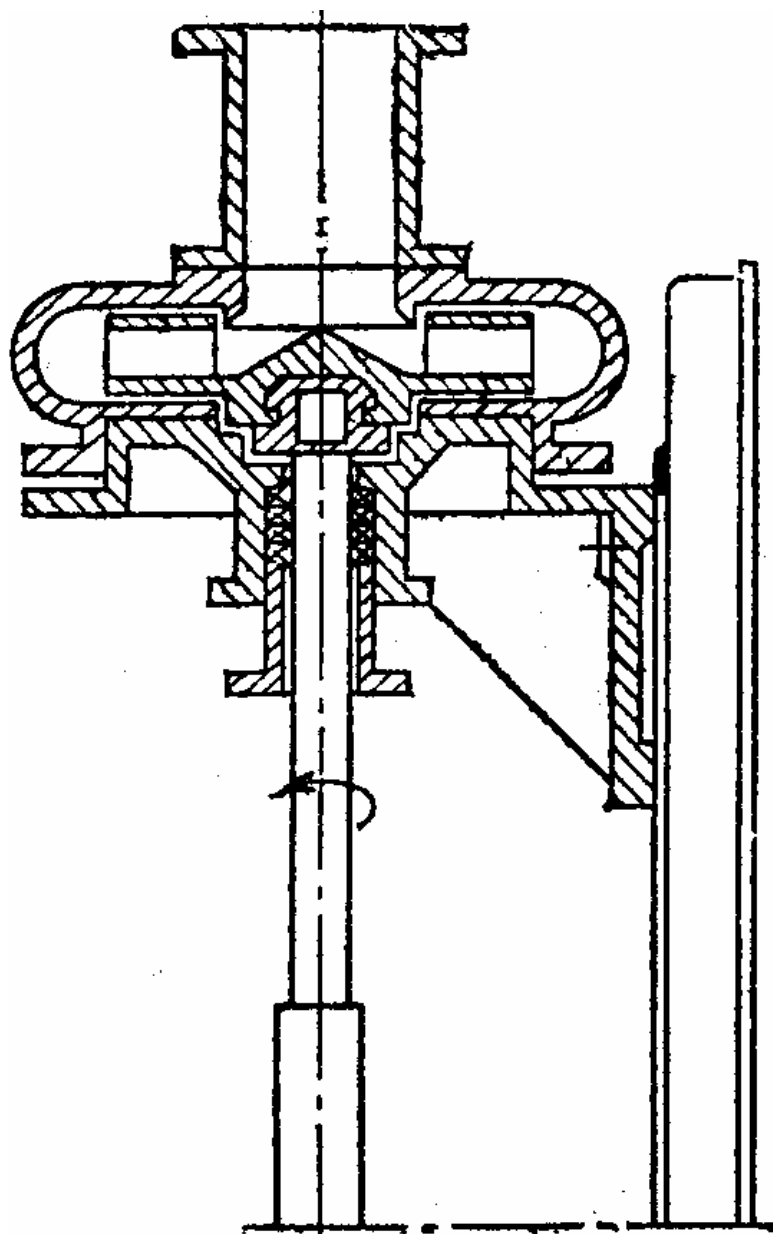


Рис. 3.11 - Продольный разрез пескового насоса типа ПН



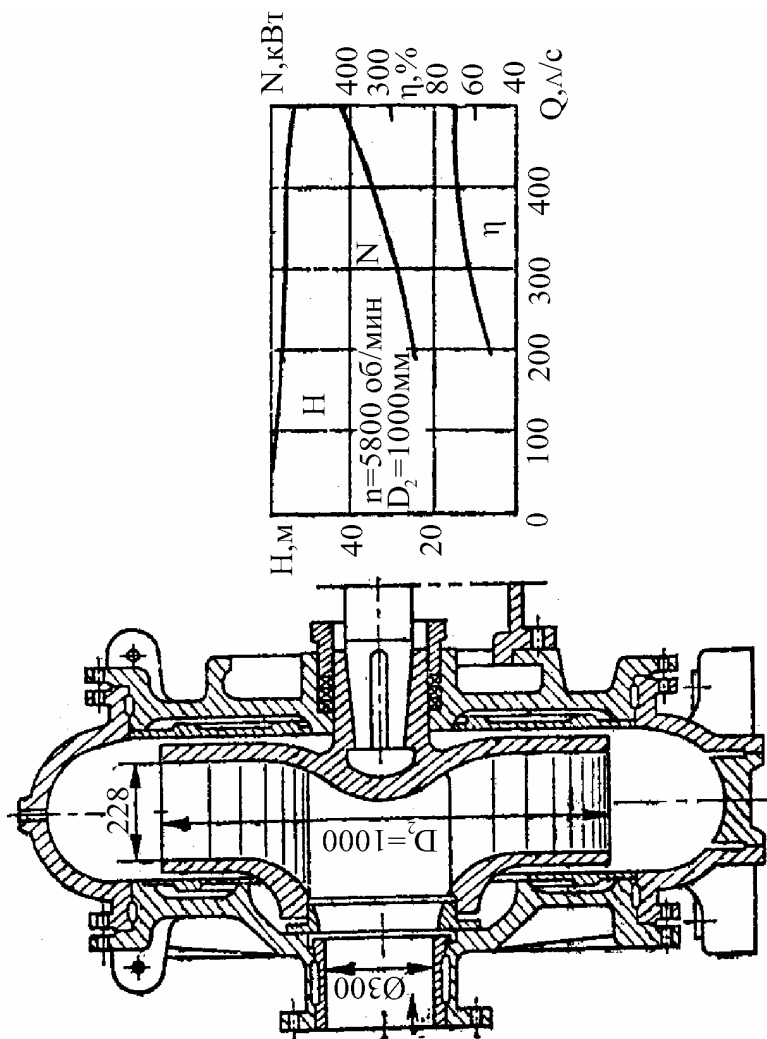


Рис. 3.12 – Продольный разрез и характеристика землесоса марки 12

3) конденсатные – для отсасывания конденсата и конденсаторов турбин и подачи их в систему регенеративного цикла;

4) циркуляционные – для подачи охлаждающей воды в конденсаторы турбин;

5) сетевые – для подачи горячей воды в сеть теплоснабжения;

прочие – дренажные, подпиточные тепловой сети, масляные системы смазки и регулирования турбоагрегатов.

**Питательные насосы** с электроприводом имеют обозначение ПЭ-Q-Р, где П – питательный, Э – электроприводной, Q – подача насоса, м<sup>3</sup>/ч, р – давление насоса, МПа. Рабочие параметры электронасосов лежат в пределах: подача Q=65÷900 м<sup>3</sup>/ч; давление насоса, определяемое давлением пара, р=3,9÷29,4 МПа; мощность N=108÷6360 кВт; коэффициент полезного действия η=65÷82 %; температура воды до 438 К (265 °С); синхронная частота электродвигателя до 3000 об/мин.

Мощность электродвигателей по конструктивным соображениям не превышает 8000 кВт, поэтому на ТЭС находят применение питательные насосы с турбоприводом, получающим пар из промежуточных ступеней турбины энергоблока. Такие насосы имеют обозначение ПТН-Q-р-р<sub>т</sub>, П – питательный, Т – турбоприводной, Н – насос, Q – подача насоса в номинальном режиме, м<sup>3</sup>/ч; р – давление насоса, МПа; р<sub>т</sub> – давление пара на входе в приводную турбину, МПа. Рабочие параметры паротурбонасосов лежат в пределах: подача Q=30÷1150 м<sup>3</sup>/ч; давление насоса р=5,3÷33,2 МПа; давление пара р<sub>т</sub>=1,45÷12,7 МПа; скорость вращения n=5000÷10000 об/мин; мощность N=115÷12500 кВт. Частота вращения вала насоса с турбоприводом, как правило, выше синхронной частоты вращения электродвигателя, поэтому во избежание кавитации часть напора, развиваемого питательным насосом, целесообразно передать предвключенному насосу, работающему на пониженной частоте вращения и устойчивому против кавитации. Питательная установка в этом случае состоит из двух насосов, соединенных последовательно. Привод основного питательного и предвключенного (бустерного) насоса осуществляется в современных блоках большой мощности от одной паровой турбины: вал основного насоса соединяется с валом турбины непосредственного зубчатой муфтой, а вал предвключенного – через редуктор.

Питательные насосы подают воду с высокой температурой и давлением, поэтому их конструкция должна соответствовать следующим требованиям: прочность, герметичность, компенсированность тепловых деформаций, динамическая устойчивость (отсутствие автоколебаний, длительный ресурс работы).

На рис. 3.13 представлен продольный разрез питательного насоса ПЭ-720-18,9. При давлении пара более 13,7 МПа многоступенчатые секционные насосы снабжаются массивным наружным кованым корпусом, что повышает надежность. Рабочие колеса выполняются из хромистой стали. Опоры ротора – подшипники скольжения с принудительной смазкой. Концевые уплотнения сальникового типа в подводом охлаждающей воды в корпус уплотнения.

На рис. 3.14 приведен разрез предвключенного бустерного насоса ПД-1600-1,84 двухстороннего всасывания с параметрами: номинальная подача 1630 м<sup>3</sup>/ч, создаваемый напор 180 м, температура воды до 438 К, частота вращения 1890 об/мин, КПД 80%. На рис. 3.15 показан основной питательный насос ПТН-1150-34,7-1,53 двухкорпусный, шестиступенчатый, высокоскоростной.

**Конденсатные насосы** подают конденсат отработанного пара из конденсаторов турбин греющего пара из теплообменников ТЭС в трубопроводную систему регенеративного типа. Обозначение конденсатных горизонтальных насосов Кс-Q, вертикальных КсВ- Q: Q – подача в м<sup>3</sup>/ч, Н – напор в м. Основные рабочие параметры горизонтальных насосов: Q=12÷125 м<sup>3</sup>/ч; Н=50÷140 м; N=3,6÷77 кВт, n=3000 и 1500 об/мин; η=45÷66 %. То же для вертикальных насосов: Q=200÷2000 м<sup>3</sup>/ч; Н=40÷180 м; N=100÷1226 кВт, n=1000÷1500÷3000 об/мин; η=71÷82 %. Рабочая температура 297÷310 К. Давление на всасе 0,003÷0,006. Конденсатные насосы работают в режимах нагрузки, близких к кавитационным. Для предупреждения кавитации первое рабочее колесо выполняет с увеличенным диаметром входного сечения, устанавливают предвключенное шнековое колесо, ограничивают частоту вращения. Рабочие колеса и детали, работающие с риском питтинга изготавливают из кавитационно стойких материалов. На рис. 3.16 приведен разрез вертикального конденсатного насоса.

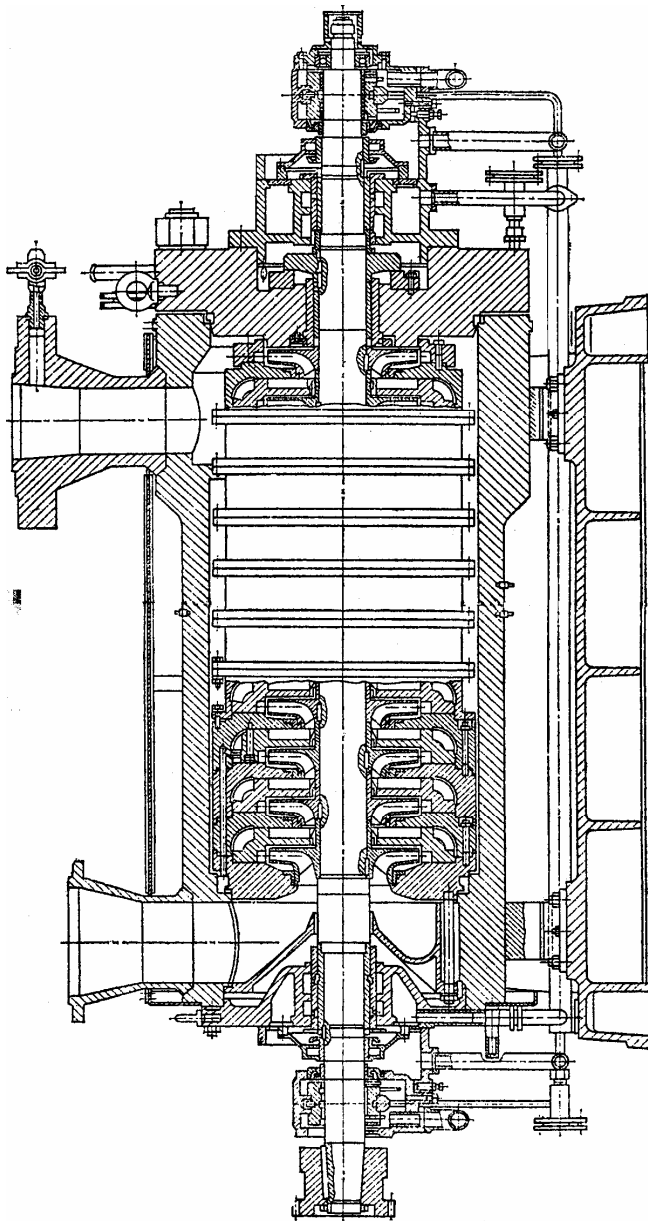


Рис. 3.13 – Питательный двухкорпусный насос

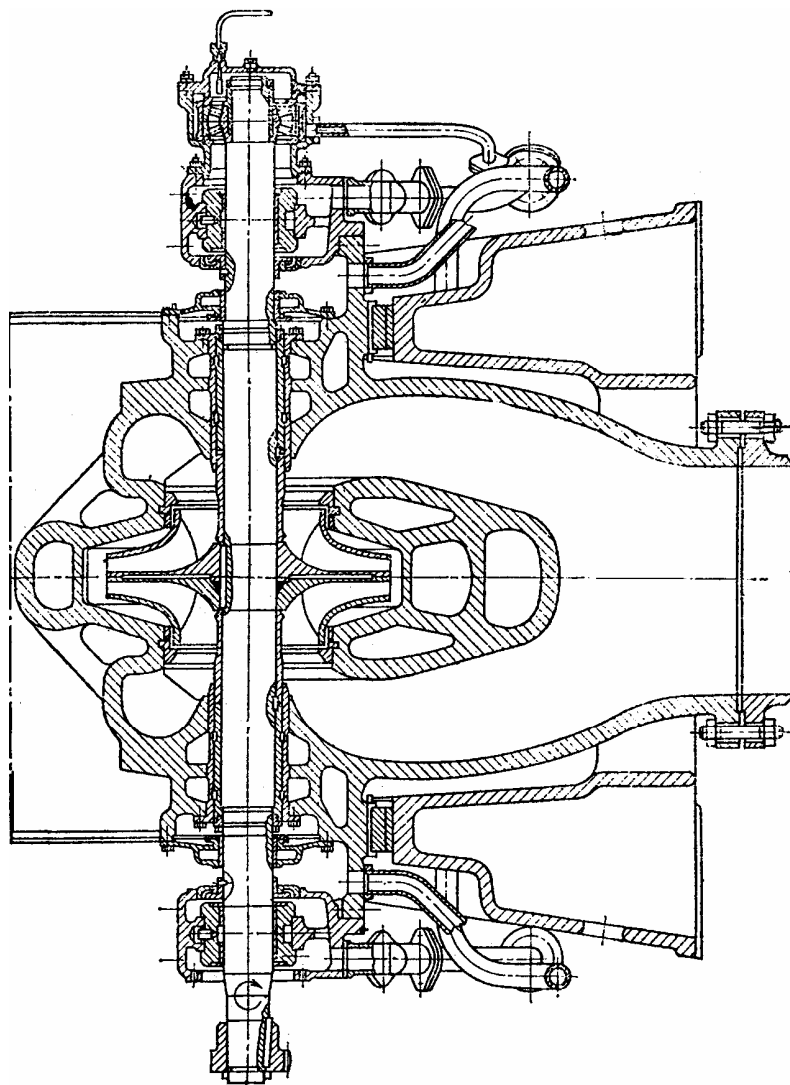


Рис. 3.14 – Предвключенный насос ПД-1600-180

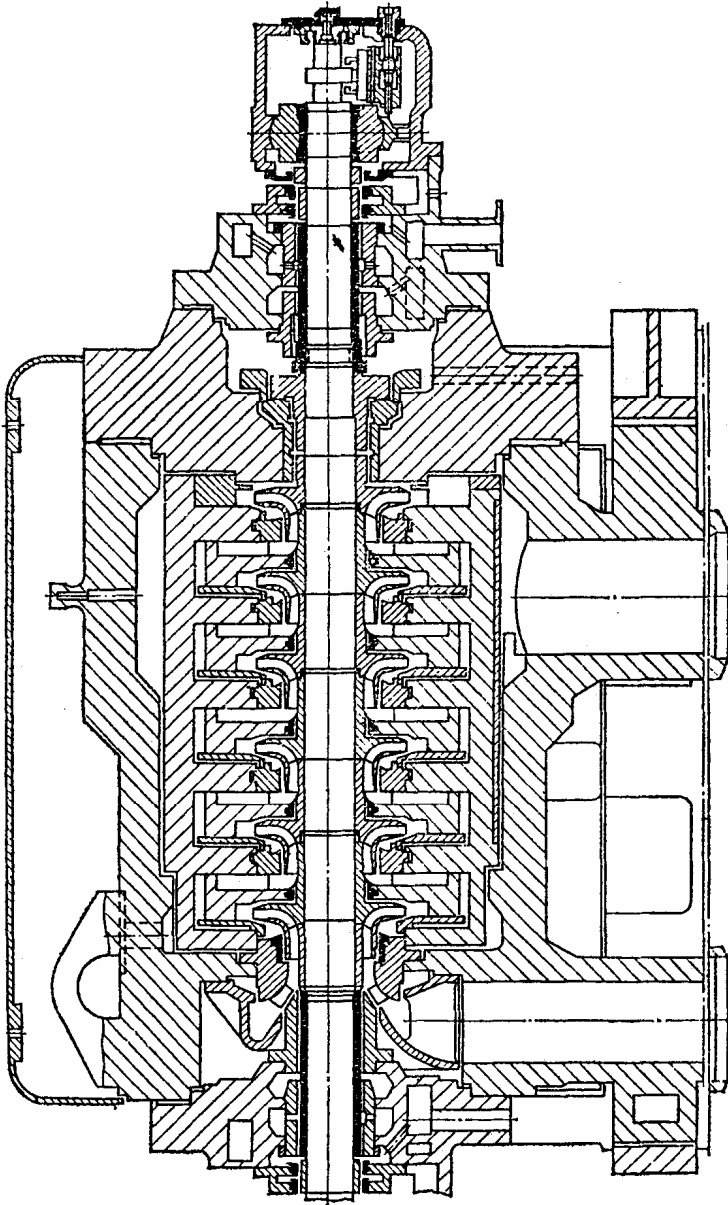


Рис. 3.15 – Питательный турбонасос ПТН-1150-340-15

**Циркуляционные насосы** снабжают охлаждающей водой конденсаторы ТЭС. Они обеспечивают большую подачу и относительно низкий напор. Применяют вертикальные осевые и центробежные насосы и горизонтальные с колесом типа Д. Параметры осевых насосов ОВ и ОПВ (осевой вертикальный и осевой вертикальный повторно-лопастной): диаметр рабочего колеса  $d=470\div 2600$  мм, подача  $Q=1700\div 16300$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=4\div 28$  м, мощность  $27\div 10000$  кВт; частота вращения  $250\div 960$  об/мин, КПД  $\eta=80\div 88$  %, масса  $M=1800\div 75000$  кг.

Параметры центробежных насосов типа В (вертикальный):  $Q=5500\div 54000$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=26\div 90$  м, мощность  $1300\div 9500$  кВт;  $n=250\div 750$  об/мин,  $\eta=89$  %;  $M=8,5\div 1000$  т. Продольный разрез вертикального центробежного насоса приведен на рис. 3.17: 1 – рабочее колесо, основной диск которого крепится в фланцу 2 вала 3; втулка рабочего колеса имеет обтекатель, корпус 5 насоса жестко крепится к закладному кольцу 6. Снизу к фланцу корпуса присоединен всасывающий конфузор 7. Сверху корпус прикрывается крышкой с тумбой 8 подшипника и сальникового уплотнения. Насосы типа Д применяют в системах циркуляционного охлаждения; рабочие параметры :  $Q=160\div 12600$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=15\div 20$  м,  $n=250-960$  об/мин.

**Сетевые насосы** служат для подачи горячей воды в теплофикационные сети коммунальных промышленных систем теплоснабжения. Обозначения: СЭ-Q-H, где С - сетевой, Э - электроприводной, Q – подача м<sup>3</sup>/мин, H – напор, м. Рабочие параметры:  $Q=160\div 5000$  м<sup>3</sup>/мин, напор  $H=50\div 180$  м,  $n=15000\div 3000$  об/мин,  $N=30\div 2370$  кВт,  $\eta=87$  %, температура воды не выше 453 К. Продольный разрез сетевого насоса приведен на рис. 3.18.

### 3.5 Эксплуатация насосных установок

Насосный агрегат состоит из насоса двигателя, трубопроводной арматуры, измерительных приборов устройств для заполнения насосов жидкостью перед пуском, система автоматического управления работы агрегата. Схема типичной компоновки насосной установки приведена на рис. 3.19.

Перед пуском центробежные и осевые насосы должны быть заполнены жидкостью. Если уровень всасываемой жидкости рас-

положен выше насоса, и если на всасе имеется избыточное давление, то насос заполняют путем открытия задвижки на всасывающем коллекторе, при этом воздух вытесняется через краник 13. если насос расположен выше уровня всасывания жидкости, затопление происходит двумя способами:

- в небольших агрегатах (диаметр всаса меньше 250 мм) насос заполняют через воронку и кран в верхней точке корпуса насоса из водопровода или специального заливочного бака;
- в агрегатах больших (диаметр всаса больше 250 мм) затопление производится отсасыванием воздуха из насоса специальным вакуумным насосом.

Контроль за работой насоса осуществляется:

- вакуумметром, (манометром) на всасе ( $p_1$ );
- манометром на выходе ( $p_2$ );
- расходомером в напорном трубопроводе ( $Q$ );
- вольтметром, амперметром, ваттметром ( $N$ ).

Пуск насосов производится в следующей последовательности:

- включается электродвигатель, частота вращения доводится до нормальной;
- медленно открывается задвижка на напорном патрубке до достижения заданной подачи;
- открываются краны, подводящие охлаждающую воду.

Остановка:

- закрывается задвижка;
- отключается электрический двигатель;
- закрываются краны охлаждения.

Крупные современные насосные установки оборудуются автоматикой. Все действия персонала по обслуживанию насосов, пуску, остановке регламентируются специальными инструкциями.



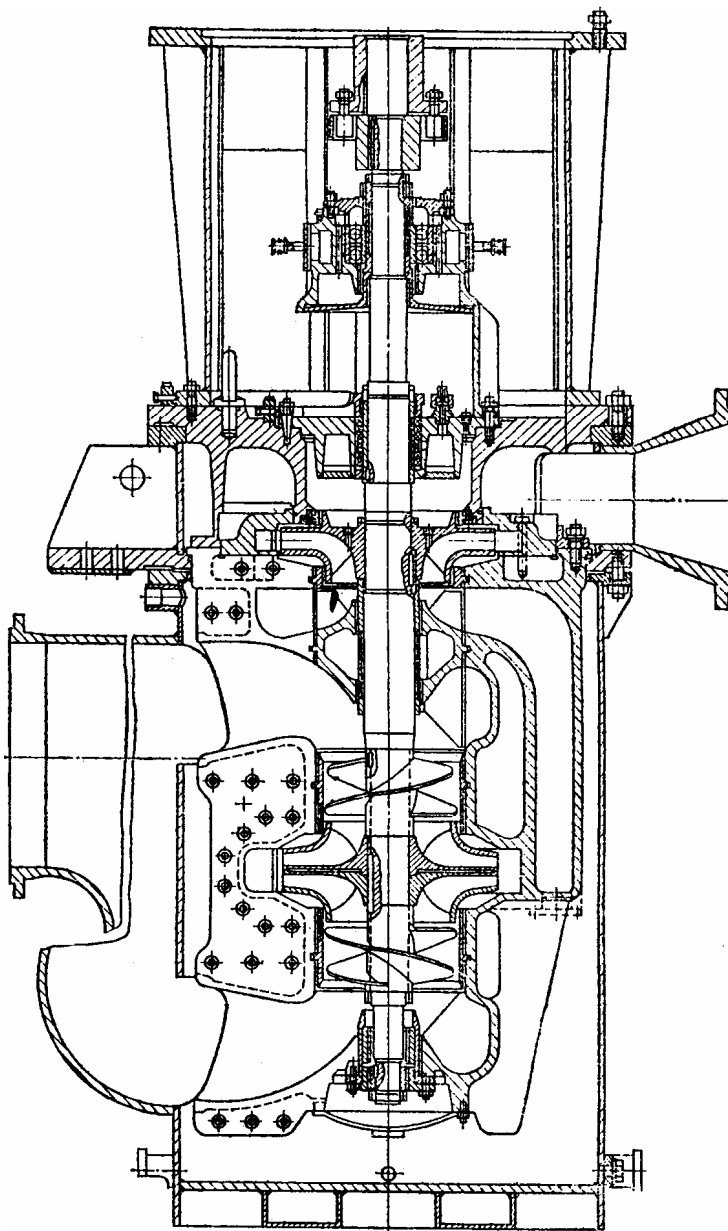


Рис. 3.16 – Конденсатный насос КсВ – 1000 - 95

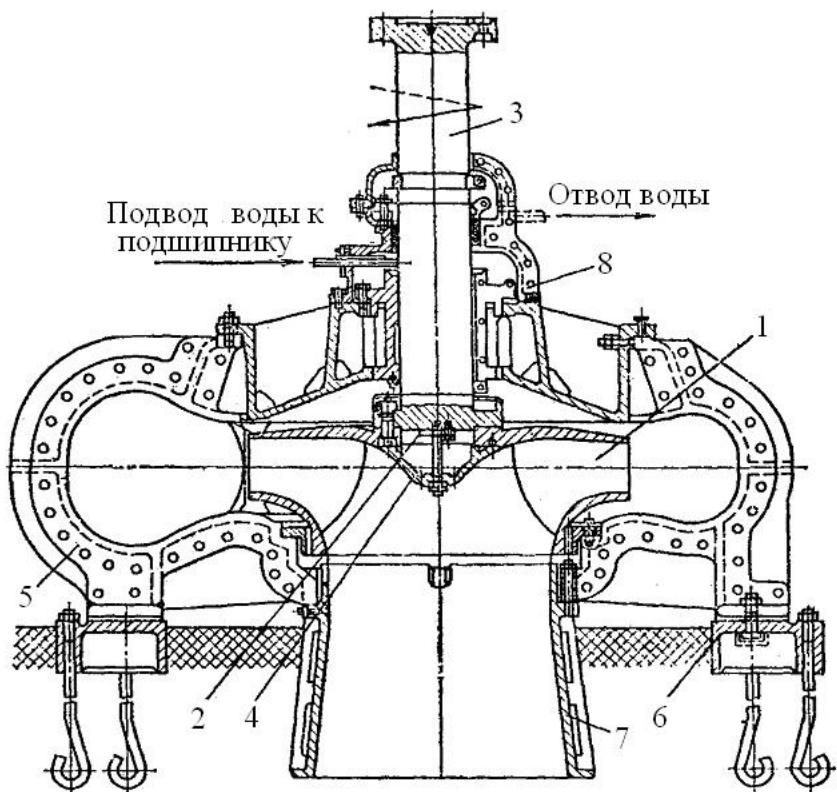


Рис. 3.17 – Вертикальный центробежный насос типа В

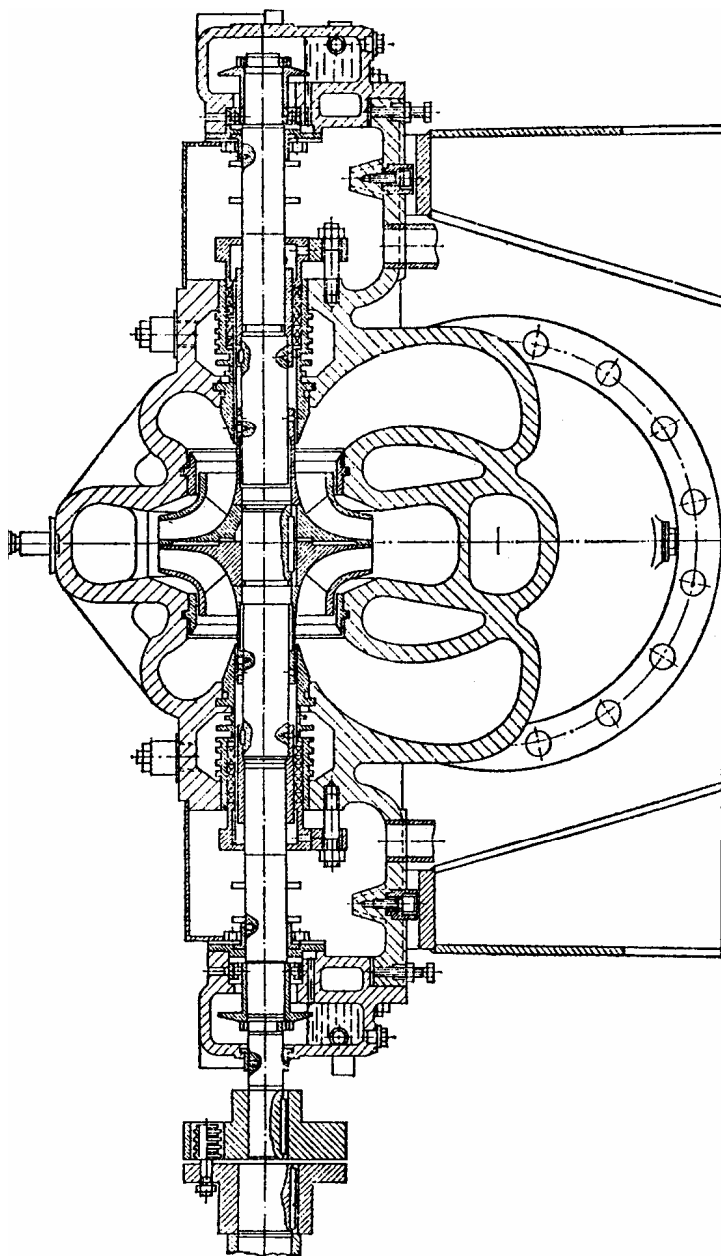


Рис. 3.18 – Сегевой насос СЭ – 500 - 70

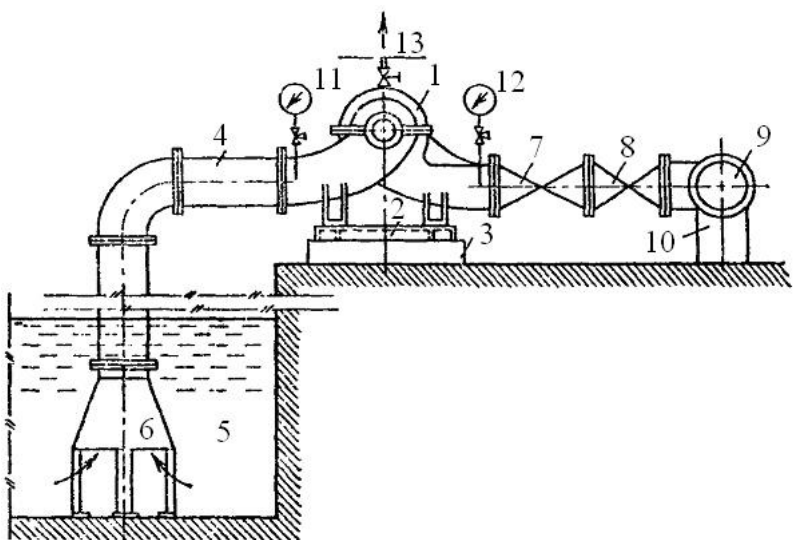


Рис. 3.19 – Компановка насосной установки: 1 – насос; 2 – монтажная рама; 3 – фундамент; 4 – всасывающий трубопровод; 5 – приемный колодец; 6 – воронка; 7 – обратный клапан; 8 – задвижка; 9 – напорный коллектор; 10 – тумбы; 11 – вакуумметр (манометр); 12 – манометр; 13 - краник

## 4 ВЕНТИЛЯТОРЫ

### 4.1 Классификация и конструкция

Центробежными вентиляторами называются нагнетатели для перемещения чистых газов и смесей газов с твердыми частицами, имеющими степень повышения давления  $\epsilon \leq 1,15$ . Так как степень повышения невелика, то изменением термодинамического состояния газа можно пренебречь, поэтому к этим нагнетателям применима теория машины для несжимаемой среды (насоса). В зависимости от развиваемого давления ЦВ разделяют на вентиляторы низкого давления ( $p_2 < 1 \text{ кПа} = 100 \text{ мм в ст}$ ), среднего – ( $p_2 = 1 \div 3 \text{ кПа} = 100 \div 300 \text{ мм в ст}$ ), и высокого ( $p_2 = 3 \div 11,5 \text{ кПа} = 300 \div 1150 \text{ мм в ст}$ ). Конструктивная форма (соотношение между параметрами  $D_2$ ,  $D_1$ ,  $D_0$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ) определяется его подачей, давлением и частотой вращения. Формы конструкций рабочих колес приведены на рис. 4.1.

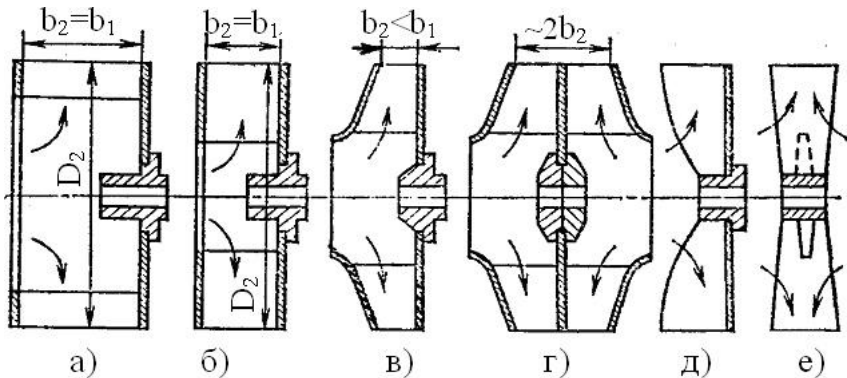


Рис. 4.1 – Схемы конструкций рабочих колес центробежных вентиляторов

Барабанная (а) и кольцевая (б) формы свойственны вентиляторам низкого давления с лопатками, загнутыми вперед, ширина этих рабочих колес постоянна; формы «в» и «г» характерны для вентиляторов среднего и высокого давления с лопатками, загнутыми назад и коническим покрывающим диском. Форма «г» применяется для колес большой подачи, в частности, для дутьевых вентиля-

торов и насосов ТЭС. Открытые однодисковые (д) и бездисковые (е) колеса применяются в вентиляторах для подачи смесей газов с твердыми частицами, например в системах пылеприготовления ТЭС. Конструкция лопаток применяется двух типов: постоянной толщины из листовой стали, и объемного профиля, изготавливаемых штампованием и сваркой с ребрами жесткости внутри профиля. Применение объемных профилей лопастей, загнутых назад позволяет получать КПД до 90 % при работе крупных вентиляторов.

Корпуса вентиляторов выполняются спиральными постоянной ширины. Материалом корпусов является конструкционная листовая сталь толщиной от 2 до 8 мм. Исключением являются корпуса некоторых вентиляторов высокого давления, изготавливаемые литьем из чугуна.

Торцовые поверхности вентиляторов являются своеобразными мембранами, колеблющимися под влиянием пульсаций давления в воздушном потоке вентилятора. Это вызывает интенсивный шум. Для уменьшения шума наружные поверхности корпусов крупных вентиляторов укрепляются приваркой уголков жесткости.

При компоновке вентилятора в системе воздухопроводов большое значение имеют направление вращения вала и расположение выходного отверстия вентилятора. Вентиляторы правого вращения имеют направление вращения по часовой стрелке при наблюдении со стороны всасывания, левого вращения – наоборот. Вентиляторы общепромышленного назначения изготавливают обоих направлениях вращения с положениями корпуса, указанными на рис. 4.2, где приняты следующие обозначения: В – вверх, Н – вниз, Л – влево, П – вправо.

## **4.2 Вентиляторные установки.**

### **Схемы и эксплуатация**

Вентиляторной установкой называют агрегат, состоящий из вентилятора с приводным двигателем и вспомогательным комплектующим оборудованием (шиберами на всасывающем или напорном патрубке, измерительной аппаратурой, пусковыми устройствами двигателя и пр.). Наравне с вентилятором приводной двигатель является основным оборудованием, определяющим КПД установки.

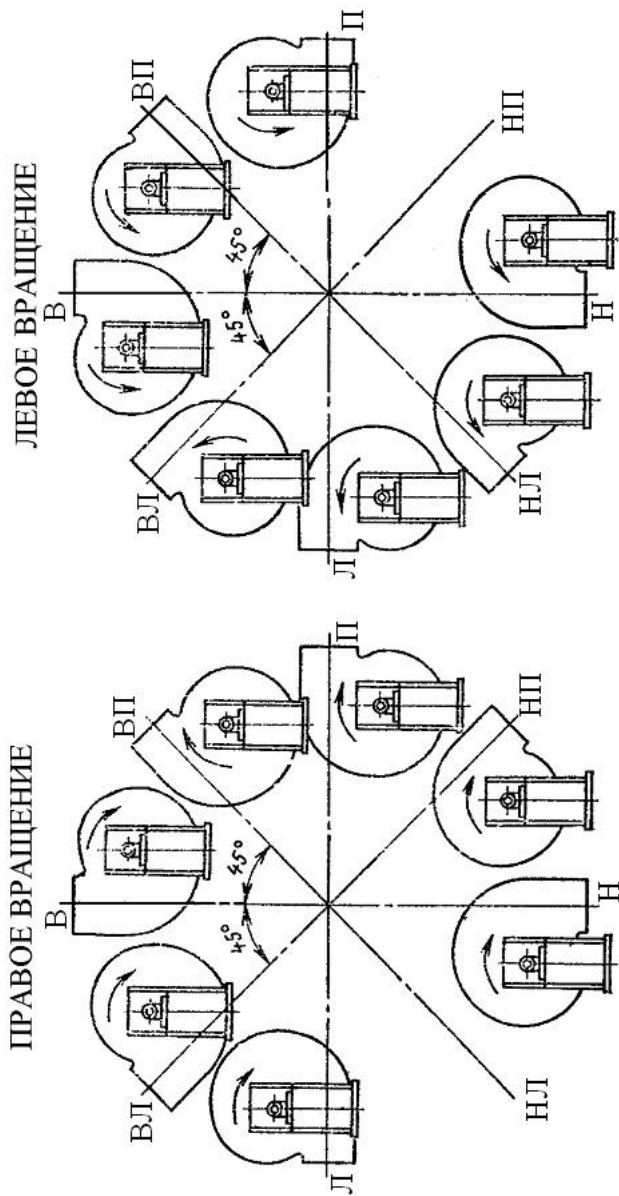


Рис. 4.2 – Стандартные положения корпусов вентиляторов общепромышленного назначения

Комбинация вентилятора с приводом осуществляется по схемам рис. 4.3.

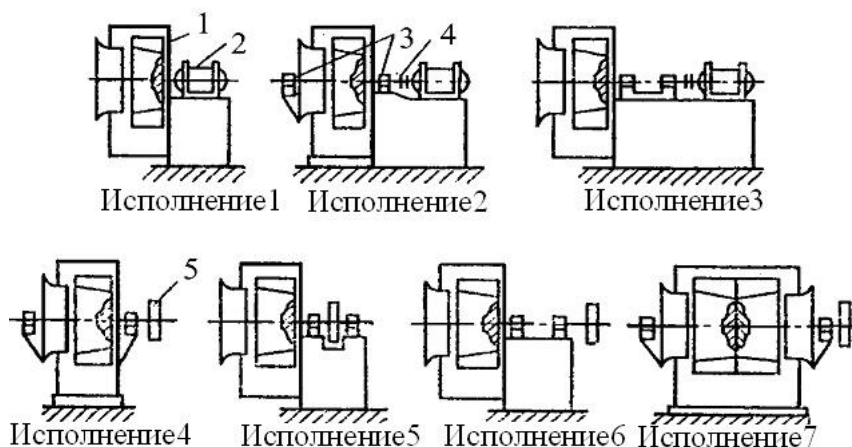


Рис. 4.3 – Конструктивные схемы вентиляторных установок:  
1 – вентилятор; 2 – двигатель; 3 – подшипник; 4 – муфта; 5 – шкив

В установках общепромышленного назначения желательно непосредственное соединение валов двигателя и вентилятора при помощи упругой муфты. Применение глухих жестких муфт не рекомендуется вследствие невозможности абсолютно точной центровки валов и возникающих при этом вибраций агрегата и шума. Из-за ограниченности ряда частот вращения короткозамкнутых асинхронных двигателей (730-960-1430-2960 об/мин) в некоторых случаях соединяют валы двигателей и вентиляторов клиноременной передачей.

Конструктивное исполнение двигателей (открытые, защищенные, взрывобезопасные) определяется условиями помещений, где располагаются вентиляторные установки.

Для привода дымососов и вентиляторов применяют в основном асинхронные односкоростные и двухскоростные двигатели закрытого исполнения с охлаждением обмоток замкнутым объемом воздуха, циркулирующим через специальную охлаждающую установку (водяной трубчатый теплообменник). Применение дорогих двухскоростных двигателей для привода крупных вентиля-



торов и дымососов, работающих и режимах глубокого регулирования, вполне оправдывается повышением общего эксплуатационного КПД установки.

Эксплуатационная надежность вентиляторной установки зависит не только от конструкций вентилятора и приводного двигателя, но в большой степени и от точности и качества их совместного монтажа.

Установки небольших размеров желательно монтировать на общей литой или сварной раме, крепящейся к фундаменту, установки средних и больших размеров – на жестких, армированных, бетонных фундаментах без рам (вентилятор и двигатель раздельно).

Шум, производимый вентиляторной установкой, вызывается в основном аэродинамическими факторами и потоке газа, проходящего через вентилятор, вибрацией агрегата вследствие плохой центровки при монтаже и небалансом роторов вентилятора и двигателя. Шум вентиляторной установки проявляется тем сильнее, чем больше частота вращения и выше окружные скорости  $u_2$  концов рабочих лопастей.

Меры, ведущие к уменьшению шума вентиляторных установок: рациональная форма проточной полости вентилятора с применением лопастей с малым углом  $\beta_{2л}$ , тщательная балансировка ротора вентилятора (при значительной ширине колеса – обязательно динамическая), точная центровка при монтаже, применение звукоизолирующих упругих прокладок (резина, пробка, войлок) между опорными поверхностями вентилятора, ограничение скорости  $u_2$  в пределах 45-50 м/с.

С целью контроля работы вентиляторная установка должна быть снабжена необходимой измерительной аппаратурой: тягонапоромерами, дроссельным устройством для измерения подачи, ваттметрами или счетчиками электроэнергии, указателями температуры подшипников. В некоторых случаях шкалы приборов, контролирующих работу вентиляторных установок, выносятся на центральный щит (дымососы и дутьевые вентиляторы).

Порядок пуска и останова вентиляторных и дымососных установок регламентируется указаниями эксплуатационных инструкций.

### 4.3 Влияние механических примесей на работу вентилятора

Для перемещения смесей газов с мелкими твердыми частицами применяют вентиляторы специальных конструкций, называемые обычно пылевыми. Такие случаи встречаются в системах отсасывания пыльных газов, в пневмотранспорте, в системах пылеприготовления энергетических блоков. В последнем случае вентиляторы называют мельничными.

Рассмотрим влияние твердых частиц, содержащихся в газе, на рабочие параметры вентилятора. Концентрация твердых частиц в газовом потоке характеризуется коэффициентом  $\mu$  массовой концентрации:  $\mu = M_T / M_G$ , где  $M_T$  – масса твердых частиц, перемещаемых потоком газа в секунду;  $M_G$  — секундная масса чистого газа в смеси.

Опыты, произведенные на вентиляторах, подающих смеси с малым  $\mu$  при мелкой пыли, переносимой потоком во взвешенном состоянии, показывают, что давление и подача вентилятора такие же, как при работе его на чистом газе.

Плотность смеси  $\rho_{см} = (M_T + M_G) / Q_{см}$ . Плотность чистого газа  $\rho_G = M_G / Q_G$ . Отношение плотностей  $\rho_{см} / \rho_G = (M_T + M_G) / M_G$ . Следовательно,  $\rho_{см} / \rho_G = 1 + M$  и

$$\rho_{см} = \rho_G (1 + M).$$

Отношение мощностей вентиляторов, работающих на смеси и чистом газе,

$$\frac{N_{см}}{N_G} = \frac{\rho_{см} Q_{см} g H_{см}}{\rho_G Q_G g H_G} = \frac{\rho_{см}}{\rho_G}.$$

Поэтому  $N_{см} = (1 + \mu) N_G$ . Если вентилятор перемещает смесь с твердыми частицами значительных размеров, то поперечные составляющие скорости в турбулентном горизонтальном потоке оказываются недостаточными для поддержания твердых частиц во взвешенном состоянии. Происходит выпадение твердых частиц на поверхность, ограничивающую поток, возникает дополнительная затрата энергии на преодоление сил трения твердых частиц о поверхность.

Вследствие значительной инерционности крупных частиц они не могут следовать за пульсациями в турбулентном потоке и частота их соударений возрастает, увеличивая внутренние потери энергии в потоке. При этом уменьшается давление  $p_{cm}$  вентилятора, падает его КПД и возрастает мощность. Учет инерционности твердых частиц производится с помощью эмпирических коэффициентов коррекции давления ( $k_p$ ) и мощности ( $k_N$ ):

$$p_{cm} = p_{\Gamma} (1 + k_p \mu)$$

$$N_{cm} = N_{\Gamma} (1 + k_N \mu)$$

$$\eta_{cm} = \frac{Q_{cm} p_{cm}}{N_{cm}} = \frac{Q_{cm} p_{\Gamma} (1 + k_p \mu)}{N_{cm} (1 + k_N \mu)} = \eta_{\Gamma} \frac{1 + k_p \mu}{1 + k_{cm} \mu}$$

#### 4.4 Тягодутьевые вентиляторы тепловых электрических станций и промтеплотехнических установок

Вентиляторы ТЭС подразделяются по их назначению на следующие группы: 1) вентиляторы дутьевые; 2) вентиляторы мельничные; 3) вентиляторы горячего дутья; 4) дымососы основные; 5) дымососы рециркуляционные.

Для обозначения типа тягодутьевых вентиляторов приняты буквы: В – вентилятор; Д – дымосос, дутьевой; Н – назад загнутые лопасти рабочего колеса; У – узкое рабочее колесо; М – мельничный; У – унифицированный; А, И – индексы аэродинамической схемы.

Дутьевые вентиляторы (ВД) работают на воздухе с  $T < 293$  К, подавая его через систему воздухопроводов и воздухоподогреватель в топочную камеру. Этот воздух называют первичным в отличие от вторичного, подаваемого непосредственно с топливом.

Вентиляторы горячего дутья (Г) работают на воздухе, подогретом до 473–673 К.

Мельничные вентиляторы (М) применяются в системах пылеприготовления и подают смесь горячего вторичного воздуха с угольной пылью через горелки в топочную камеру.

Давление, развиваемое дутьевыми и мельничными вентиляторами, определяется сопротивлениями воздушного и пылевоздушного трактов и необходимым давлением в топочной камере.

Дымососы транспортируют дымовые газы по газоходам котла и дымовой трубе и совместно с последней преодолевают сопротивление этого тракта и системы золоулавливания.

Дымососы рециркуляции применяются для отбора части дымовых газов из газоходов котла и подачи их в топочную камеру с целью уменьшения шлакования, снижения выброса в атмосферу оксидов азота, регулирования температуры перегрева пара и повышения общей экономичности агрегата.

Дутьевые вентиляторы, работающие на холодном воздухе, выполняются с объемными профилированными лопастями, отогнутыми назад, т. е.  $\beta_{2A} < 90^\circ$ . Коэффициент полезного действия таких вентиляторов достигает 88 %.

Условия работы вентиляторов горячего дутья, и особенно мельничных вентиляторов и дымососов, осложнены влиянием высокой температуры перемещаемой среды и наличием в ней угольной пыли или уноса (золы, шлаковых частиц различной крупности).

Высокая температура перемещаемого газа вызывает нагрев рабочего колеса и вала машины. Это приводит к перегреву подшипников и уменьшению срока их службы. Поэтому вентиляторы горячего дутья и дымососы выполняются с охлаждаемыми подшипниками. Простейший способ охлаждения подшипников состоит в том, что в масляную ванну корпуса подшипника вводится трубчатый змеевик, пропускающий холодную воду; смазочные кольца, свободно висящие на валу, подают охлажденное масло из ванны подшипника в зазор между вкладышем и шейкой вала. Подогреваемое в подшипниках масло стекает в ванну, отводя таким образом теплоту из подшипника и охлаждая его. В вентиляторах горячего дутья и дымососах большой мощности такой способ охлаждения оказывается недостаточным, и в этих случаях применяют выносное охлаждение, смазочное масло сливается непрерывно из корпусов подшипников в бак, служащий для сбора и отстаивания масла; из бака масло забирается шестеренными или другого типа насосами и подается через фильтр и трубчатый охладитель под давлением в подшипники машины. Основные элементы системы охлаждения – насосы, фильтры, охладители – дублируются с целью полной надежности.

Для уменьшения теплового потока по валу в подшипники в месте выхода вала из корпуса машины на нем монтируется вспомогательное вентиляторное колесо, просасывающее внешний холодный воздух через кольцевые щели, окружающие вал. Таким образом достигается охлаждение вала и понижение температуры подшипников.

Значительные неприятности при эксплуатации дымососов и мельничных вентиляторов дают твердые частицы, содержащиеся в газовом потоке.

В дымососах, подающих газ с содержанием мелких абразивных частиц золы и шлака, в мельничных вентиляторах, подающих смесь воздуха с угольной пылью, происходит интенсивный износ внутренних поверхностей корпуса и рабочего колеса. При этом вследствие несимметричности подвода рабочие колеса разбалансируются и теряют прочность, межремонтные сроки сокращаются, экономичность работы установки падает.

Меры против абразивного износа предусматриваются в конструкции машины и ее компоновке с газоходами применением сменных защитных листов из твердого металла. Этими листами бронируются корпуса вентиляторов и газоходы в тех местах, где поток, меняя направление, дает выпадение абразивных частиц на поверхность.

Рациональная компоновка проточной полости машины и системы газоходов, уменьшающая выпадение уноса и угольной пыли на внутренние поверхности, ограничивающие поток, значительно снижает износ и увеличивает межремонтные периоды.

Износ дымососов и мельничных вентиляторов существенно зависит от частоты вращения. Для работы при заданных подаче и давлении желательно применение меньшей частоты вращения. При этом размеры машины будут увеличены. Работа трения абразивных частиц распределится на большую поверхность, износ будет менее интенсивен. При протекании запыленного газа через рабочее колесо поток изменяет направление от осевого к радиальному и твердые частицы под влиянием центробежных сил выпадают на втулку и основной диск, постепенно истирая их. При пересечении потоком вращающейся решетки лопастей происходит выпадение абразивных частиц в некоторых местах лопастей, приводящих их к разрушению.

Полное предотвращение износа деталей рабочего колеса невозможно. Уменьшение износа достигается наплавкой твердых металлов электрическим способом в тех местах, где в данной конструкции проявляется износ. Толщина слоя наплавки составляет от 2 до 4 мм. Срок службы рабочего колеса при наплавке увеличивается в 3 – 4 раза. Наплавка твердыми сплавами широко применяется в эксплуатационной практике и экономически вполне оправдывается.

На рис. 4.4 изображена конструкция дутьевого вентилятора одностороннего всасывания. Рабочее колесо 1 вентилятора с лопастями переменной ширины, посаженное на консоль вала, располагается в сварном спиральном корпусе 2, крепящемся на фундаменте отдельно от электродвигателя 3 и блока подшипников 4. На входной воронке 5, обеспечивающей постепенное изменение скорости потока при подводе к рабочему колесу, крепится блок 6 осевого направляющего аппарата, регулирующего подачу. Основные параметры вентиляторов этого типа при диаметрах рабочего колеса  $D_2=600\div 2000$  мм;  $Q=4400\div 200000$  м<sup>3</sup>/ч;  $H=97\div 610$  мм вод. ст.;  $N=173\div 590$  кВт;  $\eta=67\div 70\%$ ;  $n=750\div 1430$  об/мин.

На рис. 4.5 представлена конструкция дымососа двустороннего всасывания. Рабочее колесо 1 посажено на полый вал, опирающийся на подшипники 2, вынесенные из газового потока. Подвод дымовых газов к рабочему колесу – через боковые карманы 3 и выходные конические воронки 4, в которых располагаются направляющие аппараты и осевого типа.

Диаметры рабочих колес дымососов этого типа  $D_2=1800\div 2600$  мм. Основные параметры:  $Q=240000\div 500000$  м<sup>3</sup>/ч;  $H=150\div 350$  мм вод. ст.;  $N=120\div 585$  кВт;  $n=735$  об/мин;  $\eta=0,83$ .

Сводные графики полей рабочих параметров дутьевых вентиляторов и дымососов представлены на рис. 4.6. Подбор вентиляторов производится по максимальной для данной сети объемной отдаче ( $Q$ , м<sup>3</sup>/с, м<sup>3</sup>/ч), приведенной к условиям всаса по давлению и температуре. При изменении температуры газа объемная отдача данного вентилятора не изменяется, но изменяется массовая отдача и потребляемая мощность. Полное давление вентилятора должно быть не меньше общего гидравлического сопротивления сети. Рабочие параметры вентилятора (дымососа) должны лежать в области наибольших к.п.д.

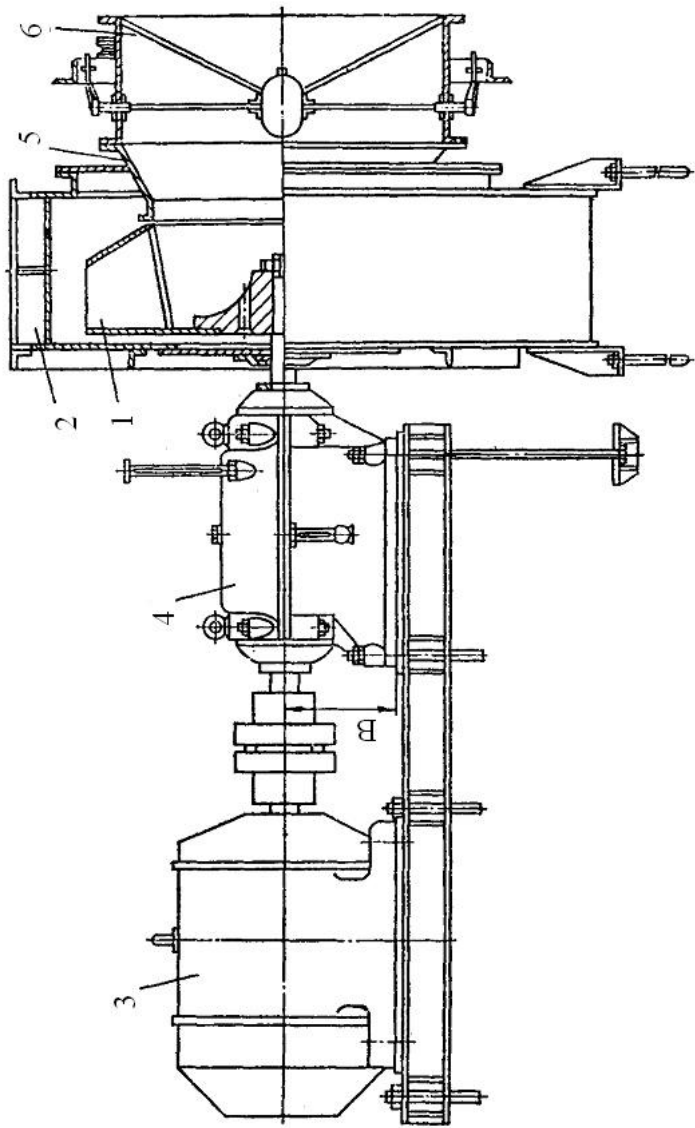


Рис. 4.4 – Дутьевой вентилятор с регулированием НА на входе

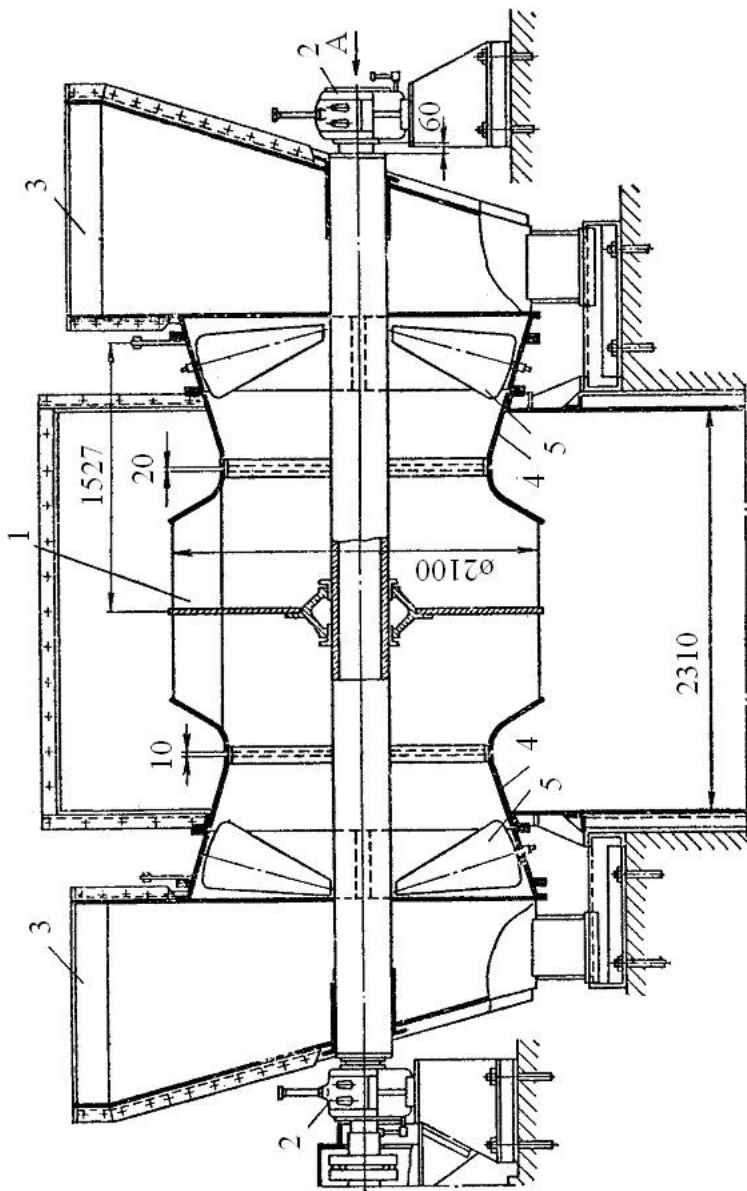


Рис. 4.5 – Дымосос центробежный двухстороннего всасывания



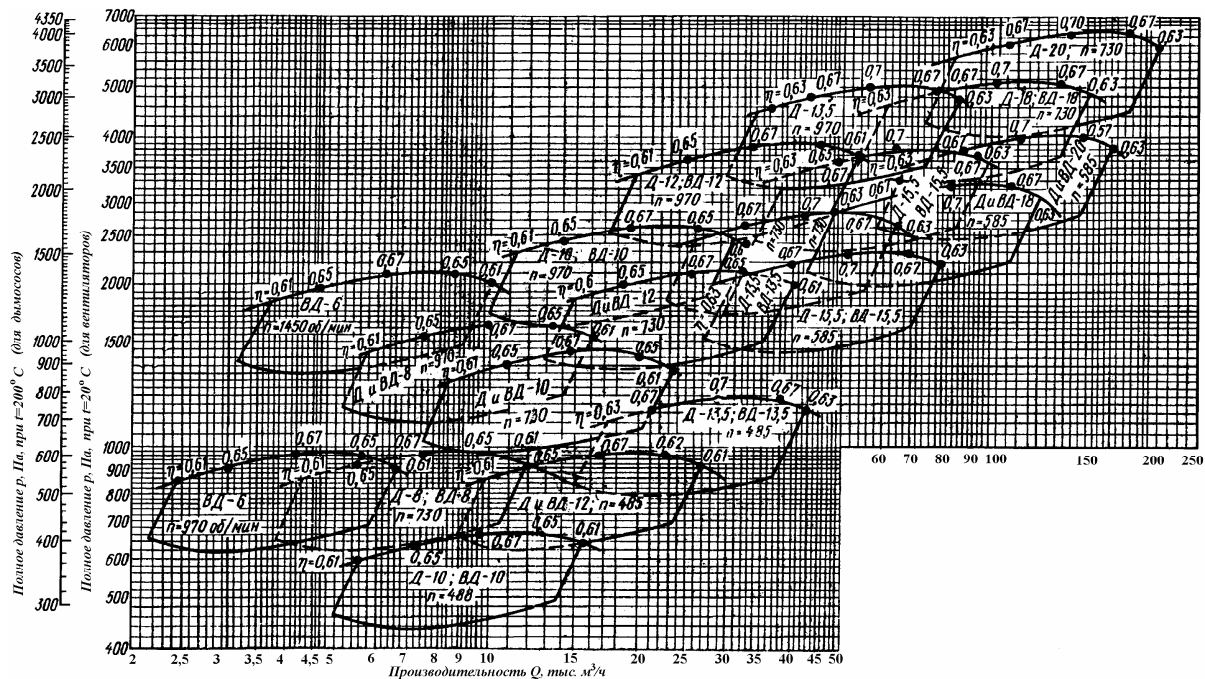


Рис. 4.6 – Сводные характеристики дымоосов и дутьевых вентиляторов № 6, 8, 10, 13½, 15½, 18 и 20

## 5 КОМПРЕССОРЫ И ГАЗОДУВКИ

### 5.1 Назначение и типы компрессорных машин

Компрессорные машины (газодувки, компрессоры, вакуум-насосы) предназначены для сжатия газов с  $\varepsilon = p_k/p_n > 1,15$  ( $\varepsilon$  – степень повышения давления,  $p_n$  и  $p_k$  – абсолютное начальное и конечное давления газа) и перемещения их к потребителям по трубопроводным системам. Газодувки работают без искусственного охлаждения, компрессоры имеют искусственное охлаждение. Вакуум-насосами называют компрессоры, применяемые для отсасывания газа из емкостей с вакуумом, сжимающие газ до давления, близкого атмосферному.

При классификации по конструктивному признаку объемные компрессоры подразделяют на поршневые и роторные, а лопастные – на центробежные и осевые. Ориентировочные значения основных параметров компрессорных машин различных типов, применяемых в промышленности, приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1 – Параметры компрессорных машин

Тип	Назначение	Подача Q, м <sup>3</sup> /мин	Степень сжатия, $\varepsilon = \frac{p_k}{p_n}$	Частота вращения n, об/мин	
1	2	3	4	5	
Объемные	Поршневые	вакуум-насосы, компрессоры	0 – 100 0 – 500	1,15 – 50 2,5 – 1000	60 – 1500 100 – 3000
	Роторные	вакуум-насосы газодувки компрессоры	0 – 100 0 – 500 0 – 500	1,15 – 50 1,15 – 3 3 – 12	250 – 6000 300 – 15000 300 – 15000

Продолжение таблицы 5.1.

		1	2	3	4	5
Лопастные	Центробежные		газодувки компрессоры	0 – 5000 100 – 4000	1,15 – 3 3 – 20	300 – 3000 1500 – 45000
	Осевые		компрессоры	100 – 15000	2 – 20	500 – 20000

## 5.2 Теория компрессорного процесса

Теория процесса основывается на уравнениях состояния. Приемлемую точность при  $p_k < 10 \text{ МПа}$  дает уравнение для идеального газа

$$p v = RT, \text{ или } p = \rho RT,$$

и для реального газа при  $p_k > 10 \text{ МПа}$

$$p = z \rho RT,$$

где  $z$  – коэффициент сжимаемости, принимаемый в зависимости от приведенного давления  $p_{пр} = p/p_{кр}$  и приведенной температуры  $T_{пр} = T/T_{кр}$ . Значения критических параметров приведены в табл. 5.2.

Таблица 5.2 - Критические параметры некоторых веществ

Вещество	Температура		Давление $p_{кр}$ , МПа	Показатель изэнтропии $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$
	$t_{кр}$ , °C	$T_{кр}$ , К		
1	2	3	4	5
Воздух	-140,85	132,30	3,76	1,40

Продолжение таблицы 5.2.

1	2	3	4	5
Азот	-147,05	126,15	3,39	1,40
Углекислота	31,04	304,19	7,41	1,30
Метан	-82,65	190,50	4,48	1,31
Вода	374,15	647,30	22,13	1,32

В компрессорах возможны следующие варианты процессов сжатия:

– политропный

$$pv^n = \text{const}, \text{ или } \frac{p}{\rho^n} = \text{const}$$

– адиабатный или изоэнтروпийный

$$pv^k = \text{const}, \text{ или } \frac{p}{\rho^k} = \text{const}$$

– изотермический

$$pv = \text{const}, \text{ или } \frac{p}{\rho} = \text{const}$$

**Политропный** – общий вид термодинамических процессов; показатель политропы  $n < k$ ,  $n > k$ . Процесс  $n < k$  свойственен компрессорам с интенсивным водяным охлаждением. **Адиабатным** называется процесс без теплообмена с внешней средой; в этом процессе возможно внутренне образование теплоты за счет работы газового трения и вихреобразования. Такой процесс в компрессорах неосуществим, т.к. невозможно полностью теплоизолировать газовый поток от окружающей среды. **Изотропным** – называется процесс, протекающий при постоянной энтропии без теплообмена с окружающей средой и отсутствии внутреннего тепловыделения. В реальных компрессорах такой процесс также невозможен. **Изотермический** процесс неосуществим по причине невозможности выполнить конструкцию охлаждения так, чтобы она обеспечивала сжатие при постоянной температуре.

Диаграммы компрессорных процессов в T-s и p-v координатах изображены на рис. 5.1, 5.2. Энергия, затрачиваемая в ком-

прессорном процесс, или удельная полезная работа процесса, в диаграмме  $p-v$  представляет площадь 1-2-3-4-1 (для разных процессов соответственно 2', 2'', 2'''):

$$L = p_2 v_2 + \int_1^2 p dv - p_1 v_1 ;$$

для изотермического процесса:

$$L = p_2 v_2 \ln \frac{p_2}{p_1} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} ;$$

для политропного процесса:

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Связь между давлением и температурой

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

или

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

тогда

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left( \frac{T_2}{T_1} - 1 \right).$$

Для изоэнтропного процесса уравнения идентичны, принимая  $n=k$ .

Энергия, расходуемая в компрессорном процессе, идет на изменение энтальпии и кинетической энергии газа и потерь в окружающую среду. Это можно записать в самом общем виде как уравнение баланса энергии

$$i_1 + \frac{c_1^2}{2} + L = i_2 + \frac{c_2^2}{2} \pm q,$$

откуда удельная энергия компрессорного процесса

$$L = (i_2 - i_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm q$$

или

$$L = c_p (T_2 - T_1) + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} \pm q.$$

В теории и расчетах компрессоров принято использовать параметры торможения. Сущность этого понятия в следующем. Если изоэнтروпный поток газа с температурой  $T$  полностью затормаживается, то кинетическая энергия превращается в теплоту и температура газа повышается до температуры торможения

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p},$$

где  $c$  – скорость потока до торможения,  $c_p$  – изобарная теплоемкость.

Удельная энергия изоэнтропийного процесса может быть выражена через температуры торможения

$$L_a = c_p (T_2^* - T_1^*).$$

Давление торможения (из уравнения изоэнтропы)

$$p^* = p \left( \frac{T^*}{T} \right)^{\frac{k}{k-1}}.$$

Мощность компрессора

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot L}{\eta_0 \cdot \eta_M},$$

где  $\eta_0$  – объемный КПД, учитывающий утечки через зазоры уплотнения;

$\eta_M$  – механический КПД, учитывающий затраты энергии на преодоление механического трения и привод вспомогательных механизмов (масляных насосов, вентиляторов и насосов системы охлаждения, если они приводятся от вала компрессора);

$\rho$  – плотность газа по условиям всаса,  $\text{кг/м}^3$ ;

$Q$  – объемная отдача газа по условиям всаса  $\text{кг/м}^3$ ;

$L$  – удельная энергия компрессорного процесса,  $\text{Дж/кг}$ .

Для лопастных компрессоров (центробежных, осевых) возможен расчет мощности с использованием относительного изоэнтропного КПД  $\eta_a$ :

$$N = \frac{\rho Q L_a}{\eta_a \eta_0 \eta_M},$$

где

$$\eta_a = \frac{L_a}{L},$$

$L_a$  – работа в изоэнтропийном процессе;

$L$  – работа в политропном процессе.

Изотропный КПД показывает совершенство лопастных компрессоров. Для таких компрессоров процесс является эталонным. Изоэнтропный КПД лежит в пределах  $h_a = 0,85 \div 0,95$ .

Для объемных компрессоров (поршневых, роторных) возможен расчет мощности с использованием относительного изотермического КПД  $\eta_{из}$ :

$$N = \frac{\rho Q L_{из}}{\eta_{из} \eta_0 \eta_M}$$

где

$$\eta_{из} = \frac{L_{из}}{L},$$

$L_{из}$  – работа в изотермическом процессе;

$L$  – работа в политропном процессе;

Изотермический КПД показывает совершенство объемных компрессоров, для которых характерно интенсивное водяное охлаждение. Для этих компрессоров изотермический процесс является эталонным. Изотермический КПД зависит от интенсивности охлаждения и лежит в пределах  $h_{из} = 0,65 \div 0,85$ .

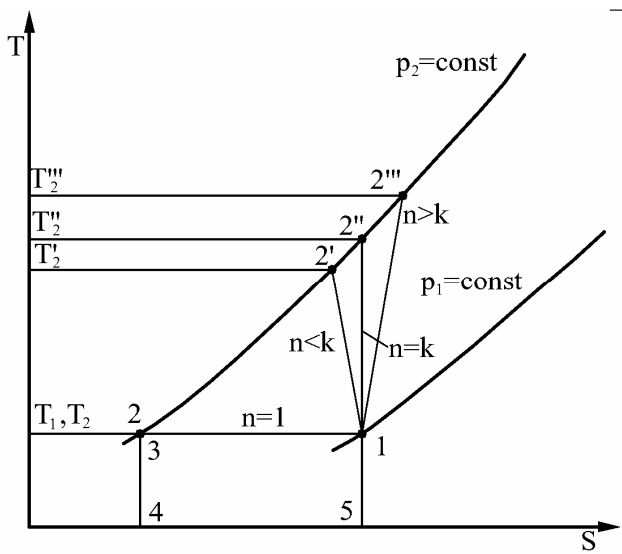


Рис. 5.1 – T, s – диаграмма сжатия

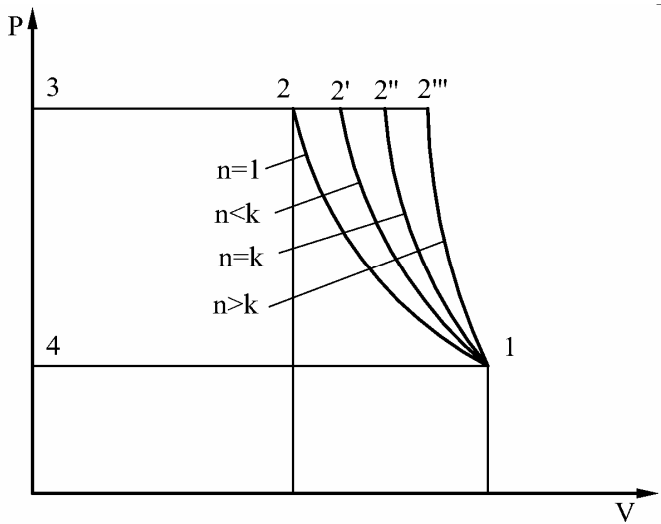


Рис. 5.2 – p, v – диаграмма сжатия



### 5.3 Многоступенчатое сжатие

Получение высокого давления в одном компрессорном процессе (в одной ступени) затруднительно из-за чрезмерного повышения температур в конце сжатия. Например, в политропном процессе с  $n > k$ ,  $n = 1.5$  при степени сжатия  $\varepsilon = 6$  температура в конце сжатия

$$T_2 = 293(6)^{\frac{1.5-1}{1.5}} = 533\text{К}.$$

В поршневых компрессорах такая температура недопустима, так как компрессорные смазочные масла имеют температуру вспышки 490-530К. В лопатных высокая степень сжатия недопустима из-за ограничений окружной скорости рабочего колеса по условиям прочности материала. Получение высокой степени сжатия возможно, если применить многоступенчатое сжатие в нескольких последовательно соединенных ступенях и охлаждение газа в специальных охладителях (рис. 5.3). Обеспечить интенсивный отвод тепла только за счет охлаждения корпуса компрессора не представляется возможным.

Применение многоступенчатого сжатия с внешним охлаждением в охладителях дает, помимо возможности осуществления процесса, значительную экономию энергии на привод компрессора. На рис. 5.3а представлена  $T,s$ -диаграмма многоступенчатого компрессора:  $1-6''$  – изоэнтропный процесс;  $1-6''$  – политропный процесс  $n > k$  (без охлаждения);  $1-6'''$  – политропный процесс  $n < k$  (с охлаждением только корпуса);  $1-2-2'-3-3'-4-4'-5-5'-6$  – многоступенчатое сжатие с внешним межступенчатым изобарным охлаждением  $2-2'$ ,  $3-3'$  и т.д. работа процесса сжатия при изотермическом процессе минимальна и равна площади прямоугольника «Д»  $1-7-8-9-1$ . Работа при политропном процессе  $n > k$  без охлаждения максимальна и равна площади фигуры «Б»  $1-6''-7-8-9-1$ .

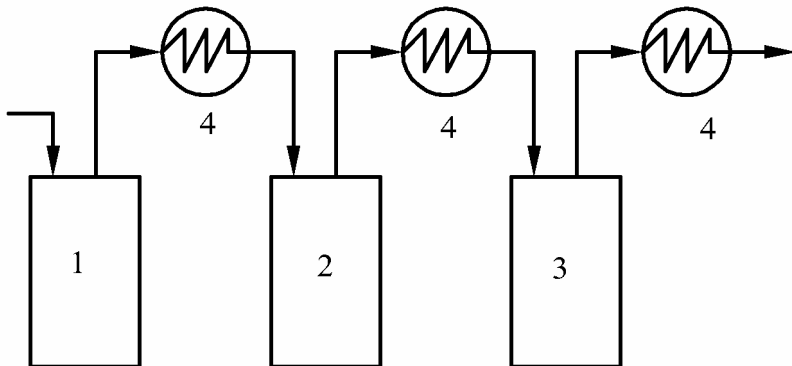


Рис. 5.3 – Схема компрессора со ступенчатым сжатием:  
1, 2, 3 – ступени, 4 – охладители

Работа с многоступенчатым политропным  $n > k$  сжатием и межступенчатым охлаждением равна площади фигуры «В» 1–2'–3–3'–4–4'–5–5'–6–7–8–9–1, которая значительно меньше площади фигуры «Б» и приближается к работе изотермического сжатия. Компрессор с процессом, приближенным к изотермическому, экономичен в эксплуатации, конструктивно сложен и дорог. На практике внешнее охлаждение делают не после каждой ступени, а между группами ступеней, после экономического обоснования.

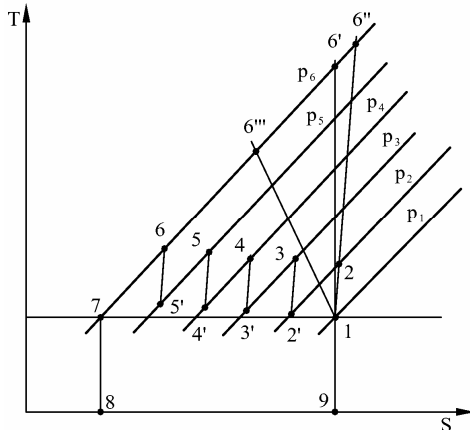


Рис. 5.3а – T, s – диаграмма многоступенчатого компрессорного процесса

Среднюю степень повышения давления при равномерном распределении ее по ступеням определяют по формуле:

$$\varepsilon = \sqrt[z]{\frac{P_k}{P_1}} = \sqrt[z]{\varepsilon_k}$$

где  $z$  – число ступеней сжатия.

## **5.4 Конструкции компрессоров**

### **5.4.1 Центробежные компрессоры**

Ступень центробежного компрессора (рис. 5.4) включает рабочее колесо «а», кольцевой отвод (диффузор), прямой направляющий аппарат «б» и обратный направляющий аппарат «в». Рабочее колесо и обратный направляющий аппарат разделены диафрагмой «г».

Назначение диффузора (лопаточного и безлопаточного) и направляющих аппаратов – преобразование кинетической энергии выходящего из рабочего колеса потока в потенциальную, выпрямление сильно закрученного потока и обеспечение радиального входа на лопасти рабочего колеса следующей ступени.

Рабочие колеса могут выполняться с дисками (основной или ведущий, и покрывной или передний), или без одного или обоих дисков. В последнем случае лопасти рабочего колеса крепятся непосредственно к ступице. Охлаждение корпуса, желательное с энергетической точки зрения, усложняет конструкцию корпуса, и поэтому, как правило, не производится, поэтому применяют промежуточные охладители, которые могут быть встроенными в корпус или выносными. Обычно несколько ступеней группируют в отдельные корпуса, а охладители располагают между корпусами, потому возможны одно-, двух-, трехкорпусные компрессоры.

Привод компрессора осуществляется или от электродвигателя, или от паровой или газовой турбины; если требуется увеличить частоту вращения вала, то это достигается с помощью передачи, например зубчатой (зубчатый вариатор).

Герметичность между ступенями или группами ступеней, а также между валом и корпусами осуществляется уплотнениями (гребенчатые; графитоугольные).

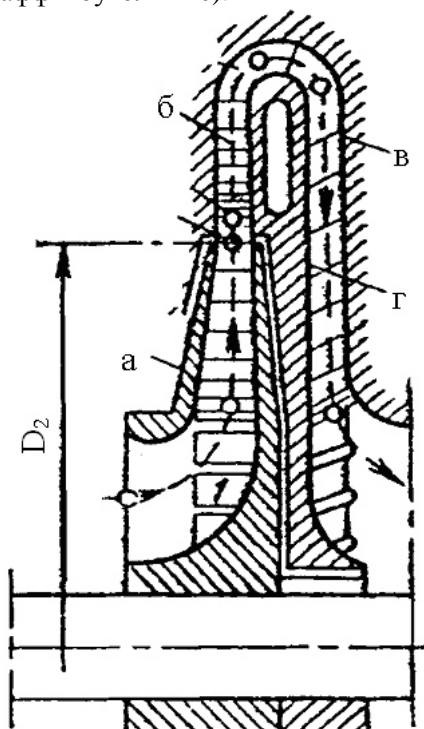


Рис. 5.4 – Схема ступени центробежного компрессора

Уравновешивание осевой силы осуществляется обратным расположением ступеней, а также упорными сегментными подшипниками.

Вся конструкция – двигатель, корпуса, вариатор, устанавливаются на массивной, как правило, литой чугунной раме, которая крепится к фундаментным балкам. На рис. 5.5 представлен шести-ступенчатый центробежный компрессор, который имеет встроенные в корпус охладители после каждых двух ступеней. Такая компрессорная установка компактна и имеет наименьшую массу. Па-

раметры компрессора: подача  $90 \text{ м}^3/\text{мин}$ , конечное давление  $0,8 \text{ МПа}$ . Используется в блоках для производства кислорода.

### 5.4.2 Осевые компрессоры

Осевой компрессор комбинируется из нескольких ступеней давления. Каждая ступень состоит из вращающегося венца рабочих лопастей и неподвижного венца направляющих лопастей. Рабочие лопасти закреплены на дисках или барабанах ротора, направляющие – жестко посажены в корпус компрессора (рис. 5.6).

Первая ступень компрессора имеет входные направляющие лопатки; последняя – выходные, назначение которых раскрутить поток и уменьшить выходные потери энергии.

Разрез по радиусу  $r$  дает решетки лопастей ступени (развертка приведена на рис. 5.7). Основными параметрами решетки является ширина  $B$ , хорда профиля  $b$ , угол установки профиля  $\beta_y$ , шаг рабочих  $t$  и направляющих лопастей  $t'$  ( $t \neq t'$ ).

В зависимости от формы внутренней поверхности корпуса с диаметром  $d_K$  и наружной поверхности втулки (ротора) с диаметром  $d_{BT}$  различают два основных геометрических типа проточной полости:

1.  $d_{BT} = \text{const}$ ,  $d_K = \text{var}$ ,
2.  $d_{BT} = \text{var}$ ,  $d_K = \text{const}$ .

В обоих случаях длина лопастей уменьшается в направлении от первой ступени к последней, что обусловлено уменьшением объема газа и стремлением сохранить постоянство осевой скорости.

Минимальная длина лопастей –  $40 \text{ мм}$ . Одним из параметров осевого компрессора является втулочное отношение

$$v = \frac{d_{BT}}{d_K},$$

которое для первых ступеней составляет  $v_{вх} = 0,5 \div 0,8$ , для последних  $v_{вх} = 0,7 \div 0,9$ .

Пример конструкции (рис. 5.8). Компрессор с подачей  $70000 \text{ м}^3/\text{ч}$  и степенью повышения давления  $\epsilon = 3,4$  выполнен по схеме с постоянным диаметром и коническим корпусом ротора, имеет 16

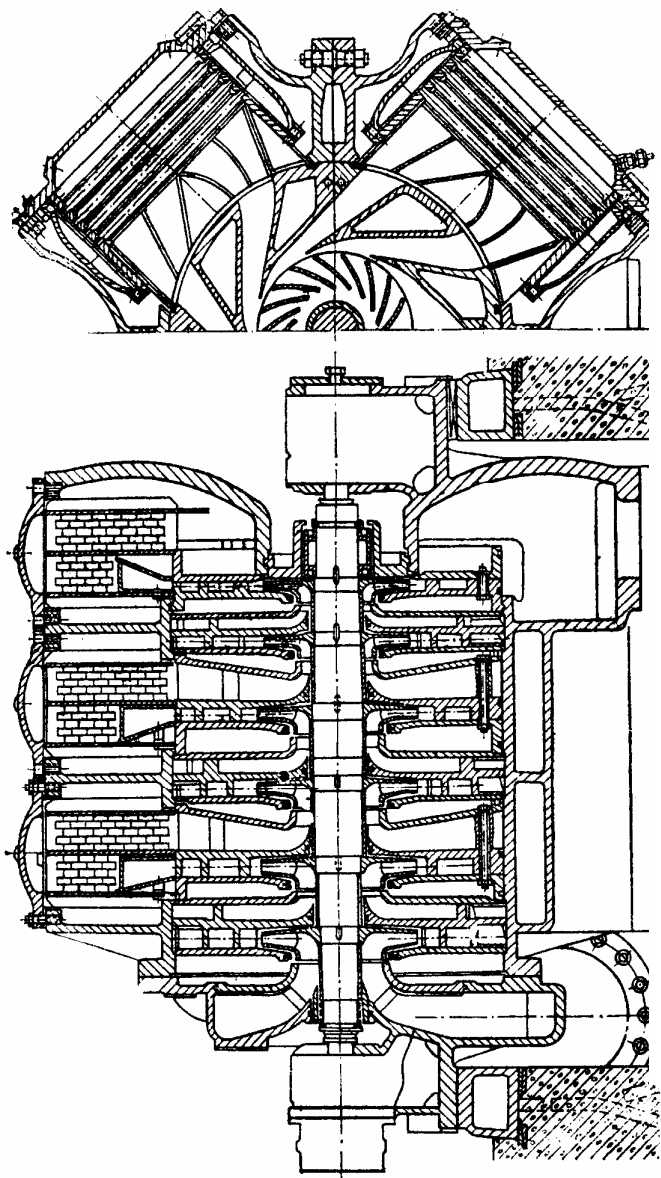


Рис. 5.5 – Центробежный компрессор со встроенными охладителями

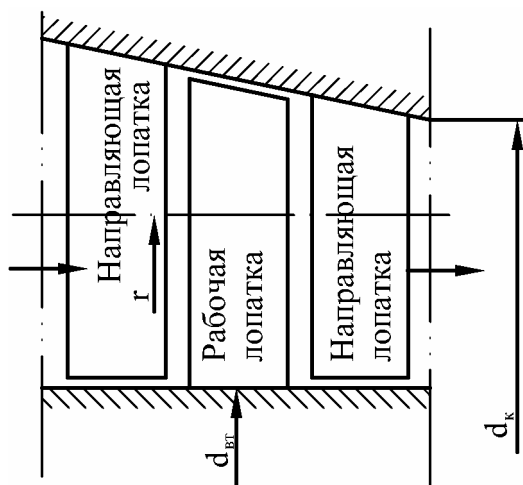


Рис. 5.6 – Ступень осевого компрессора. Выделение элементарной ступени

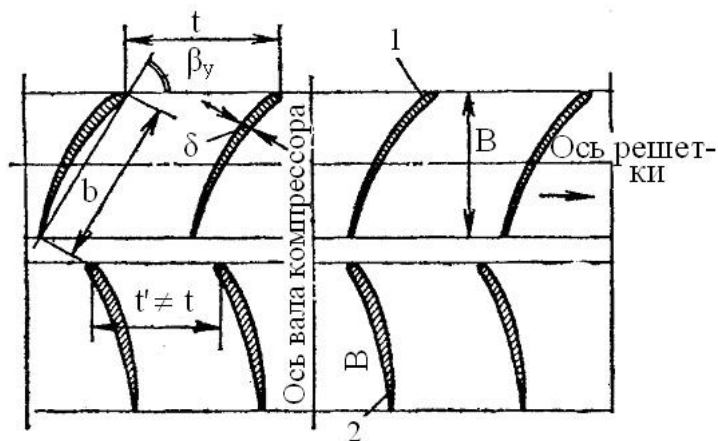


Рис. 5.7 – Решетки лопастей ступени осевого компрессора: 1 – шаг рабочих лопастей;  $t'$  – шаг направляющих лопаток;  $b$  – хорда профиля;  $B$  – ширина решетки;  $\beta_y$  – угол установки профиля;  $\delta$  – максимальная толщина профиля; 1 – рабочие лопасти; 2 – направляющие лопасти

ступеней. Ввиду большой длины корпус выполнен из двух половин, стыкующихся в плоскости, нормальной к оси вала. Ротор облегченный, полый, состоит из цилиндра, несущего венцы рабочих лопастей и торцевых вставок, жестко посаженных в цилиндр и составляющих одно целое с валом, соединение с валом двигателя осуществляется жесткой муфтой. Концевые уплотнения гребенчатые (стык корпуса с валом).

### 5.4.3 Поршневые компрессоры

На рис. 5.9 изображена схема компрессора и его теоретическая индикаторная диаграмма (диаграмма давлений по ходу поршня). Теоретическая диаграмма: ход поршня влево – сжатие по политропе 1-2; при давлении  $p_2=p_{\text{сети}}$  открывается нагнетательный клапан и при постоянном давлении  $p_2$  происходит вытеснение (подача) газа в сеть по изобаре 2-3. Когда поршень придет в крайнее левое положение, он вытеснит не весь газ, а часть его в объеме  $V_M$  (мертвое пространство), останется в цилиндре. Цилиндры всегда выполняют с мертвым пространством во избежание удара поршня о крышку. Доля мертвого пространства составляет  $2,5\div 6\%$  от рабочего объема цилиндра. В начале хода поршня вправо остаток газа в мертвом пространстве будет расширяться по политропе 3-4 и при достижении давления  $p_{\text{всас}}$  (во всасывающей патрубке) откроется всасывающий клапан. При дальнейшем движении поршня вправо по линии 4-1 (изобара) происходит всасывание  $p_4=p_{\text{всас}}=\text{const}$ . Полученная замкнутая фигура 1-2-3-4-1 является теоретической индикаторной диаграммой компрессора.

Действительная индикаторная диаграмма, получаемая с помощью специального устройств – индикатора, несколько отличается от теоретической (рис. 5.10):

1. давление  $p_2 > p_{\text{сети}}$ , так как необходимо преодолевать сопротивление нагнетательных клапанов;
2. давление  $p_4 > p_{\text{всас}}$ , так как необходимо преодолевать сопротивление всасывающего клапана;
3. перед открытием клапанов давление резко повышается (в точке 2) или понижается (в точке 4), что связано с преодолением инерции клапанов (прилипания клапанов к седлам).



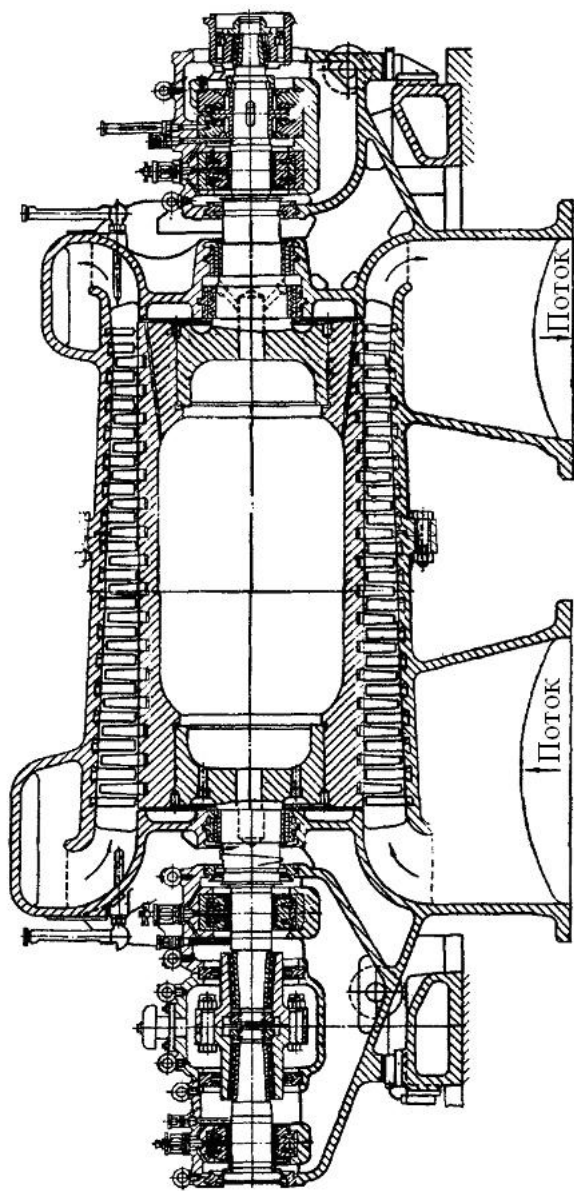


Рис. 5.8 — Осевой компрессор с постоянным диаметром ротора

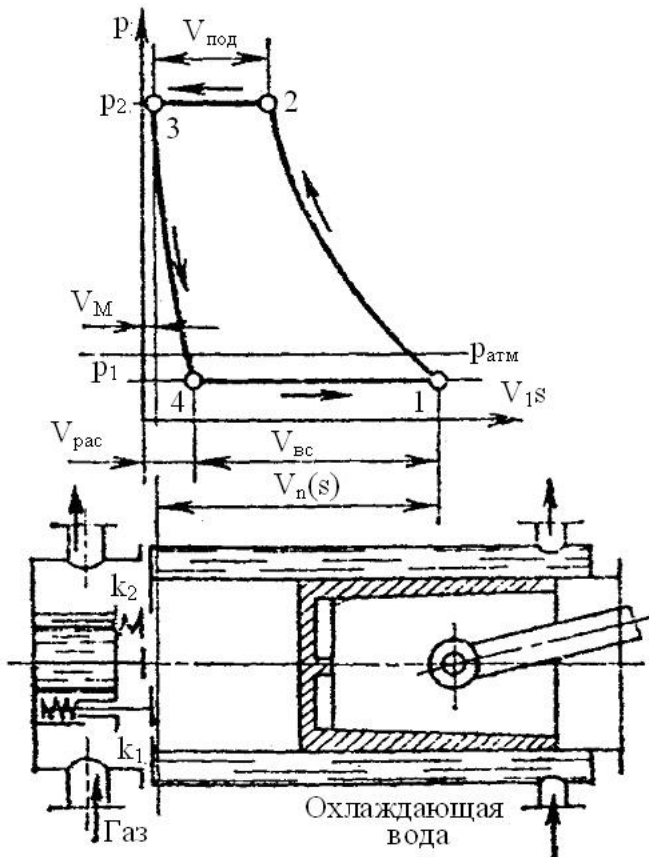


Рис. 5.9 – Схема и индикаторная диаграмма поршневого компрессора

Поршневой компрессор – объемная машина, которая подает сжатый газ периодически, циклами, через промежутки времени, то есть нет непрерывности в работе. Для выравнивания подачи применяют многоцилиндровые компрессоры, в которых кривошипы сдвинуты на некоторый угол относительно друг друга, в результате чего в определенной степени сглаживается неравномерность подачи.

Другим способом уменьшения неравномерности подачи является применение ресивера – емкости, промежуточной между компрессором и сетью.

В связи с тем, что охлаждения цилиндра недостаточно при  $\epsilon > 6$ , достижение высоких давлений осуществляется в многоступенчатых компрессорах с промежуточным охлаждением газа. Многоступенчатые компрессоры выполняются в двух вариантах:

- со ступенями сжатия в разных цилиндрах;
- со ступенями сжатия в одном цилиндре с дифференциальными поршнями.

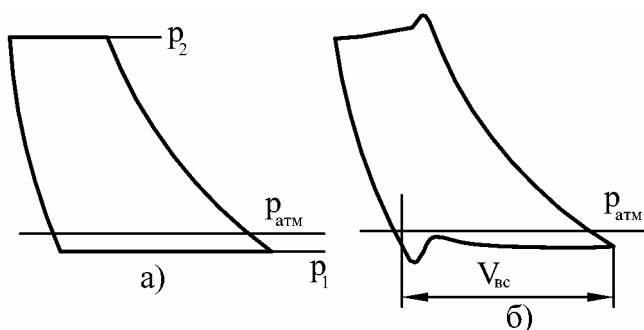


Рис. 5.10 – Индикаторные диаграммы компрессора:  
а–теоретическая; б–действительная

В компрессорах, работающих по первой схеме, после сжатия в цилиндре первой ступени газ охлаждается, затем поступает в цилиндр второй ступени, затем охлаждается и т.д.

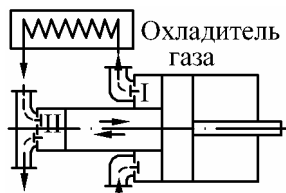


Рис. 5.11 – Двухступенчатый компрессор с дифференциальным поршнем одностороннего действия

На рис. 5.11 приведена схема одноцилиндрового компрессора с дифференциальным поршнем двухстороннего действия.

Когда в первой ступени при ходе поршня влево происходит сжатие, газ, сжатый в первой ступени с давлением  $p_2$ , через охладитель поступа-

ет во вторую ступень, в которой происходит всасывание; когда поршень идет вправо, сжатый газ из второй ступени с давлением  $p_3$  поступает в сеть, а в первую ступень засасывается газ с начальным давлением  $p_1$ . Объемы цилиндров первой и второй ступени отличаются объемом штока.

На рис. 5.12 приведена схема трехступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем и промежуточным охлаждением. Объемы каждой последующей ступени меньше предыдущей. Используя принцип создания ступеней с помощью поршня переменного диаметра можно сконструировать компрессор с большим количеством ступеней (рис. 5.13).

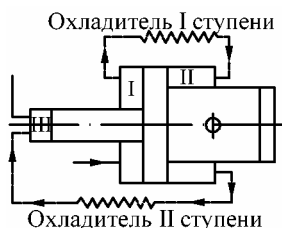


Рис. 5.12 – Трехступенчатый компрессор с дифференциальным поршнем

Пример конструктивного выполнения многоступенчатого (шесть ступеней,  $Q=720 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $p_k=25\text{МПа}$ ) приведен на рис. 5.14. Охлаждение производится после каждой ступени.

Элементы конструкции компрессоров:

- цилиндры: обычно литые из чугуна, если  $p > 8\text{МПа}$  – стальное литье или стальные поковки; масло для смазки подается насосом; имеют штуцера для подвода и отвода охлаждающей воды и для установки термометров и манометров;
- поршни: материал чугун, сталь; плотность между цилиндром и поршнем достигается уплотняющими поршневыми кольцами;
- сальники применяют в местах прохождения штоков через крышки корпуса; имеют водяное охлаждение;
- подшипники снабжаются специальным масляным насосом (например, шестиренчатым).

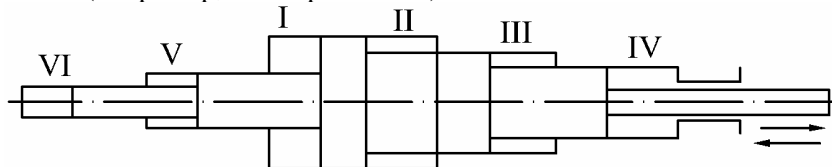


Рис. 5.13 – Схема шестиступенчатого компрессора с дифференциальным поршнем

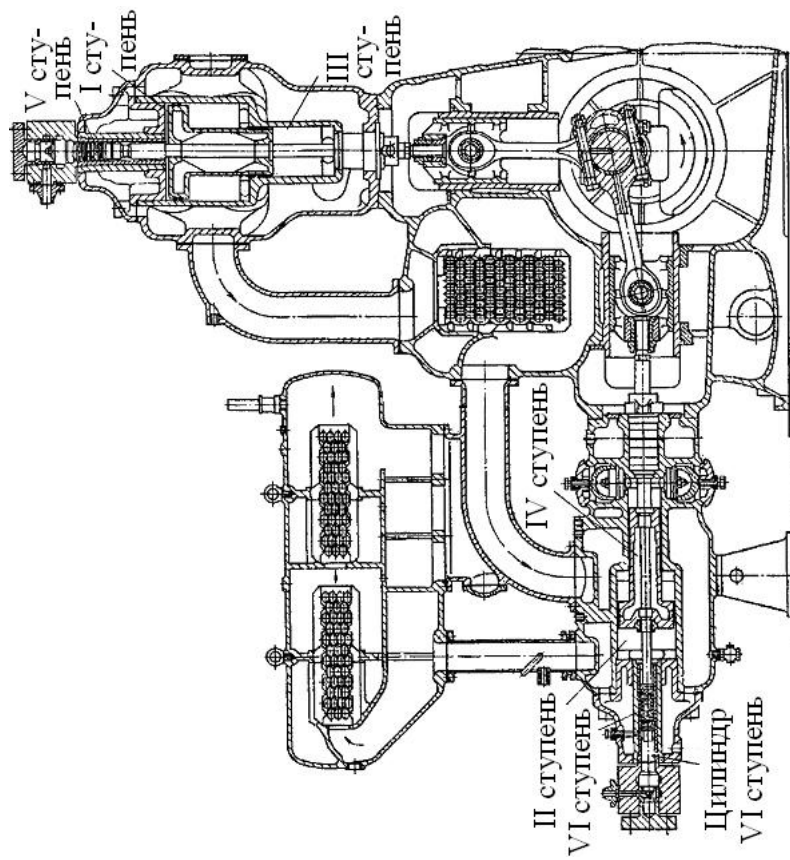


Рис. 5.14 – Угловой шестиступенчатый поршневой компрессор

## Часть II ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

### 6 ОБЩИЕ ПОНЯТИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

#### 6.1 Историческая справка

*Двигатель* – это энергосиловая машина, преобразующая какой-либо вид энергии в механическую работу. В *тепловых двигателях* в механическую работу преобразуется химическая энергия топлива или ядерная энергия.

Переход к машинной технике, начавшийся в XVIII в., требовал создания двигателей, не зависящих от местных источников энергии (воды, ветра). Первым двигателем, использующим тепловую энергию топлива, была поршневая пароатмосферная машина прерывного действия, появившаяся в конце XVII – начале XVIII в.в. (проекты французского физика *Д.Патэка* и английского механика *Т. Севери*, усовершенствованные в дальнейшем *Т. Ньюкоменом* в Англии и *М. Тривальдом* в Швеции). В паропоршневой машине *Т. Ньюкомена* (1712 г.) пар приготавливался в отдельном котле, а поршневой двигатель был отделен от откачивающего воду поршневого насоса. Эти машины широко применялись, и последняя из них была демонтирована в Англии лишь в 1934 г.

Проект универсального парового двигателя был предложен русским механиком *И.И. Ползуновым*, который сдвоил в своей машине цилиндры, получив двигатель непрерывного действия, причем парораспределение было автоматическим. Изобретатель умер до пуска машины, которая после небольшой неполадки была остановлена и забыта. В результате слава создания первого универсального двигателя досталась англичанину *Д. Уатту*. В 1769 г. он получил патент на усовершенствование ньюкоменовской водоподъемной машины: отделение конденсатора от цилиндра и использование в качестве движущей силы вместо атмосферного давления упругости пара, подаваемого сверху поршня. В 1782 г. Уатт ввел двойное действие (пар поочередно поступал сверху и снизу поршня), золотниковое

парораспределение, преобразование поступательно-возвратного движения во вращательное, а в 1788 г. – и центробежный регулятор оборотов. Схема установки стала почти современной.

Далее путь человеческой мысли ведет к созданию тепловых двигателей с газообразным рабочим телом – газовых двигателей. В 1801 г. француз *Ф. Лебон* патентует поршневой двигатель, работающий на горючих газах от сухой перегонки древесины с зажиганием их электрической искрой и сгоранием топлива внутри цилиндра. В 1805 г. швейцарец *И. Риварз* предлагает двигатель на водороде. В 1816 г. английский священник *Р. Стирлинг* получает патент на универсальную тепловую машину, состоящую из цилиндра с двумя по-разному движущимися поршнями и регенератора-теплообменника, и способную работать на разных топливах как двигатель внешнего сгорания, как холодильник и как тепловой насос (отопитель). Низкий уровень науки и техники не позволил тогда создать высокоэффективные «стирлинги», однако в наше время у этой машины хорошие перспективы.

В 1824 г. один из основоположников термодинамики французский физик *С. Карно* предсказывает рабочий цикл четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), соответствующий четырем ходам поршня: 1-й – всасывание воздуха, 2-й – сжатие его, в конце которого происходит подача и сгорание топлива; 3-й – рабочий ход – расширение газообразных продуктов сгорания; 4-й – выпуск их. В 1860 г. французский механик *Ж. Ленцар* начинает строить и продавать ДВС, работающие на светильном газе, с зажиганием от электрической искры, но без предварительного сжатия воздуха, что ограничило их КПД 3÷6 % (как у паровых машин). И только в 1877 г. немецкий изобретатель – коммерсант *Н. Отто* создает четырехтактный ДВС с искровым зажиганием и КПД 16-20%. В 1892-1897 г.г. немецкий инженер *Р. Дизель* разрабатывает компрессорный с воспламенением от предварительно сжатого в цилиндре воздуха ДВС, оказавшийся самым экономичным. В 1904 г. в России *Г.В. Тринклер* создает менее громоздкий и еще более экономичный бескомпрессорный дизель. Так постепенно ДВС превосходят паровые двигатели и по компактности, и по экономичности.

Поиски новых конструкций двигателей возвращают изобретателей к турбинам, которые из-за отсутствия жаростойких материалов, малой точности обработки деталей и по другим

причинам не разрабатывались до конца XIX века. В 1883 г. шведский инженер *Г. Лаваль* изобретает активную паровую турбину, а в 1884 г. английский ученый *Ч. Парсонс* патентует первую реактивную многоступенчатую турбину. В 1891 г. паротурбинный двигатель (ПТД) снабжается конденсатором, что делает его значительно более экономичным, чем поршневой, при сохранении превосходства над последним и в удельной мощности. В 1907 г. в С.-Петербурге на металлическом заводе начали серийно выпускать паровые турбины мощностью  $0,2 \div 1,25$  МВт. В 1934 г. вступил в строй Харьковский турбогенераторный завод для выпуска мощных турбин (от 50 МВт). В XX веке единичная мощность паровых турбин возросла от 0,2 до 1200 МВт. ПТД стал основным двигателем электростанций.

Первый газотурбинный двигатель (ГТД) с процессом горения при постоянном давлении спроектировал и построил русский инженер *П.Д. Кузьминский* в 1897 г. В 1906 г. *В.В. Караводин* разработал, а в 1908 г. построил и испытал более экономичный ГТД – с пульсирующим процессом (горением при постоянном объеме).

В XX веке получили развитие и широкое применение в авиации и космической отрасли реактивные и ракетные двигатели, принцип действия которых известен с глубокой древности. Первая схема турбореактивного двигателя предложена русским инженером *Н. Герасимовым* в 1909 г. В 1939 г. на Кировском заводе (г. Ленинград) началась постройка турбореактивных двигателей конструкции *А.М. Люльки*. В 1941 г. в Великобритании турбореактивный двигатель впервые был установлен на самолет. В 1926 г. *Р.Годдард* (США) произвел запуск ракеты на жидком топливе. Первые ракетные двигатели в СССР созданы в 1930-31 г.г. в Газодинамической лаборатории.

В современной тепло- и электроэнергетике применяются в основном паротурбинные двигатели высокой единичной мощности и экономичности (эффективный КПД  $40 \div 42\%$ ). Получают распространение также высокоэкономичные комбинированные парогазотурбинные установки (КПД от 45 до 48%), работающие по схеме или с высоконапорным парогенератором, или по схеме со сбросом отработавших газов из газовой турбины в топку низконапорного парового котла. Поэтому в настоящем пособии основное внимание уделяется паровым и газовым турбинам.



## 6.2 Основные понятия

Тепловые двигатели составляют наибольшую группу среди первичных двигателей и используют первичные энергетические ресурсы в виде химического или ядерного топлива. Они состоят как минимум из двух преобразователей энергии – теплогенератора и расширительной машины. В теплогенераторе происходит преобразование химической (ядерной) энергии в тепловую энергию рабочего тела: пара или продуктов сгорания. В расширительной машине происходит термодинамический процесс расширения, в результате которого тепловая энергия рабочего тела преобразуется в механическую работу. Теплогенератор и расширительная машина могут быть пространственно как соединены (двигатели внутреннего сгорания), так и разъединены (паротурбинные установки, газотурбинные установки, паропоршневые двигатели, двигатели внешнего сгорания, и т.д.).

В химических, или огневых теплогенераторах преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела может происходить в одну или две стадии. Одностадийное преобразование химической энергии в тепловую происходит при горении топлива в камере сгорания с образованием рабочего тела в виде продуктов сгорания при высоком давлении и высокой температуре (двигатели внутреннего сгорания, газотурбинные установки, воздушно-реактивные двигатели). Работа одностадийных теплогенераторов характеризуется тепловой мощностью (Вт), объемным теплонапряжением (Вт/м<sup>3</sup>), коэффициентом полезного действия теплогенератора (%). Рабочее тело, поступающее в расширительную машину, имеет заданные температуру и давление, определяемые жаростойкостью материала лопаток, сопел и др., а также моторесурсом. Двухстадийное преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию рабочего тела происходит в паровых котлах (парогенераторах) и состоит из стадий: 1) сжигание топлива в топках котлов с образованием высокотемпературных продуктов сгорания, и 2) получение рабочего тела в виде перегретого пара высокого давления в поверхностных теплообменниках путем передачи тепловой энергии от греющих продуктов сгорания к нагреваемому рабочему телу (жидкость, парожидкостная смесь, пар) через стенку поверхности нагрева. Работа двухстадийного парогенератора характеризуется тепловой мощностью (Вт), коэффициентом

полезного действия (%), удельным расходом топлива (кг/Дж). Рабочее тело – перегретый пар – имеют начальную энтальпию и температуру перегрева достаточные, чтобы в конце процесса расширения иметь влажность не более 13-14%; в расширительных машинах (паровых турбинах) большой мощности практикуется промежуточный перегрев пара, что дает возможность осуществить процесс расширения до предельно низкого давления с сохранением допустимой сухости пара.

Расширительные машины различают по конструкции рабочих органов – поршневые, роторно-поршневые, лопаточные (турбинные) и сопловые (реактивные). В *поршневых* машинах основными элементами являются: цилиндр, внутри которого поршень совершает возвратно-поступательное движение, преобразуемое с помощью кривошипно-шатунного механизма во вращательное движение, и органы впуска-выпуска рабочего тела. Последние являются золотниковыми, если рабочее тело подается в готовом виде (например, паровая машина, показанная на рис. 6.1); в этих машинах впуск производят поочередно с двух сторон поршня, что позволяет сделать процесс непрерывным. Поршневые расширительные машины с внешним приготовлением рабочего тела малоэкономичны и практически вытеснены поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС), в которых рабочее тело с температурой до 2200-2400°C (продукты сгорания) приготавливаются внутри охлаждаемого цилиндра; в таких машинах применяются органы впуска-выпуска в виде клапанов. По числу ходов поршня (тактов), за которое совершается один рабочий цикл, различают четырехтактные и двухтактные ДВС (рис. 6.2).

По месту и способу приготовления смеси топлива с воздухом различают ДВС с внешним смесеобразованием (карбюраторные) и с внутренним (дизельные). В карбюраторных двигателях применяется принудительное воспламенение (электрические свечи зажигания или форсунки), в дизельных – самовоспламенение за счет более высокой степени сжатия. ДВС (рис. 6.3) используют в основном как транспортные: автомобильные, тракторные, судовые и т.д. для обеспечения непрерывности работы и получения необходимой мощности их делают многоцилиндровыми с однорядным, двухрядным V-и W-образным расположением блоков цилиндров.

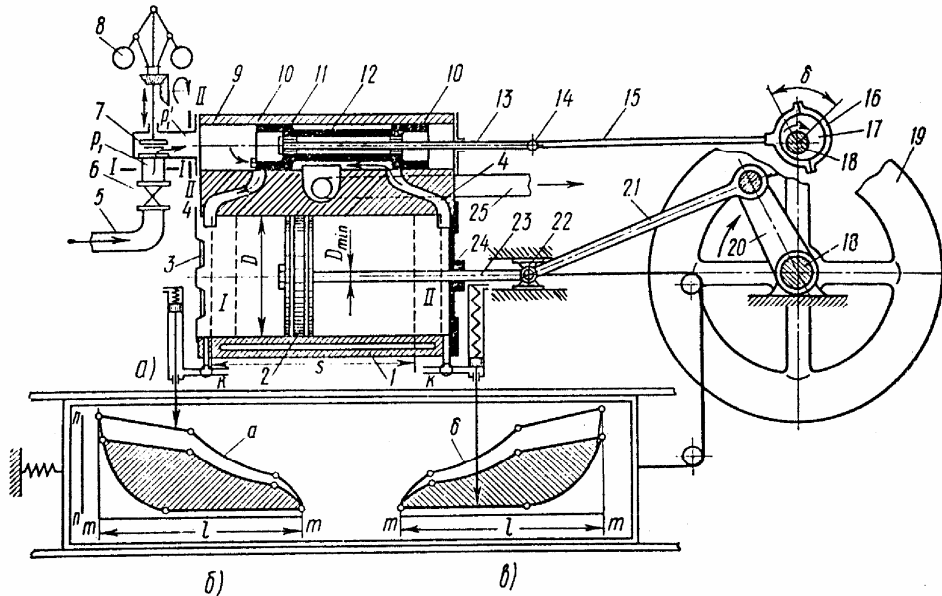


Рис. 6.1 – Одноцилиндровая паровая машина двойного действия с золотниковым парораспределением: а – устройство, б-биндикаторная диаграмма левой полости цилиндра, в – индикаторная диаграмма правой полости цилиндра, 1 – цилиндр, 2 – поршень, 3 – передняя крышка цилиндра, 4 – паровой канал, 5 – паропровод острого пара, 6 – запорный вентиль, 7 – дроссельный клапан, 8 – регулятор, 9 – золотниковая втулка, 10 – внешняя кромка золотника, 11 – внутренняя кромка золотника, 12 – цилиндрический золотник, 13 – шток золотника, 14 – шарнир, 15 – шатун золотникового привода, 16 – хомут эксцентрика, 17 – эксцентрик, 18 – коленчатый вал, 19 – маховик, 20 – кривошип коленчатого вала, 21 – шатун, 22 – ползун, 23 – шток, 24 – задняя крышка цилиндра, 25 – трубопровод отработавшего пара

Наилучшие результаты по удельной мощности и коэффициенту полезного действия достигаются в турбопоршневых двигателях, которые представляют собой комбинацию поршневого ДВС с турбокомпрессорной установкой, служащей для наддува (рис. 6.4).

*Сопловые* расширительные машины в простейшем варианте – это воздушно-реактивные двигатели прямого типа без каких-либо подвижных частей (рис. 6.5). Экономичность таких двигателей, установленных на летательных аппаратах, зависит от числа Маха: при  $M=0,8$  эффективный КПД  $\eta_e=0,06$ , при  $M=3,0$   $\eta_e \cong 0,5$ . Турбокомпрессорные воздушно-реактивные двигатели (рис. 6.6) работают с высокой экономичностью и на средних скоростях летательных аппаратов ( $M=0,5 \div 1,0$ ), т.к. степень сжатия воздуха лишь частично зависит от скорости набегающего потока.

### 6.3 Классификация тепловых двигателей

Тепловые двигатели (ТД) можно различать по следующим признакам:

1. Источнику энергии: химические (топливные), ядерные, солнечные.
2. Виду рабочего тела: паровые, газовые, парогазовые.
3. Конструкции расширительной машины: поршневые, турбинные, сопловые (реактивные), комбинированные.

Области применения: стационарные, транспортные, теплоэнергетические (автомобильные, тракторные, судовые, авиационные и т.п.).

Внутри каждого классификационного признака могут быть уточняющие признаки. Например, топливные ТД могут различаться по виду топлива (естественное - искусственное, твердое – жидкое - газообразное). Жидкостные двигатели внутреннего сгорания (ДВС) разделяют по виду топлива, способу приготовления топливно-воздушной смеси и способу зажигания: карбюраторные и дизельные, и т.д.

Различные типы тепловых двигателей имеют различные показатели экономичности, определяемой коэффициентом полезного действия. Предельные значения эффективного КПД ( $\eta_e$ ) приведены ниже:

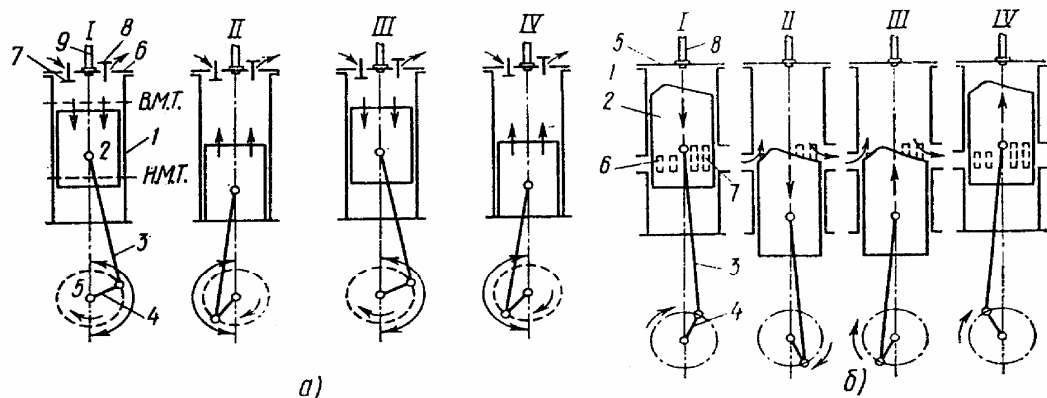


Рис. 6.2 – Схемы работы четырех- и двухтактного ДВС: а – четырехтактный процесс: 1 – цилиндр, 2 – поршень, 3 – шатун, 4 – кривошип, 5 – коленчатый вал, 6 – головка цилиндра, 7 – впускной клапан, 8 – выпускной клапан, 9 – свеча зажигания или форсунка, б – двухтактный процесс: 1 – цилиндр, 2 – поршень, 3 – шатун, 4 – коленчатый вал, 5 – головка цилиндра, 6 – продувочные окна, 7 – выпускные окна, 8 – свеча зажигания или форсунка

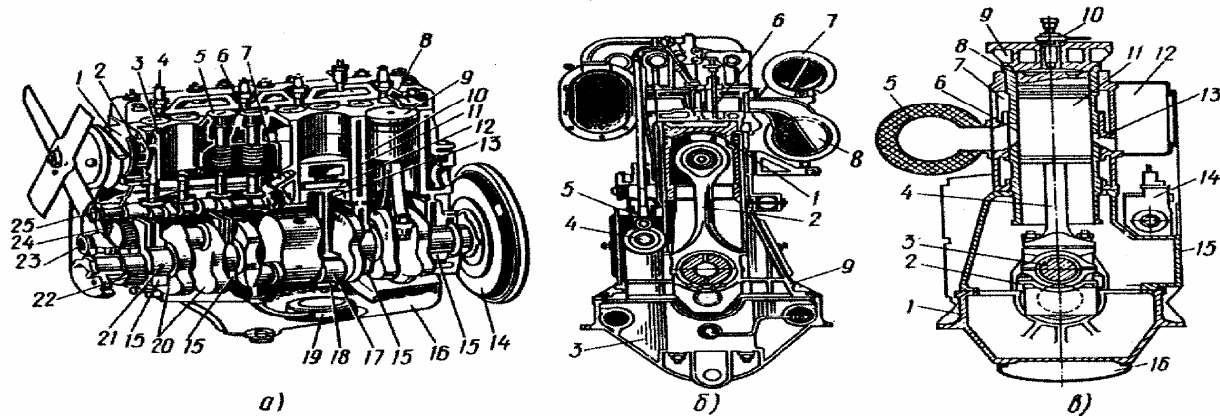


Рис. 6.3 – Конструкции двигателей внутреннего сгорания: а – продольный разрез автомобильного карбюраторного двигателя: 1 – передняя крышка двигателя, 2 – водяной насос, 3 – блок цилиндров, 4 – свеча, 5 – впускной клапан, 6 – выпускной клапан, 7 – валик привода масляного насоса и прерывателя-распределителя, 8 – головка цилиндров, 9 – поршень, 10 – компрессорные кольца, 11 – маслосъемные кольца, 12 – поршневой палец, 13 – шатун, 14 – маховик, 15 – крышка коренного подшипника, 16 – поддон, 17 – шатунная шейка коленчатого вала, 18 – крышка шатунного подшипника, 19 – маслоприемник, 20 – противовесы, 21 – коренная шейка коленчатого вала, 22 – шестерня привода механизма газораспределения, 23 – шкив привода вентилятора, 24 – распределительный (кулачковый) вал, 25 – толкатель; б – поперечный разрез судового четырехтактного дизеля: 1 – поршень, 2 – шатун, 3 – фундаментная рама, 4 – кулачковый (распределительный вал), 5 – толкатель, 6 – выпускной клапан, 7, 8 – выпускные коллекторы, 9 – блок-картер; в – поперечный разрез судового двухтактного дизеля: 1 – фундаментная рама, 2 – крышка рамового подшипника коленчатого вала, 3 – коленчатый вал, 4 – шатун, 5 – выпускной коллектор, 6 – выпускное окно, 7 – блок цилиндров, 8 – гильза (штулка) цилиндра, 9 – крышка (головка) цилиндра, 10 – форсунка, 11 – поршень, 12 – продувочный ресивер, 13 – продувочное окно, 14 – насос подачи горючего, 15 – картер двигателя, 16 – поддон.

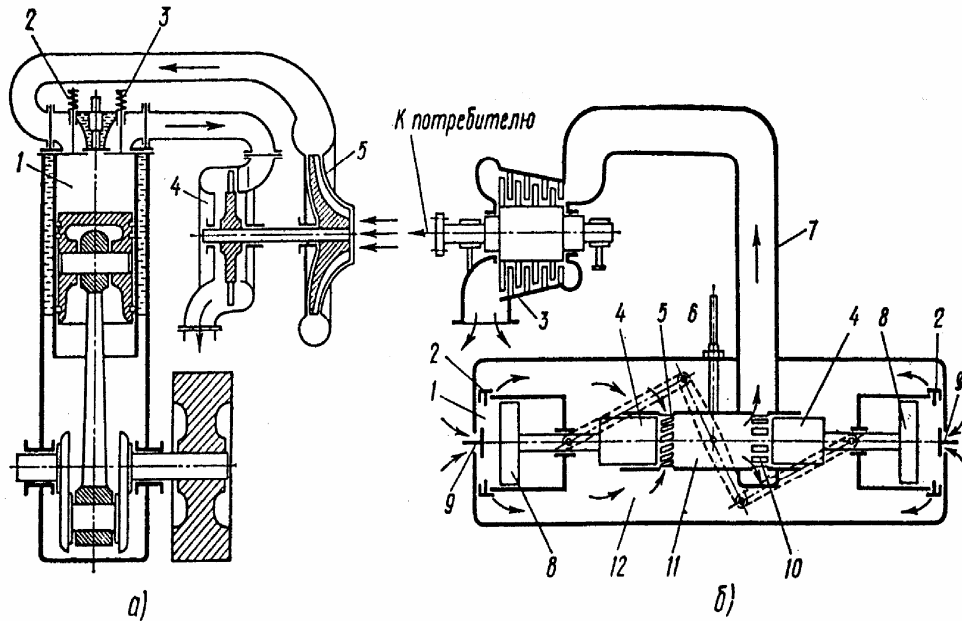
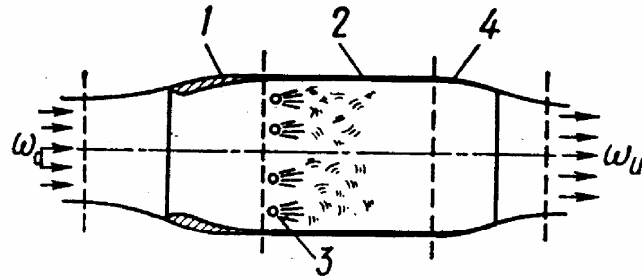


Рис. 6.4 – Схемы комбинированных турбопоршневых двигателей: а – схема газотурбинного наддува: 1 – цилиндр ДВС, 2 – впускной клапан, 3 – выпускной клапан, 4 – газовая турбина, 5 – компрессор лопаточный (воздухонагнетатель); б – схема газотурбинного двигателя со свободнопоршневым генератором газа (СПГГ): 1 – полости компрессора, 2, 9 – впускные клапаны; 3 – турбина, 4 – поршни ДВС, 5 – продувочные окна, 6 – форсунка, 7 – ресивер, 8 – поршни компрессора, 10 – выпускные окна, 11 – цилиндр двигателя, 12 – ресивер продувочного воздуха

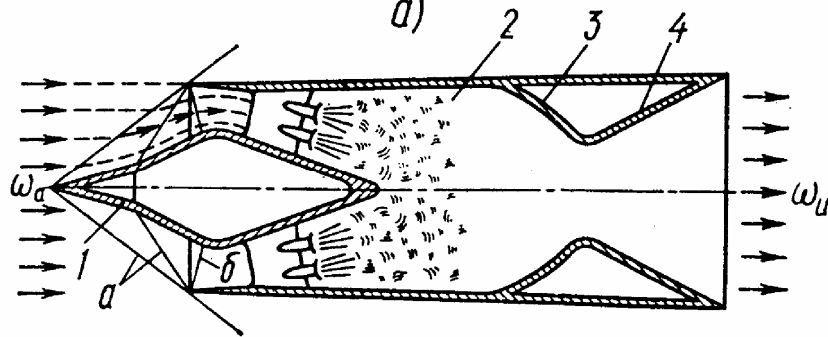
двигатели внутреннего сгорания (ДВС)	40-42
паротурбинные установки (ПТУ)	42-43
газотурбинные установки (ГТУ)	35-38
парогазотурбинные установки (ПГТУ)	47-52

Предельная мощность двигателей также зависит от их типа. В общем мощность всех генераторов полезной энергии ограничивается предельным значением мощности потока энергии. Помимо этого для каждого типа теплового двигателя имеются свои ограничения мощности. Так, предельная мощность паровых турбин, превышающая ныне уже 1200 МВт, определяется пропускной способностью последней ступени, т.е. допустимой по соображениям прочности длиной ее лопаток (до 1,5 м). Предельная мощность газовых турбин значительно меньше, чем паровых – до 150 МВт. Поскольку отношение объемов газа в первой и последней ступени ГТ невелико (от 3 до 4), высота лопаток первой ступени равна примерно половине высоты лопаток последней ступени и при большой мощности имеет немалую величину (до 0,5 м и больше). Высокая температура газа в зоне лопаток первой ступени создает для них особо тяжелые условия. В случае изобретения более термически прочных материалов, а также разработки более совершенных способов охлаждения лопаток, возможно дальнейшее увеличение мощности турбин.





а)



б)

Рис. 6.5 – Схемы прямооточных воздушно-реактивных двигателей: а – дозвуковых скоростей полета: 1 – входное устройство (диффузор), 2 – камера сгорания, 3 – форсунки подачи горючего, 4 – сопло, б – для сверхзвуковых скоростей полета: 1 – профилированная игла для образования скачков уплотнения, 2 – камера сгорания, 3 – выходное сопло, 4 – выходное сопло – расширяющийся участок; а – косые скачки уплотнения; б – прямой скачок уплотнения

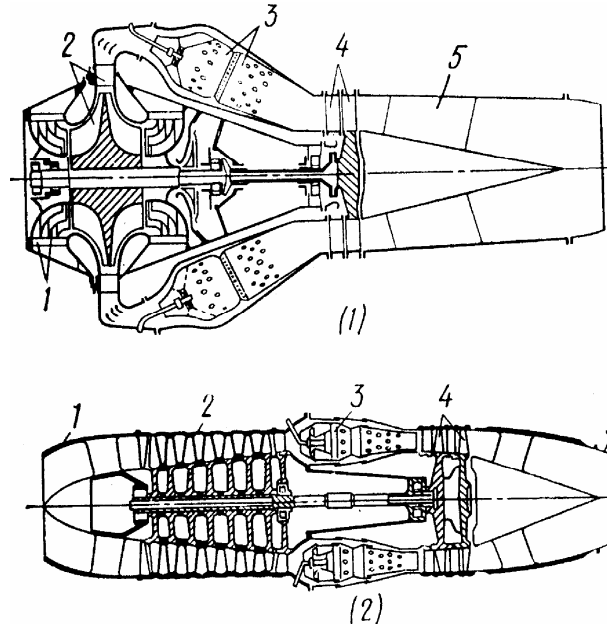


Рис. 6.6 – Турбокомпрессорные воздушно-реактивные двигатели: а – принципиальные схемы: (1) – с центробежным компрессором: 1 – входное устройство компрессора, 2 – центробежный компрессор, 3 – камеры сгорания, 4 – турбина, 5 – выходное сопло; (2) – с осевым компрессором: 1 – входное устройство компрессора, 2 – осевой компрессор, 3 – камеры сгорания, 4 – двухступенчатая турбина, 5 – выходное сопло

## 7 ПАРОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

### 7.1 Общие понятия и классификация

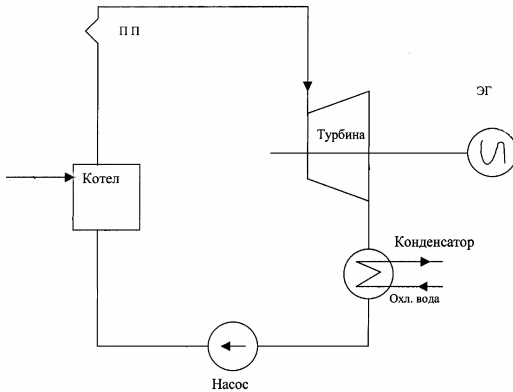


Рис. 7 – Простейшая тепловая схема паротурбинной установки

Паротурбинная установка (ПТУ) включает следующий минимум составляющих элементов (рис. 7.1): паровой котел, в котором химическая энергия топлива преобразуется в тепловую энергию водяного пара; пароперегреватель, в котором происходит перегрев насыщенного пара; паровая турбина, в которой тепло-

вая энергия пара преобразуется в механическую энергию ротора, приводящего в движение потребитель, например, электрогенератор; конденсатор, в котором отработанный пар конденсируется; насос, который подает конденсат в паровой котел. Тепловая схема действующей ПТУ, например, тепловой электростанции, работающей с наибольшим коэффициентом использования химической энергии топлива, значительно сложнее (рис. 7.28).

Основной составляющей паротурбинной установки является паровая турбина. Первые паровые турбины Густава Лавалья (1883г.) были одноступенчатыми (рис. 7.2). Пар поступал в одно или несколько параллельно расположенных сопел, приобретал в них максимальную скорость при полном расширении от начального давления  $p_0$  до конечного  $p_1$ , и направлялся в рабочие лопатки, расположенные на ободе диска, сидящего жестко на валу турбины, и образующие решетку рабочих каналов.

Давление до и после рабочих лопаток не изменялось, т.е.  $p_1=p_2$ . Такие турбины принято называть активными: преобразование потенциальной тепловой энергии пара в кинетическую осуществляется в соплах, а кинетическая энергия пара преобразуется в

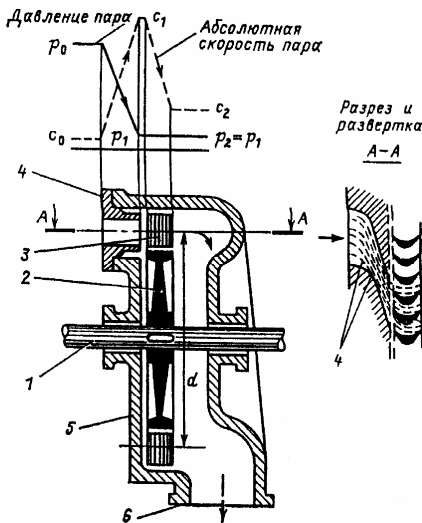


Рис. 7.2 – Схематический разрез одноступенчатой активной турбины: 1 – вал; 2 – диск; 3 – рабочие лопатки; 4 – сопловая решетка; 5 – корпус; 6 – выпускной патрубок

давления (рис. 7.3), в которой пар расширялся в несколько последовательно расположенных группах сопел, что способствовало увеличению мощности двигателя. Активные турбины со ступенями скорости (турбина Кертиса, 1900 г.) имеют обычно 2-3 ступени (рис. 7.5) и обладают большой мощностью при малом размере и относительно низком КПД, особенно при высоких скоростях пара.

Реактивные турбины (Ч. Парсонс, 1884 г.) состоят из ступеней, включающих сопловые и рабочие лопаточные решетки, и расширение пара происходит как в той, так и в другой решетках, а кинетическая энергия пара преобразуется в механическую работу в рабочих лопатках не только за счет изменения направления движения потока, но и за счет реакции как следствие увеличения относительной скорости при расширении пара в межлопаточных каналах рабочей решетки (рис. 7.4, 7.5).

*Классификация* паровых турбин возможна по различным признакам:

- принципу преобразования тепловой энергии в механическую: активные; активные с реакцией; реактивные; смешанные

механическую работу в рабочих лопатках только за счет изменения направления движения потока при постоянном давлении. Скорость вращения в одноступенчатой активной турбине достигает огромных значений (до 30000 об/мин), поэтому ограничен диаметр диска  $d$  по условиям прочности, ограничена пропускная способность по пару, а, следовательно, ограничена и мощность. В 1900 г. Г. Лаваль предложил многоступенчатую активную турбину со ступенями

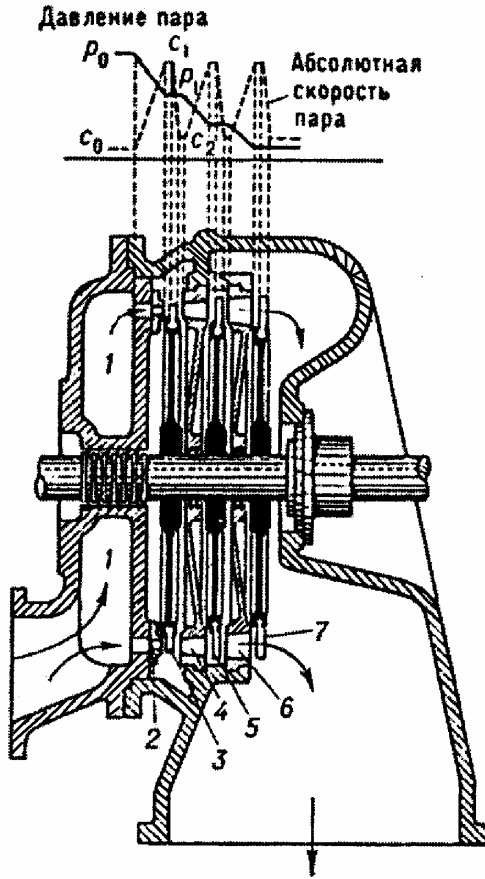


Рис. 7.3 – Схематический продольный разрез активной турбины с тремя ступенями давления: 1 – кольцевая камера свежего пара; 2 – сопла первой ступени; 3 – рабочие лопатки первой ступени; 4 – сопла второй ступени; 5 – рабочие лопатки второй ступени; 6 – сопла третьей ступени; 7 – рабочие лопатки третьей ступени.

- параметрам свежего пара:
  - турбины среднего давления –  $p=3,45$  МПа,  $t=435^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины повышенного давления –  $p=8,8$  МПа,  $t=535^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины высокого давления –  $p=12,75$  МПа,  $t=565^{\circ}\text{C}$ ;
  - турбины сверхкритических параметров –  $p=23,55$  МПа,  $t=565^{\circ}\text{C}$ ;
- направлению движения рабочего тела (рис. 7.6):
  - радиальные (центростремительные и центробежные);
  - осевые, или аксеальные
- характеру теплового процесса и конечному состоянию рабочего тела:
  - конденсационные паровые турбины, в которых весь расход свежего пара, за исключением отборов на регенерацию, протекая через проточную часть и расширяясь в ней до давления, меньшего чем атмосферное, поступает в конденсатор, где теплота отработавшего пара отдается охлаждающей воде и полезно не используется;
  - турбины с противодавлением, отработавший пар которых с давлением, больше атмосферного, направляется к тепловым потребителям, использующим теплоту для отопительных или производственных целей;
  - конденсационные турбины с регулируемым отбором пара, в которых часть пара отбирается из промежуточной ступени и отводится к тепловому потребителю при автоматически поддерживаемом постоянном давлении, а остальное количество пара продолжает работать в последующих ступенях и направляется в конденсатор;

В турбостроении приняты следующие обозначения турбин. Первая буква характеризует тип турбины: К – конденсационная, Т – конденсационная с теплофикационным отбором пара, П – с производственным отбором пара для промышленного производителя, ПТ – с производственным и теплофикационным регулируемые отборами пара, Р – с противодавлением, ПР – с производственным отбором и противодавлением. После буквы в обозначении указываются мощность турбины, МВт (если дробь, то в числителе номинальная, а в знаменателе – максимальная мощность), а затем начальное давление пара перед стопорным клапаном, турбины, кгс/см<sup>2</sup>. Под чертой для турбин типов П, ПТ, Р и ПР указывается номинальное давление производственного отбора или противодавление, кгс/см<sup>2</sup>. Например:

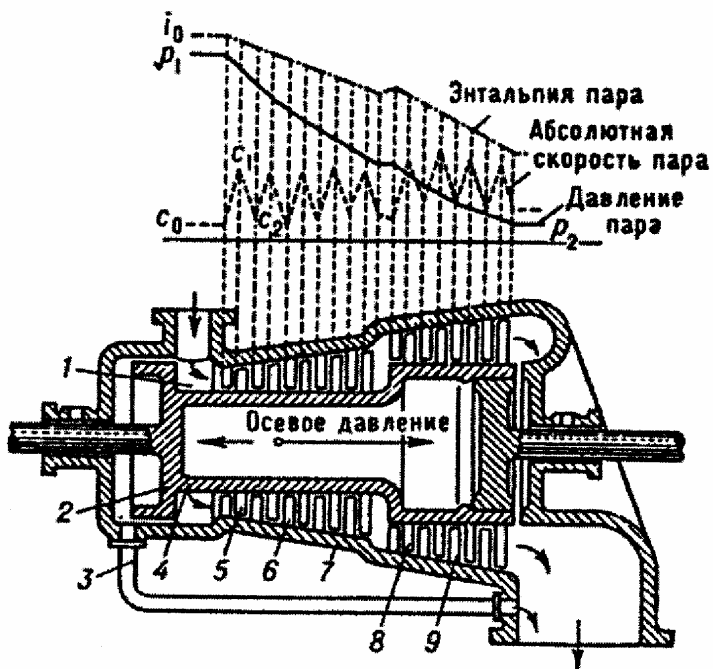


Рис. 7.4 –Схематический разрез небольшой реактивной турбины: 1 – кольцевая камера свежего пара; 2 – разгрузочный поршень; 3 – соединительный паропровод; 4 – барабан ротора; 5,8 – рабочие лопатки; 6,9 – направляющие лопатки; 7 – корпус.

- К – 300-240 – конденсационная турбина с номинальной электрической мощностью 300 МВт и начальным давлением пара 240 кгс/см<sup>2</sup> (23,5 МПа);
- Т – 250/300 – 240 – теплофикационная турбина с номинальной электрической мощностью 250 МВт, максимальной электрической мощностью 300 МВт и начальным давлением пара 240 кгс/см<sup>2</sup> (23,5 МПа);
- ПТ – 135/165 – 130/15 – конденсационная турбина с теплофикационным и производственным отборами пара с номинальной электрической мощностью 135 и максимальной 165 МВт, начальным давлением пара 130 кгс/см<sup>2</sup> (12,75 МПа) и давлением производственного отбора 15 кгс/см<sup>2</sup> (1,49 МПа).

Конденсационные турбины мощностью свыше 150 МВт работают с промежуточным перегревом пара.

Под номинальной мощностью понимается наибольшая мощность, которую турбина должна развивать длительное время при номинальных значениях всех других основных параметров.

Максимальная мощность – наибольшая мощность, которую турбина должна длительно развивать при отсутствии отборов пара для внешних потребителей теплоты.

Основные параметры и характеристики турбин, наиболее распространенных на тепловых электростанциях СНГ, приведены в табл.7.1.

## 7.2 Основные узлы и конструкции паровой турбины

Паровая турбина является двигателем, в котором потенциальная энергия пара превращается в механическую работу вращающегося ротора.

Всякая турбина состоит из неподвижных и вращающихся частей. Совокупность всех неподвижных частей принято называть *статором* турбины, а вращающихся – *ротором*. Рассмотрим в качестве примера конструкцию одноцилиндровой конденсационной турбины мощностью 50 МВт с начальными параметрами пара 8,8 МПа, 535<sup>0</sup>С (рис. 7.7). В этой турбине применен комбинированный ротор. Первые 19 дисков, работающих в зоне высокой температуры, откованы как одно целое с валом турбины, последние три диска – насадные. Применение насадных дисков в зоне высокой температуры, как правило, не допускается во избежание ослабления натяга их на валу из-за ползучести. Выполнение же трех последних дисков



Таблица 7.1 - Основные показатели некоторых турбин

<b>Показатель</b>	Т-150-130	ПТ-60-130/13	К-100-90	Т-100-130	К-160-130	ПТ-135/165-130/15	К-200-130	К-300-240	К-300-240	Т-250/300-240	К-500-240	К-800-240	К-1200-240
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Завод-изготовитель	ТМЗ	ЛМЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ХТЗ	ТМЗ	ЛМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ТМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
Номинальная мощность, МВт	55	60	110	105	160	135	210	300	300	250	500	800	1200
Максимальная мощность, МВт	65	75	115	120	165	165	215	320	330	300	535	850	1380
Начальное давление, Мпа	12,75	12,75	8,83	12,75	12,75	12,75	12,75	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5	23,5
Начальная температура, °С	555	565	535	555	565	555	565	560	560	540	540	540	540
Давление промежуточного перегрева (разделительное), Мпа	Нет	Нет	Нет	Нет	2,8	Нет	2,31	3,53	3,53	3,73	3,63	3,8	3,9
Температура промежуточного перегрева, °С	„	„	„	„	565	„	565	565	565	540	540	540	540
Конечное давление, кПа	5,4	-	3,43	-	3,43	7,35	3,46	3,43	3,43	6,9	3,5	3,43	3,58
Температура питательной воды, °С	232	242	227	232	229	-	240	265	265	263	265	274	274

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Число регенеративных отборов пара	7	7	8	7	7	8	7	9	8	8	9	8	9
Расход пара*, кг/с	92/95	-/108	111/117	127/129	127/143	208/211	165/186	-/264	247/258	265/272	-/458	670	1018
Число цилиндров и потоков	1×1+ +1×1	1×1+ +1×1	1×1+1× 2	1×1+1 ×1++ 1×2	1×1+1 ×2	1×1+1 ×1	1×1+ 1×1+ 1×2	1×1+1 ×1+1× 3	1×1+ 1×1+ 1×3	1×1+1 ×1+1× 1+ +1×2	1×1+ 1×1+ 2×2	1×1+ 1×2+ +3×2	1×1+ 1×2+ 3×2
КПД установки, %	-	-	39,6	-	43,7	-	44,8	46,8	46,7	-	46,7	46,7	47,1
Удельная масса турбины (без конденсатора и вспомогательного оборудования), кг/кВт	5,14	4,4	2,7	3,46	2,6	2,55	2,66	2,05	2,3	3,2	1,8	1,62 5	1,58
Длина последней лопатки, мм	550	665	665	550	780	850	765	1050	960	940	1030	960	1200

\*Дробные числа означают номинальное и максимальные значения

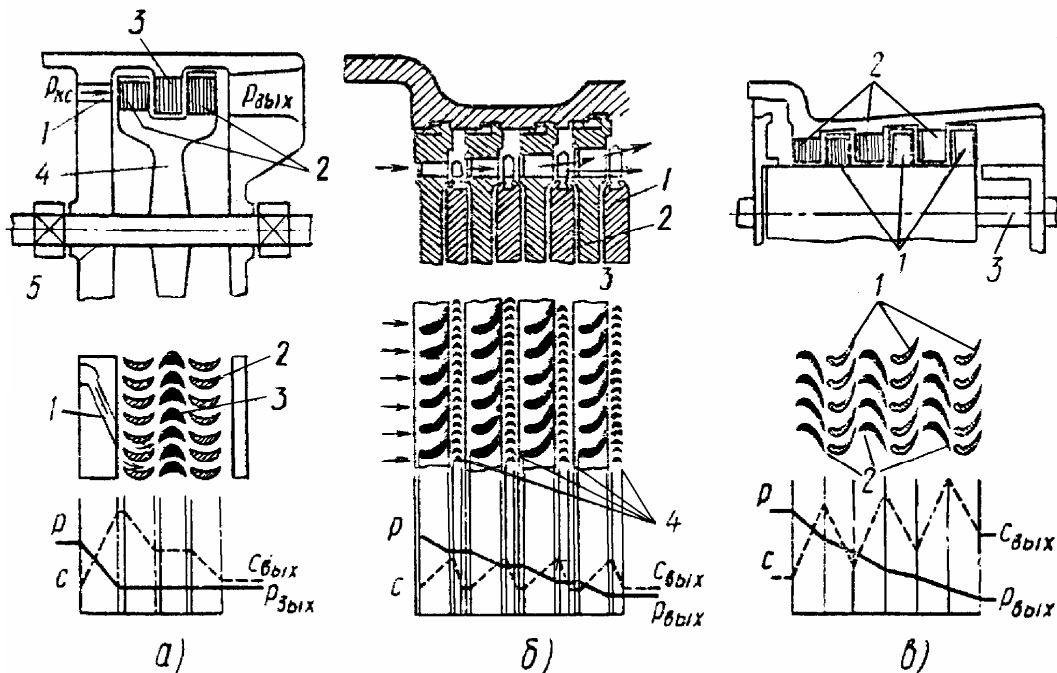


Рис. 7.5 – Различные типы многоступенчатых турбин: а – активная турбина со ступенями скорости (турбина Кертиса): 1 – сопло, 2 – рабочие лопатки, 3 – направляющие лопатки, 4 – рабочий диск, 5 – вал, б – активная турбина со ступенями давления: 1 – рабочий диск, 2 – диафрагма, 3 – сопла, 4 – рабочие лопатки, в – реактивная турбина: 1 – рабочие лопатки, 2 – направляющие лопатки, 3 – вал.

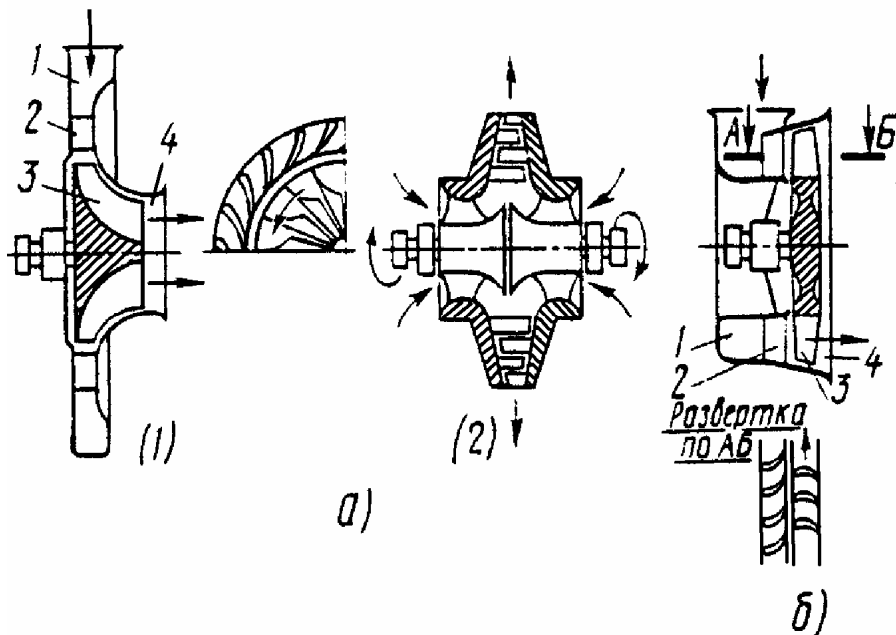


Рис. 7.6 – Лопаточные турбины: а – радиальные: (1) – центробежная, (2) – центробежная: 1 – входное устройство (улитка), 2 – направляющий (сопловой) аппарат, 3 – рабочее колесо с лопатками, 4 – выходной спрямляющий аппарат, б – осевая: 1 – входное устройство, 2 – направляющий (сопловой) аппарат, 3 – рабочее колесо, 4 – выходной диффузор

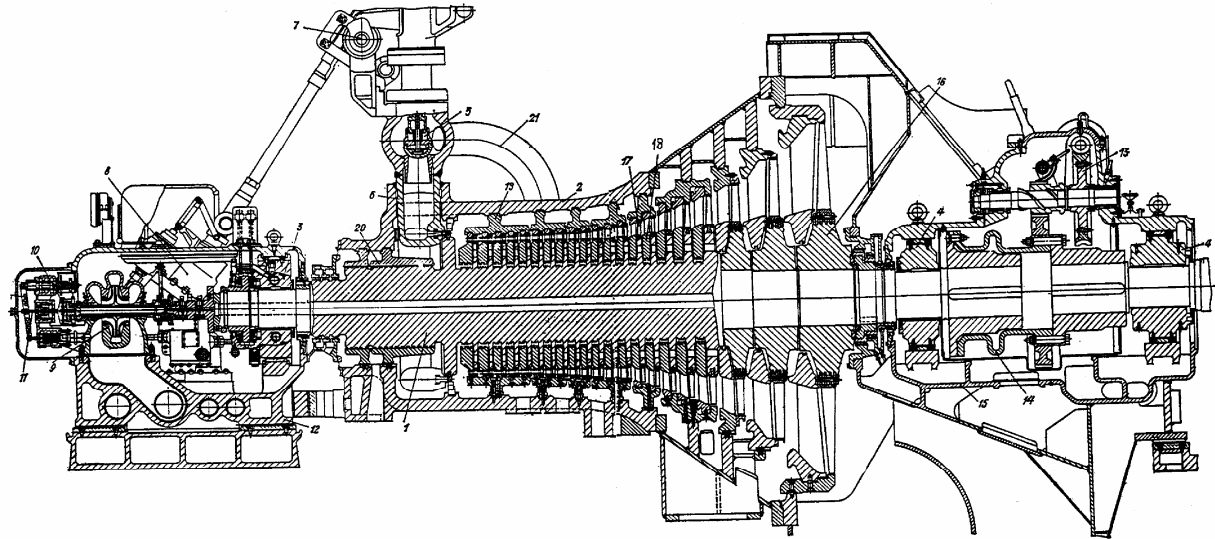


Рис. 7.7 – Продольный разрез турбины К-50-90: 1 – ротор турбины; 2 – корпус турбины; 3 – опорно-упорный подшипник; 4 – опорный подшипник; 5 – регулирующий лапан; 6 – сопловая коробка; 7 – кулачковый вал; 8 – сервомотор; 9 – главный масляный насос; 10 – регулятор скорости; 11 – следящий золотник; 12 – картер переднего подшипника; 13 – валоповоротное устройство; 14 – соединительная муфта; 15 – выхлопной патрубок турбины; 16 – насадные диски; 17 – рабочие лопатки; 18 – диафрагмы; 19 – обоймы диафрагм; 20 – обоймы концевой уплотнения; 21 – перепускная труба (от стопорного к регулируемому клапану).

цельноковаными потребовало бы увеличения диаметра поковки ротора.

Совокупность неподвижной сопловой решетки, закрепленной в сопловых коробках или диафрагмах, со своей вращающейся рабочей решеткой, закрепленной на следующем по ходу пара диске, принято называть *ступенью турбины*. Проточная часть рассматриваемой одноцилиндровой турбины состоит из 22 ступеней, из которых первая называется *регулирующей*, вторая – *первой нерегулируемой*, а все остальные, кроме последней, – *промежуточными*.

В каждой сопловой решетке поток пара ускоряется в сопловых каналах специально выбранного профиля и приобретает необходимое направление для безударного входа в каналы между рабочими лопатками. Усилия, развиваемые потоком пара на рабочих лопатках, вращают диски и связанный с ними вал.

По мере понижения давления пара при прохождении от первой к последней ступени удельный объем пара сильно растет, что требует увеличения проходных сечений сопловых и рабочих решеток, и соответственно высоты лопаток и среднего диаметра ступеней. К переднему торцу ротора прикреплен приставной конец вала, на котором установлены бойки предохранительных выключателей (датчики автомата безопасности), воздействующие на стопорный и регулирующие клапаны и прекращающие доступ пара в турбину при повышении частоты вращения ротора на 10-12% по сравнению с расчетной.

Приставной конец вала с помощью гибкой муфты соединен с валом главного масляного насоса, корпус которого своим всасывающим патрубком прикреплен к приливу картера переднего подшипника.

Главный масляный насос предназначен для подачи масла в систему смазки подшипников турбины и генератора (при давлении 0,15 МПа) и в систему регулирования (при давлении 2 МПа), обеспечивающую автоматическое поддержание заданной частоты вращения ротора турбины. Датчиком частоты вращения является быстроходный упругий регулятор скорости, установленный на конце вала насоса. Со стороны выхода пара ротор турбины соединен полугибкой муфтой с ротором генератора.

Статор турбины состоит из корпуса, в который вварены сопловые коробки, соединенные с помощью сварки с клапаннными коробками, установлены обоймы концевых уплотнений, обоймы диафрагм, сами диафрагмы и их уплотнения. Корпус этой турбины кроме обычного горизонтального разъема имеет два вертикальных

разъема, разделяющих на переднюю, среднюю части и выходной патрубков. Передняя часть корпуса – литая, средняя и выходной патрубков – сварные.

К неподвижным частям турбины относятся также картеры ее подшипников. В переднем картере расположен опорно-упорный подшипник, в заднем – опорные подшипники роторов турбины и генератора.

Передний картер установлен на фундаментной плите и при тепловом расширении корпуса турбины может свободно перемещаться по этой плите. Задний же картер выполнен за одно целое с выхлопным патрубком турбины, который при тепловых расширениях остается неподвижным благодаря его фиксации пересечением поперечной и продольной шпонок, называемым фиксунктом, или мертвой точкой.

Передняя часть корпуса турбины соединена с передним картером с помощью специальных лап, предусмотренных на корпусе, и поперечных шпонок, установленных на боковых приливах картера. Благодаря такому соединению тепловые расширения корпуса турбины при прогреве и тепловые укорочения его при остывании полностью передаются переднему картеру, который, скользя по фундаментной плите, с помощью упорного подшипника перемещает ротор на такую величину, как и тепловое удлинение или укорочение корпуса, что обеспечивает неизменность в допустимых пределах осевых зазоров в проточной части турбины между вращающимися и неподвижными элементами.

В заднем картере турбины расположено валоповоротное устройство, предназначенное для медленного вращения ротора при пуске и остановке турбины. Оно состоит из электродвигателя, к ротору которого присоединен червяк, входящий в зацепление с червячным колесом, насаженным на промежуточный валик. На винтовой шпонке этого валика установлена ведущая цилиндрическая шестерня, которая при включении валоповоротного устройства входит в зацепление с ведомой цилиндрической шестерней, сидящей на валу турбины. После подачи пара в турбину частота вращения ротора повышается и ведущая шестерня автоматически выходит из зацепления из-за проворачивания ее по винтовой шпонке.

Основным назначением валоповоротного устройства является предотвращение теплового искривления ротора и нагрева баббитовой заливки подшипников при остывании и пуске турбины.

Основные узлы системы регулирования рассматриваемой турбины: четыре клапана, регулирующих подачу пара в турбину, распределительный кулачковый валик, проворачиваемый зубчатой рейкой поршневого сервомотора, получающего импульс от регулятора скорости и открывающего или закрывающего клапаны. Профили кулачков выполнены таким образом, что регулирующие клапаны открываются поочередно один за другим. Такое последовательное открытие или закрытие их позволяет исключить дросселирование пара, проходящего через полностью открытые клапаны при сниженных нагрузках турбины, т.е. дросселируется лишь та часть пара, которая проходит через частично открытый клапан.

Эта система парораспределения называется *сопловой* в отличие от *дроссельной*, где все количество пара как при полной, так и при сниженных нагрузках проходит через один или несколько одновременно открывающихся клапанов и, дросселируясь, поступает к соплам первой ступени с пониженным давлением. Понижение давления приводит к уменьшению располагаемого теплоперепада и соответствующему снижению экономичности турбины.

Основная потеря теплоты в турбинной установке происходит в ее конденсаторе. Для уменьшения этой потери в корпусе турбины предусмотрено несколько патрубков, через которые пар отбирается из промежуточных ступеней на подогрев питательной воды, подаваемой в котел.

## **7.3 Основы теории преобразования энергии в турбине**

### **7.3.1 Уравнения движения и характеристики потока рабочего тела**

Преобразование энергии в турбинной ступени, а также энергетические характеристики других элементов проточной части турбины – стопорных и регулирующих клапанов, выхлопных патрубков, перепускных труб, отборов пара из корпуса турбины и др. – описываются в общем случае на основе законов течения сжимаемой жидкости (пара или газа). Движение рабочего тела очень сложно и для его описания вводится ряд допущений. Принимается, что движение одномерно и стационарно, а между потоком и стенками каналов отсутствует теплообмен. В реальных потоках параметры рабочего тела не сохраняются постоянными в поперечном сечении,



что характерно для строго одномерного течения, а существенно изменяется: вблизи стенок скорость меньше, чем в ядре; в криволинейных каналах давление на границах канала с большим радиусом кривизны всегда выше, чем на границе малого радиуса кривизны, и т.д. В реальных потоках в проточной части турбин параметры изменяются также и во времени, т.е. не является стационарным: в каналы рабочих лопаток, вращающихся вместе с ротором, из неподвижных сопловых каналов поступает поток с различной скоростью. В момент времени, когда канал рабочих лопаток движется за кромкой сопла, скорость потока небольшая, в следующий момент, когда поток поступает из центральной части соплового канала, скорость потока возрастает; таким образом, в канале рабочих лопаток периодически изменяется скорость потока, т.е. возникает явление, называемое периодической нестационарностью потока в проточной части турбин. Кроме того, изменение параметров потока во времени возникает при изменениях режима работы: изменение мощности, изменение начальных параметров и другие.

К основным уравнениям одномерного стационарного движения сжимаемой жидкости относятся: уравнения состояния, уравнение неразрывности (расхода), уравнение количества движения и уравнение сохранения энергии.

*Уравнение состояния идеального газа*

$$pv=RT$$

с некоторым приближением можно применять для пара, когда он находится в перегретом состоянии при достаточном удалении от состояния насыщения. Более точной для перегретого пара является зависимость

$$h = \frac{k}{k-1}pv = \text{const},$$

т.е. энтальпия пара остается неизменной при постоянном произведении  $pv$ .

Уравнения состояния для пара в общем случае, в т.ч. и для области влажного пара, имеют относительно громоздкий вид, поэтому обычно пользуются таблицами водяного пара и  $h, s$  – диаграммой.

Изменения состояния газа при переходе от одного сечения к другому могут быть самыми различными: при неизменной температуре (изотермический процесс), при неизменном давлении (изобарический), при отсутствии теплообмена окружающей средой (изоэнтروпный). Последний процесс описывается уравнением изоэнтропы

$$pv^k = \text{const.}$$

Показатель изоэнтропы для перегретого принимают  $k \approx 1,3$ , для сухого насыщенного пара  $k = 1,135$ .

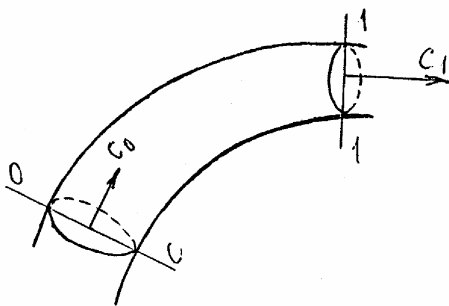


Рис. 7.8 – К уравнению неразрывности

Уравнение неразрывности отображает закон сохранения массы и для сечений: 0 – 0 и 1 – 1 (рис. 7.8) может быть записан как равенство массовых расходов  $G_0 = G_1$ , если течение одномерно и стационарно.

Расход массы газа можно подсчитать, если известны параметры потока в сечении – скорость  $c$ , удельный объем  $v$ , а также площадь поперечного сечения ( $F$ ):  $G = F \cdot c / v$ . Следовательно

$$\frac{F_0 \cdot c_0}{v_0} = \frac{F_1 \cdot c_1}{v_1}.$$

Таким образом, для любого поперечного сечения одномерного стационарного потока расход массы газа есть величина постоянная:

$$G = \frac{F \cdot c}{v} = \text{const.}$$

Из интегральной формы может быть получена дифференциальная форма путем логарифмического дифференцирования:

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dc}{c},$$

откуда следует, что относительное приращение площади поперечного сечения потока определяется относительными приращениями скорости и удельного объема: если относительное приращение скорости больше, чем удельного объема, то площадь поперечного сечения потока должна уменьшаться с увеличением скорости – такая зависимость характерна для дозвуковых потоков. Если же относительное приращение скорости меньше, чем удельного объема, то площадь сечения должна увеличиваться с увеличением скорости – такая зависимость выполняется для сверхзвуковых потоков.

Если в поперечном сечении параметры потока различаются, то вычисление расхода массы может быть выполнено интегрированием с учетом местных значений параметров во всех точках сечения:

$$G = \int_F \frac{c}{v} dF.$$

*Уравнение количества движения* для однородного стационарного потока при отсутствии трения имеет вид

$$c \cdot dc = v \cdot dp = 0.$$

Интегрирование для изоэнтропного потока на участке между сечениями 0-0 и 1-1 дает возможность получить уравнения количества движения (уравнение импульсов) в интегральной форме

$$\frac{c_{1t}^2 - c_0^2}{2} = \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left( 1 - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right),$$

откуда можно выразить теоретическую скорость  $c_{1t}$  при условии, если скорость  $c_0 < 100 \text{ м/с}$  (уравнение Сен-Венана):

$$c_{1t} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} p_0 v_0 \left(1 - \frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Уравнение энергии представляет собой закон сохранения энергии и для участка между сечениями 0-0 и 1-1 может быть записано в виде (рис. 7.9)

$$h_0 + \frac{c_0^2}{2} + q = h_1 + \frac{c_1^2}{2} + L,$$

где  $h_0, h_1$  – энтальпия потока,

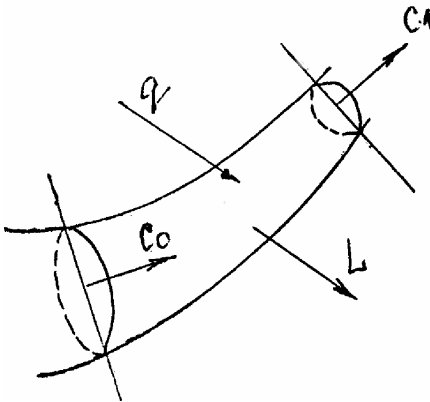


Рис. 7.9 – К уравнению энергии

$$\frac{c_0^2}{2}, \frac{c_1^2}{2} - \text{кинетическая}$$

энергия одного килограмма рабочего тела;

$q$  – подведенная механическая работа.

В дифференциальной форме уравнение энергии имеет вид

$$dh + c \cdot dc - dq + dL = 0.$$

Для энергетически изолированных систем ( $dq = dL = 0$ )

$$dh + c \cdot dc = 0,$$

а в интегральной форме уравнение энергии запишется в виде

$$h + \frac{c^2}{2} = \text{const},$$

т.е. для 1кг массы рабочего тела в любом поперечном сечении одномерного потока сумма энтальпии и кинетической энергии есть

величина постоянная для данного потока. Если энтальпию выразить через удельный объем и давление, уравнение энергии примет вид

$$\frac{k}{k-1}pv + \frac{c^2}{2} = \text{const},$$

Следует отметить, что уравнение импульсов для изоэнтропных потоков совпадает по форме с уравнением энергии; для неизоэнтропных потоков в уравнение импульсов нужно включить член, учитывающий сопротивление.

Одномерные течения в каналах разделяют на конфузорные и диффузорные. *Конфузорными* называют течения с *увеличением скорости* в направлении потока, *диффузорными* – с *уменьшением скорости*. В проточной части турбин конфузорными являются течения в каналах сопловых и рабочих лопаток; диффузорными являются течения в выхлопных патрубках, в диффузорных элементах стопорных и регулирующих клапанов. При конфузорном течении падает энтальпия потока и давление вдоль канала, следовательно идет процесс расширения; при диффузорном течении давление увеличивается вдоль канала, т.е. идет процесс сжатия.

В расчетах потоков в каналах используют *параметры полного торможения*, за которые принимают фиктивные (расчетные) параметры  $\bar{p}, \bar{v}, \bar{T}, \bar{h}$ , достигаемые при полном изоэнтропном торможении потока от состояния в данном сечении до нулевой скорости и которые можно определить из выражений:

$$\frac{c^2}{2} + \frac{k}{k-1}pv = \frac{k}{k-1}\bar{p}\bar{v} = \text{const};$$

$$\frac{c^2}{2} + h = \bar{h} = c_p \bar{T} = \text{const};$$

$$pv^k = \bar{p}\bar{v}^k.$$

Процесс течения в сопловом канале представлен на рис. 7.10. Для определения скорости на выходе из соплового канала при изо-

энтропном течении используем уравнение энергии, записанное для входного и выходного сечений:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_{1t}^2}{2} + h_{1t},$$

откуда теоретическая скорость равна

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t})} + c_0.$$

Действительная скорость с учетом потерь (диссипация механической энергии) определится из уравнения энергии, записанного для действительных параметров потока за соплом:

$$\frac{c_0^2}{2} + h_0 = \frac{c_1^2}{2} + h_1,$$

$$c_1 = \sqrt{2(h_0 - h_1)} + c_0.$$

Разность энтальпий  $\bar{h}_0 - h_{1t} = h_0 - h_{1t} + \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_{1t}^2}{2}$  называют *располагаемым теплоперепадом сопл* (рис 7.10).

Для определения параметров полного торможения во входном сечении сопла следует отложить в  $h, s$  – диаграмме от точки 0 вверх по изоэнтропе отрезок  $c_0^2/2$ , соответствующий кинетической энергии потока на входе в сопло. Через точку  $\bar{0}$  в конце этого отрезка проходят изобара  $\bar{p}_0$ , изотерма  $\bar{t}_0$ , линия энтальпии полного торможения  $\bar{h}_0$  и другие линии параметров полного торможения.

Аналогично для определения параметров полного торможения в выходном сечении сопла следует отложить в  $h, s$  – диаграмме от точки 1 вверх по изоэнтропе отрезок  $c_1^2/2$ , соответствующий кинетической энергии потока на выходе из сопла. Через точку 1 в конце этого отрезка проходят изобара давления полного торможения  $\bar{p}_1$  и изотерма температуры полного торможения  $\bar{t}_1$ .

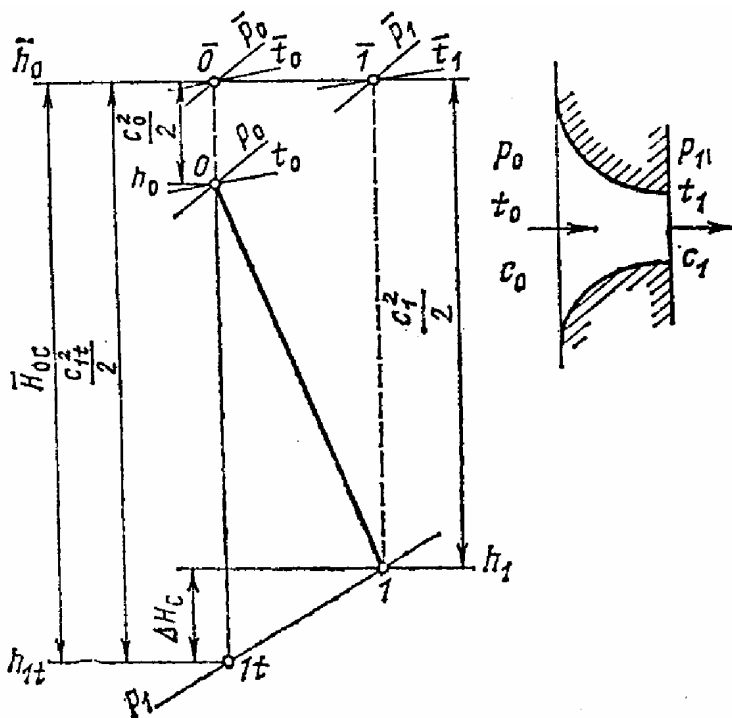


Рис. 7.10 – Процесс изменения состояния в  $h, s$ -диаграмме при истечении пара или газа через сопло

Таким образом, в потоках с потерями кинетической энергии давление полного торможения уменьшается вдоль потока.

В отличие от параметров полного торможения  $p_0, t_0, h_0, p_1, t_1, h_1$  называют *статическим* давлением, температурой, энтальпией в соответствующих сечениях.

Разность энтальпий  $h_1 - h_{1t}$  эквивалентна работе, совершенной газом против сил трения и других диссипативных сил при реальном течении, которая превращается в теплоту и передается потоку при низком давлении. Другими словами, разность энтальпий  $h_1 - h_{1t}$  представляет собой потери кинетической энергии потока вследствие трения и других необратимых процессов в потоке. Для сопел эта величина потерь энергии обозначается  $\Delta h_c$  (рис. 7.10) и может быть

вычислена из уравнений энергии для теоретического и реального потоков  $h_{1t} + \frac{c_{1t}^2}{2} = h_1 + \frac{c_1^2}{2}$ . Поэтому

$$\Delta H_c = h_1 - h_{1t} = \frac{c_{1t}^2}{2} - \frac{c_1^2}{2}.$$

Для характеристики потока важными являются понятия *скорости звука* и *критической скорости потока*. Скорость звука определяется по статическим параметрам потока

$$a = \sqrt{k \cdot p v} = \sqrt{kRT}$$

Критической скоростью потока  $c_{кр}$  называется скорость газа в том сечении, где скорость потока равна местной скорости звука:  $c = a = c_{кр}$ . Сечение, где скорость потока достигает критической скорости, называется *критическим*, параметры потока этого сечения называются также критическими ( $p_{кр}$ ,  $T_{кр}$ ,  $h_{кр}$ ,  $v_{кр}$ ). Местная скорость звука зависит только от статической температуры в том сечении потока, в котором вычисляется скорость звука. Следовательно, критическая скорость потока определяется по критической температуре

$$c_{кр} = \sqrt{kRT_{кр}}.$$

В расчетах потока используются безразмерные параметры. К ним относятся относительно давление  $\epsilon$ , равное отношению давления статического к давлению торможения в данном сечении:  $\epsilon = p / \bar{p}$ ; относительная температура  $\tau = T / \bar{T}$ ; относительный удельный объем  $\beta = v / \bar{v}$ . К безразмерным параметрам относится также число Маха  $M = c/a$ , которое представляет отношение скорости потока к скорости звука в данном сечении, и безразмерная скорость  $\lambda = c/c_{кр}$ , которая определяется как отношение скорости потока в данном сечении к критической скорости.

Критическую скорость часто определяют через параметры полного торможения;



$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT.$$

или

$$c_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \bar{p} \cdot \bar{v}}$$

В расчетах потока используется также безразмерная величина, называемая *приведенным* (относительным) *расходом*  $q$ , который определяется как отношение расхода массы через единицу площади данного сечения  $G/F$  к расходу массы через единицу площади того же сечения при критических параметрах потока в этом сечении  $G_{кр}/F$ . Используя уравнение неразрывности, получаем

$$q = \frac{c}{v} \cdot \frac{v_{кр}}{c_{кр}}$$

Приведенный расход может быть выражен через другие безразмерные параметры:

Приведенный расход может быть определен из уравнения неразрывности

$$q = \lambda \left( \frac{k+1}{2} - \frac{k-1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}},$$

или

$$q = \sqrt{\left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{2}{k-1} \left( \varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}} \right)}$$

$$G = G_{кр} = \frac{cF}{v} = \frac{c_{кр} F_{кр}}{v_{кр}}$$

как отношение площади критического сечения канала к площади сечения, в котором вычисляется приведенный расход

$$q = \frac{F_{кр}}{F}.$$

Безразмерные параметры рассчитываются по формулам *газодинамических функций*, графики которых приведены на рис. 7.11.

Для получения сверхкритической скорости применяют комбинированные суживающиеся – расширяющиеся сопла (сопла Лаваля). Распределение безразмерных параметров вдоль оси сопла при изоэнтропном истечении перегретого пара представлено на рис. 7.12. Некоторое увеличение скорости сверх критической можно получить, если сопло имеет *косой срез* для придания нужного направления потоку газа (рис. 7.13), при этом выходное сечение не перпендикулярно оси сопла; в минимальном сечении сужающейся части сопла в случае  $p_1/p_0 < p_{кр}/p_0$  достигается критическая скорость, а у выхода из сопла газ дополнительно расширяется, приобретая скорость, большую скорости звука. В сопле Лаваля при работе в нерасчетном режиме, когда давление  $p_1$  по каким-либо причинам становится больше расчетного, расширение газа в расширяющейся части сопла прекращается, после чего наступает резкое повышение давления – *скачок уплотнения*, а изоэнтропическое течение переходит в течение с возрастанием энтропии.

### 7.3.2 Преобразование энергии в турбинной ступени

Под турбинной ступенью понимается совокупность неподвижного ряда сопловых лопаток, в каналах которых ускоряется поток пара или газа, и подвижного ряда рабочих лопаток, в которых энергия движущегося пара или газа преобразуется в механическую работу на вращающемся роторе по преодолению сил сопротивления приводимой машины. На рис. 7.13 представлен схематический чертеж турбинной ступени осевого типа: в продольном разрезе вдоль оси ротора (верхняя часть от оси ротора) и развертка цилиндрического

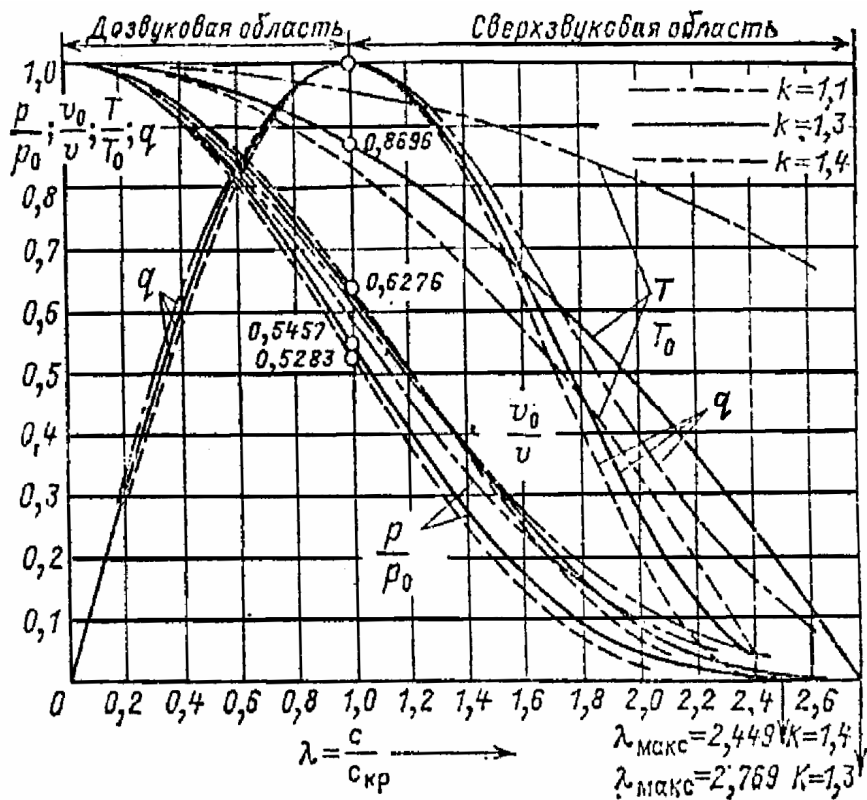


Рис. 7.11 – Зависимость безразмерных параметров потока от относительной скорости  $\lambda$ .

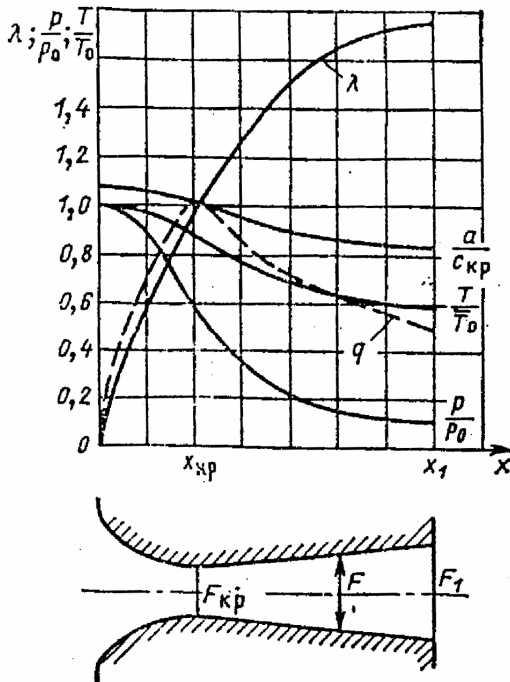


Рис. 7.12 – Распределение безразмерных параметров потока перегретого пара вдоль оси сопла Лаволя

ется соответствующей формой и установкой сопловых лопаток, которые хорошо видны на рис. 7.13. Рабочие лопатки перемещаются перед соплами с окружной скоростью  $u$ . Значение этой скорости зависит от диаметра  $d$ , на котором расположены рабочие лопатки, и от частоты вращения ротора  $n$ :

$$u = \pi d n$$

На входе в рабочие лопатки рабочее тело в относительном движении перемещается с относительной скоростью  $W_1$ . Вектор относительной скорости  $\vec{w}_1$ , как известно, определяется геометрическим вычитанием из абсолютной скорости  $\vec{c}_1$  переносной скорости  $\vec{u}$ . Векторы абсолютной  $\vec{c}_1$ , переносной  $\vec{u}$  и относительной скорости

сечения диаметра  $d$  по части сопловых и рабочих лопаток. В каналах сопловых лопаток рабочее тело (пар или газ паровой или газовой турбины) расширяется от давления перед сопловыми лопатками  $p_0$  до давления в зазоре между сопловыми и рабочими лопатками  $p_1$ . На выходе из сопловых лопаток рабочее тело приобретает в процессе расширения скорость  $c_1$ , направленную под углом  $\alpha_1$  к вектору окружной скорости рабочих лопаток. Направление потока под углом зада-

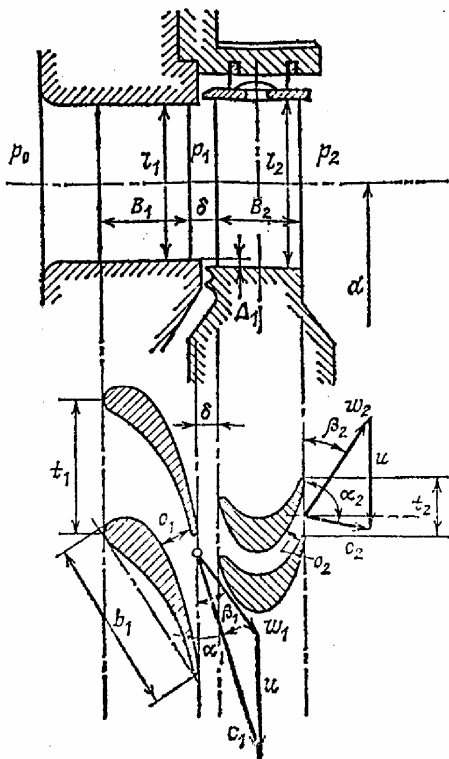


Рис. 7.13 – Проточная часть осевой ступени и развертка цилиндрического сечения по среднему диаметру ступени:  $O_1, O_2$  – размеры горла сопловой и рабочей решеток

$w_1$  образуют треугольник скоростей на входе в рабочие лопатки. Угол между векторами относительной и переносной (окружной) скоростей обозначают  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . Направление входных кромок рабочих лопаток при изготовлении определяется направлением относительной скорости, т.е. углом  $\beta_1$ . При течении в каналах рабочих лопаток происходит дальнейшее расширение рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$  за рабочими лопатками, а также поворот потока. За счет поворота потока и расширения рабочего тела на рабочих лопатках

создается усилие и, следовательно, крутящий момент на роторе, который и производит работу по преодолению сил сопротивления приводимой машины. За счет поворота потока в каналах рабочих лопаток создается активная часть усилия, а за счет ускорения потока в каналах рабочих лопаток – реактивная часть усилия, действующего на рабочие лопатки.

На выходе из каналов рабочих лопаток относительная скорость рабочего тела обозначается  $w_2$  и определяется кинетической энер-

гией в относительном движении на входе в каналы рабочей решетки и энергией при расширении рабочего тела от давления  $p_1$  до давления  $p_2$ . Сложив векторы относительной  $w_2$  и переносной  $\bar{u}$  (окружной) скоростей, получим вектор абсолютной скорости  $\bar{c}$ . Угол вектора скорости  $w_2$  с направлением, обратным  $\bar{u}$ , обозначают  $\beta_2$ , а его значение определяется формой профиля рабочей лопатки и ее установкой на роторе; при этом направлением выходной кромки рабочей лопатки определяется направление относительной скорости потока на выходе из рабочих лопаток. Угол вектора скорости  $\bar{c}_2$  с направлением, обратным  $\bar{u}$ , обозначают  $\alpha_2$ . Треугольник скоростей, образованный векторами  $\bar{w}_2$ ,  $\bar{u}$  и  $\bar{c}_2$ , называют *выходным*.

Процесс течения рабочего тела в турбинной ступени изображен на рис. 7.14 в  $h,s$ - диаграмме. Расширение рабочего тела в сопловых каналах ступени от состояния перед ступенью, определяемое точкой  $0$ , до точки  $1t$  теоретическому (изэнтропному) процес-

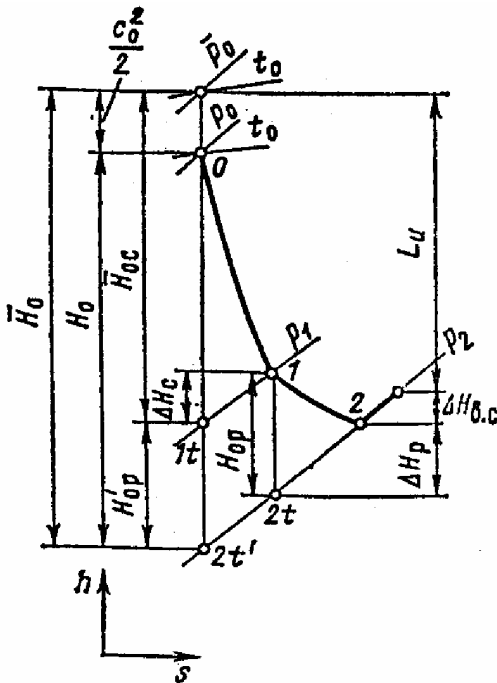


Рис. 7.14 –Процесс течения пара (газа) в турбинной ступени в  $h,s$ -диаграмме

су течения в соплах. Реальный процесс в соплах сопровождается потерями энергии  $\Delta h_c$ , которые в виде теплоты вновь возвращаются в поток и повышают энтальпию за соплами. Действительное состояние рабочего тела за соплами изображается точкой  $1$ . Разность энтальпий  $h_0-h_{1t}$  в сумме с кинетической энергией на входе в сопла  $c^2_0/2$  составляет располагаемую энергию в соплах  $\bar{H}_{0c}$ , равную кинетической

энергии потока на выходе из сопл  $c_{1t}^2/2$  при истечении без потерь энергии. В соответствии с уравнением энергии теоретическая скорость потока на выходе из сопл определяется по формуле

$$c_{1t} = \sqrt{2(h_0 - h_{1t}) + c_0^2} = \sqrt{2\bar{H}_{0c}}.$$

Действительная скорость истечения из сопл из-за потерь энергии в соплах меньше  $c_{1t}$ :

$$c_1 = \varphi c_{1t},$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости сопла.

Теоретический процесс расширения рабочего тела в рабочих лопатках изображается линией от точки 1 до точки 2t; разность  $h_1 - h_{2t}$  обозначается  $H_{0p}$  и называется *располагаемым теплоперепадом рабочих лопаток*, разность  $h_2 - h_{2t}$  представляет собой потери энергии в рабочих лопатках  $\Delta H_p$ . Для потока в относительном движении в каналах рабочих лопаток уравнение энергии для сечений на входе и выходе из каналов рабочих лопаток запишется в следующем виде:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2}.$$

В правой части этого уравнения отсутствует член, характеризующий отводимую от рабочих лопаток к ротору турбины механическую работу, так как механическая работа силы взаимодействия между лопаткой и потоком в координатах движущейся лопатки равна нулю. Выражение для определения теоретической скорости потока в относительном движении имеет вид:

$$w_{2t} = \sqrt{2(h_1 - h_{2t}) + w_1^2}.$$

Действительная скорость на выходе из рабочих лопаток будет меньше  $w_{2t}$ :

$$w_2 = \psi w_{2t},$$

где  $\Psi$  - коэффициент скорости рабочих лопаток.

Потери энергии  $\Delta H_p$  находятся по формуле

$$\Delta H_p = \frac{w_{2t}^2}{2} - \frac{w_2^2}{2}.$$

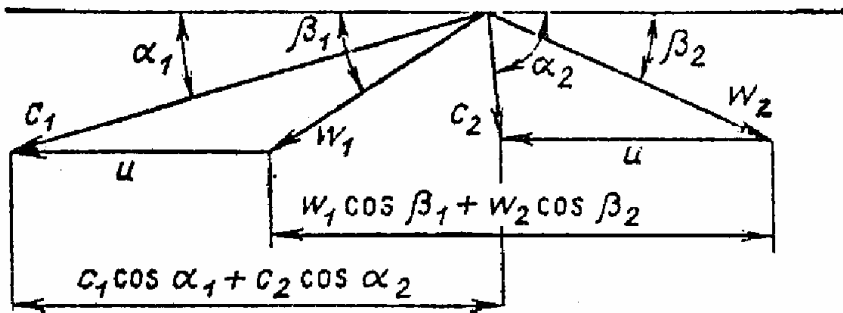


Рис. 7.15 – Треугольники скоростей для потока пара (газа) в турбинной ступени

На рис. 7.14 отрезок  $H_0$ , равный разности  $h_0 - h_{2t}$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по статическим параметрам, а отрезок  $H_0$ , включающий кинетическую энергию скорости на входе в сопла  $c_0^2/2$ , изображает располагаемый теплоперепад ступени по параметрам полного торможения перед ступенью и статическому давлению за ступенью. Если на выходе из рабочих лопаток поток, обладающий кинетической энергией  $c_0^2/2 = \Delta H_{в.с.}$ , попадает в емкую камеру, то эта энергия расходуется на повышение температуры рабочего тела вследствие изобарического торможения в этой камере. Величина  $\Delta H_{в.с.}$  называется *потерей энергии с выходной скоростью ступени* и изображается в  $h, s$ -диаграмме, как показано на рис. 7.14.

Изображенные на рис. 7.13 треугольники скоростей на входе и выходе из рабочих лопаток при расчете турбинной ступени обычно совмещают вершинами в одну точку (рис. 7.15). Для построения треугольников скоростей угол  $\alpha_1$  вектора скорости  $c_1$  выбирают в интервале от 11 до 20-25°. Из геометрии входного треугольника скоростей определяют относительную скорость  $w_1$  и угол  $\beta_1$ . Для построения выходного треугольника скоростей определяют относи-



тельную скорость  $w_2$ , а угол  $\beta_2$  вектора скорости  $\bar{w}_2$  обычно вычисляют по уравнению неразрывности, составленному для выходного сечения рабочих лопаток.

Соотношения между скоростями и углами потока в турбинной ступени в большой степени зависят от *степени реактивности ступени*  $\rho$ . Под степенью реактивности ступени понимается отношение располагаемого теплоперепада рабочих лопаток к сумме располагаемых теплоперепадов сопловых и рабочих лопаток, которая приближенно равна располагаемому теплоперепаду ступени по параметрам торможения:

$$\rho = \frac{H_{op}}{H_{oc} + H_{op}} \approx \frac{H_{op}}{H_o}.$$

Чем выше степень реактивности  $\rho$ , тем больше ускоряется поток в рабочих лопатках и, следовательно, относительная скорость на выходе  $w_{2t}$ , увеличивается по сравнению со скоростью  $w_1$ . Ступень со степенью реактивности, равной нулю, называется *активной*. В активной ступени в рабочих лопатках не происходит расширения рабочего тела, давление перед рабочими лопатками равно давлению за рабочими лопатками  $p_1=p_2$ . Турбинные ступени со степенью реактивности до 0,2-0,25 относят также к активному типу. Турбинные ступени, в которых степень реактивности равна 0,4-0,6 и более, называют *реактивными*. В многоступенчатых реактивных турбинах обычно применяют реактивные ступени со степенью реактивности  $\rho=0,5$ . Степень реакции переменна по высоте лопаток и по длине проточной части. Так, для турбины К-800-240 в первой нерегулируемой ступени корневая степень реакции  $\rho_k=0,06$ , периферийная  $\rho_n=0,32$ , средняя  $\rho=0,20$ . В последней ступени  $\rho_k=0,30$ ,  $\rho_n=0,82$ ,  $\rho=0,69$ .

Как правило, чисто активные ступени ( $\rho=0$ ) не используют на практике. Реальные активные ступени всегда имеют некоторую положительную реактивность для обеспечения конфузорности течения в каналах рабочих лопаток. Как известно из гидрогазодинамики, при конфузорности течения снижаются потери энергии в потоке.

В специальных случаях применяются ступени с отрицательной степенью реактивности. В рабочих лопатках ступени с  $\rho < 0$  возникает диффузорное течение, т.е. в каналах рабочих лопаток давление увеличивается к выходу  $p_2 > p_1$ . При этом диффузорное течение сопровождается повышенными потерями энергии в каналах рабочих лопаток. Процесс в  $h,s$ -диаграмме для ступени с  $\rho < 0$  представлен на рис. 7.16, б, а для ступени с  $\rho = 0$  – на рис. 7.16, а.

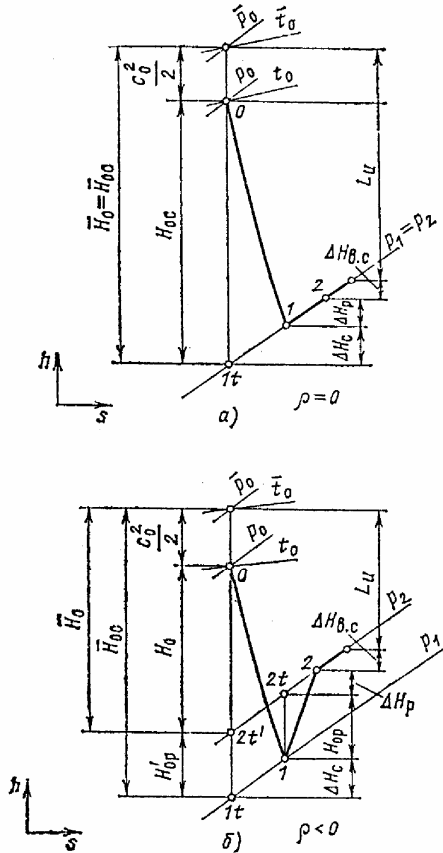


Рис. 7.16 –Процесс в  $h,s$ -диаграмме для ступеней со степенью реактивности  $\rho=0$  (а) и с отрицательной степенью реактивности ( $\rho<0$ ) (б)

### 7.3.3 Усилия, действующие на лопатки. Мощность ступени и удельная работа

Аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки при обтекании их рабочим телом, возникают вследствие поворота потока в каналах и его ускорения.

Сила  $\bar{R}$  (рис. 7.17), с которой поток действует на лопатки, может быть разложена на окружную ( $R_u$ ) и осевую ( $R_a$ ), которые определяются по формулам:

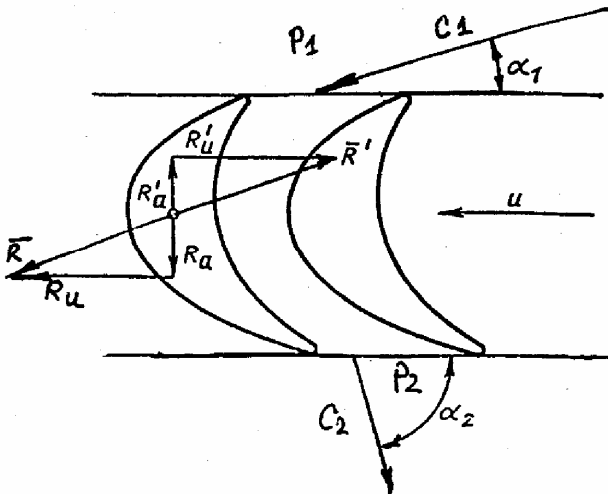


Рис. 7.17 – Усилия, действующие на лопатки

$$R_u = G(c_1 \cdot \cos \alpha + c_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

$$R_a = G(c_1 \cdot \sin \alpha_1 - c_2 \cdot \sin \alpha_1) + (p_1 - p_2) \cdot \Omega$$

где  $\Omega = \pi \cdot d \cdot l_2$  – площадь, ометаемая рабочими лопатками при движении,

$d$  – средний диаметр рабочего колеса по лопаткам,

$l_2$  – высота лопаток,

$G$  – массовый расход рабочего тела.

Окружное усилие  $R_u$  совпадает с направлением окружной скорости, полезна и определяет работу, совершаемую потоком на рабочих лопатках, а значит, и на роторе турбины. Осевое усилие  $R_a$  не производит работы, т.к. направлено перпендикулярно вектору окружной скорости. Сила  $R_a$  направлена вдоль оси ротора, вредна и учитывается при расчете упорных подшипников ротора.

Мощность, развиваемая на рабочих лопатках ступени, может быть представлена как произведение окружного усилия на окружную скорость:

$$N_u = R_u \cdot u = G \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot u.$$

Удельная полезная работа рабочего тела может быть представлена как отношение мощности к расходу рабочего тела:

$$L_u = \frac{N_u}{G_T} = u \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

Из треугольников скоростей (рис. 7.13) следует, что удельную работу можно записать также и через относительные скорости:

$$L_u = u \cdot (w_1 \cdot \cos \beta_1 + w_2 \cdot \cos \beta_2).$$

Из формул косоугольных треугольников (рис. 7.13) можно получить:

$$u \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{u^2 + c_1^2 - w_1^2}{2}$$

$$u \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \frac{-u^2 + c_2^2 - w_2^2}{2}$$

Тогда выражение для удельной работы может быть записано в виде:

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}.$$

Из последнего соотношения видно, что удельная работа в осевой ступени равна разности кинетических энергий на входе и выходе из рабочих лопаток в абсолютном движении и разности кинетических энергий на выходе и входе в относительном движении.

(Для радиальных турбин, когда окружные скорости на входе в лопатки и на выходе из них не одинаковы, выражение для удельной работы имеет вид

$$L_u = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2}.$$

### 7.3.4 Относительный лопаточный и относительный внутренний КПД ступени

Совершенство турбинной ступени характеризуется относительным лопаточным КПД ступени:

$$\eta_{ол} = \frac{N_u}{N_o}.$$

где  $N_u$  – мощность, развиваемая на лопатках,

$N_o$  – располагаемая мощность ступени.

Если записать мощность как произведение расхода РТ на удельную энергию:

$$N_u = G \cdot L_u; \quad N_o = G \cdot E_o.$$

получим:

$$\eta_{ол} = \frac{L_u}{E_o},$$

где  $E_o$  – располагаемая удельная энергия, которая для промежуточных ступеней равна:

$$E_o = \bar{H}_o - \alpha \frac{c_2^2}{2},$$

где  $\bar{H}_o$  – полный располагаемый перепад сопловой и рабочей решеток,

$\dot{a} \frac{c_2^2}{2} = \Delta H_{\text{вс}}$  – потери с выходной скоростью или часть кинетической энергии выходной скорости данной ступени, используемая в последующей ступени. В принципе  $0 < \dot{a} < 1,0$ ; чаще коэффициент использования кинетической энергии выходной скорости  $\dot{a}_{\text{вс}} = 1,0$ ;  $\dot{a}_{\text{вс}} = 0$  – для ступени, за которой следует ёмкая камера.

При выводе формулы КПД  $\eta_{\text{ол}}$  используется понятие фиктивной скорости  $c_{\phi}$ , определяемой из соотношения

$$\frac{c_{\phi}^2}{2} = \bar{H}_0$$

Вывод формулы  $\eta_{\text{ол}}$  для ступени с любой степенью реактивности  $\rho$  дает следующий результат:

$$\eta_{\text{о.л.}} = 2 \cdot \frac{u}{c_{\phi}} \left\{ \begin{array}{l} \varphi \cdot \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} - \frac{u}{c} + \psi \cdot \cos \beta_2 \cdot \\ \sqrt{\varphi^2 \cdot (1-\rho) + \left(\frac{u}{c_{\phi}}\right)^2} - 2 \cdot \left(\frac{u}{c_{\phi}}\right) \varphi \cdot \cos \alpha_1 \sqrt{1-\rho} + \rho \end{array} \right\}$$

где  $\varphi$  и  $\psi$  – коэффициенты, учитывающие потери скорости соответственно в соплах и рабочих лопатках.

Общие потери состоят из потерь в соплах  $\Delta H_c$ , рабочих лопатках  $\Delta H_p$  и с выходной скоростью  $\Delta H_{\text{вс}}$ .

Относительные потери в соплах:

$$\xi_c = \frac{\Delta H_c}{E_0} = 1 - \varphi^2$$

относительные потери в рабочих лопатках:

$$\xi_p = \frac{\Delta H_p}{E_0} = \left(\frac{w}{G}\right)^2 (1 - \psi^2),$$

относительные потери с выходной скоростью:

$$\xi_{\text{BC}} = \frac{\Delta H_{\text{BC}}}{E_0}.$$

Зависимость  $\eta_{\text{о.л.}} = f\left(\frac{u}{c_{\Phi}}\right)$  имеет вид (рис. 7.18):

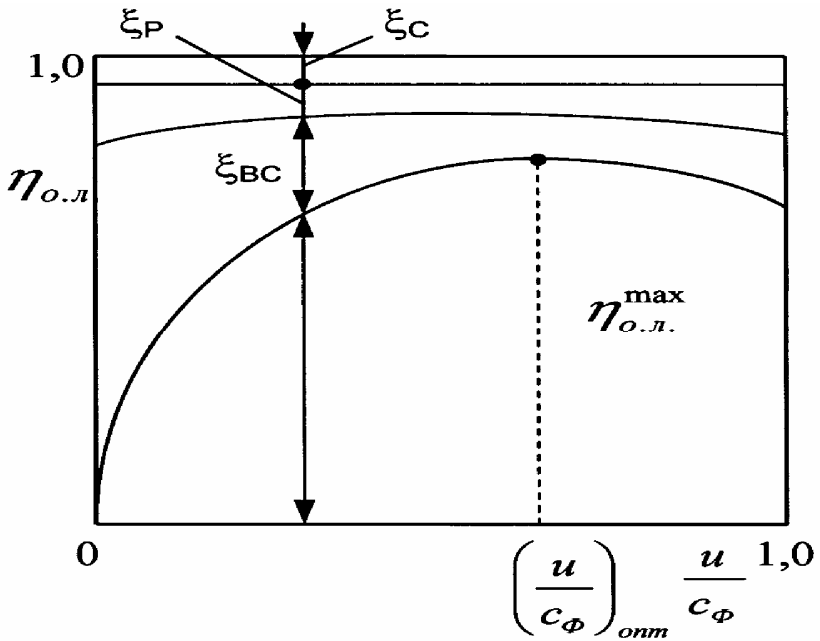


Рис. 7.18 – Относительный лопаточный КПД ступени паровой турбины

Исследование зависимости  $\eta_{\text{о.л.}} = f\left(\frac{u}{c_{\Phi}}\right)$  на экстремум дает возможность определить оптимальные условия:

$$\left( \frac{u}{c_\phi} \right)_{\text{опт}} = \frac{\phi \cdot \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}}$$

Это дает возможность спроектировать турбину, работающую на максимальном КПД

Помимо рассмотренных в турбинной ступени имеются еще следующие виды потерь:

- из-за протечек пара через зазор между вращающимся валом и неподвижными диафрагмами, в которых крепятся сопла,  $\Delta H_{\text{пр}}$ ;
- от влаги, содержащейся в паре, при его расширении под кривой насыщения  $\Delta H_{\text{вл}}$ . Эта потеря обусловлена тем, что частицы влаги движутся медленней пара и входят в каналы лопаток не по касательной к их передней кромке, а под углом. В результате капли ударяются о спинку лопатки и тормозят вращение ротора;
- из-за сил трения, возникающих при вращении диска, к которому крепятся лопатки, в паровой среде, и вентиляционного эффекта  $\Delta H_{\text{т.в.}}$ . Этот эффект имеет место лишь в первых ступенях некоторых турбин. Из-за потерь  $\Delta H_{\text{пр}}$ ,  $\Delta H_{\text{вл}}$  и  $\Delta H_{\text{т.в.}}$  работа, совершаемая паром в ступени и называемая *внутренней работой*  $L_i$ , будет меньше, чем работа на лопатках  $L_u$ :

$$L_i = L_u - (\Delta H_{\text{пр}} + \Delta H_{\text{вл}} + \Delta H_{\text{т.в.}})$$

Относительные потери

$$\xi_{\text{пр}} = \frac{\Delta H_{\text{пр}}}{E_0}; \quad \xi_{\text{вл}} = \frac{\Delta H_{\text{вл}}}{E_0}; \quad \xi_{\text{т.в.}} = \frac{\Delta H_{\text{т.в.}}}{E_0}.$$

Отношение внутренней работы к располагаемой энергии ступени

$$\eta_{\text{o.i.}} = \frac{L_i}{E_0}$$

называется внутренним относительным КПД ступени, который может быть получен из выражения:

$$\eta_{\text{o.i.}} = \eta_{\text{o.л.}} - (\xi_{\text{п.р.}} + \xi_{\text{вл}} + \xi_{\text{т.в.}})$$

или



$$\eta_{o.i.} = 1 - (\xi_c + \xi_p + \xi_{в.с.} + \xi_{п.р.} + \xi_{вл.} + \xi_{т.в.}).$$

Значение относительного лопаточного КПД ступени  $\eta_{o.l.}$  современной паровой турбины для нерегулируемых ступеней составляет 0,87-0,93, для последней ступени 0,67-0,7; значение относительного внутреннего КПД  $\eta_{o.i.}$  – соответственно 0,85-0,91 и 0,58-0,60.

#### **7.4 Геометрические размеры турбинных ступеней и конструктивные схемы паровых турбин**

При расширении пара в турбине его абсолютное давление меняется от начального (130-240 бар) до конечного (0,035÷0,04 бар). При этом его объем увеличивается в 2÷3 тыс. раз. Вследствие этого с уменьшением давления должны увеличиваться и проходные сечения лопаток и сопл.

Высота лопаток определяется в зависимости от массового пропуска пара  $G$ , кг/с, на основании уравнения неразрывности (сплошности):

$$G \cdot v_2 = F \cdot c_2 \sin \alpha_2,$$

где  $c_2 \cdot \sin \alpha_2$  – осевая составляющая скорости пара на выходе из рабочих лопаток, м/с;

$v_2$  – удельный объем пара в этом сечении, м<sup>3</sup>/кг;

$F$  – проходное сечение рабочей решетки, м<sup>2</sup>,

$$F = \bar{u} \cdot d_{cp} \cdot l_l,$$

где  $l_l$  – высота рабочей лопатки, м,

$d_{cp}$  – средний диаметр ступени, м.

Таким образом, длина лопатки

$$l_l = \frac{G \cdot v_2}{c_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \bar{u} \cdot d_{cp}}.$$

Из последнего выражения следует, что высота лопатки, зависящая от объемного пропуса  $G \cdot v_2$ , растет с понижением давления.

При проектировании первых ступеней, работающих при высоких давлениях пара, возникает проблема обеспечения такой высоты лопаток, при которой будет достаточно высокий внутренний относительный КПД. Дело в том, что коэффициенты потерь уменьшаются с ростом высоты лопаток. Потери можно уменьшить, уменьшая скорость  $c_2$  и угол  $\alpha_2$ . На основе технико-экономических и конструктивных расчетов в современных турбинах для ступеней высокого давления средний диаметр принимается 1000-1200 мм, а минимальные высоты лопаток (кроме первой ступени) составляет 50-60 мм. При проектировании последних ступеней паровой турбины, где абсолютное давление составляет всего 0,035-0,040 бар, а удельные объемы велики, возникает проблема обеспечения заданного пропуса пара при предельной по условиям прочности высоте лопатки. В настоящее время выполняют лопатки последней ступени высотой около 1 м при среднем диаметре 2,3 м и частоте вращения ротора  $n=3000$  об/мин. При таких размерах окружная скорость на среднем диаметре

$$u = \pi \frac{3000}{60} \cdot 2,3 = 360 \text{ м / с},$$

а принятая скорость истечения  $c_1 \approx 500$  м/с является практически предельной для суживающихся сопл. При таких скоростях

$$\frac{u}{c_1} = \frac{360}{500} = 0,72,$$

что значительно выше, чем оптимальное значение для активной ступени, равное 0,5. Поэтому последние ступени делаются со значительной степенью реакции, и в этом случае оптимальное значение  $u/c_1$  возрастает до 0,7-0,8, т.е. становится близким к его фактическому значению. Для увеличения пропускной способности последних ступеней возникает необходимость принимать высокие значения скорости  $c_2$ , что приводит к значительным потерям с выходной скоростью:  $\Delta H_{\text{вс}} = 30 \div 50$  кДж/кг, что составляет 2-3% от предполагаемого теплоперепада турбины.

Конструктивные схемы направления потоков пара разнообразны и определяются следующими факторами:

- уменьшение осевых усилий,
- уменьшение осевых зазоров,
- уменьшение взаимных перемещений валопровода и корпусов цилиндров,
- расположение трубопроводов подвода и отвода пара,
- уменьшение тепловых деформаций цилиндров.

Турбины мощностью менее 50 МВт выполняют одноцилиндровыми (однокорпусными), более 50 МВт – многоцилиндровыми. На рис. 7.19 показан общий вид двухцилиндровой (двухкорпусной) турбины.

Цилиндр – это основная часть турбины, имеющая переменный по длине диаметр; в цилиндре закреплены сопловые и направляющие аппараты, диафрагмы, обоймы диафрагм и др. элементы статора.

Цилиндры имеют патрубки для промежуточных регулируемых и нерегулируемых отборов пара, патрубки для подвода и отвода пара из цилиндра. В зависимости от параметров пара на входе различают цилиндры высокого давления – ЦВД, цилиндры среднего давления – ЦСД, цилиндры низкого давления – ЦНД. Например: в турбине К – 200-130 ЛМЗ давление на входе в ЦВД – 12,75 МПа, в ЦСД – 2,08 МПа, в ЦНД – 0,157 МПа. В турбинах мощностью более 150 МВт предусматривается промежуточный перегрев пара (ПП).

На рис. 7.20 представлены схемы потоков пара в паровых турбинах различной мощности. Турбина К-200-130 ЛМЗ, конденсационная состоит из одного однопоточного ЦВД, одного однопоточного ЦСД и одного двухпоточного ЦНД; осевые усилия компенсируются путем противоположного направления движения рабочего тела в ЦВД и ЦСД и противоположного направления потоков в двухпоточном ЦНД; номинальный расход пара 165 кг/с, длина последней лопатки 765 мм. На рис. 7.21 представлен продольный разрез турбины. Турбина К-800-240 ЛМЗ (рис. 7.20), конденсационная, состоит из одного ЦВД с петлевой схемой движения пара, одного двухпоточного ЦСД и трех двухпоточных ЦНД; расход пара 670 кг/с, длина последней лопатки 960 мм; осевые усилия скомпенсированы в пределах каждого цилиндра.

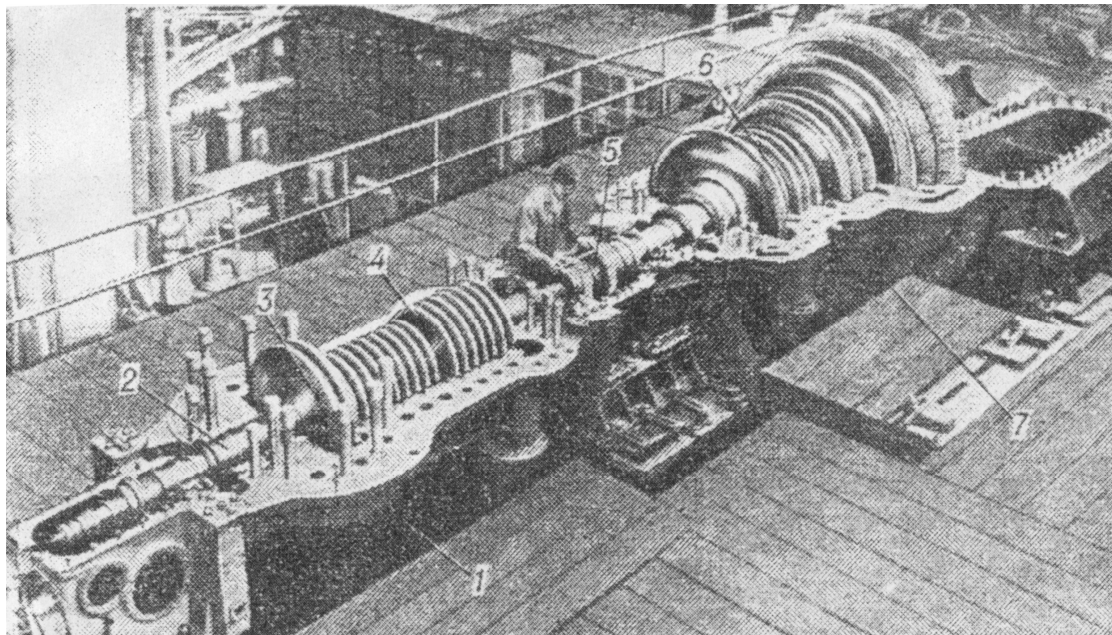
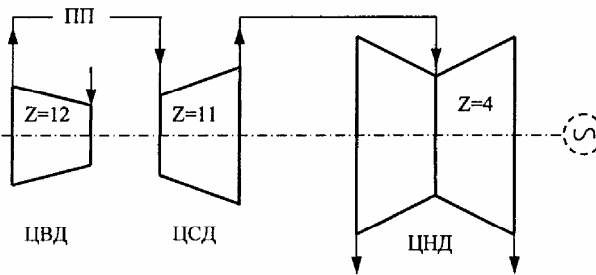


Рис. 7.19 – Двухкорпусная паровая турбина (со снятыми крышками): 1 – корпус высокого давления; 2 – лабиринтовое уплотнение; 3 – колесо Кертиса; 4 – ротор высокого давления; 5 – соединительная муфта; 6 – ротор низкого давления; 7 – корпус низкого давления

К-200-130 ЛМЗ  
1×1+1×1+1×2

Прямоточная  
схема



К-800-240 ЛМЗ  
1×1+1×2+3×2

Петлевая  
схема

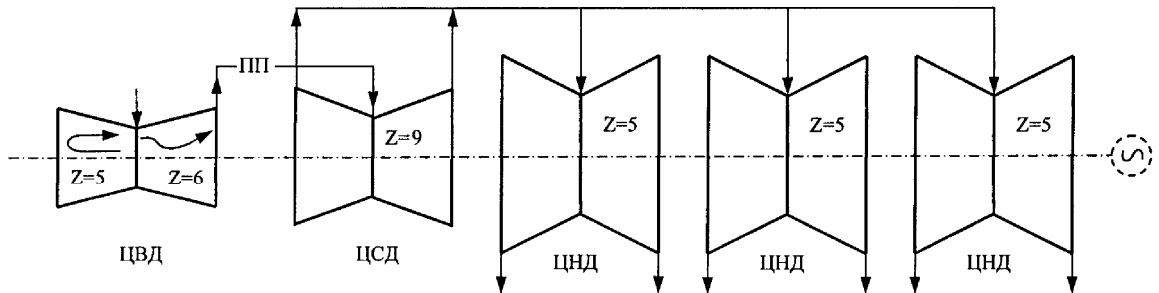


Рис. 7.20 – Конструктивная схема паровых потоков

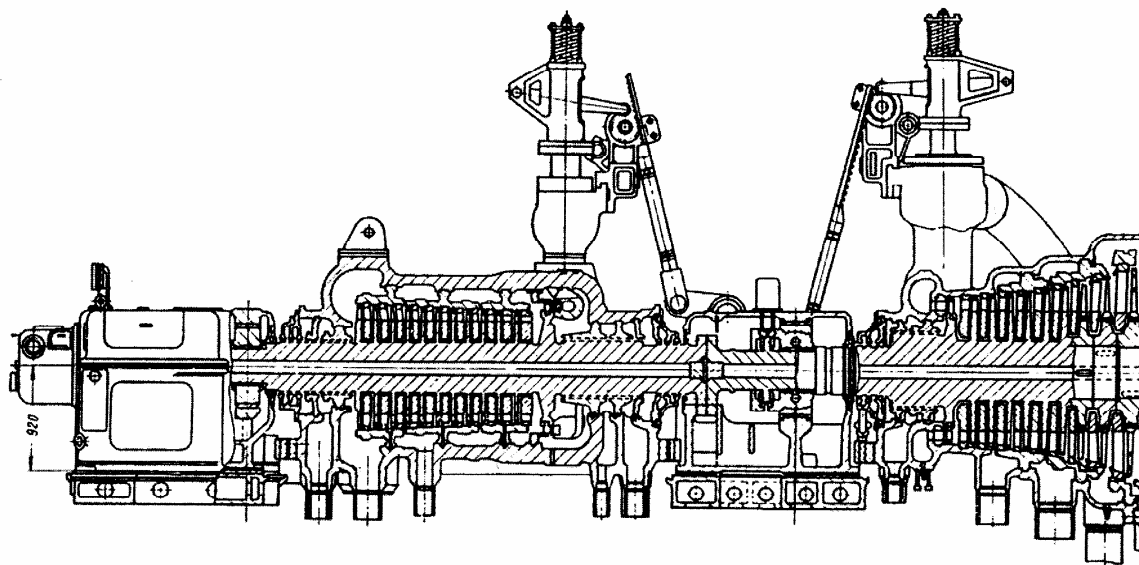


Рис. 7.21 – Продольный разрез турбины К-200-130

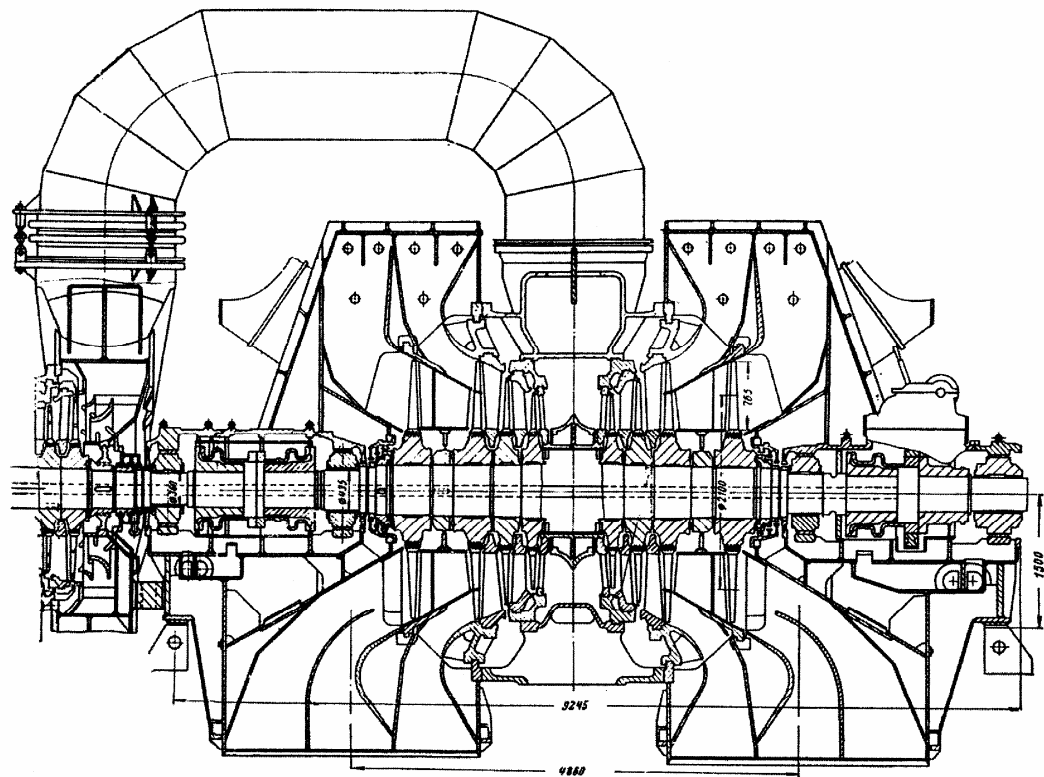


Рис. 7.21 – Продольный разрез турбины К-200-130 ЛМЗ (продолжение)

## 7.5 Направления повышения эффективности патрубных паротурбинных установок

### 7.5.1 Тепловой цикл и КПД

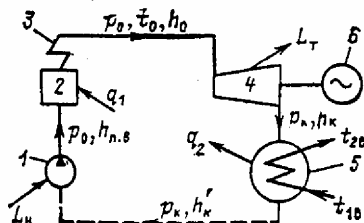


Рис. 7.22 – Принципиальная схема теплоэнергетической установки: 1 – питательный насос; 2 – котел; 3 – перегреватель; 4 – турбина; 5 – конденсатор; 6 – электрический генератор

Простейшая теплоэнергетическая паротурбинная установка (рис. 7.22) состоит из парового котла, пароперегревателя, паровой турбины, потребителя механической энергии (например, электрогенератора), конденсатора, питательного насоса. В установке применяется цикл с полной конденсацией отработавшего пара – цикл Ренкина. Идеальный цикл для паросиловой установки, работающей с перегретым паром представлен на рис.

7.23:  $aa'$  – процесс адиабатного сжатия воды в питательном насосе (повышение энтальпии рабочего тела  $L_n = h_{пв} - h_k$  при этом незначительно и составляет всего  $\sim 3$  кДж/кг);  $a, b$  – процесс нагрева воды в котле до температуры кипения;  $bc$  – испарение воды в котле;  $cd$  – перегрев пара в перегревателе;  $de$  – изоэнтропное расширение пара в турбине;  $ea'$  – конденсация отработавшего пара в конденсаторе.

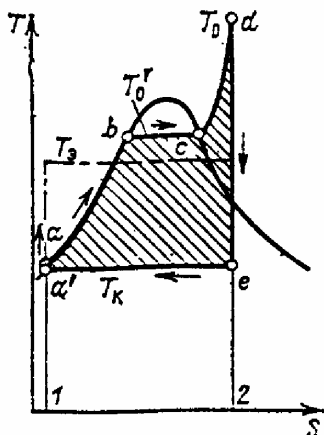


Рис. 29 – Идеальный цикл теплоэнергетической установки (цикл Ренкина) в T,s-диаграмме

Процессы нагрева, ис-



парения и перегрева воды в котле происходят при постоянном давлении. Следовательно, все количество теплоты  $q_1$ , переданное 1 кг воды и пара, целиком идет на повышение энтальпии рабочего вещества от энтальпии питательной воды  $h_{п.в.}$  до энтальпии свежего пара  $h_0$  и равно из разности:

$$q_1 = h_0 - h_{п.в.}$$

Это количество теплоты в  $T, s$  – диаграмме изображается площадью  $abcd21$ .

Из турбины пар поступает в конденсатор, где при постоянном давлении конденсируется и отдает теплоту  $q_2$  охлаждающей воде. Эту теплоту можно определить как разность энтальпий отработавшего пара при изэнтропном расширении его в турбине  $h_{kt}$  и конденсата  $h'_k$  (в идеальном цикле Ренкина):

$$q_2 = h_{kt} - h'_k.$$

Полезная теоретическая работа 1 кг пара равна разнице между подведенной и отведенной теплотой (рис. 7.22):

$$L = q_1 - q_2 = (h_0 - h_{п.в.}) - (h_{kt} - h'_k) = (h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)$$

Разность энтальпий  $h_0 - h_{kt}$  представляет собой работу 1 кг пара в идеальной турбине. Разность энтальпий  $h_{п.в.} - h'_k$  есть работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг воды в питательном насосе.

Полезная теоретическая работа 1 кг пара эквивалентна заштрихованной площади в  $T, s$ -диаграмме. Отношение этой работы к подведенной теплоте называется *абсолютным*, или *термическим*, КПД идеальной установки

$$\eta_t = \frac{L}{q_1} = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)}{h_0 - h_{п.в.}}$$

Вычитая и прибавляя в знаменателе этого выражения величину  $h'_k$  получаем:

$$\eta_t = \frac{(h_0 - h_{kt}) - (h_{п.в.} - h'_k)}{(h_0 - h'_k) - (h_{п.в.} - h'_k)}$$

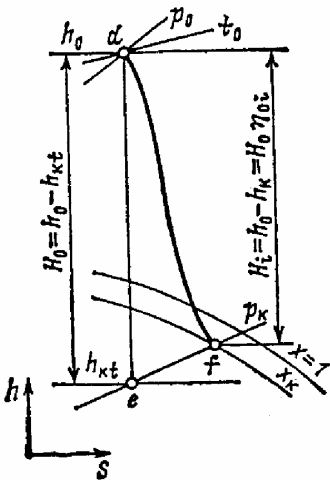
Если экономичность турбинной установки рассматривать без учета работы питательного насоса, то абсолютный КПД идеально-го цикла будет равен

$$\eta_t = \frac{h_0 - h_{kt}}{h_0 - h'_k} = \frac{H_0}{h_0 - h'_k},$$

где величину  $H_0 = h_0 - h_{kt}$  принято называть *располагаемым теплоперепадом* турбины.

Значения располагаемого теплоперепада  $H_0$  удобно определять при помощи  $h,s$  – диаграммы (рис. 7.24). Для этого на ней находится начальная энтальпия  $h_0$ , соответствующая точке пересечения заданных начальных параметров пара перед турбиной  $p_0$  и  $t_0$ . Из этой точки проводится вертикальная линия изоэнтропного расширения пара в турбине до заданного конечного давления  $p_k$ . Длина полученного отрезка  $H_0 = h_0 - h_{kt}$  определяет теоретическую работу пара в турбине и является располагаемым теплоперепадом турбины.

Значение  $H_0$  можно определить также расчетным путем. При этом, если расширение заканчивается в области перегретого пара, используется уравнение идеального газа:



$$H_0 = \frac{k}{k-1} p v_0 \left( 1 - \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

Рис. 7.24 – Процесс расширения в турбине в  $h,s$ -диаграмме

где  $k=1,3$  – показатель изоэнтропии для перегретого пара,  $p_0, p_k$  – начальное и конечное давление пара;

$v_0$  – начальный удельный объем пара.

В действительности процесс расширения пара в турбине имеет значительную степень необратимости, так как течение его в проточной части сопровождается заметными потерями работы. Поэтому линия процесса расширения отклоняется от изоэнтропы на диаграммах  $h,s$  (рис. 7.24) и  $T,s$  (рис. 7.25) в сторону увеличения энтропии.

В результате увеличения энтропии отработавшего пара при неизменном давлении энтальпия его повышается, разность начальной и конечной энтальпий, представляющая собой действительную работу, развиваемую 1 кг пара в турбине, соответственно уменьшается и становится равной

$$L_1 = h_0 - h_k = N_i.$$

Действительную работу, которую развивает 1 кг пара внутри турбины, принято называть *использованным теплоперепадом*  $N_i$  турбины.

Отношение использованного теплоперепада  $N_i$  к располагаемому  $N_0$  называется *относительным внутренним КПД*  $\eta_{oi}$  турбины:

$$\eta_{oi} = N_i / N_0.$$

Отношение использованного теплоперепада  $N_i$  к теплоте, подведенной к 1 кг рабочего вещества в котле  $q_1$ , называется *абсолютным внутренним КПД* турбоустановки  $\eta_i$ :

$$\eta_i = \frac{N_i}{q_1} = \frac{N_i}{h_0 - h'_k} = \frac{N_0 N_i}{(h_0 - h'_k) N_0} = \eta_i \eta_{oi}.$$

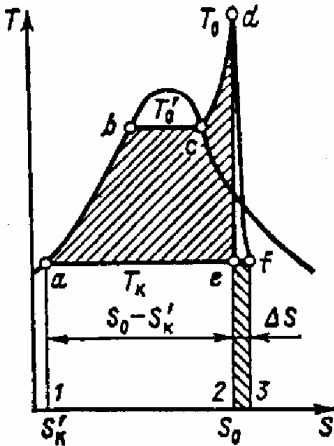


Рис. 7.25 – Действительный тепловой цикл в  $T,s$ -диаграмме

Абсолютный внутренний КПД можно представить и как отношение внутренней мощности турбины  $N_i$  к секунднему расходу теплоты  $Q$ , подведенной к рабочему веществу в котле:

$$\eta_i = \frac{L_t G}{q_1 G} = \frac{N_i}{Q}.$$

Эффективная мощность  $N_e$ , которая может быть передана валу приводимой машины, меньше внутренней мощности  $N_i$  на величину механических потерь  $\Delta N_m$  турбины:

$$N_e = N_i - \Delta N_m.$$

Отношение эффективной мощности к внутренней называется *механическим* КПД турбины:

$$\eta_m = N_e / N_i.$$

Теоретическая мощность идеальной турбины, в которой использованный теплоперепад равен располагаемому, определяется уравнением

$$N_0 = G H_0.$$

Отношение эффективной мощности к теоретической называется относительным эффективным КПД  $\eta_{oe}$  турбины:

$$\eta_{oe} = \frac{N_e}{N_0} = \frac{N_i N_e}{N_0 N_i} = \eta_{oi} \eta_m.$$

Отношение эффективной мощности турбины к расходуемому количеству теплоты, подведенной в котле, называется *абсолютным эффективным* КПД турбоустановки:

$$\eta_e = \frac{N_e}{Q} = \frac{N_i N_e}{Q N_i} = \eta_i \eta_m = \eta_t \eta_{oi} \eta_m = \eta_t \eta_{oe}.$$

Отношение мощности на зажимах электрического генератора  $N_3$  к эффективной мощности  $N_e$  называется КПД электрического генератора  $\eta_{э.г}$ :

$$\eta_{э.г} = N_3 / N_e.$$

Отношение электрической мощности генератора к теоретической мощности идеальной турбины называется *относительным электрическим КПД турбоагрегата*:

$$\eta_{оэ} = \frac{N_3}{N_0} = \frac{N_e N_3}{N_0 N_e} = \eta_{оэ} \eta_{э.г} = \eta_{oi} \eta_M \eta_{э.г}.$$

Произведение абсолютного (термического) КПД на относительный электрический называется *абсолютным электрическим КПД турбоустановки*:

$$\eta_3 = \eta_t \eta_{оэ} = \eta_t \eta_{oi} \eta_M \eta_{э.г}.$$

Из последнего выражения следует, что существуют два пути повышения экономичности турбоустановки. Первый путь направлен на увеличение термического КПД цикла за счет повышения разности средней температуры подвода теплоты в котле и температуры, при которой отводится теплота в конденсаторе. Второй путь заключается в совершенствовании конструкции турбины и генератора, главным образом в уменьшении потерь в проточной части турбины, механических потерь и потерь в генераторе.

Классификация КПД и мощностей турбинной установки приведена в табл. 7.2.

Таблица 7.2 – Мощности и КПД турбинных установок

КПД	Относительный КПД	Абсолютный КПД турбинной установки	Мощность
Идеальной турбины	1	$\eta = \frac{H_0}{h_0 - h'_k}$	$N_0 = GH_0$
Внутренний	$\eta_0 = \frac{H_i}{H_0}$	$\eta_i = \eta_t \eta_{oi}$	$N_i = GH_i = N_0 \eta_{oi}$
Эффективный	$\eta_{oe} = \eta_{oi} \eta_m$	$\eta_e = \eta_t \eta_{oe}$	$N_e = GH_i \eta_m = N_0 \eta_{oe}$
Электрический	$\eta_{оэ} = \eta_{oi} \eta_m \eta_{э.г.}$	$\eta_{э} = \eta_t \eta_{оэ}$	$N_{э} = GH_i \eta_m \eta_{э.г.} = N_0 \eta_{э}$

При оценке эффективности электрической станции в целом необходимо дополнительно учитывать потери теплоты в котле, расход энергии на привод питательных насосов, потери давления и теплоты в паропроводах и др.

Внутренняя мощность турбины, Дж/с, определяется по формуле

$$N_i = GH_i.$$

Удельный расход пара на выработку 1 кВт·ч электроэнергии равен

$$d_{э} = \frac{3600G}{H_0 \eta_{э.э.}}$$

Экономичность конденсационных турбин, кДж/(кВт ч), как правило, оценивается по удельному расходу теплоты на один выработанный киловатт-час и подсчитывается по формуле

$$q_3 = d(h_0 - h'_k) = \frac{3600}{\eta_s},$$

где  $h_0$  – энтальпия свежего пара, кДж/кг;  $h'_k$  – энтальпия конденсата отработавшего пара, кДж/кг.

Поскольку  $1 \text{ кВт} = 1 \text{ кДж/с}$ , отношение расхода теплоты, выраженного в килоджоулях в секунду, к  $1 \text{ кВт}$  является безразмерной величиной

$$Q = 1/\eta_s,$$

представляющей собой обратную величину абсолютного электрического КПД.

### 7.5.2 Направления повышения КПД паротурбинной установки

Исследование влияния факторов на КПД турбины дает возможность обосновать следующие направления его повышения:

- повышение параметров свежего пара –  $p_0, t_0$ . Повышение

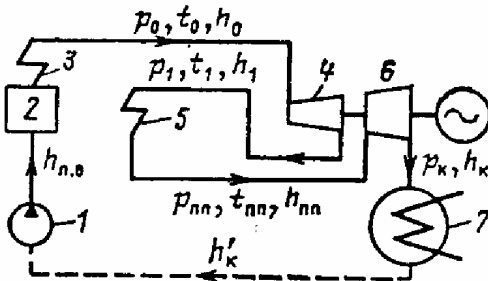


Рис. 7.26 – Схема теплоэнергетической установки с промежуточным перегревом пара: 1 – питательный насос, 2 – котел, 3 – пароперегреватель, 4 – часть высокого давления турбины, 5 – промежуточный перегреватель, 6 – часть низкого давления турбины, 7 – конденсатор

давления должно сопровождаться повышением температуры перегрева. Если при  $p_k$  влажность пара больше 14%, резко падает КПД и возрастает эрозия рабочих лопаток. Поэтому параметры пара современных турбин тепловых электростанций имеют значения:  $p_0 = 12,75 \div 23,5$  МПа,  $t_0 = 540 \div 565^\circ\text{C}$ . Увеличение  $t_0$  сдерживается прочностью металла лопаток;

- снижение конечного давления  $p_k$ . В современных конденсационных турбинах  $p_k=3,5\div 4$  кПа, соответствует температуре насыщения;

- промежуточный перегрев пара. Пар после расширения в ЦВД турбины направляется в котел для вторичного перегрева, где его температура повышается от  $t_1$  до  $t_{\text{пр}}$  (рис. 7.26). Промежуточный перегрев позволяет турбине работать в области сухого пара, при этом благодаря уменьшению влажности пара в последних ступенях турбины возрастают относительные внутренние КПД этих ступеней, а следовательно, увеличивается и КПД всей турбины. Кроме того, применение промежуточного перегрева позволяет существенно повысить начальное давление пара при неизменной начальной температуре и обеспечить умеренную конечную влажность. Температура пара после промежуточного перегрева принимается равной или близкой к температуре свежего пара:  $t_{\text{пр}}=t_0\pm(0\div 20)^{\circ}\text{C}$ .

- комбинированная выработка теплоты и электрической энергии позволяет повысить эффективность использования топлива в паротурбинной установке. В конденсационной турбине пар поступает в конденсатор, где он конденсируется и отдает скрытую теплоту парообразования охлаждающей воде. Эта теплота составляет более 60% от подведенной в котле и бесполезно теряется; использование этой теплоты невозможно, т.к. температура охлаждающей воды всего на  $10\div 15^{\circ}\text{C}$  выше атмосферной, а температура конденсата равна температуре насыщения и составляет в зависимости от давления:

$p_k$ , кПа	3,0	3,5	4,0	4,5	5,5
$t_n$ , $^{\circ}\text{C}$	24,2	26,7	28,9	30,9	33,0

Теплоту парообразования можно использовать для подогрева бытовых и технологических нужд, если конденсацию осуществлять при давлении, выше атмосферного при относительно высокой температуре. Для этого частично отработавший пар отбирается из промежуточных ступеней турбины (регулируемые отборы), направляется в подогреватель воды, где конденсируется, а конденсат возвращается в котел (рис. 7.27). Комбинированная выработка на тепловых электростанциях электрической и тепловой энергией



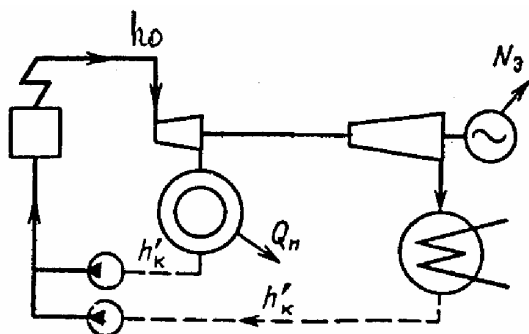


Рис. 7.27 – Схема комбинированной выработки электрической ( $N_3$ ) и тепловой ( $Q_T$ ) энергии

называется теплофикацией. Регулируемые отборы, в которых давление поддерживается постоянным на заданном уровне, применяют, чтобы избежать зависимость электрической мощности от количества пара, выводимого на выработку.

• регенеративный подогрев

питательной воды осуществляется в подогревателях за счет теплоты пара путем отбора его из нескольких ступеней турбины после того, как он произвел работу в предшествующих ступенях. Температура испарения воды в котле равна температуре насыщения и в зависимости от давления составляет:

$p_0$ , МПа	5,0	10,0	15,0	20,0
$t_n$ , °С	264	311	342	365

При большой разнице между температурой испарения воды в котле и температурой конденсата, откачиваемого из конденсатора можно подогревать воду паром, используя скрытую теплоту парообразования. Такой подогрев называется регенеративным, а отборы пара – регенеративными (нерегулируемые). На практике, исходя из технико-экономических расчетов, число отборов принимается не более девяти. Температуру питательной воды на входе в котел выбирают равной  $0,65 \div 0,75$  от температуры насыщения, и при сверхкритических параметрах пара и начальном давлении  $p_0 = 23,5$  МПа она принимается равной  $265 \div 275$  °С.

В современных паротурбинных установках средней и большой мощности в целях повышения их экономичности применяют широко развитую систему регенерации с большим количеством регенеративных отборов и использованием пара конечных ла-

биринтовых уплотнений, уплотнений штоков регулирующих клапанов турбины и др.

### 7.5.3 Тепловые схемы паротурбинных установок

Для обоснования выбора оборудования паротурбинных установок, например, тепловой электрической станции (ТЭС) или теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) составляют и рассчитывают принципиальные тепловые схемы. Возможны два основных типа тепловых схем: блочная и с поперечными связями. При блочной схеме (рис. 7.28) котел-турбина все оборудование пароводяного тракта образует автономную систему, не имеющую по воде и пару поперечных связей с соседними блоками. Помимо чистого блока котел-турбина, называемого моноблоком, применяют блоки с двумя котлами на турбину, называемые дубль-блоками. Пар из котла 1 по паропроводу 2 поступает к ЦВД турбины 3. В установках с промежуточным перегревом из ЦВД пар направляется в котел, где он снова перегревается, обычно до начальной температуры, и возвращается в ЦСД (3а). Отработавший пар из ЦВД (3б) поступает в конденсатор 4, из которого конденсат откачивается конденсатным насосом 5, развивающим напор  $1,2 \div 2,0$  МПа, необходимым для подачи конденсата в деаэратор 6. Освобожденная от агрессивных газов вода поступает в бак 7, в котором содержится запас питательной воды на  $7 \div 20$  мин. работы котла при номинальной производительности. На линии от насоса 5 до аэратора 6 устанавливаются  $4 \div 5$  подогревателей 8 низкого давления (ПНД). После питательных насосов 9, перекачивающих деаэрированную питательную воду из бака в котел устанавливаются еще 3-4 подогревателя 10 высокого давления (ПВД). Конденсат греющего пара каскадно сливается из одного подогревателя в другой с более низким давлением. Из первого по ходу воды ПВД закачивается в линию основного конденсата с помощью дренажного насоса 11. В тепловой схеме предусмотрены также охладители основного эжектора 12 и охладитель отсоса пара из уплотнений 13. Основной эжектор служит для отсоса воздуха, поступающий в конденсатор через неплотности. Эжектирующий пар, а также некоторое количество пара, отсасываемого вместе с воздухом, направляется в охладитель, где пар

конденсируется. Эжектор пара уплотнений отсасывает пар из концевых уплотнений турбины, не допуская парения в машинный

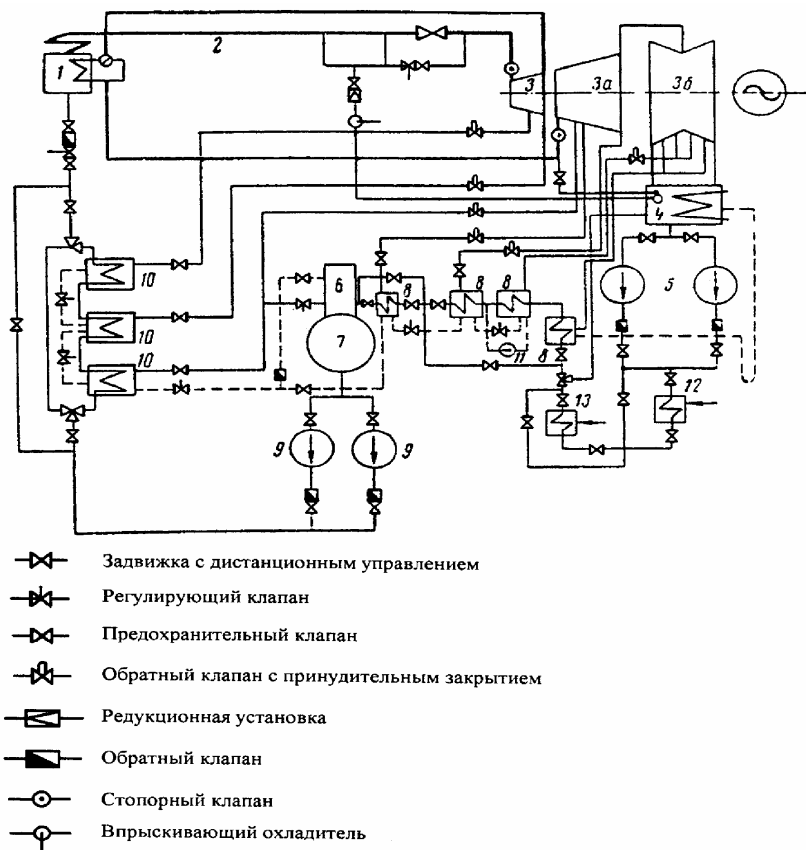


Рис. 7.28 – Принципиальная блочная схема ТЭС:

1 – паровой котел, 2 – паропровод, 3 – ЦВД турбины, 3а – ЦСД турбины, 3б – ЦНД турбины, 4 – конденсатор, 5 – конденсаторные насосы, 6 – деаэратор, 7 – бак питательной воды, 8 – подогреватели низкого давления (ПНД), 9 – питательные насосы, 10 – подогреватели высокого давления (ПВД), 11 – дренажный насос, 12 – охладитель основного эжектора, 13 – охладитель эжектора пара из уплотнений

зал. Как эжектирующий, так и эжектируемый пар уплотнений конденсируется в охладителе, отдавая теплоту конденсату.

В схеме с поперечными связями (рис. 7.29) в отличие от блочной схемы имеется ряд соединительных магистралей: а – по свежему пару, б – по питательной воде после деаэраторов, в – после питательных насосов, г – перед котлами, д – по конденсату турбин после ПНД, е – по греющему пару деаэраторов, ж – уравнительные линии у деаэраторов по воде, з – уравнительные линии у деаэраторов по газу. Преимущество схем с поперечными связями состоит в том, что становится возможным иметь единый резерв по котлам, питательным насосам и другому оборудованию для всех турбин. При неисправности котла в схеме с поперечными связями включается резервный котел, и станция нагрузки не снижает. Резервный котельный агрегат при блочной схеме вообще не устанавливается, и следовательно, при неисправности котла моноблок полностью останавливается, а дубль-блок переходит на нагрузку 50%.

Преимуществом блочной схемы является простота трубопроводных коммуникаций, меньшее количество арматуры, независимость работы соседних блоков. Особенно сложно осуществить в схемах с поперечными связями промежуточный перегрев пара. Поэтому конденсационные ТЭС создаются по блочному принципу, а на ТЭС применяется централизованная система с поперечными связями.

На рис. 7.30 приведена тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ мощностью 200МВт с начальными параметрами  $p_0=12,75$  МПа,  $t_0=565^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{\text{пт}}=565^{\circ}\text{C}$  при  $p_{\text{пт}}=2,45$  МПа. При номинальной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды на входе в конденсатор  $t_{1в}=10^{\circ}\text{C}$  давление пара в конденсаторе  $p_{\text{к}}=3,33$  кПа. Расход свежего пара на турбину при номинальном режиме  $D_0=600$  т/ч, расход пара через конденсатор  $D_{\text{к}}=450$  т/ч. Расчетный удельный расход теплоты  $q_3=8100$  кДж/(кВт ч).

Турбина имеет семь регенеративных отборов пара для подогрева конденсата и питательной воды до  $239^{\circ}\text{C}$ . Подогрев конденсата осуществляется в трех подогревателях низкого давления, сальниковом подогревателе, подогревателе испарителя и деаэраторе, подогрев питательной воды – в трех подогревателях высокого давления.

Конденсат греющего пара четвертого, пятого и шестого отборов дренажным насосом подается в линию основного конденсата.

Давление и расход пара в отборах на регенерацию составляют:

Отбор	1(П7)	2(П6)	3(П5 и деаэратор)	
р, МПа	3,37	2,77	1,04/0,59	
G, т/ч	26,0	38,8	17,0	
Отбор	4(П4)	5(П3)	6(П2)	7(П1)
р, МПа	0,548	0,238	0,11	0,023
G, т/ч	23,7	16,0	23,6	21,4

В тепловую схему включены также два одноступенчатых испарителя для восполнения потерь пара и конденсата в количестве около 3% максимального расхода пара на турбину. Деаэрация добавочной химически очищенной воды, поступающей в испарительную установку, осуществляется в атмосферном деаэраторе. Вторичный пар испарителей используется в подогревателях испарителей ПИ1 и ПИ2 для подогрева основного конденсата. Дренаж этих испарителей подается дренажным насосом в основной деаэратор. В приложении 2-2 приведен подробный расчет одного из вариантов блочной тепловой схемы паротурбинной установки и выбор оборудования.

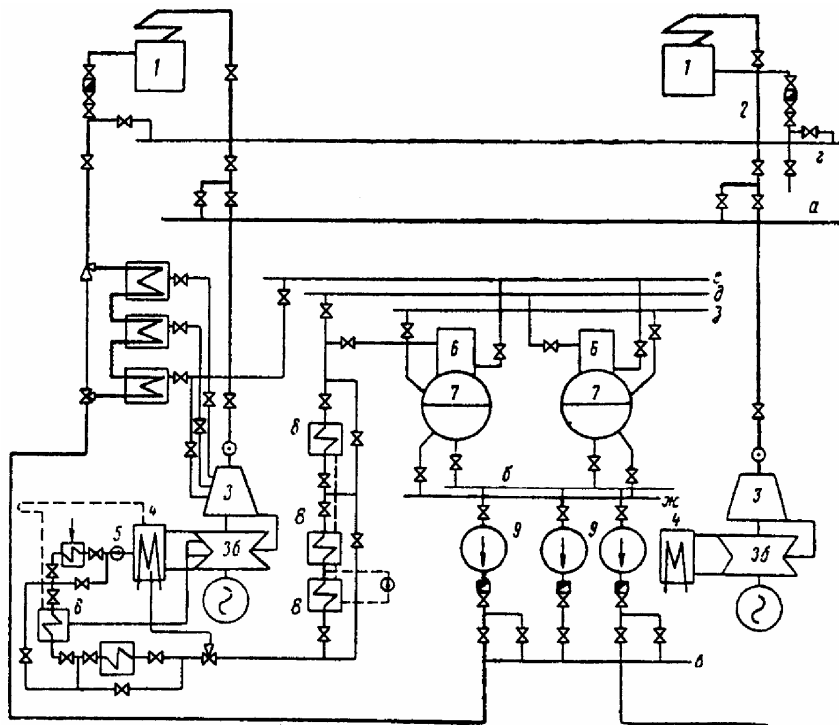


Рис. 7.29 – Принципиальная тепловая схема ТЭС с поперечными связями:

1 – паровой котел, 2 – паропровод, 3 – ЦВД турбины, 3а – ЦСД турбины, 3б – ЦНД турбины, 4 – конденсатор, 5 – конденсаторные насосы, 6 – деаэратор, 7 – бак питательной воды, 8 – подогреватели низкого давления (ЛНД), 9 – питательные насосы, 10 – подогреватели высокого давления (ПВД), 11 – дренажный насос, 12 – охладитель основного эжектора, 13 – охладитель эжектора отсоса пара из уплотнений

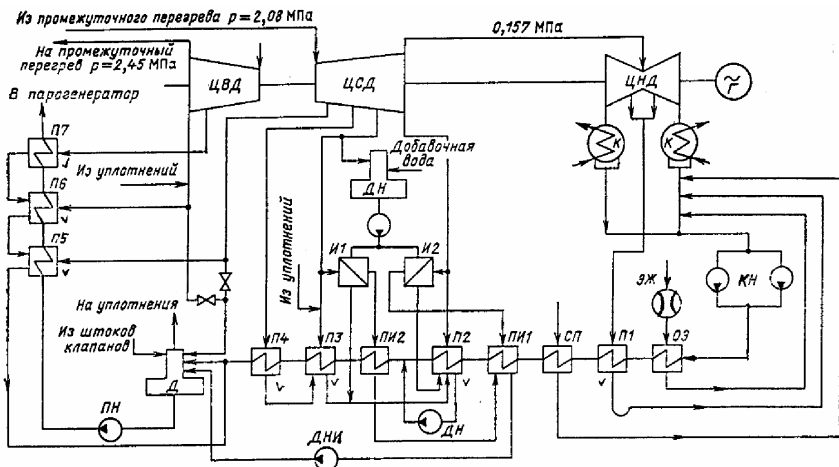


Рис. 7.30 – Тепловая схема турбоустановки К-200-130 ЛМЗ: ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндры высокого, низкого и среднего давления; Г – электрогенератор; К – конденсатор, КН – конденсационные насосы; ДН – дренажный насос; ДНИ – дренажный насос испарителей; ПН – питательный насос; ДН – атмосферный деаэратор добавочной воды; Д – деаэратор основной; ЭЖ – эжектор основной; ОЭ – охладитель основного эжектора; П1, П2, П3, П4 – подогреватели низкого давления; П5, П6, П7 – подогреватели высокого давления; СП – сальниковый подогреватель; И1, И2 – испарители; ПИ1, ПИ2 – подогреватели испарителей.

## 7.6 Регулирование турбин

При работе турбины вращающий момент, развиваемый на валу, преодолевает полезный реактивный момент потребителя механической энергии (генератора электрической энергии), а также момент, вызываемый потерями в подшипниках. При нарушении равенства этих моментов меняется скорость вращения ротора турбины. Для поддержания равенства указанных моментов, а следова-

тельно, равенства развиваемой турбиной мощности и нагрузки генератора служит автоматическое регулирование скорости. Основным элементом системы регулирования является регулятор скорости, который реагирует на изменение числа оборотов. В качестве регулятора в одной из систем регулирования может использоваться центробежный регулятор, вертикальный вал которого приводится во вращение от вала турбины посредством червячной передачи. В верхней части вертикального вала регулятора подвешены два груза, перемещение которых под действием центробежной силы вызывает перемещение муфты регулятора (рис. 7.31). Перемещение муфты регулятора, в свою очередь, вызывает перемещение сливных клапанов на маслопроводе системы регулирования и тем самым изменение давление масла, что определяет перемещение золотника, управляющего подачей масла к сервомотору. Перемещение последнего вызывает изменение открытия регулирующих клапанов, и следовательно, изменение подачи в турбину.

На рис. 37 приведена принципиальная схема регулирования паровой турбины. Движение штока регулирующего клапана 1

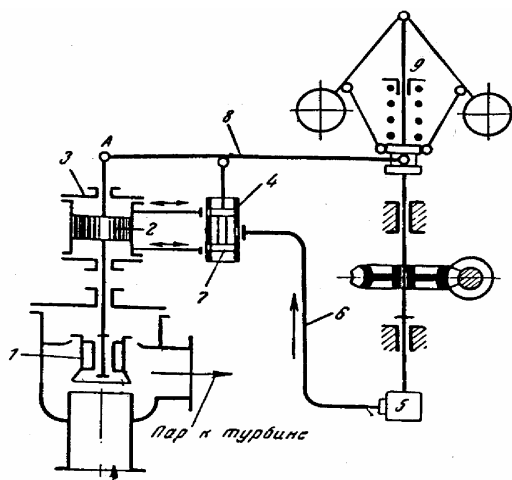


Рис. 7.31 – Принципиальная схема регулирования паровой турбины: 1 – регулирующий клапан 2 – поршень, 3 – корпус сервомотора, 4 – золотниковая коробка, 5 – масляный насос, 6 – маслопровод, 7 – золотник, 8 – рычаг, 9 – центробежный регулятор скорости.



осуществляется посредством масляного привода, называемого сервомотором. Последний представляет собой цилиндр 3, в котором под действием давления масла перемещается поршень 2. Масло подается в сервомотор масляным насосом 5 через маслопровод 6 и золотниковую коробку 4. При среднем положении цилиндрического золотника 7 доступ масла к обеим полостям цилиндра сервомотора закрыт и поршень находится в среднем положении; перемещение муфты центробежного регулятора скорости 9, достигаемое при помощи рычага 8, приводит к перемещению золотника 7. Конец рычага 8 соединен в точке А со штоком регулирующего клапана, что обеспечивает обратную связь золотника сервомотора.

Рассмотрим действие регулирования при изменении нагрузки турбины на величину  $\Delta N$  при индивидуальной работе турбины на потребителя. При снижении нагрузки нарушится равенство вращающего момента на валу турбины и реактивного момента генератора, в результате чего обороты турбины повысятся. На повышение оборотов будет реагировать центробежный регулятор, грузы которого разойдутся, что вызовет перемещение муфты регулятора вверх и соответствующее опускание золотника. Золотник отойдет от своего среднего положения и откроет доступ масла в цилиндр сервомотора. Поршень сервомотора опустится и прикроет регулирующий клапан в такой мере, чтобы сниженный расход пара развивал мощность, соответствующую новой нагрузке. Опускание поршня сервомотора будет сопровождаться опусканием рычага, в результате чего золотник снова окажется в среднем положении.

На рис 7.32 приведена более совершенная схема регулирования конденсационной турбины. Это схема с двойным усилением посредством сервомоторов 3 и 5, в которой первое звено имеет проточную гидравлическую передачу. Центробежный регулятор скорости 1 соединен с проточным золотником 2, который изменяет открытие окна  $f$  и тем самым управляет давлением масла  $p_x$  в импульсной системе соединенной с сервомотором 3 первого звена усиления. Масло в импульсную систему подается через диафрагму  $f_0$  с постоянным сечением.

Поршень сервомотора 3 нагружен пружиной и соединен с золотником 4 главного сервомотора 5. Золотник 4 в своем среднем положении полностью отсекает поток масла, поступающего к цилиндру сервомотора 5, и потому называется отсечным.

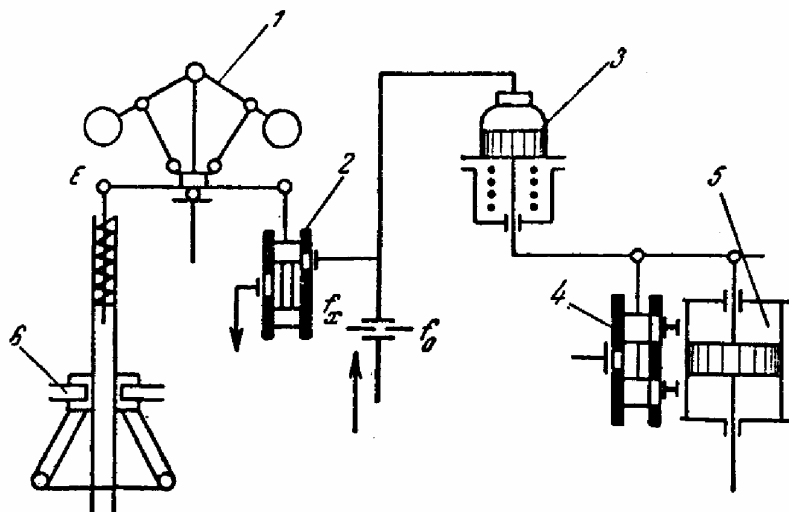
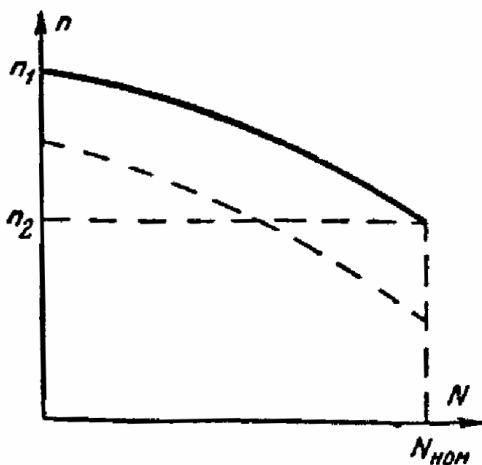


Рис. 7.32 – Схема регулирования с двойным усилением: 1 – регулятор скорости, 2 – проточный золотник, 3 – сервомотор, 4 – золотник, 5 – главный сервомотор, 6 – синхронизатор

При повышении числа оборотов турбины муфта центробежного регулятора 1 перемещает проточный золотник 2 и тем самым увеличивает открытие сливного сечения  $f_x$ , в результате чего понижается давление импульсного масла. При снижении давления импульсного масла поршень сервомотора 3 под действием пружины поднимается и при этом перемещает вверх отсечной золотник 4, вызывая тем самым опускание поршня главного сервомотора 5. Опускание поршня главного сервомотора приводит к прикрытию регулирующих клапанов и к уменьшению впуска пара в турбину. В то же время золотник 4 возвращается в среднее положение штоком поршня главного сервомотора (обратная связь). Что касается поршня сервомотора первого звена усиления 3, то он достигает равновесия между пружиной и давлением импульсного масла.

На рис. 7.33 приведена зависимость между мощностью турбины  $N$  и числом оборотов  $n$ . Эта зависимость определяется тем, что каждому положению муфты регулятора скорости соответствует, с одной стороны, определение положение клапана, а следовательно, определенный пропуск пара в турбину и определенная мощность и, с другой стороны, определенное число оборотов.

Зависимость  $N$  от  $n$  называется статической характеристикой регулирования. При изменении мощности от 0 до  $N_n$  число оборотов снижается от  $n_1$  до  $n_2$ . Отношение



неравномерности  $n_2 - n_1$  к номинальному числу оборотов называется степенью неравномерности регулирования:

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_{ном}}$$

Рис. 7.33 – Статическая характеристика регулирования скорости

В схеме регулирования, показанной на рис. 7.31, предусмотрено устройство 9, а в схеме на рис. 7.32 – устройство б, называемое синхронизатором. При перемещении точки Е меняется также положение статической характеристики последнего (это показано на рис. 7.33 пунктиром).

При пуске турбины с помощью синхронизатора можно менять обороты турбины и, в частности, синхронизировать обороты с частотой электрической сети. После включения генератора в электрическую сеть обороты турбины соответствуют частоте в энергетической системе, а синхронизатор, меняя открытие клапанов, позволяет менять мощность, развиваемую турбиной.

Каждая турбина снабжается автоматической защитой, отключающей подачу пара в турбину путем закрытия быстродействующего стопорного клапана при чрезмерном повышении оборотов. Кроме того, защита срабатывает при осевом сдвиге вала турбины, при недопустимом падении вакуума в конденсаторе, при недопустимом падении давления масла в системе смазки подшипников. Наиболее трудную задачу создает для системы регулирования случай полного сброса нагрузки при отключении электрического

генератора от сети. При этом регулирование должно удерживать турбину на холостом ходу, прикрыв регулирующие клапаны.

Для подачи масла в систему регулирования, а также в систему смазки через редуктор служит главный масляный насос, приводимый во вращение от вала турбины через редуктор. Для обеспечения системы смазки маслом предусматривают два аварийных масляных электронасоса, из которых один имеет электродвигатель переменного, а другой – постоянного тока, питаемый от аккумуляторной установки. Для подачи масла в систему регулирования и на смазку при пуске турбины, когда главный масляный насос еще не работает, служит вспомогательный масляный насос, который прежде приводился от паровой турбинки, а в современных установках имеет электрический привод.

Следует отметить, что по соображениям пожарной безопасности в современных установках в систему регулирования подают не масло, а негорючую жидкость. В некоторых конструкциях для регулирования используется турбинный конденсат.

В некоторых турбинах функции регулятора скорости выполняет центробежный масляный насос, напор которого пропорционален квадрату числа оборотов. Система регулирования с насосом в качестве регулятора скорости называется гидродинамической.

## **7.7 Вспомогательное оборудование паротурбинных установок. Материалы. Эксплуатация**

### **7.7.1 Конденсационные установки**

Конденсатор – это теплообменный аппарат, предназначенный для конденсации, т.е. превращения отработавшего в турбине пара в жидкое состояние (конденсат). Конденсация пара сопровождается выделением теплоты, затраченной ранее в паровом котле на испарение жидкости, которая отводится при помощи охлаждающей среды.

Конденсационная установка состоит собственно из конденсатора (1) и дополнительных устройств, обеспечивающих его работу (рис. 7.34): конденсатного насоса 3 для откачки конденсата и подачи его в систему регенеративного подогрева, эжектора для удаления воздуха, поступающего в турбину и конденсатор вместе с

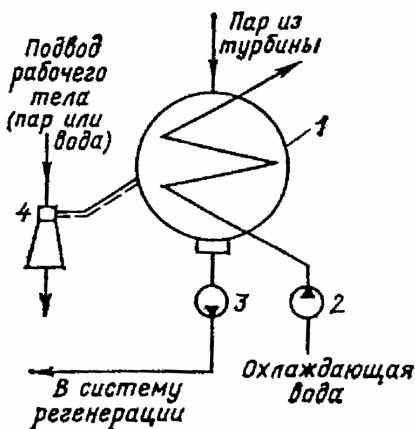


Рис. 7.34 – Принципиальная схема конденсационной установки: 1 – конденсатор, 2 – циркуляционный насос, 3 – конденсаторный насос, 4 – воздухоотсасывающее устройство (эжектор)

ляются перегородкой, которая делит все конденсаторные трубки на две секции, образующие так называемые «ходы» воды (на схеме два хода). Вода поступает в водяную камеру через патрубок и проходит по трубкам, расположенным ниже перегородки. В камере вода переходит во вторую секцию трубок, расположенную по высоте выше перегородки. По трубкам этой секции вода идет в обратном направлении, совершая второй «ход», попадает в камеру и через выходной патрубок направляется на слив. Число ходов воды бывает от одного до четырех, в соответствии с чем устанавливается число разделительных перегородок в водяных камерах. В современных конденсаторах турбин большой единичной мощности число ходов охлаждающей воды редко превышает два.

Пар, поступающий из турбины в паровое пространство, конденсируется на поверхности конденсаторных трубок, внутри которых протекает охлаждающая вода. За счет резкого уменьшения удельного объема пара в конденсаторе создается низкое давление (вакуум). Чем ниже температура и больше расход охлаждающей среды, тем более глубокий вакуум можно получить в конден-

паром и через неплотности фланцевых соединений, концевые уплотнения и другие места, и циркуляционного насоса 2 для подачи в конденсатор охлаждающей воды.

Схема поверхностного конденсатора водяного типа приведена на рис. 7.35. Он состоит из корпуса, торцевые стороны которого закрыты трубными досками с конденсаторными трубками, выходящими своими концами в водяные камеры. Камеры разделя-

саторе. Образующийся конденсат стекает в нижнюю часть корпуса конденсатора, а затем в конденсатосборник.

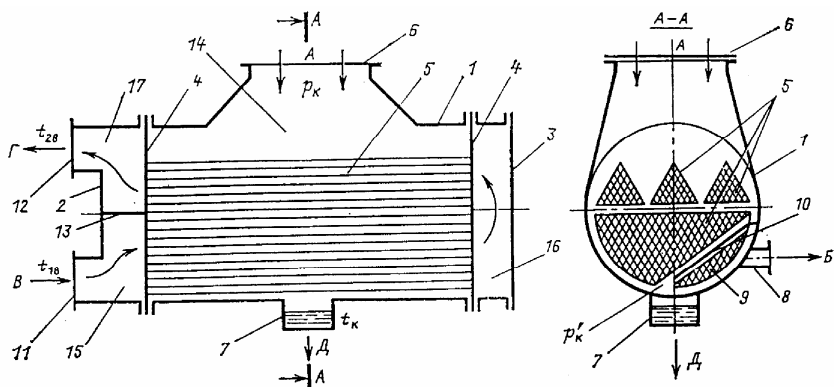


Рис. 7.35 – Схема двухходового поверхностного конденсатора: 1 – корпус конденсатора, 2,3 – крышки водяных камер, 4 – трубная доска, 5 – конденсаторные трубки, 6 – приемный паровой патрубок, 7 – конденсатосборник, 8 – патрубок отсоса паровоздушной смеси, 9 – воздухоохладитель, 10 – паронаправляющий щит, 11 – входной патрубок, 12 – выходной патрубок для воды, 13 – разделительная перегородка, 14 – паровое пространство конденсатора, 15-17 – входная, поворотная и выходная камера охлаждающей воды, А – вход отработавшего пара, Б – отсос паровоздушной смеси, В,Г – вход и выход охлаждающей воды, Д – отвод конденсата.

Удаление воздуха (точнее, паровоздушной смеси) из конденсатора производится воздухоотсасывающим устройством через патрубок 8. В целях уменьшения объема отсасываемой смеси ее охлаждают в специально выделенном с помощью перегородки в отсеке конденсатора – воздухоохладителе.

Нагрев охлаждающей воды в конденсаторе  $\Delta t_{\text{в}} = t_{2\text{в}} - t_{1\text{в}}$  для одноходовых конденсаторов составляет  $6 \div 7$ , для двухходовых -  $7 \div 9^\circ\text{C}$ , для трех- и четырехходовых -  $10 \div 12^\circ\text{C}$ . Расход охлаждающей

щей воды определяется из теплового баланса, при этом тепловыми потерями корпусом в окружающую среду пренебрегают вследствие низких температур:

$$G_k (h_k - h'_k) = W(t_{2в} - t_{1в})c_b,$$

где  $G_k$  – расход пара, поступающего в конденсатор, кг/с, определяется при расчете турбины с учетом теплофикационных и регенеративных отборов;

$h_k$  – энтальпия пара, поступающего в конденсатор, кДж/кг;

$h'_k = c_b t_k$  – энтальпия конденсата, кДж/кг;

$c_b \approx 4,19$  кДж/(кг·К) – удельная теплоемкость воды;

$W$  – расход охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, кг/с;

$t_{1в}, t_{2в}$  – температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора, °С.

Разность энтальпий  $h_k - h'_k$  представляет собой теплоту парообразования, составляет в среднем 2200 кДж/кг и мало изменяется для различных типов турбин. Расчетное абсолютное давление отработавшего пара принимают в зависимости от температуры охлаждающей воды: для  $t_{1в}=10^{\circ}\text{C}$   $p_k=2,8\div 3,4$ кПа; для  $t_{1в}=15^{\circ}\text{C}$   $p_k=3,8\div 4,8$ кПа; для  $t_{1в}=20^{\circ}\text{C}-25^{\circ}\text{C}$   $p_k=5,9\div 6,8$ кПа. Температура охлаждающей воды зависит от географического местонахождения, системы водоснабжения и времени года.

Отношение  $m=W/G_k$  называют кратностью охлаждения, которая составляет от 40 до 120 в зависимости от конструкции конденсатора. Чем больше кратность охлаждения, тем ниже  $p_k$  и выше КПД турбины, в то же время тем больше затраты электроэнергии на привод циркуляционных насосов.

Поверхность охлаждения конденсатора  $F_k$  определяется из уравнения поверхностного теплообменника

$$G_b (h_k - h'_k) = k \cdot \Delta t \cdot F,$$

где  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>К), определяемый по эмпирической формуле

$$k = 4070a \left( \frac{1,1W_B}{d_2^{0,25}} \right) \cdot \left( 1 + \frac{0,42\sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1B}) \right)$$

где  $a=0,65 \div 0,85$  – коэффициент, учитывающий загрязнение поверхностей охлаждения;

$W_B=1,5 \div 2,5$  м/с – скорость охлаждающей воды в трубках;

$d_2$  – внутренний диаметр трубок, мм (обычно применяют латунные трубки диаметром  $d_1/d_2=16/14 \div 30/28$ );

$t_{1B}$  – температура охлаждающей воды на входе в конденсатор, °С;

$\Delta t$  – средняя разница температур между паром и водой, °С

$$\Delta t = \frac{\Delta t_B}{\ln \frac{\Delta t_B + \delta t}{\delta t}}$$

где  $\Delta t_B = t_{2B} - t_{1B}$ , °С;

$\delta t = t_n - t_{2B}$ , °С (недогрев воды).

$t_n$  – температура пара, °С.

Гидравлическое сопротивление конденсатора (разность давлений охлаждающей воды на входе и на выходе из конденсатора) составляет от 25 до 40 кПа, паровое сопротивление составляет от 250 до 400 Па.

## 7.7.2 Техническое водоснабжение

Задача технического водоснабжения состоит в обеспечении паротурбинной установки, например, тепловой электростанции, необходимым количеством воды. Потребность в охлаждающей воде достаточно велика. Так, например, для турбины К-300-240 при кратности охлаждения  $m=60$  и расходе пара  $G=600$  т/ч расход воды составит  $W=60 \cdot 600=36$  тыс. м<sup>3</sup>/ч. Для ТЭС мощностью 2400 МВт (8 блоков по 300 МВт) расход воды составляет 288 тыс м<sup>3</sup>/ч или 80



м<sup>3</sup>/с. Для сопоставления: средний сток реки Дон в среднем течении 500м<sup>3</sup>/с, Северского Донца 150 м<sup>3</sup>/с, Кальмиуса 6 м<sup>3</sup>/с.

Для водоснабжения ТЭС применяют либо прямоточную, либо оборотную систему.

При прямоточной системе охлаждающая вода забирается из реки и после конденсатора снова сбрасывается в реку ниже по течению. Прямоточная система возможна в том случае, если расход воды в реке превышает отвод воды на водоснабжение.

Вода из реки поступает в водоприемник через грубые решетки, после чего проходит еще вращающиеся сетки, промываемые водой. Далее вода поступает в циркуляционные насосы, которые устанавливаются на береговых насосных. Последние могут совмещаться с водоприемником. Для мощных блоков система водоснабжения также выполняется по блочному принципу, т.е. без поперечных связей. Применение блочной схемы позволяет отказаться от установки на напорных водоводах обратных клапанов и задвижек, что существенно удешевляет систему водоснабжения. В качестве циркуляционных обычно применяют осевые насосы вертикального типа. После конденсаторов вода отводится по сливным каналам.

В том случае, когда река не может обеспечить нужного для ТЭС расхода воды, на ней сооружают плотину и образуют искусственное водохранилище, которое называют прудом-охладителем. Вода забирается с одного конца пруда-охладителя и по отводящему каналу сбрасывается в другом его конце. В этом случае пруд имеет вытянутую форму и транзитный поток воды движется через пруд. Кроме транзитного потока, часть пруда занята водоворотной зоной, а часть – застойными участками. В некоторых случаях для организации транзитного потока сооружают направляющую дамбу или струенаправляющее сооружение. Для электростанции мощностью 2400 МВт потребная мощность водохранилища равна 1900-2400 га, т.е. 8-10 м<sup>2</sup>/кВт.

Другим типом оборотной системы водоснабжения является система с башенными охладителями, называемыми градирнями. Конструкция градирен показана на рис. 7.36. Охлаждающая вода, повысив в конденсаторе 1 свою температуру на величину  $\Delta t = 8 \div 10^{\circ}\text{C}$ , по трубопроводу подачи теплой воды 2 поступает на водораспределительное устройство 3, состоящее из распределитель-

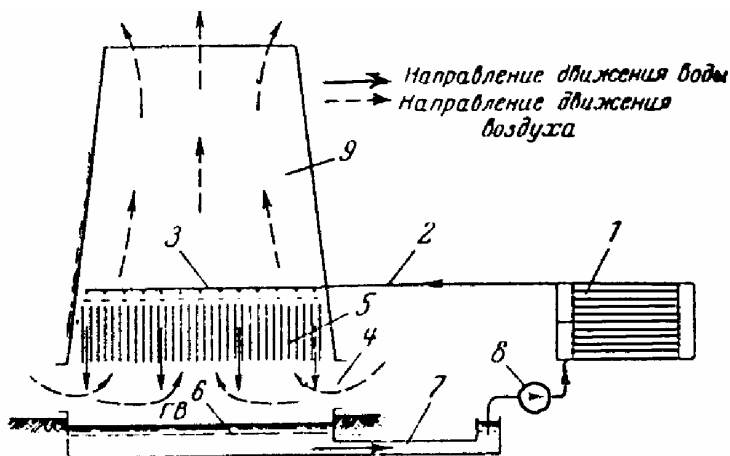


Рис. 7.36 – Башенная пленочная градирня с железобетонной башней

тельных желобов и рабочих лотков. В днищах последних установлены насадки, через которые вода струями падает вниз на разбрызгивающие фарфоровые розетки, установленные под насадками. Струи воды отражаются от розеток и разбрызгиваются. В результате капли воды падают на щиты оросителя 5 и стекают вниз в виде водяной пленки в водосборный бассейн 6. Поэтому градирни такого типа называются пленочными. Вытяжная башня 9 создает естественную тягу воздуха, поступающего через окна 4. Из водосборного бассейна охлажденная вода по каналам 7 самотеком поступает к циркуляционным насосам 8.

Обычно обратная система водоснабжения с градирнями применяется для ТЭЦ, поскольку градирни требуют значительно меньше места, чем пруд-охладитель, и расход пара в конденсатор на ТЭЦ меньше из-за отбора пара для тепловых потребителей. К этому надо добавить, что мощность ТЭЦ обычно меньше мощности ТЭС. Однако при неблагоприятных условиях водоснабжения градирни устанавливаются также и на ТЭС.

При обратной системе водоснабжения охлаждение воды происходит преимущественно за счет теплоотдачи испарением и

лишь частично – за счет теплоотдачи конвекцией. Поэтому такое охлаждение воды носит название испарительного охлаждения.

При испарительном охлаждении воды испаряется примерно столько же, сколько пара конденсируется в конденсаторе. Потерю воды с испарением приходится восполнять добавочной водой. Следует отметить, что на долю технического водоснабжения приходится от 6 до 12% от удельных капиталовложений.

### 7.7.3 Материалы для изготовления турбин

Детали турбины работают в условиях высоких температур, высоких механических напряжений, коррозии в проточных частях, эрозией поверхностей лопаток и других деталей. Основные детали турбин изготавливают из сталей различного состава, чугунов, некоторых сплавов и цветных металлов.

Из литого чугуна изготавливают детали и узлы турбин, работающих при температуре до  $250\div 300^{\circ}\text{C}$ . Из серого чугуна различных марок (от СЧ 15-32, предел прочности при растяжении  $\sigma_{\text{раст}}=150\text{МПа}$ , при изгибе  $\sigma_{\text{изг}}=320\text{МПа}$ , до СЧ 38-60 с  $\sigma_{\text{раст}}=380\text{МПа}$ ,  $\sigma_{\text{изг}}=600\text{МПа}$ ) изготавливают корпуса ЦНД, диафрагмы, корпуса подшипников. Из высокопрочных чугунов марки ВЧ изготавливают вкладыши опорных подшипников, направляющие втулки, уплотнительные кольца.

Применяемые для изготовления турбинных деталей стали подразделяют на три основные группы.

Первая группа предназначена для работы при температурах до  $500\text{--}600^{\circ}\text{C}$ . К ней относятся углеродистые, мало- и среднелегированные стали в основном перлитного класса, а для более высоких температур – мартенситного класса. Эти стали имеют следующие достоинства: легко обрабатываются, имеют хорошие упругие и пластические свойства, позволяют улучшать свои характеристики с помощью термообработки. Их низкий коэффициент линейного расширения и хорошая теплопроводность дают возможность снизить термические напряжения в деталях и обеспечить более интенсивный теплоотвод. В качестве примера перлитных сталей можно привести хромоникельмолибденовую сталь 34ХНЗМА хромовольфраммолибденованадиевую сталь 20ХЗВМФ, применяющиеся для изготовления роторов, работающих при температуре до

500<sup>0</sup>С. Содержание молибдена 0,5-1% в жаропрочных сталях оказывает благоприятное влияние на снижение ползучести, а добавка хрома резко увеличивает химическую стойкость стали против газовой коррозии, т.е. окалиностойкость.

В области более высоких температур (550-600<sup>0</sup>С) обычно применяют модифицированные нержавеющие стали мартенситного класса с высоким содержанием хрома – до 12%, имеющие в своем составе добавки молибдена, вольфрама, ванадия, ниобия или титана. Они обладают большей жаропрочностью и окалиностойкостью, чем перлитные стали. Примером стали мартенситного класса может служить сталь 15X12ВМФ.

Вторая группа материалов применяется для работы в области температур до 650-700<sup>0</sup>С. К ней относятся стали аустенитного класса, имеющие высокую окалиностойкость и сопротивляемость ползучести. Эти стали менее чувствительны к перегревам, имеют большую жаропрочность и в большинстве своем легче поддаются сварке, чем стали перлитного класса. Но наряду с достоинствами аустенитные стали обладают рядом существенных недостатков, из-за которых применять их нежелательно во всех тех случаях, когда без особого ущерба могут быть использованы перлитные или мартенситные стали. К недостаткам аустенитных сталей относятся: трудность их обработки, невозможность упрочнения методами термообработки, а также более высокий коэффициент расширения и в 2-4 раза более низкая теплопроводность, чем у сталей перлитного класса. Кроме того, они в несколько раз дороже последних вследствие того, что содержат в себе значительно больше дефицитных элементов: никеля, молибдена, вольфрама и т.д.

В качестве примера сталей аустенитного класса можно назвать сталь Х15Н35В3Т. Хорошо поддающаяся сварке, эта сталь используется для изготовления сварных роторов, а также лопаток и других теплонапряженных деталей. Хромоникелиевая сталь Х15Н35В3Т, легированная вольфрамом и титаном, идет на изготовление лопаток и крепежных деталей, работающих при температуре до 650<sup>0</sup>С.

Третья группа материалов применяется для изготовления деталей, предназначенных для работы при температурах выше 650-700<sup>0</sup>С. В эту группу входят сплавы на основе никеля, кобальта и

хрома с различными присадками и небольшим содержанием железа. Среди них наибольшее распространение получили сплавы на никелевой основе с высоким (до 15-16%) содержанием хрома, например сплавы ХН77ТЮР и ХН70ВМЮТ. Из этих сплавов в основном изготавливают лопатки газовых турбин.

Перспективным является использование относительно легких высокопрочных титановых сплавов с плотностью  $4500 \text{ кг/м}^3$  для изготовления рабочих лопаток последних ступеней ЦНД паровых турбин, что позволяет увеличить длину этих лопаток, а следовательно и повысить предельную мощность турбины.

#### **7.7.4 Эксплуатация турбин**

Основной задачей эксплуатации паротурбинного оборудования является надежное и бесперебойное энерго- и теплоснабжение потребителей по графику при максимально возможной экономичности. Показателями надежности служат безотказность, ремонтпригодность и долговечность. В связи с неравномерностью графика потребления электроэнергии к маневренности турбин предъявляют требования: они должны обеспечивать возможность периодических остановов на нерабочие дни (1÷2 суток) и последующий пуск их из неостывшего состояния с заданной скоростью нагружения (0,5÷2% номинальной мощности в минуту). В среднем отечественные блоки пускаются 20 раз в год, или 600-800 раз за 30 лет.

На основании Правил технической эксплуатации, Инструкций заводов-изготовителей, рекомендаций исследовательских организаций, эксплуатационных циркуляров и местных условий административно-технический персонал разрабатывает местные должностные, эксплуатационные и противоаварийные инструкции и регламенты. В эксплуатационных инструкциях, например, блочной электростанции, излагается порядок пуска блочной турбины из холодного состояния, из неостывшего и горячего состояния. В инструкциях описывается также порядок остановов турбин, которые в зависимости от причины и применяемой технологии подразделяют на типы: 1) останов в резерв с расхолаживанием или нагревом цилиндра высокого нагрева в зависимости от длительности простоя; 2) останов в ремонт с естественным остыванием или расхолаживанием под нагрузкой; 3) останов для промывки проточной

части. При нормальной стационарной работе производится наблюдение за состоянием оборудования и контроль за основными параметрами установки. При стационарной работе возможно изменение мощности в связи с переменностью нагрузки в сети, например, в утренние и вечерние часы наблюдается максимум суточной нагрузки; отношение минимальной суточной нагрузки к максимальной может составлять  $0,5 \div 0,6$ . Минимальная нагрузка определяется устойчивостью горения в факеле топки; так, технический минимум пылеугольного котла составляет  $0,7 N_{\text{ном}}$ , газомазутного –  $0,4 N_{\text{ном}}$ . В процессе эксплуатации на турбине периодически проводят испытания, с помощью которых судят о состоянии оборудования и разрабатывают планы профилактических и ремонтных работ.

## 8 ГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ

### 8.1 Принцип действия, область применения

В газовой турбине рабочим телом (РТ) служат:

- продукты сгорания топлива в смеси с воздухом;
- нагретые до высокой температуры газы (воздух, гелий и др. газы);
- газы высокого давления.

Также, как и в паровой, в сопловом аппарате и рабочих лопатках проточной части газовой турбины теплота РТ превращается в кинетическую энергию, которая затем образуется в механическую на валу вращающегося ротора. Но в связи с применением газа, обладающими свойствами, отличными от свойств водяного пара, имеется некоторое конструктивное различие между газовыми и паровыми турбинами. В целом же газотурбинные установки (ГТУ) – схемы и оборудование – существенно отличаются от паротурбинных установок (ПТУ).

Обязательными составляющими ГТУ с рабочим телом – продуктами сгорания – являются: воздушный компрессор, топливный насос или газовый компрессор, камера сгорания, турбина.

ГТУ имеют ряд достоинств по сравнению с ПТУ: 1) более компактны, т.к. топливо сжигается не в громоздком котле, а в небольшой по размерам камере сгорания, расположенной вблизи газовой турбины; кроме того, в ГТУ нет конденсационной установки; 2) обеспечивают быстрый запуск и нагружение (30с – 30мин); 3) проще по конструкции и в обслуживании; 4) менее емки в смысле затраты металлов и других материалов при одинаковой с паровой турбиной мощности; 5) имеют более низкую стоимость; 6) почти не требуют воды для охлаждения; 7) транспортабельны.

ГТУ уступают паротурбинным установкам: 1) по единичной мощности; 2) на современном этапе развития имеют более низкий КПД; 3) менее долговечны в эксплуатации; 4) более требовательны к сортам топлива: природный газ, светлые виды жидкого топлива – керосин, дизельное топливо и др.

ГТУ применяют в качестве пиковых и резервных мощностей на ТЭС, на транспорте, а также на электростанциях небольшой мощности.

## 8.2 Схемы, циклы и КПД ГТУ

Схема простейшей ГТУ открытого типа с горением при постоянном давлении изображена на рис. 8.1. Компрессор 1 засасывает из атмосферы воздух, сжимает его до заданного давления и подает в камеру сгорания 4. Туда же с помощью топливного насоса 3 впрыскивается через форсунку 5 топливо, которое смешивается с воздухом и сгорает. Образовавшиеся газообразные продукты сгорания направляются в газовую турбину 8. Следует отметить, что только 20-40% подаваемого компрессором воздуха вводится в активную зону горения (пламенную турбину 6) и участвует в процессе сгорания. Это так называемый первичный воздух. Остальные 60-80% воздуха добавляются в поток уже после активной зоны. Смешиваясь с продуктами сгорания, эта часть воздуха (вторичный, или охлаждающий, воздух) дает возможность понизить температуру газов перед турбиной до заданного значения. Дело в том, что

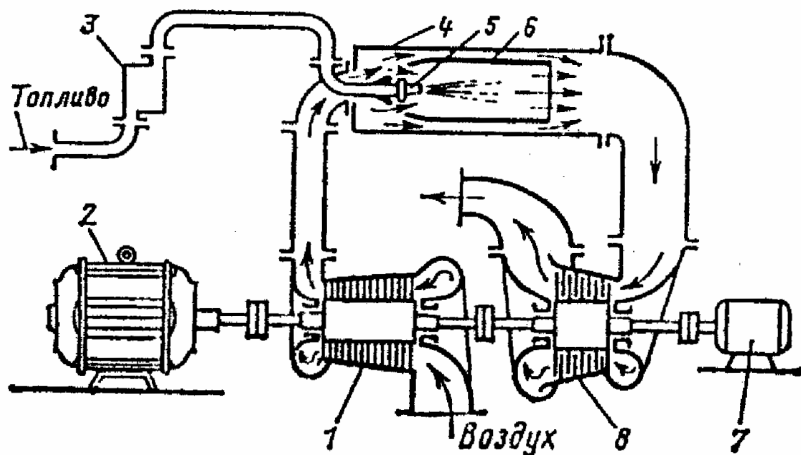


Рис. 8.1 – Принципиальная схема простейшей ГТУ с горением при постоянном давлении: 1 – воздушный компрессор, 2 – электрогенератор, 3 – топливный насос, 4 – камера сгорания, 5 – форсунка, 6 – пламенная труба, 7 – пусковой электродвигатель, 8 – газовая турбина



для обеспечения интенсивного и наиболее полного сгорания топлива температура в активной зоне камер сгорания обычно поддерживается на уровне 1800-2300 К, тогда как допустимая в настоящее время по условиям надежности и долговечности лопаточного аппарата температура газа на входе в газовую турбину для ГТУ, рассчитанных на длительный срок службы, составляет в зависимости от применяемого топлива 900-1400 К.

Мощность, развиваемая турбиной 8, частично затрачивается на привод компрессора 1 и других вспомогательных механизмов, а оставшаяся (избыточная) часть передается потребителю, например, преобразуется в электрическую энергию в генераторе 2. Запуск ГТУ производится пусковым электродвигателем 7, а зажигание топлива осуществляется обычно только при запуске с помощью установленной в камере сгорания электрической свечи.

На рис. 8.2 в  $T, s$ -диаграмме показаны совмещенные термодинамический и действительный циклы ГТУ со сгоранием при постоянном давлении.

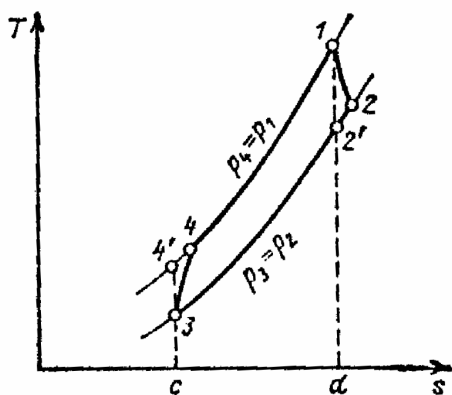


Рис. 8.2 – Цикл ГТУ со сгоранием при  $p = \text{const}$  в  $T, s$ -диаграмме

постоянном давлении.

Для термодинамического цикла приняты следующие основные допущения: 1) цикл замкнут; он осуществляется с постоянным количеством идеального газа, имеющего неизменный химический состав и постоянную теплоемкость; 2) все процессы в цикле обратимы, так как они протекают без тепловых и гидравлических

потерь; 3) сжатие в компрессоре и расширение в турбине – процессы адиабатные. Но так как потерь при этом нет, то, следовательно, эти процессы происходят при постоянных значениях эн-

тропии. Отсюда линия 3-4' изображает изоэнтропное сжатие воздуха в компрессоре, сопровождающееся повышением его давления и температуры от начальных значений  $p_3$  и  $T_3$  до  $p_4$  и  $T_4'$ . В действительном же цикле сжатие сопровождается внутренними потерями в компрессоре, которые сдвигают этот процесс в сторону увеличения энтропии (линия 3-4).

Теплота в камере сгорания подводится по изобаре 4-1, за счет чего температура возрастает от  $T_4$  до  $T_1$ . Линия 1-2' изображает изоэнтропное расширение рабочего тела в турбине. В действительном цикле расширение из-за внутренних потерь в турбине, увеличивающих энтропию, происходит по линии 1-2. При этом давление снижается до  $p_2$ , а температура – до  $T_2$ .

Отвод теплоты в термодинамическом цикле изображается изобарой 2'-3. В результате этого процесса температура рабочего тела понижается до первоначального ее значения  $T_3$  в цикле. В действительном цикле линия 2-3 выражает собой условный замыкающий процесс, соответствующий охлаждению газов при выходе из турбины в атмосферу.

Термический КПД термодинамического цикла

$$\eta_t = (q_1 - q_2) / q_1 = l_0 / q_1,$$

где  $q_1$  и  $q_2$  – соответственно количество подведенной и отведенной в цикле теплоты, кДж/кг;  $l_0$  – удельная полезная работа цикла, кДж/кг. Она равна разности изоэнтропных работ турбины и компрессора:

$$l_0 = l_{от} - l_{ок}.$$

Работа изоэнтропного сжатия 1 кг газа в компрессоре  $l_{ок}$  может быть выражена через разность энтальпий в конце и в начале сжатия:

$$l_{ок} = h_4' - h_3 = c_p (T_4' - T_3),$$

где  $h_3$  и  $h'_4$  - энтальпия газа соответственно в начале и в конце сжатия, кДж/кг;  $T_3$  и  $T'_4$  - абсолютная температура газа соответственно в точках 3 и 4' - цикла, К;  $c_p$  - удельная теплоемкость газа при постоянном давлении, кДж/(кг К).

При выводе зависимостей с целью упрощения удельные теплоемкости обычно принимают одинаковыми по значению для всех процессов цикла ГТУ.

Работа изоэнтропного расширения 1кг газа в турбине также может быть выражена через разность энтальпий в начале и в конце расширения:

$$l_{0r} = h_1 - h'_2 = c_p (T_1 - T'_2),$$

где  $h_1$  и  $h'_2$  - энтальпия газа соответственно в начале и конце расширения, кДж/кг;  $T_1$  и  $T'_2$  - абсолютная температура газа в точках 1 и 2' цикла, К.

Подведенная в цикле теплота  $q_1$  изображается в  $T, s$  - диаграмме площадью  $c \cdot 4' - 1 - d$  :

$$q_1 = c_p (T_1 - T'_4).$$

Если вместо  $l_0$  и  $q_1$  ввести их выражения, то

$$\eta_t = \frac{c_p (T_1 - T'_2) - c_p (T'_4 - T_3)}{c_p (T_1 - T'_4)} = \frac{1 - T'_2 / T_1 - (T_3 / T_1)(T'_4 / T_3 - 1)}{1 - T'_4 / T_1}.$$

Для изоэнтропного процесса, как это известно из термодинамики, справедливы следующие соотношения:

$$T'_2 / T_1 = (p_2 / p_1)^{(k-1)/k} = \frac{1}{\beta^{(k-1)/k}};$$

$$T'_4 / T_3 = (p_1 / p_2)^{(k-1)/k} = \beta^{(k-1)/k},$$

где  $p_1/p_2=p_4/p_3=\beta$  - степень повышения давления в компрессоре;  $T_1/T_3=\tau$  - степень повышения температуры в цикле;  $k=c_p/c_v$  ( $c_v$  - удельная теплоемкость газа при постоянном объеме).

Обозначив  $(k-1)/k=m$ , после преобразований получим окончательную формулу для термического КПД термодинамического цикла ГТУ:

$$\eta_t = \frac{1 - \beta^{-m} - (1/\tau)(\beta^m - 1)}{1 - \beta^m(1/\tau)} = 1 - 1/\beta^m.$$

Из этого выражения видно, что термический КПД цикла ГТУ с  $p=\text{const}$  непрерывно возрастает с увеличением степени повышения давления  $\beta$ . Но это справедливо только для термодинамического цикла, в котором не учитываются внутренние потери и имеется лишь отвод теплоты в теплоприемник. Выразим в действительном цикле работы сжатия воздуха в компрессоре и расширения газа в турбине так же, как и в термодинамическом цикле, через разность энтальпий:

$$l_k = c_p(T_4 - T_3);$$

$$l_t = c_p(T_1 - T_2).$$

Внутренние потери, возникающие при сжатии воздуха в компрессоре, учитываются его внутренним КПД

$$\eta_k = l_{\text{ок}} / l_k = (T'_4 - T_3) / (T_4 - T_3),$$

где  $l_{\text{ок}}$  - работа изоэнтропного сжатия 1 кг воздуха в термодинамическом цикле, кДж/кг;  $l_k$  - работа сжатия 1 кг воздуха в действительном цикле, кДж/кг.

Аналогичным образом внутренние потери в турбине учитываются ее относительным внутренним КПД

$$\eta_{\text{oi}} = l_t / l_{\text{от}} = (T_1 - T_2) / (T_1 - T'_2),$$

где  $l_T$  – работа расширения 1 кг газа в турбине в действительном цикле, кДж/кг;  $l_{0T}$  – работа изэнтропного расширения, кДж/кг.

Таким образом, действительные работы сжатия в компрессоре:

$$l_k = (1/\eta_k)l_{ок}$$

и расширения в турбине:

$$l_T = l_{от} \eta_{oi}.$$

Теперь определим внутреннюю полезную работу ГТУ, отнесенную к 1 кг всасываемого компрессором воздуха, как разность работ  $l_T$  и  $l_k$ :

$$\begin{aligned} l_i &= l_T - l_k = l_{от} \eta_{oi} - l_{ок} (1/\eta_k) = c_p (T_1 - T'_2) \eta_{oi} - \\ &- c_p (T'_4 - T_3) (1/\eta_k) = \\ &= c_p T_1 (1 - T'_2/T_1) \eta_{oi} - c_p T_3 (T'_4/T_3 - 1) (1/\eta_k). \end{aligned}$$

После подстановок получим:

$$l_i = c_p T_1 \left[ (1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - \left( \frac{1}{\eta_k \tau} \right) (\beta^m - 1) \right],$$

В реальной ГТУ имеет целый ряд потерь, которые разделяются на внутренние и внешние.

Внутренние потери непосредственно связаны с изменением состояния рабочего тела. К ним относятся: 1) внутренние потери в компрессоре, которые учитываются внутренним КПД компрессора  $\eta_k$ ; 2) внутренние потери в газовой турбине, которые учитываются относительным внутренним КПД турбины  $\eta_{oi}$ ; 3) потери теплоты в камере сгорания, которые учитываются с помощью теплового КПД камеры сгорания  $\eta_{к.с.}^T$ ; 4) потери на гидравлическое сопротивление в воздушном тракте ГТУ, к которым относятся гидравлические потери в воздухопроводах, регенераторе, воздухоохладителях; 5) потери на гидравлическое сопротивление в газо-

вом тракте ГТУ, включающие в себя гидравлические потери в газопроводах, камере сгорания и регенераторе; б) потери, связанные с расходом воздуха на охлаждение турбинных деталей (лопаток, дисков и т.д.).

Внутренние потери в ГТУ оцениваются в целом с помощью внутреннего КПД установки

$$\eta_i = I_i / q_{\text{к.с.}},$$

где  $I_i$  – внутренняя полезная работа ГТУ, кДж/кг;  $q_{\text{к.с.}}$  – действительное количество теплоты, затрачиваемой в камере сгорания на нагрев 1 кг воздуха от температуры  $T_4$  до  $T_1$  (рис. 8.2), кДж/кг;

$$q_{\text{к.с.}} = c_p (T_1 - T_4) (1 / \eta_{\text{к.с.}}^T);$$

где  $\eta_{\text{к.с.}}^T$  – тепловой КПД камеры сгорания.

После подстановки вместо  $I_i$  и  $q_{\text{к.с.}}$  их выражений получим

$$\eta_i = \frac{c_p T_1 \left[ (1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - \frac{1}{\eta_k \tau} (\beta^m - 1) \right]}{c_p (T_4 - T_1) (1 / \eta_{\text{к.с.}}^T)}.$$

После преобразований получим окончательное выражение для внутреннего КПД ГТУ

$$\eta_i = \frac{\tau(1 - 1/\beta^m) \eta_{oi} - (\beta^m - 1)(1/\eta_k)}{\tau - 1 - (\beta^m - 1)(1/\eta^k)} \eta_{\text{к.с.}}^T.$$

Следовательно, внутренний КПД ГТУ  $\eta_i = f(\tau, \beta, \eta_{oi}, \eta_{\text{к.с.}}^T)$ . Очевидно,  $\eta_i$  тем больше, чем выше значения  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_{\text{к.с.}}^T$ , т.е. меньше потери соответственно в турбине, компрессоре и камере сгорания.

На рис. 8.3 приведены зависимости  $\eta_i = f(\beta)$ , построенные для различных значений  $\tau = T_1/T_3$  при  $\eta_{oi} = 0,87$ ;  $\eta_k = 0,88$ ;  $\eta_{\text{к.с.}}^T = 0,97$  и неизменной температуре всасываемого компрессором воздуха  $T_3 = 288\text{K}$ . Как можно заметить, с увеличением  $\tau$  КПД ГТУ непре-

рывно растет. Повышается при этом и работоспособность 1 кг воздуха, а это значит, что снижается его расход на единицу мощности и, следовательно, уменьшается потребляемая компрессором мощность. Увеличение  $\tau$  возможно за счет повышения  $T_1$  и за счет снижения  $T_3$ .

Наиболее эффективным, рациональным и поэтому перспективным способом увеличения КПД ГТУ является повышение температуры газов перед турбиной  $T_1$ . Из рис. 8.3 видно, что чем выше  $T_1$ , тем больше  $\eta_i$ . Это справедливо для любых схем ГТУ и типов турбин, так как  $T_1$  является максимальной температурой цикла и поэтому повышение ее всегда ведет к увеличению термического КПД. Допустимая температура в настоящее время по условиям надежной и долговечной работы стационарных турбин значительной мощности  $T_1=1000\div 1400$  К. Дальнейшее повышение ее пока ограничивается в основном жаростойкостью и жаропрочностью существующих материалов, из которых изготавливают лопатки и роторы турбин.

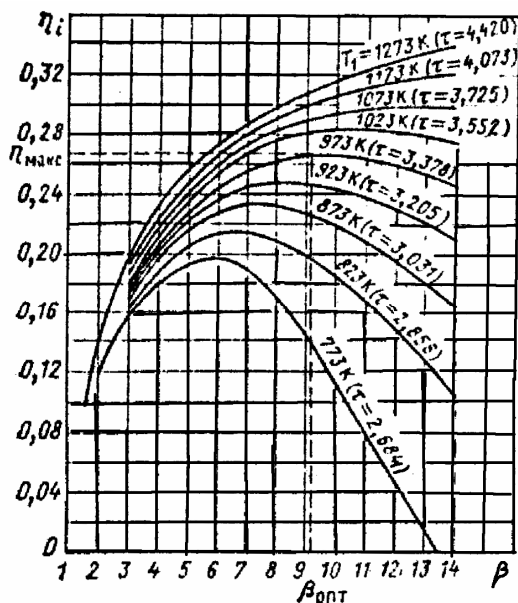


Рис.8.3 – Внутренний КПД простейшей ГТУ в зависимости от степени повышения давления  $\beta$  при различных  $\tau$

Однако следует отметить, что в форсированных газовых турбинах с ограниченным моторесурсом, например в авиационных, температура  $T_1$  достигает 1600К.

В общем случае выбор начальной температуры  $T_1$  зависит от ряда факторов и в первую очередь от назначения установки и требуемого моторесурса ГТУ, а также от вида применяемого топлива. Так, при работе ГТУ на мазутах, особенно содержащих ванадий, чтобы огра-

ничить высокотемпературную коррозию, температуру газа перед турбиной обычно снижают до 920 К и ниже, что, естественно, уменьшает КПД установки.

Значительно более сложным характером как это видно из рис. 45 отличается зависимость  $\eta_i=f(\beta)$ , поскольку КПД ГТУ имеет максимум при вполне определенной, так называемой оптимальной степени повышения давления  $\beta_{\text{опт}}$ . Значение  $\beta_{\text{опт}}$  зависит от схемы ГТУ, оно возрастает с повышением  $T_1$  и уменьшением  $T_3$ . На  $\beta_{\text{опт}}$  влияют также  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_k$  и другие факторы. Поэтому  $\beta_{\text{опт}}$  должна вычисляться для конкретной схемы ГТУ и вполне определенных ее основных показателей.

### 8.3 Характеристики работы и способы повышения экономичности ГТУ

Соотношение между полезной работой ГТУ и работой, совершаемой турбиной, характеризуется коэффициентом полезной работы

$$\delta = l_i / l_T = (l_T - l_k) / l_T.$$

Очевидно, чем больше  $\delta$ , тем меньшая часть работы (или мощности) ГТУ расходуется на сжатие в компрессоре и тем большую часть ее можно полезно использовать, т.е. передать потребителю. После преобразования выражение для коэффициента полезной работы принимает вид

$$\delta = 1 - \frac{\beta^m}{\tau \cdot \eta_{oi} \cdot \eta_k},$$

из которого видно, с помощью каких показателей можно увеличить  $\delta$ .

Работа ГТУ характеризуется также внутренней мощностью

$$N_i = G_b l_i,$$

где  $G_b$  – расход воздуха в установке, кг/с;  $l_i$  – внутренняя полезная работа ГТУ.



Работу  $l_i$  можно выразить через разность тепловых перепадов в турбине и компрессоре:

$$l_i = H_{от} \eta_{oi} - H_{ок} / \eta_k,$$

где  $H_{от}$  – изоэнтропный теплоперепад, срабатываемый в турбине, кДж/кг:

$$H_{от} = h_1 - h'_2 = c_p (T_1 - T'_2);$$

$H_{ок}$  - изоэнтропный теплоперепад в компрессоре, кДж/кг:

$$H_{ок} = h'_4 - h_3 = c_p (T'_4 - T_3).$$

Значения  $H_{от}$  и  $H_{ок}$  можно также найти с помощью  $h,s$  – диаграмм соответственно для газа и воздуха.

Важными характеристиками ГТУ являются удельные расходы воздуха  $d_i$ , теплоты  $q_i$  и топлива  $g_i$ .

Удельный расход воздуха равен отношению часового расхода  $G_v$  к полезной мощности и в определенной степени характеризует размеры установки. Чем он меньше при заданной мощности и прочих равных условиях, тем меньше будут размеры установки:  $d_i = l/l_i$ , кг/кДж, или

$$d_i = 3600 \frac{G_v}{N_i} = \frac{3600}{l_i},$$

где  $G_v$  – расход воздуха в ГТУ, кг/с;  $N_i$  – внутренняя мощность ГТУ, кВт.

Удельный расход теплоты, кДж/(кВт·ч), характеризует экономичность ГТУ. Он равен расходу теплоты, затраченной на выработку 1 кВт·ч полезной энергии:

$$q_i = 3600 / \eta_i,$$

где  $\eta_i$  – внутренний КПД ГТУ.

При сравнении экономичности различных ГТУ относительную экономию в расходе теплоты можно вычислить по формуле

$$\Delta q_i = (q_i - q'_i) / q_i = (\eta'_i - \eta_i) / \eta'_i,$$

где  $q_i$  и  $\eta_i$  – соответственно удельный расход теплоты и внутренний КПД установки, относительно которой производится сравнение;  $q'_i$  - и  $\eta'_i$  - то же для более экономичной ГТУ.

Зная низшую теплоту сгорания топлива  $Q_n^p$ , на котором работает ГТУ, можно определить его удельный расход, кг/(кВт·ч);

$$g_i = q_i / Q_n^p = 3600 / (\eta_i Q_n^p) = 3600B / N_i,$$

где  $B$  – расход топлива в ГТУ, кг/с.

Внешние потери в ГТУ не оказывают непосредственного влияния на состояние рабочего тела. К ним относятся потери на трение в подшипниках турбины и компрессора, в зубчатой передаче (если она имеется), потери вследствие утечки газа через концевые уплотнения вала, а также затраты энергии на привод вспомогательных механизмов (масляного насоса, регулятора и т.д.). Внешние потери учитываются с помощью механического КПД установки

$$\eta_m = l_e / l_i,$$

где  $l_e$  – удельная эффективная работа ГТУ, кДж/кг:

$$l_e = l_i - l_m,$$

$l_m$  – сумма внешних потерь энергии, отнесенных к 1 кг воздуха.

После преобразований получаем

$$\begin{aligned} \eta_m &= 1 - \frac{l_T(1 - \eta_{Т.М.}) + l_K(1/\eta_{К.М.} - 1)}{l_i} = \\ &= 1 - \frac{l_{от} \eta_{oi}(1 - \eta_{Т.М.}) + l_{ок}(1/\eta_K)(1/\eta_{К.М.} - 1)}{l_i}, \end{aligned}$$

где  $\eta_{т.м.}$  и  $\eta_{к.м.}$ , - механические КПД турбины и компрессора.

Внутренние и внешние потери в ГТУ учитываются эффективным КПД установки, который равен отношению эффективной работы к действительному количеству теплоты, затраченной на нагрев 1 кг воздуха в камере сгорания:

$$\eta_e = l_e / q_{к.с.},$$

или

$$\eta_e = \eta_i \eta_m.$$

Величину  $q_{к.с.}$  определяют по формуле

$$q_{к.с.} = BQ_p^H / G_b.$$

Эффективная мощность ГТУ, кВт,

$$N_e = G_b \cdot l_e$$

$$N_e = N_i \eta_m.$$

Удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч),

$$g_e = \frac{3600B}{N_e} = \frac{3600B}{N_i \eta_m} = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{3600}{\eta_i \eta_m Q_H^p} = \frac{3600}{\eta_e Q_H^p}.$$

Кроме повышения температуры газа перед турбиной существуют и другие способы повышения экономичности ГТУ: 1) за счет применения регенерации теплоты отработавших в турбине газов; 2) путем ступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением; 3) с помощью применения ступенчатого сгорания (подогрев газа); 4) путем создания сложных и многовальных установок, что дает возможность повысить экономичность ГТУ в основном при работе на частичных нагрузках; 5) путем создания комбинированных установок, работающих по парогазовому циклу; 6) за счет утилизации отходящей теплоты для производства пара и горячей воды.

Однако перечисленные способы усложняют не только цикл, но и схему ГТУ и, следовательно, ее оборудование.

*Регенерация.* Одним из способов повышения экономичности ГТУ является использование теплоты отработавших в турбине газов для подогрева поступающего в камеру сгорания воздуха. Для этого воздух после компрессора 1 (рис. 8.4) пропускают через регенератор 2, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. В тот же регенератор после газовой турбины 4 направляются отходящие газы, которые отдают часть своей теплоты воздуху и затем удаляются в атмосферу. Подогретый воздух далее поступает в камеру сгорания 3. Степенью регенерации  $R$  называется отношение количества теплоты, действительно переданной воздуху в регенераторе, к тому количеству теплоты, которое было бы передано при нагреве воздуха до температуры газов, уходящих из турбины. При

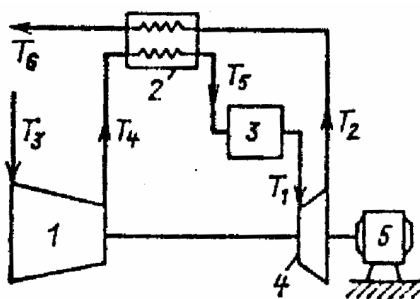


Рис. 8.4 – Газотурбинная установка с регенерацией: 1 – турбина, 2 – регенератор, 3 – камера сгорания, 4 – турбина, 5 – электрогенератор

регенерации снижается оптимальная степень повышения давления  $\beta_{\text{опт}}$ , поэтому регенерация увеличивает коэффициент полезной работы  $\delta$ . У большинства современных ГТУ с регенерацией обычно  $R=0,6\div 0,8$ . При этом экономия расхода топлива составляет 22-28%. При значениях  $R<0,5$  влияние регенерации становится малоэффективным.

*Ступенчатое сжатие воздуха.* Из термодинамики известно, что затрачиваемая на сжатие работа при прочих равных условиях будет наименьшей, если процесс осуществляется изотермически. Практически такое сжатие в компрессоре осуществить невозможно. Чтобы приблизить процесс к изотермическому и тем самым уменьшить затрачиваемую работу, применяют ступенчатое сжатие с охлаждением воздуха после каждой ступени в промежуточных воздухоохладителях (холодильниках). Очевидно, чем

больше таких ступеней с холодильниками, тем ближе к изотермическому будет процесс сжатия. Однако установка при этом становится все более сложной и дорогой и, кроме того, будут возрастать потери за счет дополнительных гидравлических сопротивлений в воздушном тракте. Поэтому в ГТУ обычно применяется двухступенчатое и значительно реже – трех- и более ступенчатое сжатие. После последней ступени сжатия в ряде случаев устанавливается регенератор.

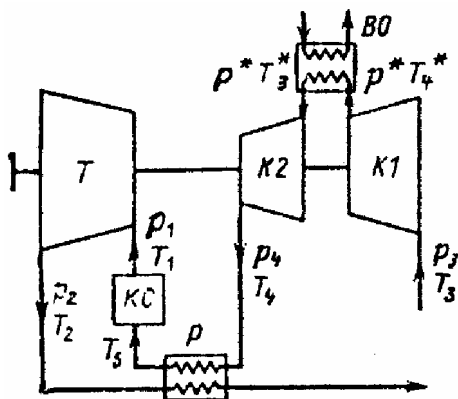


Рис. 8.5 – ГТУ со ступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением

воздуха всасывается компрессором К1 и сжимается до давления  $p^*$ ; температура его при этом возрастает с  $T_3$  до  $T_4^*$ . Затем он направляется в воздухоохладитель ВО, где охлаждается при постоянном давлении до температуры  $T_3^*$ , и далее поступает в компрессор К2, в котором сжимается до давления  $p_4$ ; температура его повышается до  $T_4$ . После этого воздух проходит через регенератор Р, где подогревается от  $T_4$  до  $T_5$  и поступает в камеру сгорания КС. С введением промежуточного охлаждения КПД установки повышается, причем тем значительнее, чем больше степень регенерации, а также снижается удельный расход газа в установке, чем создаются условия для повышения единичной мощности ГТУ.

*Ступенчатое сжигание топлива.* Повышение экономичности, снижение удельного расхода газа, а следовательно, увеличение единичной мощности могут быть достигнуты также при помощи ступенчатого сжигания топлива в камерах сгорания, расположенных последовательно по ходу газа между турбинами. В этом

На рис. 8.5 представлена схема ГТУ с двухступенчатым сжатием воздуха, промежуточным охлаждением и регенерацией. Атмосферный воздух всасывается компрессором К1 и сжимается до давления  $p^*$ ; температура его при этом возрастает с  $T_3$  до  $T_4^*$ . Затем он направляется в воздухоохладитель ВО, где охлаждается при постоянном давлении до температуры

случае процесс расширения приближается к изотермическому, а это приводит к увеличению КПД и полезной работы ГТУ.

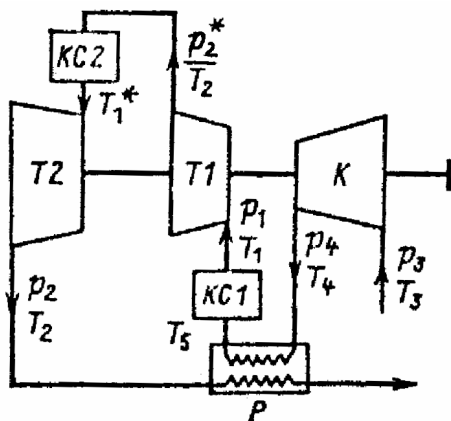


Рис. 8.6 – ГТУ со ступенчатым сжиганием топлива

На рис. 8.6 приведена схема ГТУ с регенерацией и двухступенчатым сжиганием топлива (промежуточным подогревом газа). Воздух из компрессора К проходит через регенератор Р при давлении  $p_4$  и температуре  $T_5$  поступает в первую камеру сгорания КС 1. Из нее продукты сгорания с температурой  $T_1$  при давлении  $p_1$  направляются в первую турбину  $T_1$ , где они расширяются до  $p_2^*$  и  $T_2^*$ . Отработавшие в

$T_1$  газы поступают во вторую камеру сгорания КС2, в которой за счет дополнительного сжигания топлива их температура повышается до  $T_1^*$ . Вследствие большого коэффициента избытка воздуха в КС1 топливо в КС2 сжигается без дополнительной подачи воздуха. Продукты сгорания из КС2 поступают во вторую турбину  $T_2$ , в которой расширяются до  $p_2$  и  $T_2$  и затем через регенератор Р удаляются в атмосферу. Анализ показывает, что внутренний КПД установки с промежуточным подогревом газа увеличивается тем значительнее, чем выше степень регенерации.

*Многовальные ГТУ.* Увеличение единичной мощности связано с повышением расхода газа через турбину  $G_1$ (кг/с), т.к. полезная мощность может быть определена из выражения

$$N_e = G_1 \left( H_{от} \eta_{oi} \eta_{т.м.} - \frac{H_{ок}}{\eta_k \eta_{к.м.}} \right)$$

где  $H_{от}$  и  $H_{ок}$  – изоэнтروпные теплоперепады соответственно в турбине и компрессоре, Дж/кг;  $\eta_{oi}$  и  $\eta_{т.м.}$  – относительный внутренний и механический КПД турбины;  $\eta_k$  и  $\eta_{к.м.}$  – внутренний и механиче-

ский КПД компрессора. С повышением  $G_r$  увеличивается высота лопаток и возникающие в них напряжения. В наиболее тяжелых условиях находятся лопатки первой ступени (высокая начальная температура). С целью увеличения мощности и экономичности открытых ГТУ в ряде случаев применяют многовальные и сложные схемы. Повышение экономичности многовальных ГТУ особенно заметно при работе на частичных нагрузках.

Среди многовальных ГТУ наиболее простая схема у двухвальной установки, часто называемой установкой с разрезным валом (рис. 8.7). В ней турбина как бы разделена на две части, соединенные между собой патрубком. Часть 4, обычно высокого давления, служит приводом компрессора 2 и рассчитана на работу с переменной частотой. Часть 5 вращает с постоянной частотой электрогенератор 6. Регулирование электрической нагрузки производится в основном

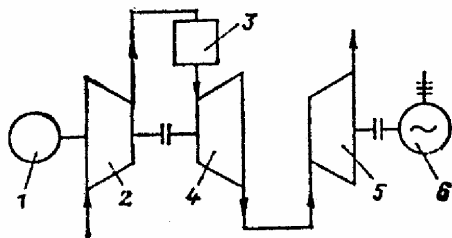


Рис. 8.7 – Принципиальная схема ГТУ с разрезным валом

за счет изменения расхода газа через турбину 5, что достигается путем изменения подачи воздуха от компрессора 2 в камеру сгорания 3. В свою очередь, подача компрессора зависит от частоты вращения турбины 4, регулируемой расходом топлива в камере сгорания 3. Запуск ГТУ осуществляется электродвигателем 1. По сравнению с одновальной ГТУ в этом случае значительно меньше снижается начальная температура газа перед турбиной 5 для привода электрогенератора 6 при работе на частичных нагрузках и тем самым КПД установки поддерживается на более высоком уровне. Правда, за счет разделения турбины на две части несколько снижается КПД установки на номинальном режиме.

Характерным примером сложной многовальной ГТУ может служить установка ГТ-100-750-2 ЛМЗ. Установка эта двухвальная, предназначена для привода электрогенератора мощностью 100 МВт, тепловая схема ее приведена на рис. 8.8. Компрессор низкого давления 7 приводится во вращение с частотой  $50\text{с}^{-1}$ ,

изводится в основном за счет изменения расхода газа через турбину 5, что достигается путем изменения подачи воздуха от компрессора 2 в камеру сгорания 3. В свою очередь, подача компрессора зависит от частоты вращения турбины 4, регулируемой расходом топлива в

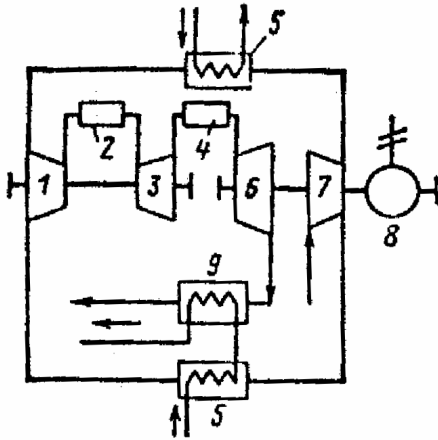


Рис. 8.8 – Тепловая схема установки ГТ-100-750-2

сидящей на одном с ним валу турбиной низкого давления 6, которая вращает также и электрогенератор 8. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 7 до давления 0,42 МПа. Подача компрессора 435 кг/с, а КПД его 88%. Сжатый воздух направляется через охлаждаемый водой двухсекционный воздухоохладитель 5 в компрессор высокого давления 1, где дополнительно сжимается до 2,55 МПа, и после этого поступает в камеру сгорания высокого давления 2. Компрессор высокого давления вращается на номинальном режиме с частотой  $69\text{с}^{-1}$  турбиной высокого давления 3, которая установлена на одном с ним валу и передает ему всю свою мощность. Кроме промежуточного охлаждения воздуха установка имеет еще и промежуточный подогрев рабочего газа (двухступенчатое сгорание). Для этого кроме камеры сгорания высокого давления 2 между газовыми турбинами 6 и 3 установлена камера сгорания низкого давления 4. Температура газа перед обеими турбинами на номинальном режиме поддерживается на уровне 1020 К, КПД установки при этом достигает 28%. Так как ГТ-100-750-2 не имеет регенератора, для того, чтобы использовать теплоту отработавших в турбине низкого давления 6 газов, перед выпуском их в атмосферу предусмотрена установка теплофикационного подогревателя 9. Для повышения эффективности использования теплофикационного подогревателя сетевая вода предварительно пропускается через одну секцию воздухоохладителя 5.

Применение двухступенчатого сжатия воздуха с промежуточным его охлаждением и промежуточного подогрева газа позволило обеспечить большую общую степень повышения давления в

сидящей на одном с ним валу турбиной низкого давления 6, которая вращает также и электрогенератор 8. Атмосферный воздух сжимается в компрессоре 7 до давления 0,42 МПа. Подача компрессора 435 кг/с, а КПД его 88%. Сжатый воздух направляется через охлаждаемый водой двухсекционный воздухоохладитель 5 в компрессор высокого давления 1, где дополнительно сжимается до 2,55 МПа, и после этого поступает в камеру



установке  $\beta=26$  и получить при относительно высоком КПД ее большую единичную мощность. Наличие в ГТУ двух валов с разной частотой вращения обеспечивает более высокую экономичность не только при работе на частичных нагрузках, но и за счет получения в каждой ступени более оптимальных значений степеней повышения давления и степеней расширения. ГТУ рассчитана для работы на природном газе и жидких сортах топлива: соляре, газотурбинном малосернистом дистилляте и малосернистом мазуте.

#### **8.4 ГТУ с утилизацией теплоты отходящих газов**

ГТУ характеризуется большим количеством отходящих газов и сравнительно высокой их температурой, которая после турбины обычно составляет примерно 400-550<sup>0</sup>С. Теплота этих газов может быть полезно использована в котлах-утилизаторах для производства насыщенного или перегретого пара с невысокими параметрами для разных производственных целей, а также в теплофикационных подогревателях для подогрева сетевой воды до 150<sup>0</sup>С и выше. Кроме того, дополнительно может быть использована теплота, отбираемая водой при охлаждении воздуха в промежуточных охладителях. При наличии в ГТУ регенератора котел-утилизатор и теплофикационный подогреватель устанавливают непосредственно за ним.

Применение котлов-утилизаторов в ГТУ принципиально возможно при любом электрическом графике работы, причем в базовых, полупиковых и пиковых установках, но наиболее целесообразно в базовых ГТУ.

На рис. 8.9 представлена принципиальная схема теплофикационной ГТУ, на которой вырабатываются одновременно электроэнергия генератором 5 с приводом от турбины 4, пар для производственных нужд в котле-утилизаторе 8 и горячая вода для отопления, горячего водоснабжения и вентиляции в сетевом подогревателе 11. Сетевая вода частично подогревается в секции 6 промежуточного воздухоохладителя, установленного между компрессорами низкого давления 1 и высокого давления 2. Вода, проходящая через секцию 7, охлаждается в градирне. Разделение промежуточного воздухоохладителя на две отдельные параллельные секции 6

и 7 позволяет, с одной стороны, эффективно охладить воздух до заданной температуры, а с другой стороны, частично использовать

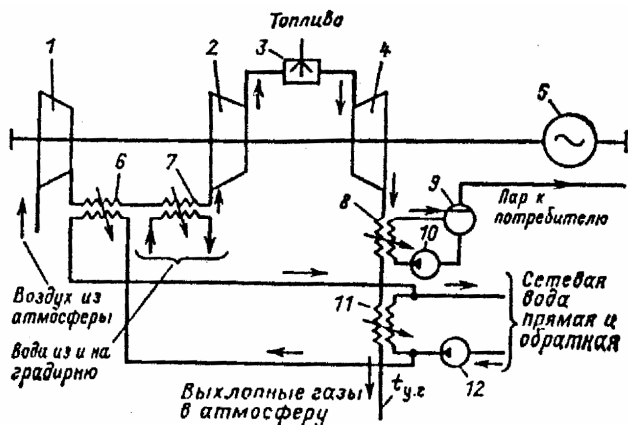


Рис. 8.9 – Принципиальная схема теплофикационной ГТУ

теплоту, отводимую водой при охлаждении воздуха. На рис. 51 изображены соответственно: 3 – камера сгорания ГТУ; 9 – барабан-сепаратор котла; 10- циркуляционный насос котла; 12 – сетевой насос.

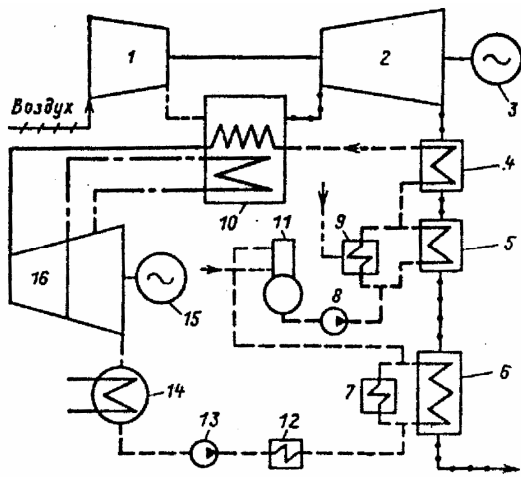
## 8.5 Парогазовые установки (ПГУ)

В парогазовых установках рационально сочетаются достоинства парового и газотурбинного циклов. Опыт работы показывает высокую эффективность и надежность; ПГУ по сравнению с паросиловыми установками равной единичной мощности позволяют снизить расход топлива на 6-8%. Это объясняется следующим образом. Рассматриваемый парогазовый цикл представляет собой бинарный цикл, состоящий из газовой и паровой ступеней. Так как в газовой ступени используется более высокая температура рабочего тела ( $700-800^{\circ}\text{C}$ ), чем в современных паросиловых установках ( $540-565^{\circ}\text{C}$ ), средний температурный уровень подвода теплоты в парогазовом цикле будет выше, чем в паровом цикле. В то же время наличие в парогазовом цикле паровой ступени дает возможность в определенной степени использовать преимущества парового цикла, в котором температурный уровень отвода теплоты

в теплоприемник (конденсатор) близок к температуре окружающей среды ( $25-30^{\circ}\text{C}$ ). Поэтому КПД парогазовой установки будет выше, чем газотурбинной и паросиловой установок в отдельности. С увеличением единичной мощности ПГУ их КПД соответствующим образом возрастает.

На рис. 8.10 представлена принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130 мощностью 200МВт. Она состоит из следующего основного оборудования: высоконапорного парогенератора 10 типа ВПГ-450 с промежуточным перегревом пара, производительностью 450-500 т/ч пара, давлением до 14,0 МПа и температурой до  $570/570^{\circ}\text{C}$ ; паровой турбины 16 типа К-160-130 на параметры пара 13,0 МПа и  $565/565^{\circ}\text{C}$ ; газотурбинного агрегата 2 типа ГТ-35/44-770 на параметры газа 0,65 МПа и  $770^{\circ}\text{C}$ . Паровая турбина работает в комплекте с электрогенератором 15 мощностью 165 МПа, а газовая турбина отдает избыточную мощность около 33 МВт электрогенератору 3.

Установка работает следующим образом. Атмосферный воздух сжимается компрессором 1 до давления 0,6-0,67 МПа и направляется в топку парогенератора 10, куда подается газообразное или жидкое топливо. Сгорание топлива в парогенераторе осуществляется при температуре около  $2000^{\circ}\text{C}$ , а на выходе из него температура



продуктов сгорания снижается до  $770^{\circ}\text{C}$ . Это происходит, как и в любом котле, за счет передачи части теплоты на нагрев воды и производство пара. Полученный в парогенераторе 10 перегретый пар с давлением 13,0 МПа и температурой  $565^{\circ}\text{C}$  поступает в паровую турбину 16, где, расширяясь

Рис.8.10 – Принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130

до глубокого вакуума, совершает работу, а далее конденсируется в конденсаторе 14.

Конденсат подается насосом 13 через подогреватели низкого давления 12, 7 и экономайзер третьей ступени 6 и деаэратор 11. Из деаэратора вода забирается питательным насосом 8, прокачивается через подогреватель высокого давления 9 и экономайзеры второй 5 и первой 4 ступеней, где нагревается до температуры кипения, и затем подается в парогенератор 10. Таким образом паровой цикл замыкается.

Газотурбинная часть установки работает по принципу открытой (разомкнутой) ГТУ. Продукты сгорания с температурой  $770^{\circ}\text{C}$  и давлением 0,54 МПа из парогенератора 10 поступают в газовую турбину 2 и расширяются там. Отработавшие в турбине газы с температурой около  $445^{\circ}\text{C}$  пропускаются через экономайзеры 4-6, где охлаждаются питательной водой до температуры  $140^{\circ}\text{C}$  и затем удаляются в атмосферу. Развиваемая газовой турбиной 2 мощность идет на привод компрессора 1 и электрогенератора 3.

В установках типа ПГУ-200-130 используется теплота отработавших в турбине газов для подогрева питательной воды, поступающей в парогенератор. В результате уходящие в атмосферу газы имеют такую же низкую, как за обычным паровым котлом, температуру (около  $140^{\circ}\text{C}$ ), которая значительно ниже, чем в ГТУ даже после регенератора. Следует также отметить, что высокая начальная температура продуктов сгорания в парогенераторе ( $2000^{\circ}\text{C}$ ) снижается до температуры газов перед турбиной ( $770^{\circ}\text{C}$ ) не посредством добавления вторичного воздуха, что имеет место обычно в ГТУ, а за счет передачи соответствующего количества теплоты на производство пара.

В связи с тем, что сжигание топлива в высоконапорном парогенераторе осуществляется под давлением 0,6-0,7 МПа, увеличиваются коэффициенты теплопередачи и теплонапряженность топочного объема. Благодаря этому в 2-3 раза и более уменьшаются размеры поверхностей нагрева, а также масса и габариты парогенератора в целом, снижаются металлоемкость и стоимость его по сравнению с парогенератором обычного типа. Несмотря на более сложную схему у ПГУ-200-130 масса металла, приходящаяся на 1 кВт установленной мощности, составляет примерно 17,9 кг/кВт, тогда как для паротурбинного блока мощностью 200 МПа с

идентичными параметрами эта величина составляет 28,4 кг/кВт. Недостатком ПГУ с ВПГ является то, что они могут работать на топливе, пригодном только для ГТУ.

Кроме рассмотренной выше ПГУ с ВПГ и утилизацией теплоты уходящих газов для подогрева питательной воды, имеются также комбинированные ПГУ других типов с различными тепловыми схемами. К числу наиболее известных среди них относятся следующие:

1) ПГУ с паровой турбиной, работающей на паре, который генерируется в котле-утилизаторе, обогреваемом уходящими из ГТУ газами. Принцип работы этой установки уже был рассмотрен ранее; 2) ПГУ со сбросом газов от одной или нескольких ГТУ в топку парогенератора. В этом случае в топке парогенератора дополнительно сжигается топливо в среде уходящих газов, содержащих большое количество кислорода, так как суммарный коэффициент расхода воздуха в ГТУ обычно бывает  $\alpha=4\div 8$  и выше. Существенным достоинством ПГУ этого типа является возможность сжигания в топке топлива любых сортов, в том числе и твердого: угля, торфа, сланцев и т.д.; 3) ПГУ с подогревом питательной воды для парогенератора уходящими из ГТУ газами при отключенных полностью или частично регенеративных подогревателях или же при одновременном использовании их.

Благодаря высокой экономичности и лучшим по сравнению с ПТУ маневренным количеством ПГУ находят все большее распространение причем не только в качестве базовых установок, но и для покрытия полупиковых и даже пиковых нагрузок.

## 8.6 Замкнутые ГТУ

Принципиальная схема замкнутой ГТУ (ЗГТУ) показана на рис. 8.11. Отработавший в турбине 3 газ после регенератора 8 не удаляется в атмосферу, как в ГТУ открытого типа, а направляется в охладитель 4, который выполняет роль теплоприемника. Там он охлаждается до начальной температуры цикла  $T_4$ , при этом давление его снижается до  $p_4$ . Охлажденный газ поступает далее в компрессор 5, где сжимается от давления  $p_4$  до  $p_5$ , за счет чего температура его повышается с  $T_4$  до  $T_5$ . После компрессора 5 газ направляется в регенератор 8, в котором подогревается до темпера-

туры  $T_6$ ; давление его вследствие гидравлических потерь несколько снижается от  $p_5$  до  $p_6$ .

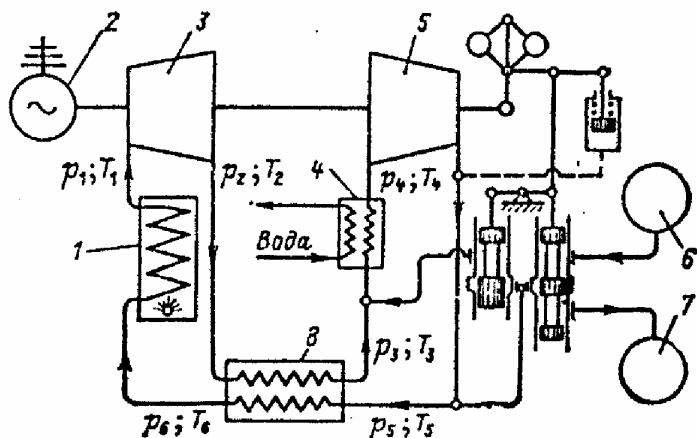


Рис. 8.11 – Принципиальная схема замкнутой ГТУ

В ЗГТУ вместо камеры сгорания устанавливается нагреватель 1, в котором рабочее тело (газ или воздух) пропускается внутри трубок. Снаружи эти трубки нагреваются за счет теплоты, выделяющейся при сжигании топлива в топке, которая по принципу работы схожа с топкой паровых котлов. В нагревателе 1 температура рабочего газа возрастает до  $T_1$ , а давление за счет гидравлических потерь снижается до  $p_1$ . С этими параметрами газ поступает в турбину 3, где, совершая работу, расширяется до давления  $p_2$ ; температура его при этом падает до  $T_2$ . Затем цикл вновь повторяется. Турбина 3 вращает компрессор 5, а избыточную часть своей мощности отдает на привод электрогенератора 2.

Наличие регенератора не только повышает КПД ЗГТУ, но и уменьшает поверхность теплообмена охладителя. Вода после охладителя 4 может быть использована для теплофикации. Ее можно нагревать до  $200\text{-}300^\circ\text{C}$ , не снижая при этом КПД установки.

Нетрудно заметить, что в ЗГТУ циркулирует одно и то же массовое количество рабочего тела, если не считать незначительной утечки газа из контура через различные неплотности, которая автоматически восполняется из аккумулятора.

При увеличении нагрузки система автоматического регулирования добавляет в контур ЗГТУ определенное количество газа из аккумулятора высокого давления 6; при снижении нагрузки часть газа перепускается из контура в аккумулятор низкого давления 7.

В качестве рабочего тела в ЗГТУ используют чаще гелий (He) и другие газы, инертные при высоких температурах, что улучшает условия службы лопаток. Гелий имеет наиболее высокие теплофизические свойства: теплоемкость в 4,5 раза больше, чем у воздуха, что позволяет иметь большой располагаемый теплоперепад  $H_0$ ; теплопроводность He ~ в 6 раз больше, чем у воздуха; скорость звука ~ в 3 раза выше, поэтому окружная скорость лопаток компрессоров и турбин может быть значительно увеличена без опасности возникновения скачков уплотнения.

К замкнутым ГТУ, работающим на He, предъявляются повышенные требования к герметичности; гелий также значительно дороже других инертных газов. Применение ЗГТУ перспективно в атомной энергетике.

## **8.7 Конструкции газовых турбин**

### **8.7.1 Отличительные особенности работы**

Газовые турбины по принципу действия аналогичны паровым: они могут быть радиальными (ограниченное применение) и осевыми. Турбины выполняют с активными и реактивными ступенями; активные выполняют небольшой степенью реактивности (5÷15%). В многоступенчатых активных турбинах только первая ступень чисто активная, все последующие выполняются с реактивностью, которая увеличивается по ходу движения газа. В практике применяют как одноступенчатые, так и многоступенчатые турбины с числом ступеней от 2 до 7.

Основные отличительные особенности газовых турбин по сравнению с паровыми заключаются в следующем:

1. Газовая турбина работает при значительно более высокой начальной температуре. В связи с этим турбинные детали изготавливают из специальных жаростойких сталей и сплавов, кроме

того, все чаще применяют различные способы охлаждения лопаток и дисков турбин.

2. Газовая турбина работает при меньшем начальном давлении газа, а его удельный объем при расширении увеличивается примерно в 5-20 раз, тогда как удельный объем пара при расширении в паровой конденсационной турбине увеличивается в сотни раз. Вследствие этого разница между высотой лопаток первой и последней ступеней в газовых турбинах бывает значительно меньшей, чем в паровых.

3. Срабатываемый теплоперепад в газовой турбине в 3-5 раз меньше, чем в паровой, благодаря чему число ступеней, а следовательно, и длина ее определенным образом сокращаются. Для получения одинаковой мощности в газовой турбине требуется обеспечить больший массовый, а значит, и объемный расход рабочего газа, чем в паровой. В результате этого высота лопаток первых ступеней у газовой турбины получается больше, чем у паровой турбины равной мощности.

Потери в ступенях газовых турбин те же, что и в ступенях паровых турбин, за исключением того, что нет потерь от влажности и дополнительно появляются потери при охлаждении лопаток и дисков. При воздушном охлаждении деталей турбины воздух забирается из компрессора обычно в количестве 2-4% общего расхода. Этот воздух не совершает работу в охлаждаемой ступени, а в последующую ступень поступает со значительно меньшей, чем у газа, температурой. При расходе охлаждающего воздуха в 1% КПД ГТУ снижается примерно на 1,2 – 1,5%.

Поскольку рабочие и направляющие лопатки, ротор и другие детали проточной части ГТУ работают при температурах 900-1200 К, а в открытых ГТУ к тому же в окислительной и в ряде случаев в агрессивной среде, материалы, применяемые для изготовления указанных деталей, должны иметь высокую жаропрочность; кроме того, обладать жаростойкостью (окалиностойкостью); стойкостью к высокотемпературной коррозии; высокими пределами усталости и длительной прочности.



## 8.7.2 Элементы конструкции ГТУ

*Камеры сгорания* предназначены для нагрева рабочего тела до заданной температуры за счет сжигания. К камерам сгорания предъявляются следующие требования: 1) в них должно происходить устойчивое горение топлива на всех режимах работы ГТУ, без срывов, опасных пульсаций и затухания пламени; 2) поле температур в газовом потоке перед турбиной должно быть достаточно равномерным во избежание местных перегревов и повреждений сопел и лопаток; 3) для увеличения срока службы они должны иметь надежное охлаждение, особенно наиболее нагретых частей; 4) высокая экономичность на всех режимах работы ГТУ; 5) возможно меньшее гидравлическое сопротивление; 6) надежный запуск; 7) по конструкции они должны быть удобными и безопасными в эксплуатации, технологичными и недорогими в изготовлении; 8) камеры сгорания ГТУ передвижных и транспортабельных электростанций, кроме того, должны иметь еще возможно меньшую массу и габариты.

Камеры сгорания современных ГТУ работают на газообразном топливе (в основном это природные газы) и на различных сортах жидкого топлива: газойле, керосине, дизельном топливе, соляровом масле, дистилляте.

Существующие камеры сгорания можно разделить на выносные и встроенные, индивидуальные и секционные (многотрубчатые), прямоточные и противоточные. Объемная теплонапряженность камеры сгорания составляет от 40 до 160 МВт/м<sup>3</sup>. На рис. 8.12 показана секция многотрубчатой (секционной) камеры сгорания, состоящей из 6÷16 параллельно работающих секций. Секция включает пламенную трубу 7 и кожух 8. Пламенная труба включает в себя головку, состоящую из лопаточного завихрителя 3, тарелки 2 и конуса 4, и корпус, состоящий из цилиндрической части 5 и двух конических участков, соединенных между собой конусным кольцом 6. Первичный воздух поступает через входной кожух 1 в головку пламенной трубы. Часть его направляется в зону горения через лопаточный завихритель 3, а оставшаяся часть идет туда через многочисленные отверстия в тарелке 2 и конусе 4. Кроме того, на цилиндрической части пламенной трубы 5 имеется еще два ряда отверстий, через которые дополнительно поступает воз-

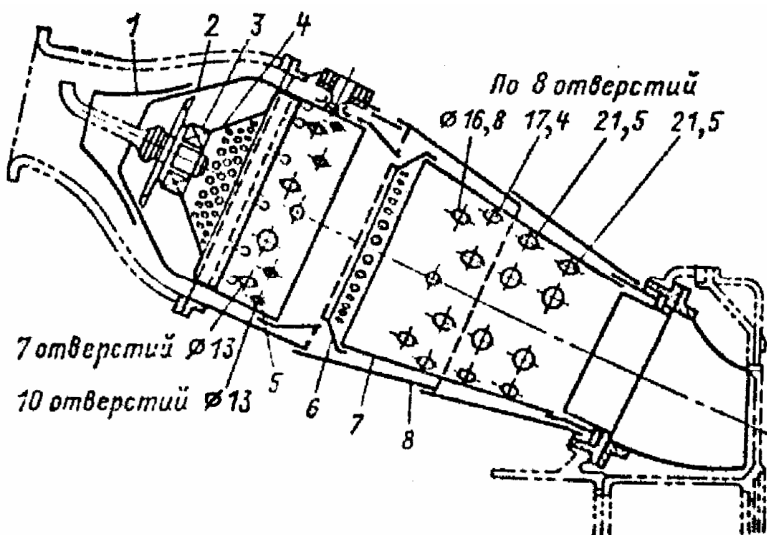


Рис. 8.12 – Секция многотрубчатой камеры сгорания

дух, необходимый для горения при полной нагрузке ГТУ. Вторичный воздух идет по кольцевому пространству между пламенной трубой и кожухом 8 и затем поступает в зону смешения через четыре ряда отверстий в конической части пламенной трубы 7. Небольшая часть охлаждающего воздуха входит внутрь пламенной трубы через большое число отверстий малого диаметра в конусном кольце 6.

*Рабочие лопатки* газовых турбин, находящиеся под действием высоких температур, охлаждаются за счет отвода теплоты теплопроводностью через хвостовики в охлаждаемый ротор. Этот способ малоэффективен, т.к. лопатки имеют большую длину и изготовлены из малотеплопроводных жаростойких сталей. Более эффективным (но более сложным) является способ внутреннего охлаждения лопаток воздухом, который подводится через полый вал к ободу ротора. Затем он пропускается через специально выполненные в теле лопатки продольные отверстия (см. рис. 8.13а), после чего удаляется в проточную часть турбины, где смешивает-

ся с потоком газа. Форма и число охлаждающих отверстий бывают в лопатках различными.

Часто для пропуска охлаждающего воздуха сами лопатки изготовляют полыми (рис. 8.13б). Внутрь таких полых лопаток вставляют дефлекторы (вставки) 2, с помощью которых достигается более равномерное поле температур по профилю, а также обтекание охлаждаемой поверхности воздухом с большей скоростью. За счет этого повышается коэффициент теплоотдачи и, в конечном счете, сокращается расход охлаждающего воздуха.

Более надежным в работе и в то же время не требующим специальной замкнутой системы является термосифонное охлаждение лопаток (рис. 8.13в). Внутреннюю полость лопаток 1 в этом случае делают герметичной и заполняют жидкостью 2, являющейся хорошим теплоносителем (водой, жидким сплавом натрия с калием и т.д.). При работе турбины в результате действия центробежных сил и разности температур возникает интенсивная естественная циркуляция жидкости в полости лопатки. Более холодные частицы жидкости, имеющие большую плотность, отбрасываются

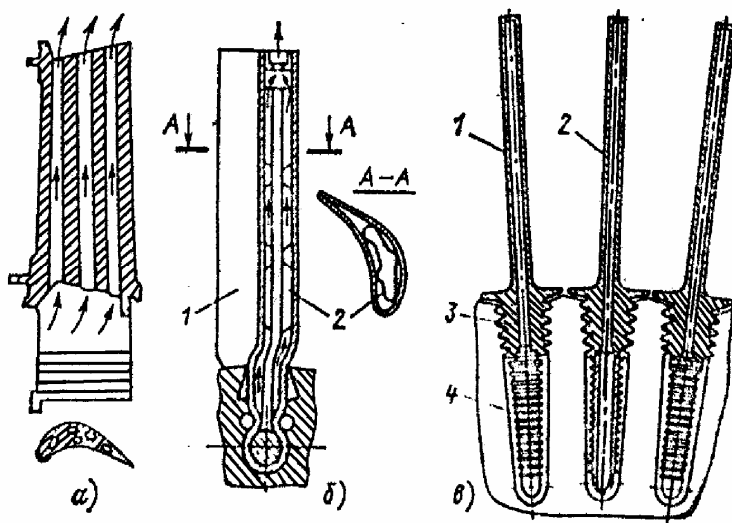


Рис. 8.13 – Конструктивные схемы рабочих лопаток с внутренним охлаждением: а – лопатка с продольными каналами, б – полая лопатка с дефлектором, в – лопатки с термосифонным охлаждением

центробежными силами к вершине лопатки, а нагретые частицы перемещаются к хвостовику 3. Для увеличения поверхности отвода теплоты хвостовик 3 каждой лопатки оканчивается индивидуальным радиатором 4, который охлаждается обычно воздухом.

*Теплообменные аппараты* в ГТУ по своему назначению выполняют роль регенераторов (подогревателей), воздухоохлаждателей и маслоохлаждателей. Основные требования к ним - обеспечить передачу заданного теплового потока от греющей среды к нагреваемой при возможно меньших массогабаритных показателях и суммарных расходах, включающих в себя все капитальные затраты и эксплуатационные расходы. При этом гидравлическое сопротивление как со стороны греющей, так и нагреваемой среды должно быть не выше допустимых пределов с точки зрения влияния на КПД всей установки.

В ГТУ применяют теплообменники поверхностного типа, в основном рекуперативные, в которых греющая и нагреваемая среды полностью изолированы друг от друга, а теплообмен между ними осуществляется через разделяющую их стенку. И только вращающиеся регенераторы по принципу работы являются регенеративными теплообменниками, так как в них греющая и нагреваемая среды поочередно омывают одну и ту же поверхность теплообмена.

## **8.8 Газотурбинные установки в теплоэнергетике**

Высокая маневренность, мобильность и быстрота запуска и нагружения являются основанием для использования в качестве резервных и пиковых установок ГТУ мощностью 10÷100МВт. Благодаря меньшим капитальным затратам по сравнению с паротурбинными установками и простоте обслуживания ГТУ применяют в ряде случаев на электростанциях небольшой мощности и в качестве базовых агрегатов с продолжительностью работы до 6500 ч в год, особенно в районах с острым дефицитом воды.

Характеристики ГТУ, производимых в странах СНГ, приведены в табл.8.1 Теплофикационные турбины имеют достаточно высокий коэффициент использования тепла топлива (от 47 до 82%); развитие турбин идет по направлению повышения температуры газа, применения высокопрочных жаростойких сталей и охлаждения лопаток, и т.д.

Таблица 8.1. – Основные характеристики мощных газотурбинных установок

Характеристика	Завод-изготовитель				
	ЛМЗ	ЛМЗ	ХТЗ	ЛМЗ	ЛМЗ
	ГТ-25-700	ГТ-25-700М	ГТ-35/44-770	ГТ-100-750	ГТЭ-150
Тепловая мощность по топливу, МВт	89	104	146	357	484
Электрическая мощность, МВт	25	25	35	100	150
Мощность теплофикации, МВт	16,7	34,7	-	122	250
КПД ГТУ, %	28	24	24	28	31
Коэффициент использования топлива, %	47	57		62	82
Масса, т	625	395	227	650	303
Габариты, м: длина				23	15
ширина				20	5,3
высота				15,5	
Число валов	1	1	1	2	1
Частота вращения, с <sup>-1</sup>	50	50	50	68/50	50
Расход воздуха, кг/с	190	210	213	435	630
Температура газа, К	973	973	1043	1023	1373
Число ступеней компрессора	8+10	8+10	14	8+13	14
Число ступеней турбины	7	7	4	3+5	4

Установка ГТ-25-700 представляет собой одновальный агрегат, соединенный с генератором 1 мощностью 25 МВт (рис. 8.14). Она имеет двухступенчатое сжатие воздуха в компрессорах низкого 2 и высокого 4 давления с промежуточным охлаждением его в охладителе 3. Газы после турбины 6 проходят регенератор 7, затем теплофикационный подогреватель 8 и далее направляются в

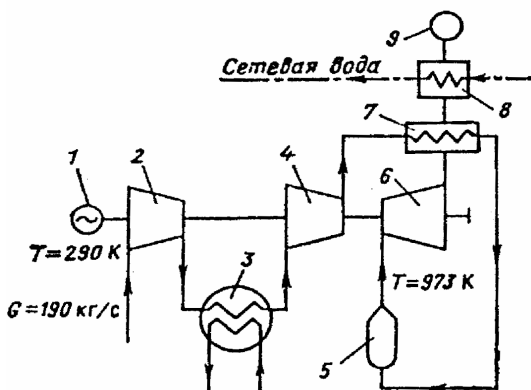


Рис. 8.14 – Тепловая схема ГТ-25-700-1

ваны в одну линию. Компрессор высокого давления 1, камера сгорания высокого давления 2, турбина высокого давления 3, камера сгорания низкого давления 4 и турбина низкого давления 5 имеют общий корпус. Компрессор же низкого давления 6 заключен в отдельный корпус. Он осевой, восьмиступенчатый, обеспечивает степень повышения давления  $\beta=4,25$  и работает с высокой окружной скоростью около 325 м/с. Ротор компрессора 6 выполнен в виде вала с насадными дисками, соединенными между собой болтами. Рабочие лопатки устанавливаются в диски с торцевой стороны и крепятся замком типа «ласточкин хвост». Высота лопаток первой ступени равна 520 мм.

Компрессор высокого давления 1 имеет тринадцать ступеней и обеспечивает степень повышения давления  $\beta=6,3$ . Ротор его барабанного типа, сборный. Рабочие лопатки кованные из нержавеющей стали. Направляющие аппараты сварные, объединены в обоймы. Компрессор 1 соединен муфтой с турбиной высокого давления 3, которая имеет три ступени. Ротор ее составной конструкции, выполнен из трех соединенных болтами дисков.

дымовую трубу 9. Камера сгорания 5 индивидуальная, выносного типа, установлена вертикально. Топливо – природный газ.

На рис. 8.15 представлена газотурбинная установка ГТ-100-75-2, двухвальная, но все ее агрегаты скомпонованы

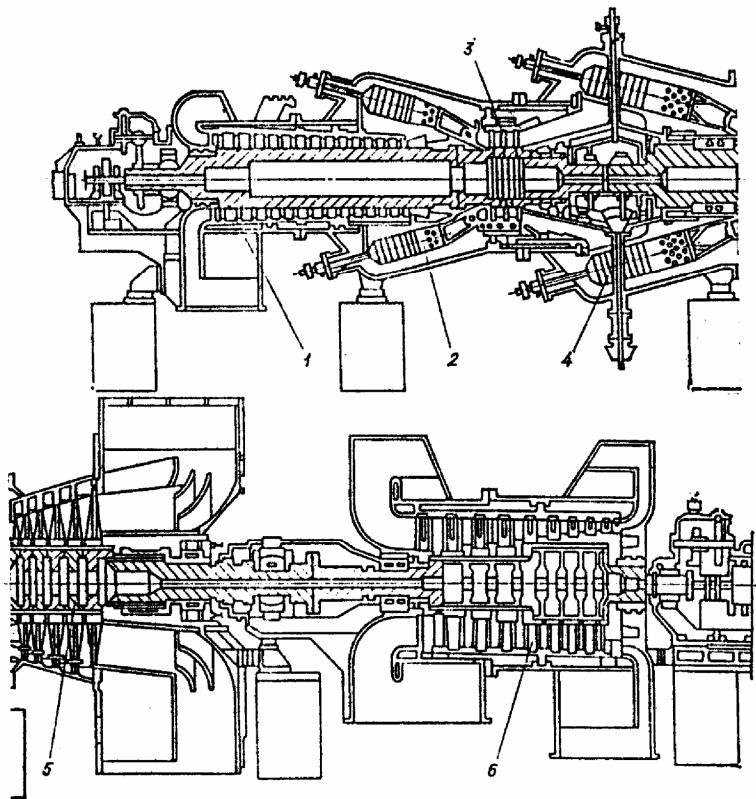


Рис. 8.15 – Продольный разрез ГТУ ГТ-100-750-2

Электродвигатель и компрессор низкого давления 6 приводятся во вращение пятиступенчатой турбиной низкого давления 5. Лопатки первых двух ее ступеней изготовлены из сплава на никелевой основе, третьей и четвертой ступеней – из аустенитной стали, а пятой ступени – из высокохромистой нержавеющей стали. Ротор турбины 5 составной из соединенных болтами дисков. Роторы обеих турбин 3 и 5 охлаждаются продувкой воздуха через щелевые зазоры между гребнями дисков и хвостовиками рабочих лопаток.

Камеры сгорания высокого 2 и низкого 4 давления трубчато-кольцевой конструкции. Каждая из них образована двенадцатью

пламенными трубами, которые расположены вокруг турбомашин. В каждой из труб установлена комбинированная горелка, предназначенная для сжигания жидкого и газообразного топлива. Пуск установки осуществляется с помощью специальной пусковой турбины, вращающей через редуктор с расцепным устройством вал компрессора высокого давления 1. Время пуска ГТУ из холодного состояния до холостого хода не превышает 25 мин. Дальнейший набор полной нагрузки составляет примерно 20 мин.

На рис. 8.16 представлена газотурбинная установка ГТЭ 150, которая для обеспечения быстрого запуска и высокой маневренности запроектирована одновальной по простой схеме. Турбогруппа ее выполнена в виде единого, установленного на фундаментной раме 1 сборного блока, включающего в себя 14-ступенчатый осевой компрессор 2, четырехступенчатую турбину 4 и 14 встроенных камер сгорания 3, расположенных вокруг корпуса. Такая компоновка обеспечивает компактность установки и относительно невысокие массогабаритные показатели ГТУ. Получение в 1,5 раза большей, чем в установке ГТ-100-750, единичной мощности и на 2-3% более высокого электрического КПД достигнута за счет увеличения расхода рабочего тела с 433 до 630 кг/с и повышения начальной температуры газа перед турбиной с 1023 до 1373 К. Надежная работа лопаточного аппарата при такой высокой температуре газа обеспечена применением конструкции рабочих и направляющих лопаток с внутренним охлаждением их воздухом. С целью утилизации теплоты уходящих газов в установке ГТЭ-150 предусмотрено использование котла-утилизатора или теплофикационных подогревателей.



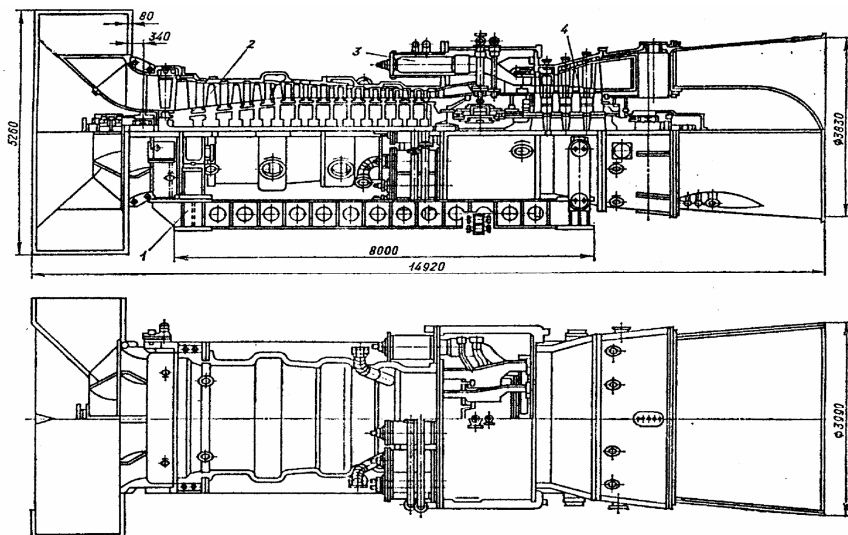


Рис. 8.16 - Турбогруппа ГТЭ-150 ЛМЗ

На рис. 8.17 в качестве примера зарубежных газотурбинных установок показан внешний вид высокотемпературной ГТУ типа MS-9001 мощностью 96,9/87,4 МВт фирмы «Дженерал Электрик» (США). Электрический КПД 31,9/31,4 (в пиковом режиме/ в базовом режиме). Масса ГТУ 200 т, габариты 9,4×4,0×4,0 м. Частота вращения  $50 \text{ с}^{-1}$ , число ступеней компрессора 17, число ступеней турбины 3, расход воздуха 345 кг/с, температура газа перед турбиной 1338/1278 К. Запуск ГТУ из холодного состояния до взятия полной нагрузки производится за 26 мин. Топливом служит природный газ либо дистиллят.

Установка MS-9001 выполнена одновальной по простой тепловой схеме. Турбогруппа ее смонтирована на общих фундаментной раме 1 вместе с обслуживающими механизмами и другим вспомогательным оборудованием. Это обеспечивает транспортировку ГТУ практически в сборе и значительно сокращает время и средства при монтаже на месте. Компановка ГТУ бесподвальная, блочного типа, она имеет небольшие массу и габариты.

Осевой компрессор 9 имеет 17 ступеней и создает  $\beta=9,4$ . В нескольких местах проточной части его предусмотрены отборы

воздуха в основном для охлаждения ряда деталей турбин. Ротор компрессора 10 сборный, состоит из дисков, стянутых болтами 11 между собой и с передней и задней концевыми частями его. Передача крутящего момента осуществляется с помощью торцевых шлицевых соединений, выполненных в дисках и концевых частях ротора.

Из компрессора воздух через спрямляющий аппарат поступает в многотрубчатую противоточного типа камеру сгорания 13, состоящую из 14 секций, расположенных по окружности и снабженных комбинированными горелками 12, рассчитанными для сжигания жидкого и газообразного топлива.

Турбина 15 трехступенчатая, активного типа. Ротор турбины 14 составной: из передней и задней концевых частей, трех рабочих дисков и двух промежуточных колец между ними. Все это вместе соединено стяжными болтами 16. Ротор турбины жестко соединен на фланцах с ротором компрессора. Диски ротора охлаждаются путем радиального обдува воздухом через зазоры. Корпус турбины двухстенный и также имеет воздушное охлаждение. Сопла и рабочие лопатки первой ступени имеют внутреннее охлаждение воздухом, который затем выпускается в проточную часть турбины.

Из турбины 15 газы поступают в выхлопную кольцевую камеру 20 с односторонним выходом через патрубок 17, имеющий направляющие лопатки 18 для лучшей организации газового потока.

На рис. 8.17 показаны: 2-маслянные насосы; 3-пусковой электродвигатель; 4-маслоохладитель; 5-масляная система; 6-опорные подшипники; 7-упорный подшипник; 8-входной патрубок компрессора; 19-присоединительный фланец.

Установки MS-9001 могут быть выполнены с трубчатым регенератором. При работе с регенератором мощность ГТУ несколько снижается за счет дополнительных гидравлических потерь, зато КПД увеличивается с 31 до 38%. Стоимость установки при этом возрастает примерно на 15%. ГТУ серии MS могут быть также использованы в качестве теплофикационных установок. Так, например, установка типа MS-9001E наряду с выработкой электроэнергии может производить до 150000 кВт (130 Гкал/ч) теплоты. Общий КПД установки при этом достигает 80,4%.

В энергетике и промышленности используют также авиационные газотурбинные двигатели (АГТД), которые обычно отработали свой положенный моторесурс в воздухе (рис. 8.18).

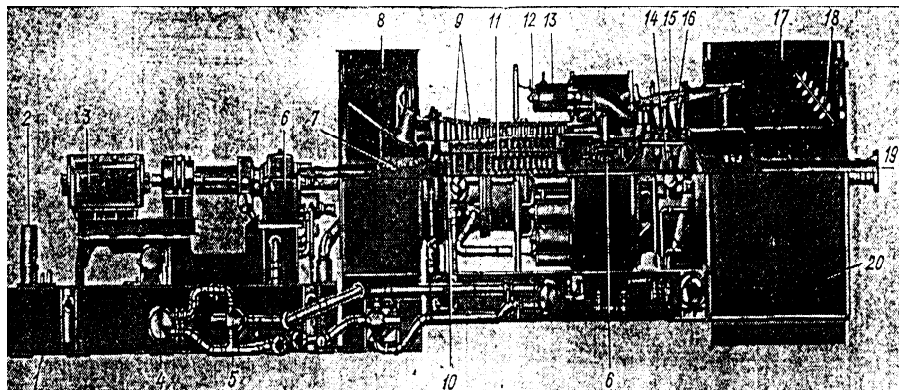


Рис. 8.17 – Общий вид ГТУ мощностью 100 МВт типа MS-9001 фирмы «Дженерал Электрик»

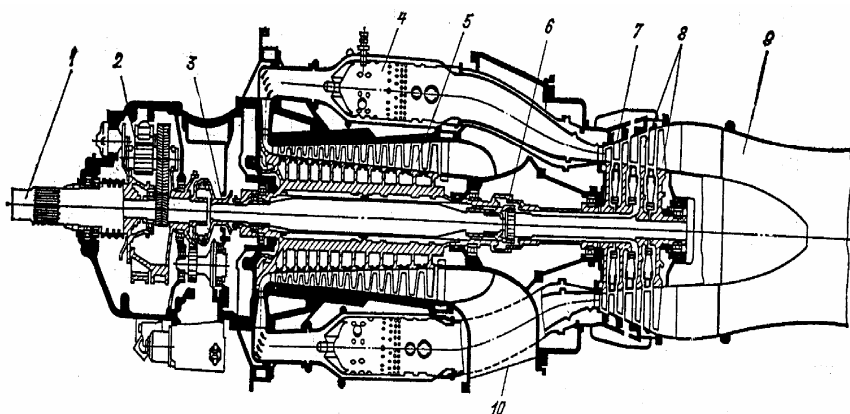


Рис. 8.18 – Турбовинтовой двигатель мощностью 3130 кВт (масса 1520 кг, длина 2700 мм, диаметр 990 мм): 1 – выходной вал, 2 – редуктор, 3 – муфта, 4 – камера сгорания, 5 – компрессор, 6 – муфта, 7 – турбина высокого давления, 8 – турбина низкого давления, 9 – выхлопной патрубок, 10 – входной патрубок

## ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: Энергоатомздат, 1984.
2. Шерстюк А.Н. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – М.: «Высшая школа», 1972.
3. Брун А.Д. Тягодутьевые установки в металлургии. – 1965.
4. Альтшуль А.Д., Животовский Л.С., Иванов Л.П. Гидравлика и аэродинамика. – М.: Стройиздат, 1987.
5. Повх И.Л. Техническая гидроаэродинамика. – Л.: Машиностроение, 1978.
6. Казанцев Е.И. Промышленные печи. Справочное пособие для расчетов и проектирования. – М.: Металлургия, 1975.
7. Курбатов Ю.Л., Шелудченко В.И., Кравцов В.В. Технічна механіка рідини і газу. – Донецьк – Севастополь.: “Вебер”, 2003.
8. Родатте К.Ф., Полтарецкий А.Н. Справочник по котельным установкам. – М.: Энергоатомздат, 1989.
9. Дурнов П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры. – Киев – Одесса.: Вища школа, 1985.
10. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции. – М.: Энергоатомздат, 1987.
11. Пфлейдер К. Лопаточные машины для жидкости и газа. – М.: Машгиз, 1960.
12. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. – М.: Машиностроение, 1977.
13. Косточкин В.И. Центробежные вентиляторы. – М.: Машгиз, 1951.
14. Бобровский С.А., Соколовский С.М. Гидравлика, насосы, компрессоры. – М.: Недра, 1975.
15. Ковалев Г.М. Нагнетатели коксового газа. – М.: Металлургия, 1972.
16. Семидуберский М.С. Насосы, компрессоры, вентиляторы. – М.: Высшая школа, 1974.
17. Соломахова Т.С., Чебышев К.В. Центробежные вентиляторы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1981.
- 18.
19. Шелудченко В.И., Кравцов В.В., Волкова О.Г. Термодинамика. – Севастополь: «Вебер», 2002.

20. Арсеньев Г.В. Энергетические установки. – М.: Высшая школа, 1991.
21. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника. – М.: Выш. Школа, 1980.
22. Паровые и газовые турбины/ Трубилов М.А., Арсеньев Г.В., Фролов В.В. и др.; Под. Ред. А.Г. Костюка и В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985.
23. Гиршфельд В.Я., Кароль Л.А. Тепловая часть электрических станций и гидромеханическая часть гидроэлектростанций. М.: Энергия, 1970.
24. Александров А.А., Ривкин С.Л. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергия, 1980.
25. Тепловой расчет промышленных парогенераторов/ Под. Ред. В.И. Частухина. – Киев: Вища школа, 1980.
26. Костюк А.Г., Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки. – М.: Высшая школа, 1979.
27. Техническая термодинамика/ Кириллин В.А., Сычев В.В., Шнейдлин А.Е. – М.: Энергоатомиздат, 1983.

**Приложение А**  
**РАСЧЕТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА**  
**ОДНОСТУПЕНЧАТОГО ОДНОПОТОЧНОГО**  
**НАСОСА.**

Исходные данные.

Подача	м <sup>3</sup> /ч	370
Частота вращения вала	Об/мин	1450
Избыточное давление на входе $p_1$	кПа	20
Избыточное давление на всходе $p_2$	кПа	640

Определить:

- § напор насоса;
- § коэффициент быстроходности;
- § объемный, гидравлический, механический и общий КПД;
- § мощность на валу насоса;
- § диаметры вала, ступицы, входа в рабочее колесо, входа на лопатки, выхода из колеса;
- § длину ступицы;
- § ширину лопастей на входе и выходе;
- § количество лопаток.

Расчет выполнен в виде таблицы (табл. А1)

Таблица А1 - Расчет рабочего колеса одноступенчатого однопоточного насоса

Наименование	Обозначение	Единица измерения	Формула	Расчет
1	2	3	4	5
напор насоса	H	м	$(p_2 - p_1) / (\rho g)$	$(640-20) \cdot 1000 / (1000 \cdot 9,8)$
число потоков	Z	-	По заданию	1
число ступеней	i	-	То же	1
коэффициент быстходности	$n_s$	-	$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \left(\frac{Q}{Z}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{i}{H}\right)^{3/4}$	$3,65 \cdot 1450 \cdot (370/3600/1)^{0,5} \cdot (1/63,265)^{3/4} = 75,637$
объемный КПД насоса	$\eta_o$	-	$\eta_o = \frac{1}{1 + 0,68 \cdot n_s^{-0,65}}$	$1 / (1 + 0,68 \cdot 75,637^{-0,65}) = 0,961$
приведенный диаметр живого сечения входа в рабочее колесо	$D_{in}$	м	$D_{in} = 4,25 \cdot (Q/n)^{1/3}$	$4,25 \cdot (370/3600/1450)^{1/3} = 0,176$
гидравлический КПД насоса	$\eta_\Gamma$	-	$\eta_\Gamma = 1 - \frac{0,042}{(\text{Lg} D_{in} - 0,712)^2}$	$1 - \frac{0,042}{(\text{Lg} 0,176 - 0,712)^2} = 0,9$
механический КПД насоса	$\eta_M$	-	$0,92 < \eta_M < 0,96$	0,92

1	2	3	4	5
окружная скорость на выходе из колеса	$u_2$	м/с	$U_2 = \frac{c_o \cdot \text{ctg}\beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{c_o \cdot \text{ctg}\beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}}$	$\frac{4,41 \cdot \text{ctg}21,6}{2} + \sqrt{\left(\frac{4,41 \cdot \text{ctg}21,6}{2}\right)^2} + \frac{9,8 \cdot 63,625}{0,951} = 31,68$
выходной диаметр рабочего колеса	$D_2$	м	$u_2 = \frac{c_o \cdot \text{ctg}\beta_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{c_o \cdot \text{ctg}\beta_2}{2}\right)^2 + \frac{gH}{\eta_r}}$	$60 \cdot 31,68(3,14 \cdot 1450) = 0,418$
отношение диаметров выхода и входа	$M$	-	$m = D_2/D_1$	$0,418/0,207 = 2,013$
ширина лопасти на выходе	$b_2$	м	$b_2 = b_1/m$	$0,041/2,013 = 0,0206$
угол отставания	$\sigma$	Град	$0 < \sigma < 6$	6
выходной угол лопасти	$\beta_2$	Град	$\beta_{2л} = \beta_2 + \sigma$	$21,6 + 6 = 27,6$



1	2	3	4	5
количество лопаток рабочего колеса	$z$	-	$z = 6,5 \frac{m+1}{m-1} \sin \frac{\beta_{1Л} + \beta_{2Л}}{2}$	$6,5 \frac{2,013+1}{2,013-1} \sin \frac{20,6+27,6}{2} = 8$
полный КПД насоса	$\eta$	кВт	$\eta = \eta_o \eta_r \eta_m$	$0,961 \cdot 0,951 \cdot 0,92 = 0,841$
мощность на валу насоса	$N$		$N = \frac{\rho g H Q}{1000 \eta}$	$1000 \cdot 9,8 \cdot 63,265 \cdot 370 / (3600 \cdot 1000 \cdot 0,841) = 75,800$
крутящий момент на валу насоса	$M$	Н·м	$M = 9600 \cdot N/n$	$9600 \cdot 75,8 / 450 = 502$
допустимое напряжение кручения	$\tau_{доп}$	Н/см <sup>2</sup>	$1200 < \sigma_{доп} < 2000$	1600
диаметр вала, определяемый по условиям скручивания	$d_B$	см(мм)	$d_B = \left( \frac{M}{0,2 \sigma_{доп}} \right)^{1/3}$	$(502 \cdot 100 / 0,2 / 1600)^{1/3} = 5,39(53,9)$
диаметр ступицы колеса	$d_{СТ}$	см(мм)	$d_{СТ} = (1,2 \dots 1,4) d_B$	$1,2 \cdot 5,39 = 6,47(64,7)$
диаметр входа в рабочее колесо	$D_o$	мм	$D_o = \sqrt{D_{in}^2 + d_{СТ}^2}$	$(176^2 + 64,7^2)^{0,5} = 187$
диаметр входа на рабочие лопасти	$D_1$	мм	$D_1 = D_o + 20$	$187 + 20 = 207$

1	2	3	4	5
длина ступицы	$L_{CT}$	мм	$L_{CT} = (1,1...1,5)d_{CT}$	$1,1 \cdot 64,7=71$
окружная скорость на входе в каналы колеса	$U_1$	м/с	$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$	$3,14 \cdot 0,0207 \cdot 1450/60=15,74$
скорость входа в рабочее колесо	$c_o$	м/с	$c_o = \frac{4Q}{\pi \eta_o (D_{in}^2 - d_{CT}^2)}$	$4 \cdot 370/[3600 \cdot 3,14 \cdot 0,961(0,187^2 - 0,0647^2)]=4,41$
тангенс входного колеса	$tg\beta_1$	-	$tg \beta_1 = c_o/u_1$	$4,41/15,74=0,279882$
входной угол	$\beta_1$	град	-	15,6
угол атаки	$i$	Град	$0 < i < 6$	5
входной угол лопасти	$\beta_{1Л}$	Град	$\beta_{1Л} = \beta_1 + i$	$15,6+5=20,6$
коэффициент стеснения входного сечения кромками лопастей	$\mu_1$	-	0,9	0,9
ширина лопасти на входе	$b_1$	м	$b_1 = \frac{Q}{\pi D_1 C_o \mu_1 \eta_o}$	$370/(3,14 \cdot 0,0207 \cdot 4,41 \cdot 0,9 \cdot 0,961 \cdot 3600)=0,041$
входной угол	$\beta_2$	град	$\beta_2 = \beta_{1Л} + 1$	$20,6+1=21,6$

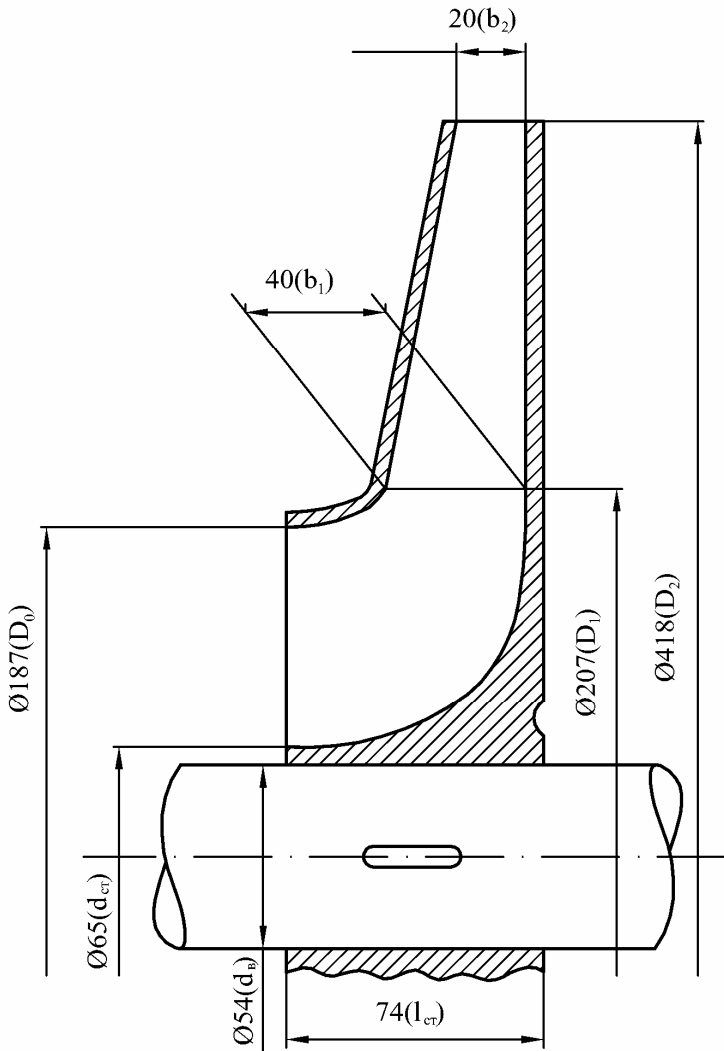


Рис А1 – Эскиз рабочего колеса (М1:2)

## Приложение Б. МЕТОДИКА И ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ДОПУСТИМОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ

**Пример 1.** Определить допустимую геометрическую высоту расположения насоса над уровнем всасываемой воды.

Установка характеризуется следующими данными:

$Q=1450 \text{ м}^3/\text{ч}$ ;  $n=970 \text{ об/мин}$ ;  $D_1=320 \text{ мм}$ ;  $D_2=855 \text{ мм}$ ;  
 $d_{\text{вс}}=500 \text{ мм}$ ;  $p_0=100 \text{ кПа}$ ;  $T_{\text{вод}}=293 \text{ К}$ ;  $\rho=1000 \text{ кг/м}^3$ ;  $\Sigma h_{\text{вс}}=0,25 \text{ м}$ .

Решение. По таблицам насыщенного водяного пара находим давление насыщения при  $T_{\text{вод}}=293 \text{ К}$

$$p_{\text{нас}}=2,34 \text{ кПа.}$$

Следовательно,

По формуле

$$H_{\text{кав}} = \frac{100000 - 2340}{1000 \cdot 9,8} = 9,9 \text{ м.}$$

По формуле

$$H_{\text{вс.кр}} = 9,9 - 10 \left( \frac{970 \sqrt{\frac{1450}{3600}}}{1100} \right)^{4/3} = 5,3 \text{ м.}$$

Допустимая высота всасывания

$$H_{\text{вс.доп}} = 5,3 - 0,25(9,9 - 5,3) = 4,15 \text{ м.}$$

Скорость во всасывающей патрубке насоса

$$c_{\text{вс}} = \frac{Q}{\Omega} = \frac{1450}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,5^2} = 2,05 \text{ м.}$$

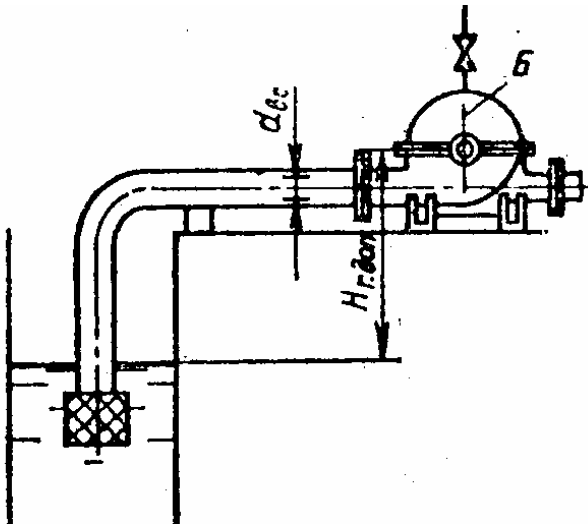


Рис. Б 1 – К примеру 1

Допустимая геометрическая высота всасывания

$$H_{\text{г.доп}} = H_{\text{вс.доп}} - \sum h_{\text{вс}} - \frac{c_{\text{вс}}^2}{2g} - \frac{D_1}{2} = 4,15 - 0,25 - \frac{2,05^2}{2 \cdot 9,8} - 0,16 = 3,53 \text{ м.}$$

Обозначения даны на рис. Б 1

**Пример 2.** Центробежный насос предназначен для отсасывания из конденсатора паровой турбины конденсата, переохлажденного до  $T=323 \text{ К}$ .

Данные по установке:  $Q = 36 \text{ м}^3/\text{ч}$ ; диаметр всасывающей трубы насоса  $d=160 \text{ мм}$ ; абсолютное давление в паровом пространстве конденсатора  $p_k=19,8 \text{ кПа}$ ;  $n=1480 \text{ об/мин}$ ; сопротивление всасывающего трубопровода  $\sum h_{\text{вс}} = 0,4 \text{ мм.вод.ст.}$

Рассчитать на каком наименьшем вертикальном расстоянии от минимального уровня в конденсаторе должна находиться ось

насоса для обеспечения его нормальной работы без кавитационных срывов. Обозначения даны на рис. Б 2.

Решение. Воспользуемся соотношениями

$$H_{\text{кав}} = \frac{p_o - p_{\text{нас}}}{\rho g}; \quad H_{\text{вс.доп.}} = H_{\text{вс.кр}} - 0,25(H_{\text{кав}} - H_{\text{вс.кр}}).$$

По таблицам насыщенного водяного пара для  $T=323 \text{ К}$  находим  $p_{\text{нас}}=12,3 \text{ кПа}$ , следовательно,

$$H_{\text{кав}} = \frac{19800 - 12300}{1000 \cdot 9,8} = 0,662 \text{ м};$$

$$H_{\text{вс.кр}} = 0,662 - 10 \left( \frac{1480 \sqrt{\frac{36}{3600}}}{1200} \right)^{4/3} = 0,042 \text{ м}.$$

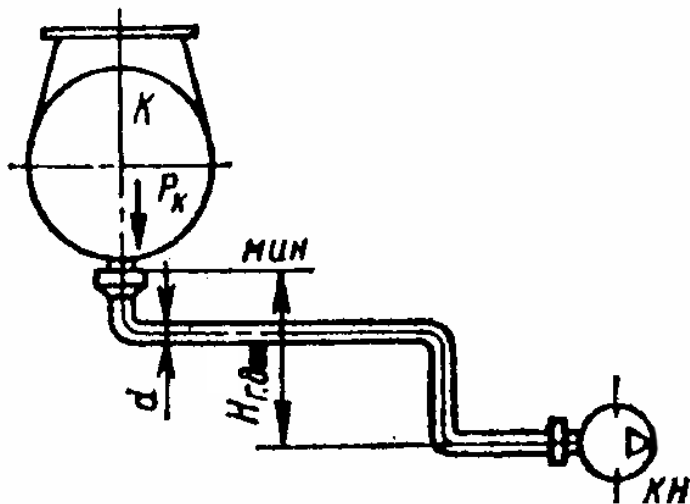


Рис. Б 2 – К примеру 2

Здесь коэффициент Руднева принят для конденсатного насоса с хорошими кавитационными качествами равным 1200.

Скорость на всасывании

$$c_{\text{вс}} = \frac{0,01}{0,785 \cdot 0,16^2} = 0,5 \text{ м/с.}$$

По формуле

$$H_{\text{вс, доп}} = 0,042 - 0,25(0,662 - 0,042) + -0,113 \text{ м.}$$

Допустимая геометрическая высота

$$H_{\text{г, доп}} = -0,113 - 0,40 - \frac{0,5^2}{2 \cdot 9,8} - 0,08 = -0,595 \text{ м.}$$

Ось насоса должна находиться ниже уровня всасываемого конденсата не менее чем на 595 м.

**Приложение В.**  
**НАСОСЫ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ И ПРОМТЕПЛОТЕХНИКЕ**

Таблица В1 – Классификация насосов

Назначение, тип	Марка	Подача, м <sup>3</sup> /ч	Напор, Мпа (м)	Габариты, мм длина- ширина- высота	Масса на- соса (агре- гата), кг	Мощность двигателя, кВт
1	2	3	4	5	6	7
Питательные центробежные	ПЭА-850-65	850	7,14 (714)	5415×1680×1650	(13730)	2500
Питательные центробежные	ПЭА-1650-75	1650	8,3 (83)	6200×2000×2000	(27000)	5000
Сетевые центробежные	СЭ-800-100	800	1,0 (100)	2190×1370×1850	3010	320
Сетевые центробежные	СЭ-5000-160	5000	1,6 (160)	2325×2175×1730	4870	3200
Конденсатные центробежные	КсВ-320-160	320	1,6 (160)	1200×1350×3820	(4720)	250
Конденсатные центробежные	Кс-1600-220	1600	2,2 (220)	4700×1800×1470	(7450)	1250



1	2	3	4	5	6	7
Самовсасывающие (бачерные) центробежные	С-569М	250	0,14 (14)	1620×720×1 045	440	15
Питательные поршневые	ПН- 1,6/16М	1,6	0,16 (16)	725×465×46 5	105 (125)	1,5
Насосы для перекачки нефтепродуктов	ПДГ-125- 324	125	3,2 (320)	2960×1480× 1210	4400	-

**Приложение Г.  
ТЯГОДУТЬЕВЫЕ ВЕНТИЛЯТОРЫ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ И  
ПРОМТЕПЛОТЕХНИКЕ**

Таблица Г1 – Классификация вентиляторов

Назначение и область	Марка	Производительность $10^3$ , м/с	Полное давление, кПа	Температура, °С	Запыленность перемещаемой среды, г/м <sup>3</sup>	КПД, %	Масса, кг	Мощность двигателя, кВт
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вентиляторы дутьевые. Подача чистого воздуха в топку котлов	ВДН-10	19,6	3,45	30	–	83	594	30
Вентиляторы дутьевые. Подача чистого воздуха в топку котлов	ВДН-24	275	4,05	30	–	86	7838	400
Мельничные вентиляторы систем пылеприготовления	ВМ-15	38	7,3	70	70, угольная пыль	82	3025	160
Мельничные вентиляторы систем пылеприготовления	Вм-180/110	180	4,75	76	80, у.п.	76	6800	1250

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Мельничные вентиляторы систем пылеприготовления	ВВСМ- 3у	60	4,75	80	500, у.п.	62	4810	
Вентиляторы горячего дутья	ВГДН-21	143	3,24	400	–	82	4720	400
Дымососы. Отсос дымовых газов из топок котлов и печей	ДН-15	50	2,26	200	1, зола	82	2758	250
Дымососы. Отсос дымовых газов из топок котлов и печей	ДН-20	267	4,47	100	1, зола	82	10100	500
Дымососы. Отсос дымовых газов из топок котлов и печей	ДН-26х2	477	4,61	100	2, зола	84	25700	1000
Дымососы для обжиговых машин	ДН- 27,5х2	675	6,35	100	120, пыль	72	31640	2000

# Приложение Д

## СОСТАВЛЕНИЕ И РАСЧЕТ ПРИНЦИПИАЛЬНОЙ ТЕПЛОВОЙ СХЕМЫ

### 1 Описание тепловой схемы

Принципиальная тепловая схема ТЭС показывает основные потоки теплоносителей, связанные с основным и вспомогательным оборудованием в процессах преобразования теплоты для выработки и отпуска электроэнергии и теплоты. Практически принципиальная тепловая схема сводится к схеме пароводяного тракта ТЭС (энергоблока), элементы которого даются в условных изображениях.

На рисунке Д 1 приведена принципиальная тепловая схема блока с турбиной К-200-130 и барабанным котлоагрегатом. Начальные параметры пара перед турбиной: давление 13,0 МПа, и температура 545°С; конечное давление 3,5 кПа. Блок работает по циклу с промежуточным перегревом пара. Параметры пара на выходе из ЦВД: давление 2,1 МПа, температура 312°С; после пароперегревателя (на входе в ЦСД) давление – 2,0 МПа, температура – 545°С. Турбина имеет семь регенеративных отборов, от которых пар подводится к трем подогревателям высокого давления и четырем подогревателем низкого давления. Все подогреватели высокого давления имеют охладители пара и дренажи. Деаэратор подключен к третьему (по ходу пара в турбине) отбору и составляет вместе с подогревателем П<sub>5</sub> одну ступень подогрева. Работает деаэратор при давлении 0,588 МПа, температура питательной воды 225°С.

Для использования тепла продувочной воды котлоагрегата в схеме предусмотрено два расширителя Р<sub>1</sub> и Р<sub>2</sub>. С Р<sub>2</sub> продувочная вода поступает в корпус испарителя, где смешивается с химически обработанной водой.

Компенсация затрат пара и конденсата происходит за счет дистиллята, который производится в испарителях. На блоке имеется две установки, одна из них подключена к четвертому отбору, другая к пятому. Оба испарителя И<sub>1</sub> и И<sub>2</sub> имеют свои конденсаторы КИ<sub>1</sub> и КИ<sub>2</sub>, включенные в систему регенеративного подогрева пи-

тательной воды. Химически обработанная вода, направляется в испаритель, заранее деаэрируется в деаэраторе при  $P=0,117$  МПа.

Пар из уплотнений направляется в отборы и подогреватели ПУ<sub>1</sub> и ПУ<sub>2</sub>, которые расположены соответственно за подогревателем П<sub>1</sub> и подогревателем эжекторной установки ПЭ.

В концевые уплотнения роторов турбины подается пар из паровой уравнивающей деаэраторов.

## **2 Построение рабочего процесса расширения пара и определение параметров потоков пара и воды**

Построение  $hS$  – диаграммы начинается с точки, которая соответствует параметрам перед стопорными клапанами ЦВД турбины:  $P_0 = 13,0$  МПа и  $t_0 = 545^\circ\text{C}$ , т.е. с точки пересечения изобары и изотермы острого пара. Определяем значение энтальпии в точке 0 (рисунок Д 2):  $h_0 = 3443$  кДж/кг.

В регулирующих клапанах происходит дросселирование пара при постоянной энтальпии. С расчетом затрат для точки 0<sup>1</sup>:

$$P_0^1 = (1 - \Delta P_{\text{кл}}) P_0$$

$$P_0^1 = (1 - 0,05)13,0 = 12,35 \text{ МПа.}$$

Проведя горизонталь от точки 0 до  $P_0^1$ , находим точку 0<sup>1</sup>, из которой опускаем вертикаль до пересечения с изобарой  $P_{\text{пт}}^1$ , которая характеризует давление пара на выходе из ЦВД турбины и определяем значение энтальпии в этой точке  $h_{\text{пт}2}^1 = 2940$  кДж/кг. С учетом относительного внутреннего КПД ЦВД ( $\eta_{\text{oi}}=0,832$ ) получаем:

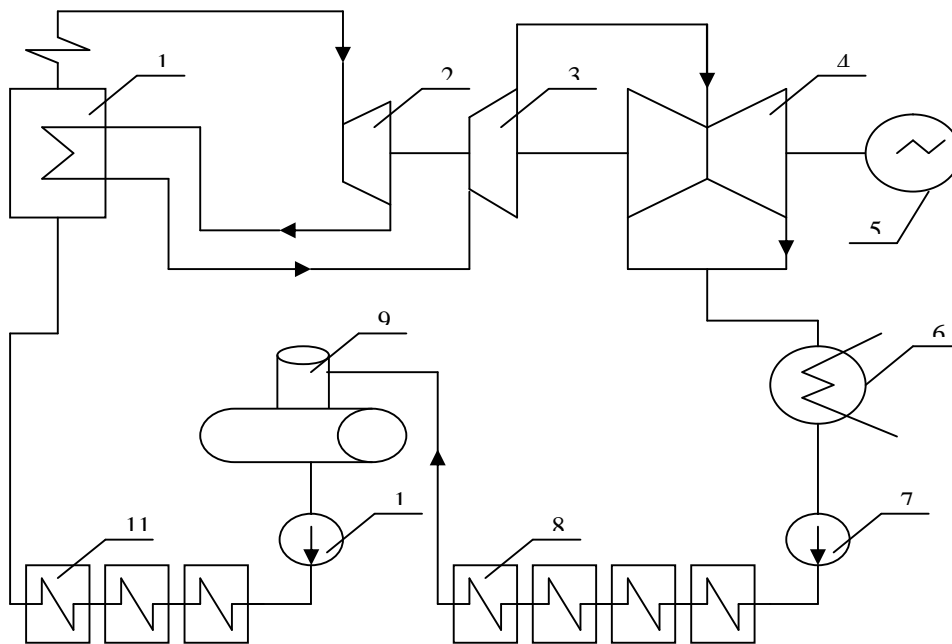


Рис. Д1 – Принципиальная тепловая схема блока 200 МВт 1 – котел; 2 – ЦВД; 3 – ЦСД; 4 – ЦНД; 5 – генератор; 6 – конденсатор; 7 – конденсатный насос; 8 – подогреватели низкого давления; 9 – деаэрактор; 10 – питательный насос; 11 – подогреватели высокого давления.

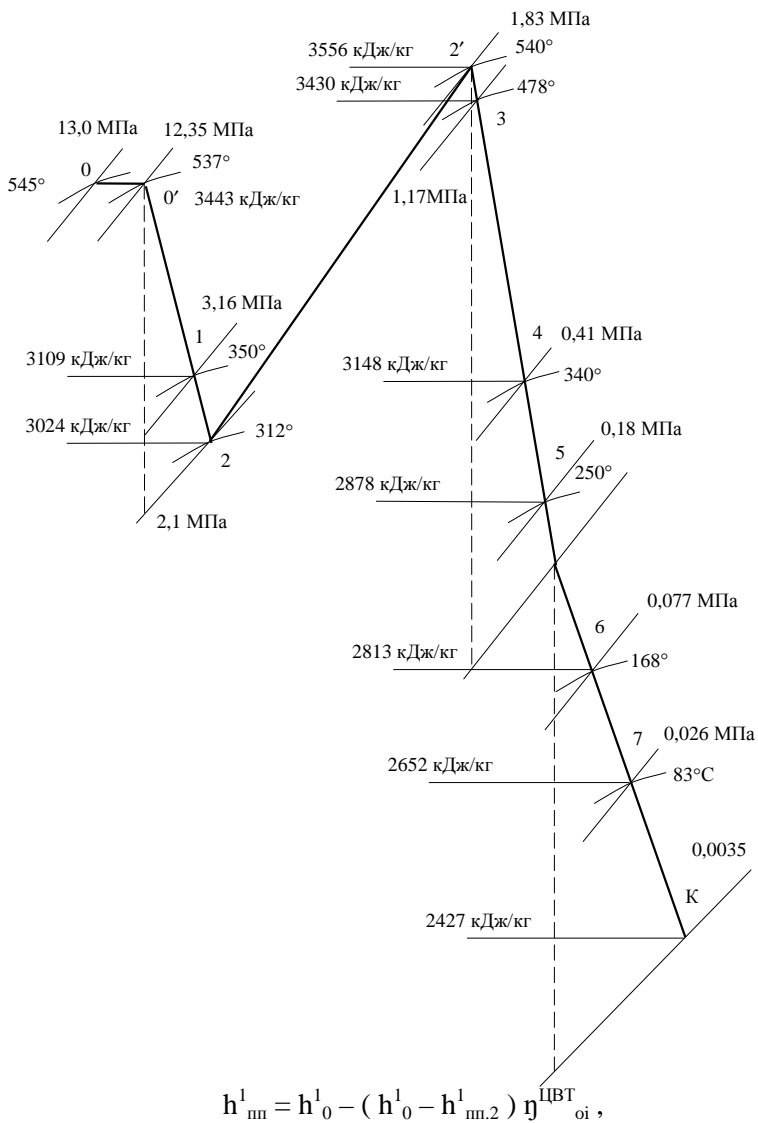


Рис. Д2 – Тепловой процесс турбины К-200-130 в h,s- диаграмме.

$$h_{\text{пн}}^1 = 3443 - (3443 - 2940) \cdot 0,832 = 3024 \text{ кДж/кг.}$$

Соединив точки 0<sup>1</sup> и 2 прямой, получаем кривую процесса расширения пара в ЦВД.

С учетом потери давления пара в паропроводе промежуточного перегрева после ЦВД, начальная точка имеет следующие параметры пара:

$$P_{\text{пн}}^{11} = 0,9 \cdot P_{\text{пн1}} = 0,9 \cdot 2,1 = 1,83 \text{ МПа}$$

По h-S диаграмме находим энтальпию в этой точке (2<sup>1</sup>)  $h_{\text{пн}}^{11} = 3556 \text{ кДж/кг}$ . Из нее проводим вертикаль до изобары, которая соответствует состоянию пара на выходе из ЦСД.  $P_{\text{пер}}$  – давление в перепускных трубопроводах между ЦВД и ЦСД турбины.

Тогда

$$h_{\text{пер}}^1 = h_{\text{пн}}^{11} - (h_{\text{пн}}^{11} - h_{\text{пер}}) \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦСД}}$$

$$h_{\text{пер}}^1 = 3556 - (3556 - 2790) \cdot 0,885 = 2878 \text{ кДж/кг.}$$

Соединив точки 2<sup>1</sup> и ПЭ, находим в точке пересечения линии процесса с изобарами отборов  $P_{\text{п3}}$ ,  $P_{\text{п4}}$ ,  $P_{\text{п5}}$ , деаэратора  $P_{\text{пд}}$  и соответствующие значения энтальпий и температур этих отборов. Учитывая потери в трубопроводе  $\Delta P_{\text{пер}}$  строим на диаграмме точку ПЕ<sup>1</sup> ( $h = \text{const}$ ).

Определяем изэнтропный теплоперепад в ЦНД до  $P_{\text{к}}$ :

$$h_{\text{к}} = h_{\text{пер}}^1 - (h_{\text{пер}}^1 - h_{\text{ка}}) \eta_{\text{oi}}^{\text{ЦНД}}$$

$$h_{\text{к}} = 2878 - (2878 - 2323) \cdot 0,812 = 2427 \text{ кДж/кг}$$

Соединив прямой линией точки ПЭ<sup>1</sup> и К, получаем на пересечении с изобарами  $P_7$  и  $P_8$  значения  $h_{\text{п6}}$ ,  $h_{\text{п7}}$ ,  $t_{\text{п6}}$  и  $t_{\text{п7}}$ , которые вносим в таблицу Д 1.

После построения hs-диаграммы определяем количество подогревателей высокого давления. Для этого необходимо знать температуру питательной воды на входе в котел ( $t_{\text{пв}} = 225 \text{ }^\circ\text{C}$ ) и температуру воды после питательного насоса.

$$t_{\text{пн}}^{\text{вых}} = t_{\text{д}} + \Delta t_{\text{пн}} = 152 + 6 = 158 \text{ }^\circ\text{C,}$$

где  $\Delta t_{\text{пн}} = 6 \text{ }^\circ\text{C}$  – подогрев воды в питательном насосе.

Количество подогревателей высокого давления:

$$n = (t_{\text{пв}} - t_{\text{пн}}^{\text{вых}}) / 22 = (225 - 158) / 22 = 3 \text{ шт}$$

где (22-26) – температура подогрева воды в одном подогревателе.

Подогрев в группе ПВД:

$$\Delta t_{\text{ПВД}} = t_{\text{пв}} - t_{\text{пн}}^{\text{вых}} = 225 - 158 = 67 \text{ }^\circ\text{C}$$



Подогрев, приходящийся на один ПВД:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{ПВД}}/n = 67/3 = 22,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определяем температуры на выходе из каждого ПВД:

$$\begin{aligned}t_{\text{п1}}^{\text{ВЫХ}} &= t_{\text{пв}} = 225 \text{ }^{\circ}\text{C} \\t_{\text{п2}}^{\text{ВЫХ}} &= 225 - 22,3 = 202,7 \text{ }^{\circ}\text{C} \\t_{\text{п3}}^{\text{ВЫХ}} &= 202,7 - 22,3 = 180,4 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

По таблицам состояния воды и водяного пара [1] определяем энтальпии для каждой температуры:

$$h_{\text{п1}} = 967 \text{ кДж/кг}; \quad h_{\text{п2}} = 864 \text{ кДж/кг}; \quad h_{\text{п3}} = 765 \text{ кДж/кг}.$$

Недогрев воды  $\vartheta$  во всех ПВД принимаем равным  $1,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тогда температура насыщения отборного пара в подогревателе равна  $t'_{\text{н}} = t_{\text{п}}^{\text{ВЫХ}} + \vartheta$ :

$$\begin{aligned}t'_{\text{н1}} &= 225 + 1,5 = 226,5 \text{ }^{\circ}\text{C} \\t'_{\text{н2}} &= 202,7 + 1,5 = 204,2 \text{ }^{\circ}\text{C} \\t'_{\text{н3}} &= 180,4 + 1,5 = 181,9 \text{ }^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

По таблицам состояния воды и водяного пара определяем энтальпии и давления для каждой температуры.

$$\begin{aligned}h'_{\text{н1}} &= 998 \text{ кДж/кг}; & h'_{\text{н2}} &= 886,5 \text{ кДж/кг}; & h'_{\text{н3}} &= 778 \text{ кДж/кг}. \\P'_1 &= 2,93 \text{ МПа}; & P'_2 &= 1,85 \text{ МПа}; & P'_3 &= 1,09 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Потерю давления в паропроводе отбора принимаем равной 8% давления подогревателя. Поэтому давление отбора  $P_i = 1,08P'_i$ :

$$\begin{aligned}P_1 &= 1,08 \cdot 2,93 = 3,16 \text{ МПа} \\P_2 &= 1,08 \cdot 1,85 = 2,1 \text{ МПа} \\P_3 &= 1,08 \cdot 1,09 = 1,17 \text{ МПа}\end{aligned}$$

По полученным давлениям в  $h_s$ -диаграмме определяем точки отборов путем пересечения изобар с линией процесса и определяем параметры пара в этих точках:

$$h_1 = 3109 \text{ кДж/кг}; \quad t_1 = 350 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_2 = 3024 \text{ кДж/кг}; \quad t_2 = 312 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$h_3 = 3430 \text{ кДж/кг}; \quad t_3 = 478 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определяем количество подогревателей низкого давления.

Для этого необходимо знать температуру конденсата на входе в деаэрактор и температуру конденсата перед подогревателями низкого давления. Для надежной работы деаэрактора и его регулятора давления рекомендуется величина подогрева основного конденсата в деаэракторе порядка  $15^{\circ}\text{C}$ . Таким образом

$$t_{\text{д}}^{\text{ВХ}} = 152 - 15 = 137^{\circ}\text{C}.$$

Температура конденсата после конденсатора:

$$t_{\text{к}} = t_{\text{об}} + 5 + \Delta t = 12 + 5 + 13,1 = 30,1^{\circ}\text{C},$$

где  $\Delta t = 2200 / C_p \cdot 50 = 13,1^{\circ}\text{C}$

Температура конденсата перед подогревателями низкого давления равна температуре конденсата после конденсатора плюс подогрев в подогревателе эжекторов ( $\Delta t_{\text{эж}} = 4 \dots 5^{\circ}\text{C}$ ):

$$t_{\text{эж}} = t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{эж}} = 30,1 + 5 = 35,1^{\circ}\text{C}$$

Количество подогревателей низкого давления:

$$n = (t_{\text{д}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{эж}}) / 26 = (137 - 35,1) / 26 = 4$$

Принимаем 4 ПНД.

Подогрев в группе ПНД:

$$\Delta t_{\text{ПНД}} = t_{\text{д}}^{\text{ВХ}} - t_{\text{эж}} = 137 - 35,1 = 101,9^{\circ}\text{C}$$

Подогрев, приходящийся на один ПНД:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{ПНД}} / n = 101,9 / 4 = 25,5^{\circ}\text{C}$$

Определяем температуры на выходе из каждого ПНД:

$$t_{п4}^{БЫХ} = t_{д}^{БХ} = 137 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{п5}^{БЫХ} = 137 - 25,5 = 111,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{п6}^{БЫХ} = 111,5 - 25,5 = 86 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{п7}^{БЫХ} = 86 - 25,5 = 60,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По таблицам состояния воды и водяного пара [1] определяем энтальпии для каждой температуры пара:

$$h_{п4} = 576 \text{ кДж/кг}; \quad h_{п5} = 463,5 \text{ кДж/кг}; \quad h_{п6} = 360 \text{ кДж/кг}; \quad h_{п7} = 253 \text{ кДж/кг}$$

Недогрев воды  $\vartheta$  во всех ПНД принимаем равным 4  $^{\circ}\text{C}$ . Тогда температура насыщения отборного пара в подогревателе равна

$$t'_{н} = t_{пi}^{БЫХ} + \vartheta$$

$$t'_{н4} = 137 + 4 = 141 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t'_{н5} = 111,5 + 4 = 115,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t'_{н6} = 86 + 4 = 90 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t'_{н7} = 60,5 + 4 = 64,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По таблицам состояния воды и водяного пара [1] определяем энтальпию и давление для каждой температуры:

$$h'_{н4} = 593 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{н5} = 485 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{н6} = 377 \text{ кДж/кг}; \quad h'_{н7} = 270 \text{ кДж/кг}. \\ P'_4 = 0,38 \text{ МПа}; \quad P'_5 = 0,175 \text{ МПа}; \quad P'_6 = 0,071 \text{ МПа}; \quad P'_7 = 0,0244 \text{ МПа}.$$

Потерю давления в паропроводе отбора принимаем равной 8% давления подогревателя. Поэтому давление отбора  $P_i = 1,08 \cdot P'_i$ :

$$P_4 = 1,08 \cdot 0,38 = 0,41 \text{ МПа}$$

$$P_5 = 1,08 \cdot 0,175 = 0,189 \text{ МПа}$$

$$P_6 = 1,08 \cdot 0,071 = 0,077 \text{ МПа}$$

$$P_7 = 1,08 \cdot 0,0244 = 0,026 \text{ МПа}$$

По полученным давлениям в  $hs$ -диаграмме определяем точки отборов путем пересечения изобар с линией процесса и определяем параметры пара в этих точках:

$$h_4 = 3148 \text{ кДж/кг}; \quad t_4 = 340 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 2970 \text{ кДж/кг}; \quad t_5 = 250 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_6 = 2813 \text{ кДж/кг}; \quad t_6 = 168 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_7 = 2652 \text{ кДж/кг}; \quad t_7 = 83 \text{ }^\circ\text{C}$$

Принятые и рассчитанные параметры пара, конденсата и питательной воды тепловой схемы заносим в таблицу Д 1.

Таблица Д 1 – Параметры пара, конденсата и питательной воды тепловой схемы

Точка процесса	Еле- мент тепл. Схемы	P, МПа	T, °C	h, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	P', МПа	t' <sub>н</sub> , °C	h' <sub>н</sub> , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	t <sub>ни</sub> , °C	h <sub>ни</sub> , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	t <sub>др</sub> , °C	h <sub>др</sub> , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$
0	–	13,0	540	3443	–	–	–	–	–	–	–
0'	–	12,35	537	3443	–	–	–	–	–	–	–
1	П1	3,16	350	3109	2,93	227	998	225	967	208	889
2	П2	2,1	312	3024	1,94	204	886,5	203	864	186	790
2'	–	1,83	540	3556	–	–	–	–	–	–	–
3	П3	1,17	478	3430	1,09	182	778	180	765	157	662
	Д	0,588	478	3430	0,59	152	641	152	641	–	–
4	П4	0,41	340	3148	0,38	141	598	137	576	141	598
ПЭ	П5	0,189	250	2878	0,175	116	485	112	464	116	485
ПЭ'	–	0,169	249	2878	–	–	–	–	–	–	–
6	П6	0,077	168	2813	0,071	90	377	86	360	90	377
7	П7	0,026	83	2652	0,0244	64,5	270	60,5	253	64,5	270
К	К	0,0035	30,1	2427	–	–	–	30,1	–	–	–

### 3 Материальный баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принимаем 0,5% расхода пара на турбину, т.е.

$$\alpha_{\text{эж}} = D_{\text{эж}}/D = 0,005$$

Расход пара на уплотнения турбины:

$$\alpha_{\text{упл}} = D_{\text{упл}}/D = 1\% = 0,01$$

Утечки пара и конденсата принимаем 2%, т.е

$$\alpha_{\text{ут}} = D_{\text{ут}}/D = 0,02$$

Расход перегретого пара:

$$D_{\text{пе}} = D + D_{\text{эж}} + D_{\text{упл}} + D_{\text{ут}} = 1,035D;$$
$$\alpha_{\text{пе}} = 1,035$$

Расход питательной воды:

$$D_{\text{п.в}} = D_{\text{пе}} = 1,035D;$$
$$\alpha_{\text{п.в}} = 1,035$$

### 4 Материальный и тепловой баланс теплообменников

#### 4.1 Подогреватель П1

Греющим паром для этого подогревателя служит пар первого отбора. Уравнение теплового баланса:

$$D_{\text{п1}}(h_1 - h_{\text{др1}})\eta_{\text{п1}} = D_{\text{пв}}(h_{\text{п1}} - h_{\text{п2}})$$

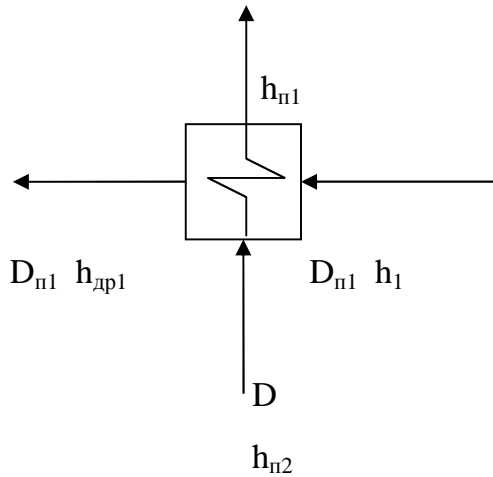


Рис. Д 3 – Подогреватель П1.

Отсюда получаем:

$$a_{п1} = \frac{a_{п.в} (h_{п1} - h_{п2})}{(h_1 - h_{др1}) h_{п1}} = \frac{1,035(967 - 864)}{(3109 - 889)0,99} = 0,049$$

#### 4.2 Подогреватель П2

Греющим паром для этого подогревателя служит пар 2 отбора. В подогреватель сливается дренаж из П1. Уравнение теплового баланса:

$$D_{п2}(h_2 - h_{др2}) + D_{пр}^{п2}(h_{пр} - h_{др2}) + D_{п1}(h_{др1} - h_{др2}) = D_{пв}(h_{п2} - h_{п3})/\eta_{п2}$$

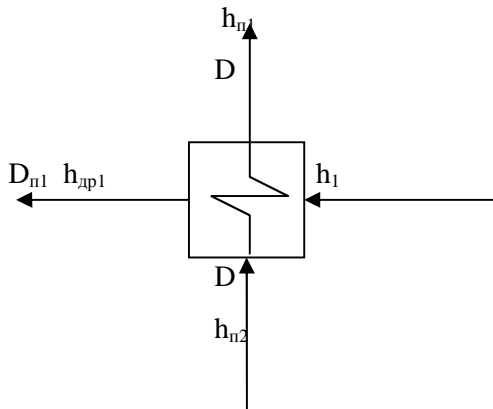


Рис. Д 4 – Подогреватель П2.

$$\alpha_{п2} = \frac{\alpha_{п.в}(h_{п2} - h_{п3})/\eta_{п1} - \alpha_{п1}(h_{др1} - h_{др2})}{(h_2 - h_{др2})} - \frac{\alpha_{пр}(h_{пр1} - h_{др2})}{h_2 - h_{др2}}$$

$$\alpha_{п2} = \frac{1,035(864 - 765)/0,99}{3024 - 790} - \frac{0,049(889 - 790) - 0,005(3427 - 790)}{3024 - 790} = 0,038$$

### 4.3 Подогреватель ПЗ

В подогреватель ПЗ входит питательная вода после питательного насоса с температурой  $t_{пн}^{вх} = t_d + \Delta t_{пн} = 152 + 6 = 158^\circ\text{C}$  и энтальпией  $h = 667$  кДж/кг.

Греющий пар поступает из третьего отбора. Уравнение теплового баланса:

$$D_{п3}(h_3 - h_{др3}) + (D_{пр} + D_{п1} + D_{п2})(h_{др2} - h_{др3}) = D_{пв}(h_{п3} - h_{пн})/\eta_{п3}$$

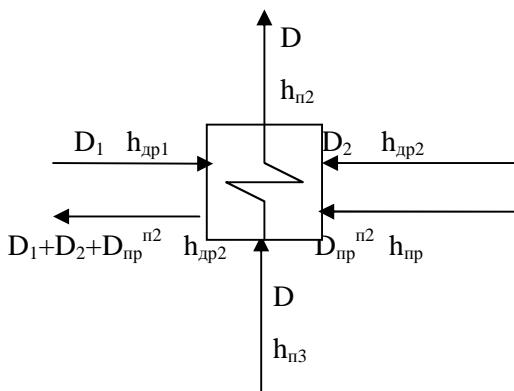


Рис. Д5 – Подогреватель ПЗ.

$$\alpha_{п2} = \frac{\alpha_{п.в}(h_{п2} - h_{п3})/\eta_{п1} - \alpha_{п1}(h_{др1} - h_{др2})}{(h_2 - h_{др2})} - \frac{\alpha_{пр}(h_{пр1} - h_{др2})}{h_2 - h_{др2}}$$

$$\alpha_{п2} = \frac{1,035(864 - 765)/0,99}{3430 - 662} - \frac{(0,049 + 0,038 + 0,005)(790 - 667)}{3430 - 662} = 0,033$$



#### 4.4 Деаэратор

В деаэратор входит пять потоков воды:

- дренажи ПВД;
- протечки штоков клапанов ЦВД;
- греющий пар из третьего отбора;
- добавочная вода на восполнение потерь пара и конденсата в количестве  $\alpha_{доб} = 0,02$  с энтальпией  $h_{доб} = 120$  кДж/кг;
- основной конденсат турбины из 4-го подогревателя в количестве  $\alpha_{кд}$ .

Величину  $\alpha_{кд}$  можно определить из уравнения материального баланса деаэратора:

$$\alpha_d h_3 + \alpha_{шт} h_0 + (\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{пр}^{п2}) h_{др3} + \alpha_{кд} h_{п4} + \alpha_{доб} h_{доб} = 1,035 h_d^H / \eta_d$$

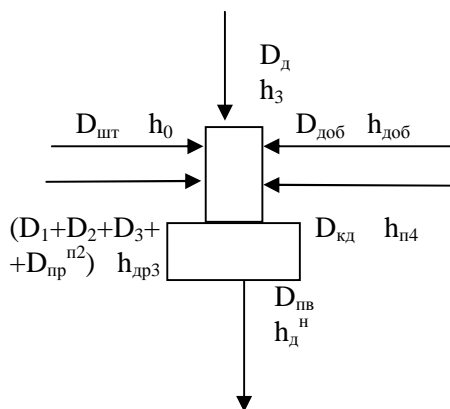


Рис. Д 6 – Деаэратор.

$$\alpha_{кд} = 1,035 - \alpha_{шт} - \alpha_{пр}^{п2} - \alpha_{п1} - \alpha_{п2} - \alpha_{п3} - \alpha_d - \alpha_{доб}$$

$$\alpha_{кд} = 1,035 - 0,153 - 0,027 - 0,02 - \alpha_d = 0,835 - \alpha_d$$

$$\alpha_{п2} = \frac{\alpha_{п.в} h_d^H / \eta_{п1} - \alpha_{шт} h_0 - (\alpha_{п1} + \alpha_{п2} + \alpha_{п3} + \alpha_{пр}^{п2}) h_{др} - 0,865 h_{п4} - \alpha_{до6} h_{до6}}{(h_3 - h_{п4})}$$

$$\alpha_{п2} = \frac{1,035 \cdot 641 / 0,99 - 0,003 \cdot 3443 - (0,049 + 0,038 + 0,033 + 0,005) \cdot 662}{3430 - 576} - \frac{0,835 \cdot 576 - 0,027 \cdot 120 - 0,02 \cdot 120}{3430 - 576} = 0,029$$

$$\alpha_{кд} = 0,835 - 0,029 = 0,806$$

#### 4.5 Подогреватель П4

Уравнение теплового баланса:

$$D_{кд}(h_{п4} - h_{п5}) / \eta_{п1} = D_{п4}(h_4 - h_{др4})$$

Отсюда получаем:

$$\alpha_{п4} = \frac{\alpha_{кд}(h_{п4} - h_{п5}) / \eta_{п1}}{h_4 - h_{др4}} = \frac{0,806(576 - 464) / 0,99}{3148 - 598} = 0,0353$$

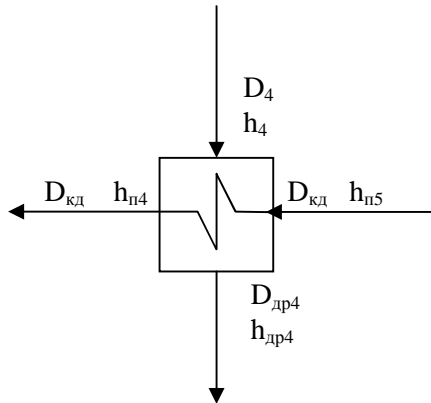
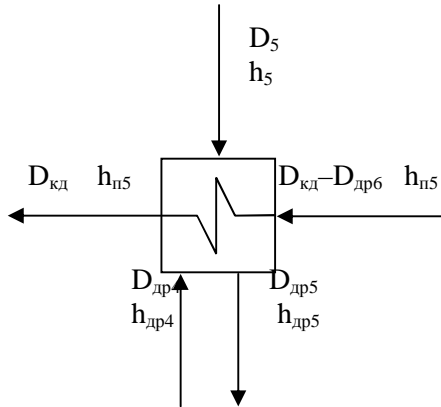


Рис.Д 7 – Подогреватель П4

#### 4.6 Подогреватель П5

Уравнение теплового баланса:

$$D_5 h_5 + (D_{кд} - D_{др6}) h_{п6} + D_{др} h_{др4} = D_{др5} h_{др5} + D_{кд} h_{п5}$$



$$(D_{кд}(h_{п5} - h_{п6}) + D_{др6}h_{п6})/\eta_{п} = D_5(h_5 - h_{др5}) + D_{др4}h_{др4}$$
 Рис. Д 8 – Подогреватель П5

$$\alpha_{др6} = \alpha_{п4} + \alpha_{п5} + \alpha_{п6} = 0,036 + \alpha_{п5} + \alpha_{п6}$$

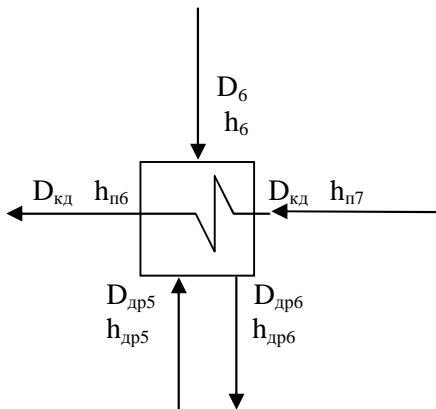


Рис. Д9 – Подогреватель П6

$$\alpha_{кд}(h_{п5} - h_{п6}) + (0,036 + \alpha_{п5} + \alpha_{п6})h_{п6} = \alpha_{п5}(h_5 - h_{др5}) + 0,036h_{п4}$$

$$0,806(464 - 360) + 360(0,036 + \alpha_{п5} + \alpha_{п6}) = \alpha_{п5}(2878 - 485) + 0,036 \cdot 575$$

$$\alpha_{п5}=0,0374 + 0,177 \alpha_{п6}$$

#### 4.7 Подогреватель П6

Уравнение теплового баланса:

$$D_{кд}(h_{п6} - h_{п7})/\eta_{п} = D_6 h_6 + D_{др5} h_{др5} - D_{др6} h_{др6}$$

$$\alpha_{кд}(h_{п6} - h_{п7})/\eta_{п} = \alpha_{п4}(h_{др5} - h_{др6}) + \alpha_{п5}(h_{др5} - h_{др6}) + \alpha_{п6}(h_6 - h_{др6})$$

$$0,806(360 - 253)/0,99 = (0,0354 + 0,0374 + 0,177 \alpha_{п6})(485 - 377) + \alpha_{п6}(2813 - 377)$$

$$\alpha_{п6} = 0,032$$

$$\alpha_{п5} = 0,043$$

#### 4.8 Подогреватель П7

Уравнение теплового баланса:

$$D_{кд}(h_{п7} - h_{к})/\eta_{п} = D_{п7}(h_7 - h_{др7})$$

Отсюда получаем:

$$\alpha_{кд}(h_7 - h_{др7}) + \alpha_{эж}(h_{эж} + h_{дрэж}) = \alpha_{к}(h_{п7} - h_{к})$$

$$\alpha_{к} = \alpha_{кд} - \alpha_{у.к} - \alpha_{эж} - \alpha_{др6} - \alpha_{п7}$$

$$\alpha_{к} = 0,806 - 0,005 - 0,003 - 0,113 - \alpha_{п7} = 0,685 - \alpha_{п7}$$

$$\alpha_{п7} (2652 - 270) + 0,003(125 - 113,5) = 0,685(270 - 120) - \alpha_{п7}(253 - 120)$$

$$\alpha_{п7} \cdot 2513 = 102,72$$

$$\alpha_{п7} = 0,041$$

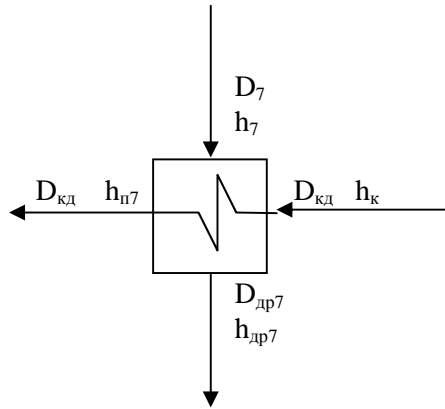


Рис. Д 10 – Подогреватель П7.

## 5 Определение расхода пара на турбину и электрической мощности турбоагрегата

Коэффициенты недовыработки электроэнергии паром в отборах:

$$y_1 = \frac{(h_1 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(3109 - 2427) + (3556 - 3024)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,78$$

$$y_2 = \frac{(h_2 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(3024 - 2427) + (3556 - 3024)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,73$$

$$y_3 = \frac{(h_3 - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(3430 - 2427)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,65$$

$$y_4 = \frac{(h_4 - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(2878 - 2427)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,29$$

$$y_5 = \frac{(h_5 - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(2878 - 2427)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,25$$

$$y_6 = \frac{(h_6 - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(2813 - 2427)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,25$$

$$y_7 = \frac{(h_7 - h_k)}{(h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})} = \frac{(2652 - 2427)}{(3443 - 2427) + (3556 - 3024)} = 0,15$$

где  $h''_{в.п}$  и  $h'_{в.п}$  – энтальпия пара после и до промежуточного перегрева

Найденные суммы отборов пара и пропуска в конденсатор заносим в таблицу Д 2.

Таблица Д 2 – Сумма отборов пара и пропуска в конденсатор

Цилиндр турбины	Подогреватель	Доли расходов пара $\alpha_i$	Коэффициент недовыработки $y_i$	$\alpha_i y_i$
ЦВД	П1	0,049	0,78	0,038
	П2	0,038	0,73	0,028
ЦСД	П3	0,062	0,65	0,04
	П4	0,0353	0,47	0,017
ЦНД	П5	0,071	0,29	0,021
	П6	0,033	0,25	0,008
	П7	0,041	0,15	0,0062

$$1 - \sum \alpha_i y_i = 1 - 0,196 = 0,804$$

Доля пропуска пара в конденсатор

$$\alpha_k = 1 - 0,327 = 0,673$$

Проверка:

$$\alpha_k = 0,685 - 0,041 = 0,644$$

Расход пара через турбину при работе без отборов:

$$D_{кэ} = \frac{200 \cdot 10^3}{((h_0 - h_k) + (h''_{в.п} - h'_{в.п})) \eta_m \eta_r} =$$

$$= \frac{200000}{((3443 - 2332) + (3556 - 3024)) 0,95} = 134 \text{ кг/с}$$

Расход пара через турбину при работе с отборами:

$$D = \frac{D_{кэ}}{1 - \sum y_i \alpha_i} = \frac{134}{0,8} = 167,5 \text{ кг/с}$$

Полный расход пара:

$$D_0 = D + D_{эж} + D_{упл} = (1 + 0,005 + 0,01)D = 169 \text{ кг/с}$$

Расход перегретого пара из котла и расход питательной воды:

$$D_{пе} = D_{пв} = 1,035 \cdot D = 172,8 \text{ кг/с}$$

Отвод пара на промежуточный перегрев:

$$D_{вп} = (1 - 0,06 - 0,048) \cdot D = 148,9 \text{ кг/с}$$

Найденные затраты пара в отборах заносим в таблицу А3.

Проверка:

$$D_k = D - \sum D_i = 167,5 - 60,96 = 106,54 \text{ кг/с.}$$

Таблица Д 3 – Расход пара в отборах

Отборы пара	Доля отбора $\alpha_i$	Величина отбора $D_i$ , кг/с
ПВД1	0,06	10,05
ПВД2	0,048	8,04
ПВД3	0,04	6,7
СП	0,027	4,5
Д	0,03	5,0
ПНД4	0,036	6,03
ПНД5	0,044	7,37
ПНД6	0,033	5,53
ПНД7	0,047	7,87
Сумма отбо- ров	0,365	61,14
К	0,635	106,36

Выработка электроэнергии отдельными потоками пара в отборах:

$$\omega_1 = (h_0 - h_1) \eta_M \eta_T = (3443 - 3109) 0,95 = 317,3 \text{ кДж/кг}$$

$$\omega_2 = (h_0 - h_2) \eta_M \eta_T = (3443 - 3024) 0,95 = 398,05 \text{ кДж/кг}$$

$$\omega_3 = (h_0 - h_2 + h''_{\text{вп}} - h_3) \eta_M \eta_T = (3443 - 3024 + 3556 - 3430) 0,95 = 517,75 \text{ кДж/кг}$$

$$\omega_4 = (h_0 - h_2 + h''_{\text{вп}} - h_4) \eta_M \eta_T = (3443 - 3024 + 3556 - 3148) 0,95 = 785,65 \text{ кДж/кг}$$

$$\omega_5 = (h_0 - h_2 + h''_{\text{вп}} - h_5) \eta_M \eta_T = (3443 - 3024 + 3556 -$$



$$2878)0,95=1042,15 \text{кДж/кг}$$

$$\omega_6=(h_0-h_2+h''_{\text{вп}}-h_6)\eta_m\eta_r=(3443-3024+3556-2813)0,95=1103,9 \text{кДж/кг}$$

$$\omega_7=(h_0-h_2+h''_{\text{вп}}-h_7)\eta_m\eta_r=(3443-3024+3556-2652)0,95=1256,85 \text{кДж/кг}$$

$$\omega_k=(h_0-h_2+h''_{\text{вп}}-h_k)\eta_m\eta_r=(3443-3024+3556-2427)0,95=1470,6 \text{кДж/кг}$$

Мощность отдельных отборов пара:

$$N_1=\omega_1D_1= 317,3 \cdot 10,05 = 3188,9 \text{кВт}$$

$$N_2=\omega_2D_2= 398,05 \cdot 8,04 = 3200,32 \text{кВт}$$

$$N_3=\omega_3D_3= 517,75 \cdot 6,7 = 3469 \text{кВт}$$

$$N_4=\omega_4D_4= 785,65 \cdot 6,03 = 4737,5 \text{кВт}$$

$$N_5=\omega_5D_5= 1042,15 \cdot (7,37 + 4,5) = 12370,32 \text{кВт}$$

$$N_6=\omega_6D_6= 1103,9 \cdot 5,53 = 6104,57 \text{кВт}$$

$$N_7=\omega_7D_7= 1256,85 \cdot 7,87 = 9891,41 \text{кВт}$$

$$N_k=\omega_kD_k= 1470,85 \cdot 106,36 = 156413,02 \text{кВт}$$

Сумма  $N_r=199375 \text{кВт}$

Погрешность расчета:

$$\frac{200000 - 199,375}{200} 100\% = 0,3\%$$

## 6 Определение показателя тепловой экономичности

Расходуемая тепловая мощность турбогенераторной установки

$$Q_3 = D_0(h_0 - h_{пв}) + D_{вп}(h''_{вп} - h'_{вп})$$

$$Q_3 = 169(3443 - 1064) + 148,9(3556 - 3024) - 4,8(1064 - 105) = 477\,000 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия паротурбинной установки

$$\eta_3 = \frac{N}{Q_3} = \frac{200000}{477000} = 0,44$$

Тепловая нагрузка котельной

$$Q_{пе} = D_{пе}(h_{пе} - h_{пв}) + D_{вп}(h''_{вп} - h'_{вп})$$

$$Q_{пе} = 172,8(3608 - 1064) + 148,9(3556 - 3024) = 518\,000 \text{ кВт}$$

Коэффициент полезного действия паропроводов

$$\eta_{тр} = \frac{Q_3}{Q_{пе}} = \frac{477000}{518000} = 0,92$$

Коэффициент полезного действия станции, если принять КПД котлов  $\eta_{ку} = 0,93$

$$\eta_c = \eta_3 \eta_{тр} \eta_{ку}$$

$$\eta_c = 0,44 \cdot 0,92 \cdot 0,90 = 0,38 = 38\%$$

Расход условного топлива

$$B^y = 0,123 / \eta_c$$

$$B^y = 0,123 / 0,38 = 0,324 \text{ кг/кВт.ч.}$$

## 7 Расчет и выбор вспомогательного оборудования

### 7.1 Выбор подогревателей системы регенерации

Выбор подогревателя для рассматриваемой ступени регенерации начинаем с поверхности теплообмена, м<sup>2</sup>

$$F = Q/K\Delta t,$$

где  $Q$  - тепловой поток, вносимый греющим паром, кВт;

$K$  - коэффициент теплопередачи, кВт/м<sup>2</sup>К;

$\Delta t$  - среднелогарифмическая разность температур в подогревателе, °С

Эти величины определяют из выражений:

$$Q = D_{\text{п}} (h_{\text{п}} - h_{\text{к}}^{\text{в}}) \eta$$
$$\Delta t = \frac{(t'_{\text{п}} - t_{\text{в1}}) - (t'_{\text{п}} - t_{\text{в2}})}{\ln \frac{(t'_{\text{п}} - t_{\text{в1}})}{(t'_{\text{п}} - t_{\text{в2}})},$$

где  $t'_{\text{п}}$ ,  $t_{\text{в1}}$ ,  $t_{\text{в2}}$ , – соответственно температура насыщения в греющей камере, воды на входе и выходе подогревателя, °С;

$D_{\text{п}}$  – расход пара, кг/с;

$h_{\text{п}}$ ,  $h_{\text{к}}^{\text{в}}$  – энтальпия греющего пара и конденсата, кДж/кг;

$\eta$  – коэффициент, учитывающий потери теплоты в окружающую среду.

Значение  $K$  выбираем в интервале 2,3...3,0 кВт/м<sup>2</sup>.град. Далее по величине  $F$  по справочным данным выбираем конкретную марку подогревателя, выполняя условие, чтобы давления пара и воды не превышали значений, допустимых для выбранного подогревателя.

### 7.1.1 Подогреватель П1:

$$Q=10,05(3109 - 967)0,97=20881,29 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(227 - 203) - (227 - 225)}{\ln \frac{(227 - 203)}{(227 - 225)}} = 8,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F=20881,29/(2,5 \cdot 8,8)=949 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПВ-900-380-18

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 992

Номинальный расход воды, кг/с 263,9

Максимальная температура пара, °C 475

### 7.1.2 Подогреватель П2:

$$Q=8,04(3024 - 864)0,97=16845,4 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(204 - 180) - (204 - 203)}{\ln \frac{(204 - 180)}{(204 - 203)}} = 7,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F=16845,4/(2,5 \cdot 7,24)=930,7 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПВ-900-380-18

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 992

Номинальный расход воды, кг/с 263,9

Максимальная температура пара, °C 475

### 7.1.3 Подогреватель П3:

$$Q=6,7(3430-765)0,97=17319,8 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(182 - 152) - (182 - 180)}{\ln \frac{(182 - 152)}{(182 - 180)}} = 10,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$F=17319,8/(2,3 \cdot 10,3)=731 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПВ-800-230-21

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 800

Номинальный расход воды, кг/с 236,1

Максимальная температура пара, °C 500

#### 7.1.4 Подогреватель П4:

$$Q=6,03(3148-576)0,97=15043,9 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(141-112)-(141-137)}{\ln \frac{(141-112)}{(141-137)}} = 12,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F=15043,9/(2,3 \cdot 12,6)=519 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПН-550-26-7-1

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 580

Номинальный расход воды, кг/с 216,7

Максимальная температура пара, <sup>0</sup>С 370

#### 7.1.5 Подогреватель П5:

$$Q=7,37(2878-464)0,97=17257 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(116-86)-(116-112)}{\ln \frac{(116-86)}{(116-112)}} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F=17257/(2,5 \cdot 13)=531 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПН-550-26-7-1

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 580

Номинальный расход воды, кг/с 216,7

Максимальная температура пара, <sup>0</sup>С 370

#### 7.1.6 Подогреватель П6:

$$Q=5,53(2813-360)0,97=13158 \text{ кВт}$$

$$\Delta t = \frac{(90-60,5)-(90-86)}{\ln \frac{(90-60,5)}{(90-86)}} = 12,76 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$F=13158/(2,6 \cdot 12,76)=397 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПН-400-26-2-IV

Площадь поверхности теплообмена, м<sup>2</sup> 400

Номинальный расход воды, кг/с 208,3

Максимальная температура пара, <sup>0</sup>С 300

### 7.1.7 Подогреватель П7:

$$Q=7,87(2652-253)0,97=18313,7 \text{ кВт}$$
$$\Delta t = \frac{(64,5 - 30,1) - (64,5 - 60,5)}{\ln \frac{(64,5 - 30,1)}{(64,5 - 60,5)}} = 14,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$
$$F=18313,7/(2,5 \cdot 14,1)=519 \text{ м}^2$$

Принимаем подогреватель ПН-550-26-7-1

Площадь поверхности теплообмена, м <sup>2</sup>	580
Номинальный расход воды, кг/с	216,7
Максимальная температура пара, °C	370

### 7.2 Выбор деаэратора

Для выбранного стандартного давления деаэратора (0,59 МПа) по величине расхода питательной воды  $G_{пв}$ , т/ч выбираем конкретный типоразмер колонки: ДП-500

Номинальная производительность, кг/с	138,9
Рабочее давление, МПа	0,59
Рабочая температура, °C	158

Типоразмер деаэраторного бака как аккумулятора питательной воды определяем из расчета, что для блочной КЭС запас воды должен обеспечить работу питательных насосов в течение не менее 3,5 мин.

БД-65-1 с геометрической вместимостью 78 м<sup>3</sup>.

### 7.3 Выбор конденсатора

Каждая типовая турбина комплектуется конденсатором определенного типоразмера. Поэтому выполняем поверочный расчет поверхности теплообмена

$$F_k = Q_k / K \Delta t = G_k (h_k - h_k^b) \eta / K \Delta t,$$

где  $Q_k$  – тепловой поток, вносимый в конденсатор паром после ЦНД;

$K$  – средний коэффициент теплопередачи конденсатора, кВт/м<sup>2</sup>.град;

$\Delta t$  – среднелогарифмическая разность температур между паром и водой, °С.

Определяем величину  $K$ :

$$K = 4070A \left( \frac{1,1w_B}{d_2^{0,25}} \right)^x \left[ 1 - \frac{0,42\sqrt{A}}{100} (35 - t_{\text{ов}})^2 \right] \Phi_z \Phi_d$$

$$x = 0,12A(1+0,15t_{\text{ов}}) = 0,12 \cdot 0,8(1+0,15 \cdot 12) = 0,27$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий загрязнения поверхности, при расчете новых конденсаторов 0,8...0,85;

$d_2$  – внутренний диаметр конденсаторных трубок, мм;

$t_{\text{ов}}$  – температура охлаждающей воды, °С;

$w$  – скорость охлаждающей воды 1,5...2,5 м/с;

$\Phi_d$  – множитель, учитывающий влияние паровой нагрузки конденсатора;

$\Phi_z$  – множитель, учитывающий влияние числа ходов в конденсаторе:

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{10} \left( 1 - \frac{t_{\text{ов}}}{35} \right) = 1 + \frac{2-2}{10} \left( 1 - \frac{12}{35} \right) = 1$$

$z$  – число ходов в конденсаторе.

$K=2,45$  кВт/(м<sup>2</sup>.град)

$$\Delta t = \frac{(30,1 - 12) - (30,1 - 17)}{\ln \frac{(30,1 - 12)}{(30,1 - 17)}} = 12,4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_k = 106,36(2427 - 109,7)0,97 = 239074 \text{ кВт}$$

$$F = 239074 / (2,45 \cdot 12,4) = 7869,4 \text{ м}^2$$

Типоразмер конденсатора 200-КЦС-2:

Температура охлаждающей воды, °С	2
Давление в паровом пространстве, кПа	3,46
Кратность охлаждения	62,5

### 7.4 Выбор насосов

Питательный насос выбираем с электроприводом (ПЭН), т.к. мощность блока меньше 300 МВт.

Производительность насоса выбирается на 5 – 8 % больше максимального расхода питательной воды.

$$D_{\text{пн}}=(1,05\dots 1,08)D_{\text{пв}}=1,05\cdot 172,8=181,4 \text{ кг/с}$$

$$P_{\text{пн}}=1,27\cdot P_0=1,27\cdot 13=16,5 \text{ МПа}$$

Принимаем два насоса ПЭ-380-185

Подача, м<sup>3</sup>/ч 380

Напор, м 2030

Частота вращения, об/мин 2900

Конденсатные насосы выбираем два по 50% подачи и один резервный.

Расчетная производительность насоса:

$$V_{\text{кн}}=(1,1\dots 1,2)D_{\text{к}}=1,1\cdot 106,36=117 \text{ кг/с}$$

Два насоса КСВ-320-160

Подача, м<sup>3</sup>/ч 320

Напор, м 160

Частота вращения, об/мин 1500

Циркуляционные насосы. Подача охлаждающей воды должна превышать потребность воды на 5%. Подачу циркуляционных насосов рассчитываем по летнему режиму, когда требуется наибольший расход охлаждающей воды. Подача – 36000 м<sup>3</sup>/ч

$$H_{\text{цн}}=h_{\text{вс}}+h_{\text{под}}+h_{\text{к}}+h_{\text{вод}}=6+3,6+3=12,6 \text{ м.вод.ст.}$$

Оп2-145

Подача, м<sup>3</sup>/ч 37000

Напор, м 13,5

Частота вращения, об/мин 365



## 7.5 Выбор котельного агрегата

Принимаем, что данная турбина работает в моноблоке с котлом

Пп-640-140Ж (заводская маркировка – ТП-100).

Электрическая мощность, МВт	200
Паропроизводительность, т/ч	640
Температура питательной воды, °С	235
Температура перегретого пара, °С	545

## 7.6 Выбор вентиляторов и дымососов

Эти машины, как и насосы, выбираем по двум параметрам: давлению, кПа и подаче, тыс.м<sup>3</sup>/ч.

Давление дымососов и дутьевых вентиляторов выбирают с запасом 15%. Подача дымовых газов дымососами и дутьевыми вентиляторами должна обеспечивать производительность парового котла с запасом 10%. Объем дымовых газов и воздуха рассчитываем с учетом характеристик топлива, избытка воздуха.

Полный расход топлива

$$B = \frac{Q_{\text{не}}}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{пг}}} = \frac{411,091}{15830 \cdot 0,8705} = 29,83 \text{ кг/с}$$

Расчетный расход топлива

$$B_{\text{р}} = B \frac{100 - q_4}{100} = 29,83 \frac{100 - 4}{100} = 28,64 \text{ кг/с}$$

где  $Q_{\text{не}}$  – тепло, передаваемое в котле рабочему телу:

$$Q_{\text{не}} = D(h_{\text{не}} - h_{\text{пв}}) = 172,8(3443 - 1064) = 411,0912 \text{ МВт}$$

Теоретический объем воздуха, м<sup>3</sup>

$$V_0 = 5,51 \text{ м}^3$$

Расчетная производительность дутьевого вентилятора, м<sup>3</sup>

$$V_{\text{дв}}^{\text{р}} = 1,05 B_{\text{р}} \alpha_{\text{т}} V_0 \frac{t_{\text{дв}} + 273}{273} \cdot \frac{760}{h_{\text{б}}}$$

$$V_{\text{дв}}^{\text{р}} = 1,05 \cdot 28,64 \cdot 3600 \cdot 1,2 \cdot 5,51 \cdot \frac{30 + 273}{273} \cdot \frac{760}{730} = 826331 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

где  $\alpha_{\text{т}}$  – коэффициент избытка воздуха;

$t_{\text{дв}}$  – температура воздуха перед дутьевым вентилятором,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$h_{\text{б}}$  – барометрическое давление.

Сопротивление воздушного тракта:  $H_0=34$  МПа

Выбираем два вентилятора типа ВДН-32Н

Производительность, тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$  500

Полное давление, кПа 5,8

Расчетная производительность дымососа

$$Q_{\text{дс}}^{\text{р}} = B_{\text{р}} \left( V_{\text{г}}^0 + 1,016(\alpha_{\text{д}} - 1) \cdot V^0 \cdot \frac{t_{\text{д}} + 273}{273} \right) K_1 \frac{760}{h_{\text{б}}}$$

где  $\alpha_{\text{д}}$  – коэффициент избытка воздуха перед дымососом – 1,688;

$K_1$  – коэффициент запаса – 1,05;

$V_{\text{г}}^0$  – теоретический объем газов на 1 кг топлива = 9,76.

$$Q_{\text{дс}}^{\text{р}} = 28,64 \cdot 3600 \left( 9,76 + 1,016(1,688 - 1) \cdot 5,51 \cdot \frac{149 + 273}{273} \right) \cdot 1,05 \cdot 1,04 = 1282573 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Выбираем два дымососа ДН-25х2

Производительность, тыс.  $\text{м}^3/\text{ч}$  648,5

Полный напор, Па 4067

### **7.7 Выбор эжекторов**

Выбор основного эжектора определяется количеством под-сасываемого в конденсатор воздуха и глубиной вакуума. Для конденсатора 200-КЦС-2 принимаем два эжектора ЭП-3-700-1. Первая цифра – количество ступеней, вторая – расход рабочего пара, кг/ч.

**Приложение Ж**  
**Контрольные вопросы по курсу**  
**«Нагнетатели и тепловые двигатели»**

1. Общие понятия и классификация нагнетателей.
2. Принципы действия лопастных (центробежных, осевых), объемных (поршневых, роторных) и пневматических (струйных, газлифтов) нагнетателей.
3. Параметры работы нагнетателей (подача, напор, удельная работа, мощность).
4. Центробежные нагнетатели. Основные элементы. Рабочее колесо.
5. Параллелограмм скоростей центробежного нагнетателя. Уравнение Эйлера.
6. Мощность и КПД центробежного нагнетателя. Влияние конструктивного угла  $\beta_2$ .
7. Характеристики центробежных нагнетателей. Влияние конструктивного угла  $\beta_2$ ; помпаж.
8. Подобие центробежных нагнетателей. Быстроходность.
9. Универсальные и безразмерные характеристики.
10. Работа нагнетателей на сеть. Параллельная и последовательная работа нагнетателей.
11. Способы регулирования нагнетателей. Критерии оценки способа регулирования.
12. Регулирование дросселем, направляющим аппаратом, частотой вращения.
13. Многоступенчатые и многопоточные центробежные нагнетатели.
14. Осевая сила и методы для ее снижения.
15. Классификация насосов по быстроходности.
16. Допустимая высота всасывания насоса (по условию кавитации). Эксплуатация насосных установок.
17. Проектный расчет колеса центробежного нагнетателя. Исходные данные, цель, основные расчетные формулы.
18. Группы насосов, применяемых в теплоэнергетике; краткая характеристика, особенности конструкции.
19. Характеристика центробежных вентиляторов, применяемых в теплоэнергетике.

20. Компрессоры и газодувки. Назначение, типы, краткая характеристика.
21. Термодинамика компрессорного процесса. Мощность и КПД.
22. Охлаждение компрессора, промежуточное охлаждение воздуха; техническая и экономическая целесообразность.
23. Основные элементы конструкции центробежного компрессора.
24. Основные элементы конструкции осевого компрессора.
25. Поршневые компрессоры (П.К.). Принцип действия, основные элементы конструкции, схемы многоступенчатых поршневых компрессоров.
26. Общие понятия о паротурбинных и газотурбинных установках, принципиальные схемы, достоинства и недостатки.
27. Принцип действия активных и реактивных турбин.
28. Классификация паровых турбин.
29. Конструкция паровой турбины (на примере К-50-90).
30. КПД паровой турбины и направления его увеличения.
31. Конструктивные схемы паровых турбин.
32. Преобразование энергии в активной ступени турбины.
33. Преобразование энергии в реактивной ступени турбины.
34. Усилия, действующие на лопатки турбины.
35. Мощность ступени, удельная работа, относительный лопаточный КПД.
36. ГТУ. Принципиальная схема, конструктивные элементы (компрессор, камера сгорания, турбина).
37. ГТУ. Термодинамический и действительный циклы, КПД, способы повышения экономичности.



**Курбатов Юрий Леонидович  
Шелудченко Владимир Ильич  
Кравцов Владлен Васильевич**

**Учебное пособие.**

**Нагнетатели и тепловые двигатели  
в теплотехнике.  
(російською мовою)**

Редактор: Новикова Е.В.

Технический редактор: Палкина С.В.

Компьютерный набор Дробышевская И.П.