

# **Парогенераторы и теплообменники**

## **1.1 Место парогенератора в тепловой схеме АЭС**

• **Теплообменным аппаратом** называется устройство, предназначенное для передачи теплоты от одного тела (теплоносителя) к другому для осуществления различных технологических процессов - нагревания, охлаждения, кипения, конденсации. Теплоноситель с более высокой температурой будем называть **горячим**, а теплоноситель с более низкой температурой (воспринимающий теплоту)

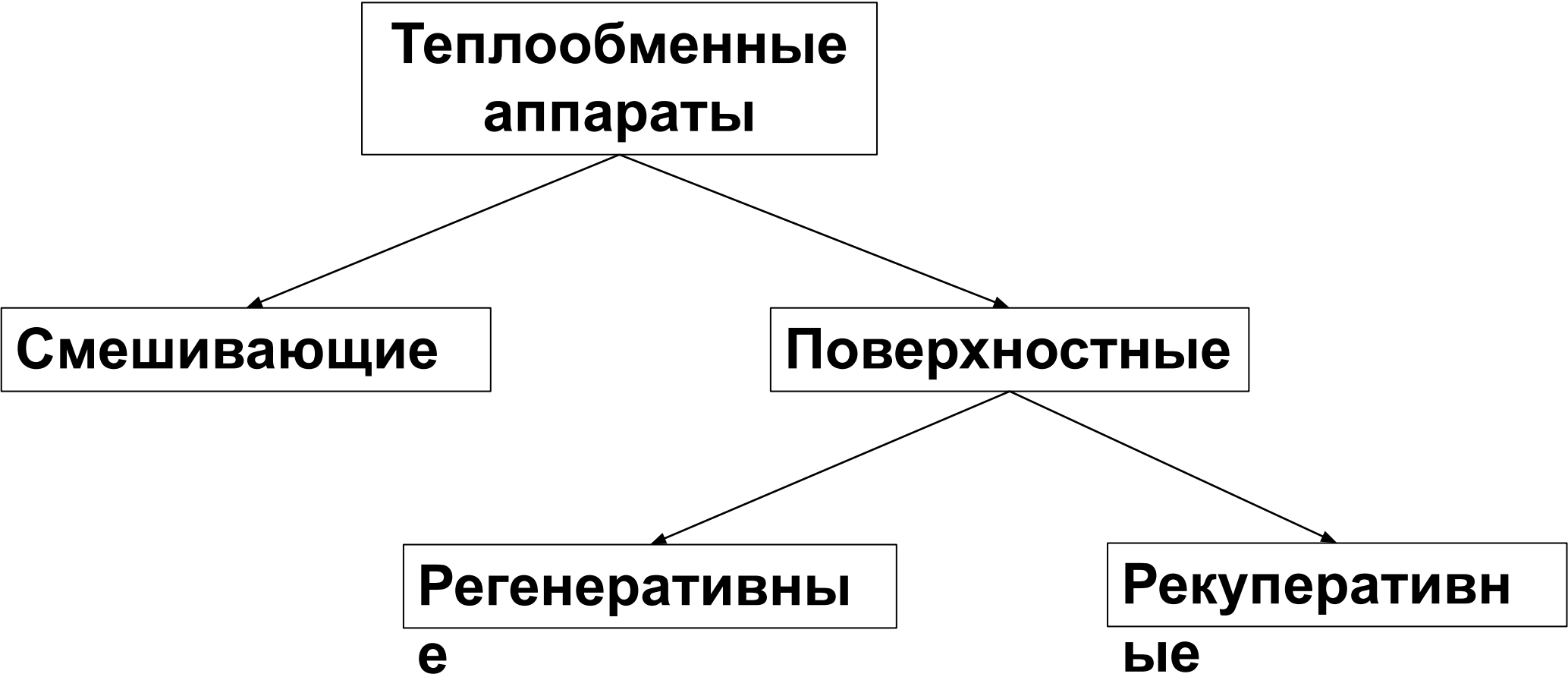
**Теплообменные  
аппараты**

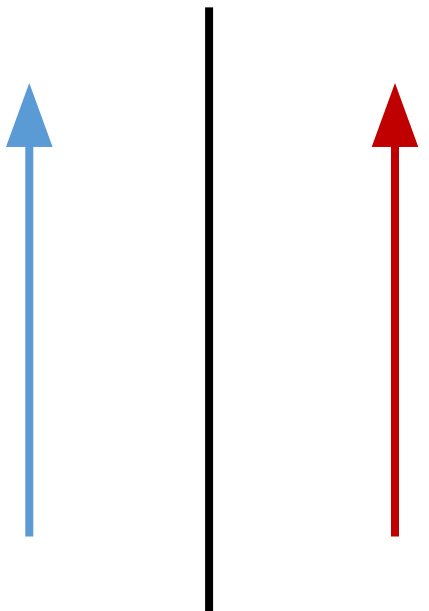
**Смешивающие**

**Поверхностные**

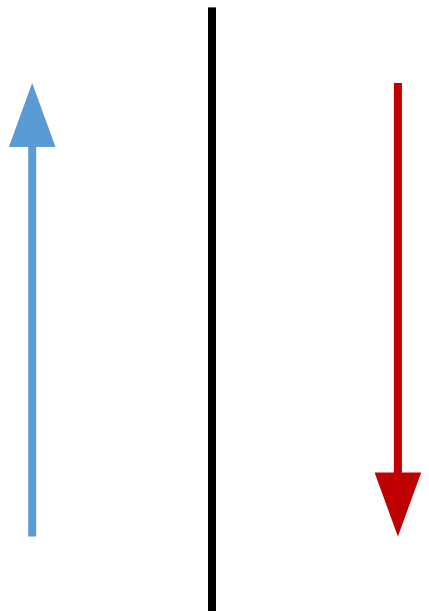
**Регенеративны  
е**

**Рекуперативн  
ые**

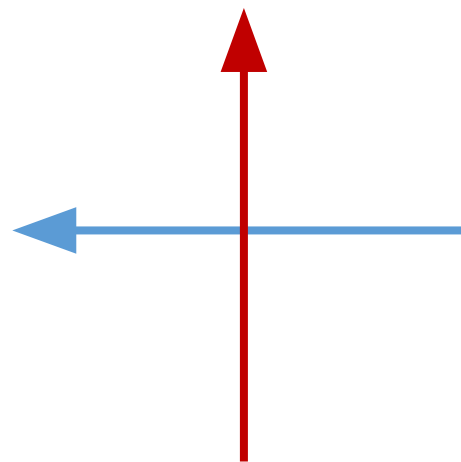




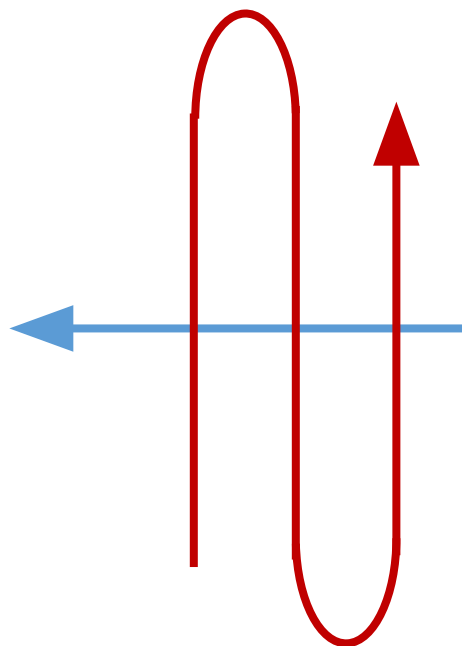
• а - прямоток



б - противоток



• в -  
перекрестный  
однократный  
ток



• г-перекрестный  
многократный  
ток

• Теплообменники на АЭС подразделяются на **основные** и **вспомогательные**. Большая часть теплоты передается основными теплообменниками и именно их характеристики оказывают существенное влияние на коэффициент полезного действия и экономическую эффективность станции в целом основными теплообменниками на АЭС являются парогенератор, промежуточный теплообменник (в случае реализации на станции трехконтурной схемы) и конденсатор.

• ***парогенератор*** -

**рекуперативный**

**теплообменный аппарат,**

**передающий тепловую**

**энергию от теплоносителя к**

**рабочему телу через**

**поверхность теплообмена.**

**• Парогенератор может включать в себя водяной экономайзер, испаритель, пароперегреватель и промежуточный пароперегреватель. Промежуточный перегрев пара может осуществляться также и в специальных теплообменниках, не входящих в состав парогенератора.**

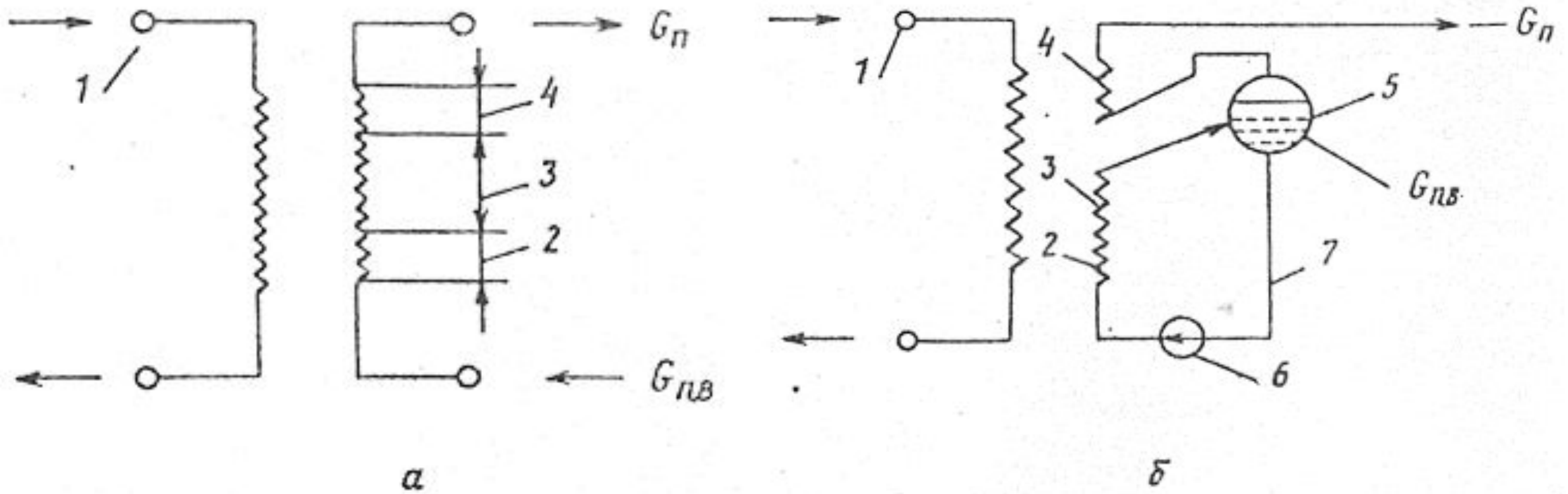
• Парогенераторы можно классифицировать:

- **по роду теплоносителя** - с водным, жидкометаллическим, газовым, а также другими теплоносителями;
- **по способу организации движения рабочего тела в испарителе** - парогенераторы с многократной естественной циркуляцией, с многократной принудительной циркуляцией, прямоточные парогенераторы;
- **по наличию или отсутствию общего корпуса (кожуха), в котором расположены трубчатые поверхности теплообмена** - корпусные (кожухотрубные) и теплообменники типа "труба в трубе";



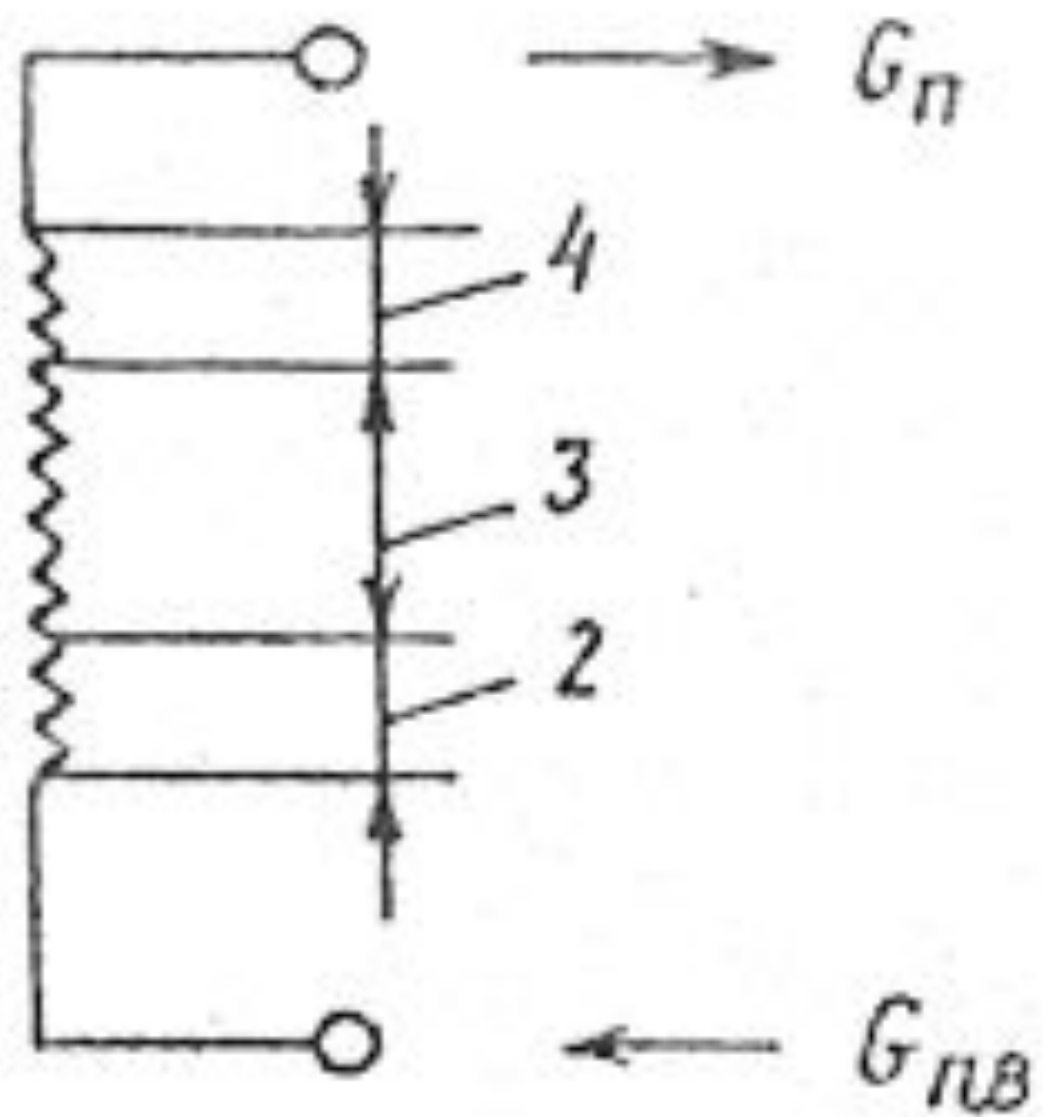
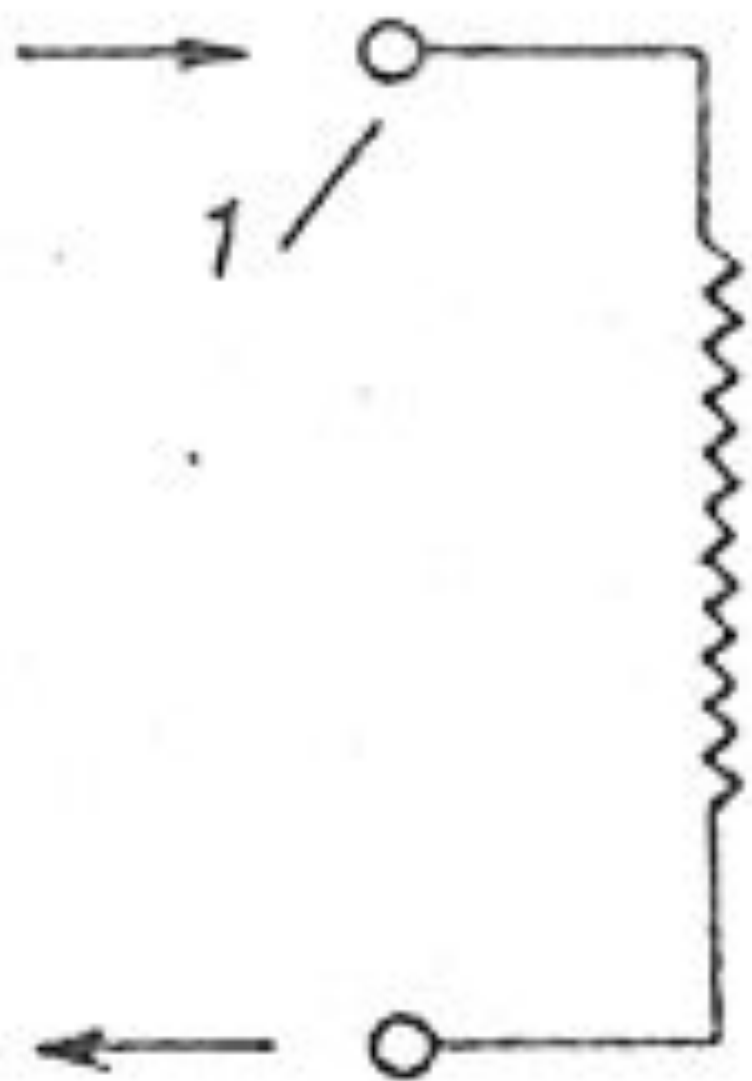
- по количеству корпусов (корпусные парогенераторы):
- **однокорпусные** - все элементы парогенератора расположены в одном корпусе;
- **многокорпусные** - отдельные элементы имеют самостоятельные корпуса;
- **секционные** - парогенератор состоит из нескольких секций, имеющих общие системы регулирования расхода теплоносителя и рабочего тела;
- **секционно-модульные** - секции парогенератора состоят из отдельных модулей, в которых располагаются его элементы.

• Парогенераторы также можно подразделять на **вертикальные** и **горизонтальные** в зависимости от соотношения вертикального и горизонтального габаритных размеров и особенностей компоновки.

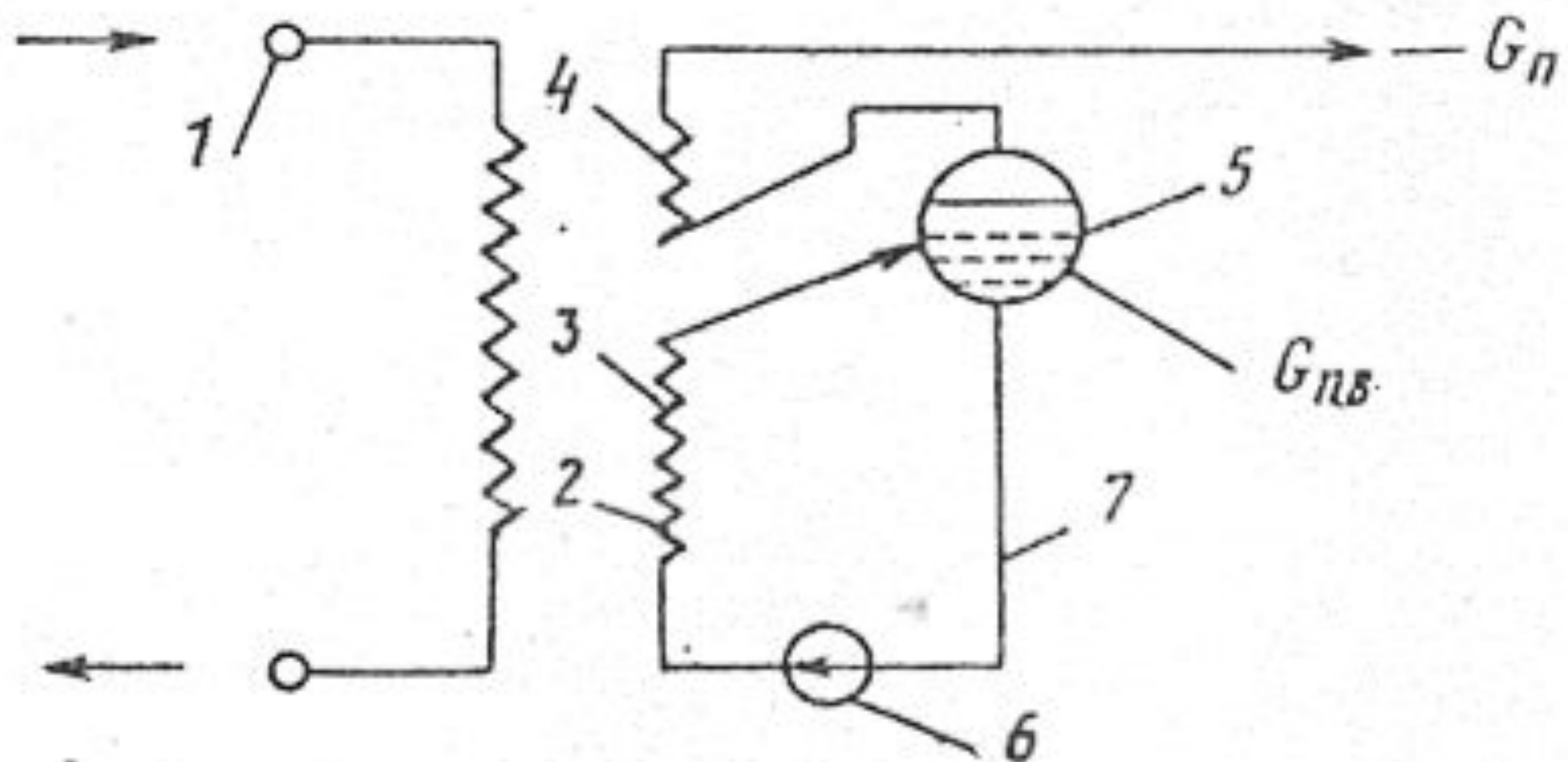


• Типы парогенераторов с различными способами образования пара: а - прямоточный; б - с многократной циркуляцией.

• где 1 - коллектор; 2 -экономайзерный участок; 3 - испарительный участок; 4 - пароперегревательный участок; 5 - барабан-сепаратор; 6 - циркуляционный насос;



*a*



8

$$G_{пв} = G_{эк} = G_{исп} = G_{пер} = G_{пг}$$

$G_{пв}$  - расход питательной воды;

$G_{эк}$  - расход через испарительный участок;

$G_{исп}$  - расход через экономайзерный участок;

$G_{пер}$  - расход через пароперегревательный участок;

$G_{пг}$  - расход пара на выходе из парогенератора, т. е. его паропроизводительность.

$$G_{эк} = G_{исп} = G_n = K_{ц} G_n = K_{ц} G_{пв}$$

$G_n$  - расход рабочего тела в контуре "барабан-сепаратор - испарительный участок"

$K_{ц} > 1$  - коэффициент кратности циркуляции

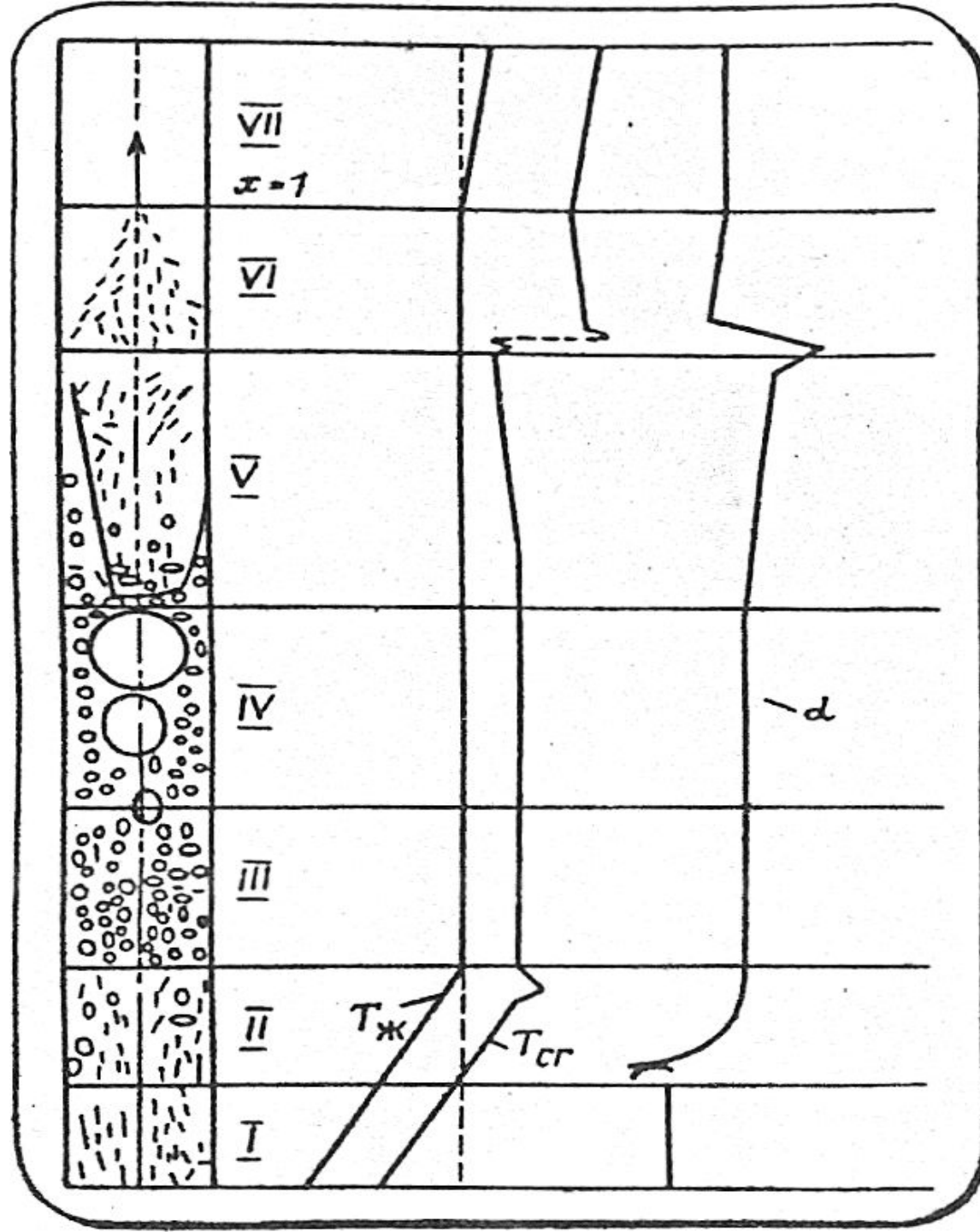
$$K_{ц} = \frac{G_{цв}}{D_{ПП}}$$

- Принудительная многократная циркуляция в контуре обеспечивается насосом, а естественная - за счет различия в плотности рабочего тела на опускном и подъемном участках циркуляционного контура.
- В первом случае коэффициент кратности циркуляции зависит от расходно-напорной характеристики выбранного насоса (обычно выбирают  $K_{ц} = 4 \div 10$ ), а во втором - от высоты подъемного участка, причем величину коэффициента  $K_{ц}$  определяют в результате гидродинамических расчетов  $K_{ц}$  (обычно получается  $= 6 \div 8$ )

• **прямоточный парогенератор**

• **При вынужденном движении в вертикальном обогреваемом канале в условиях  $q=\text{const}$  ( $q$  - плотность теплового потока) состояние потока непрерывно изменяется по длине канала. На следующем слайде показана диаграмма режимов течения и соответствующих им областей теплообмена в трубе, на вход которой подается недогретая до температуры насыщения жидкость с таким расходом, что жидкость полностью испаряется к выходу из трубы, т. е. данная труба представляет собой аналог прямоточного парогенератора.**





- температуры насыщения  $T_s$
- температура стенки  $T_{cr} < T_s$ , участок, где кипение отсутствует (область I).
- кипение жидкости в пристенном слое может происходить в условиях, когда основная масса жидкости недогрета до температуры насыщения (область II). Кипение во всей массе жидкости (область III - зона развитого кипения) начинается после того, как вся жидкость достигнет состояния насыщения.
- В качестве основных режимов течения в вертикальных каналах обычно выделяют пузырьковый, снарядный, дисперснокольцевой и дисперсный режимы. На слайде эти режимы соответствуют областям III, IV, V и VI.
- За дисперсным режимом следует область VII течения

• Различные режимы течения, показанные на слайде, характеризуются различными значениями коэффициентов теплоотдачи  $\alpha$ . Особенно большие различия наблюдаются на границах между режимами IV-V и V-VI, вследствие чего в стенке трубы возникают большие температурные перепады вблизи этих границ. *Границы режимов циклически дрейфуют по длине трубы, что в конечном счете приводит к возникновению циклических температурных напряжений, вызывающих усталость металла труб.* Поэтому для труб парогенераторов прямоточного типа необходимо использовать марки сталей, обладающие повышенными прочностными характеристиками. Последнее повышает стоимость конструкции парогенератора (капитальные затраты) и является одним из недостатков аппаратов этого типа.

• **Второй существенный недостаток** прямоточных парогенераторов - ***отложение солей на внутренней поверхности парогенерирующих труб на границе перехода потока к дисперсному режиму течения, ухудшающее теплоотдачу и увеличивающее гидравлическое сопротивление.*** Для уменьшения отложения солей приходится ужесточать нормы солесодержания питательной воды для прямоточных парогенераторов, что приводит к увеличению эксплуатационных затрат.

• Еще одним недостатком прямого парогенератора является **невозможность быстрого изменения его паропроизводительности**, т. е. невозможность согласования паропроизводительности парогенератора с мощностью турбины, если последняя быстро изменяется вследствие изменения нагрузки потребителей на электрический генератор. **Таким образом, применение прямых парогенераторов возможно только в области базовой нагрузки, где потребление электроэнергии постоянно во времени.**

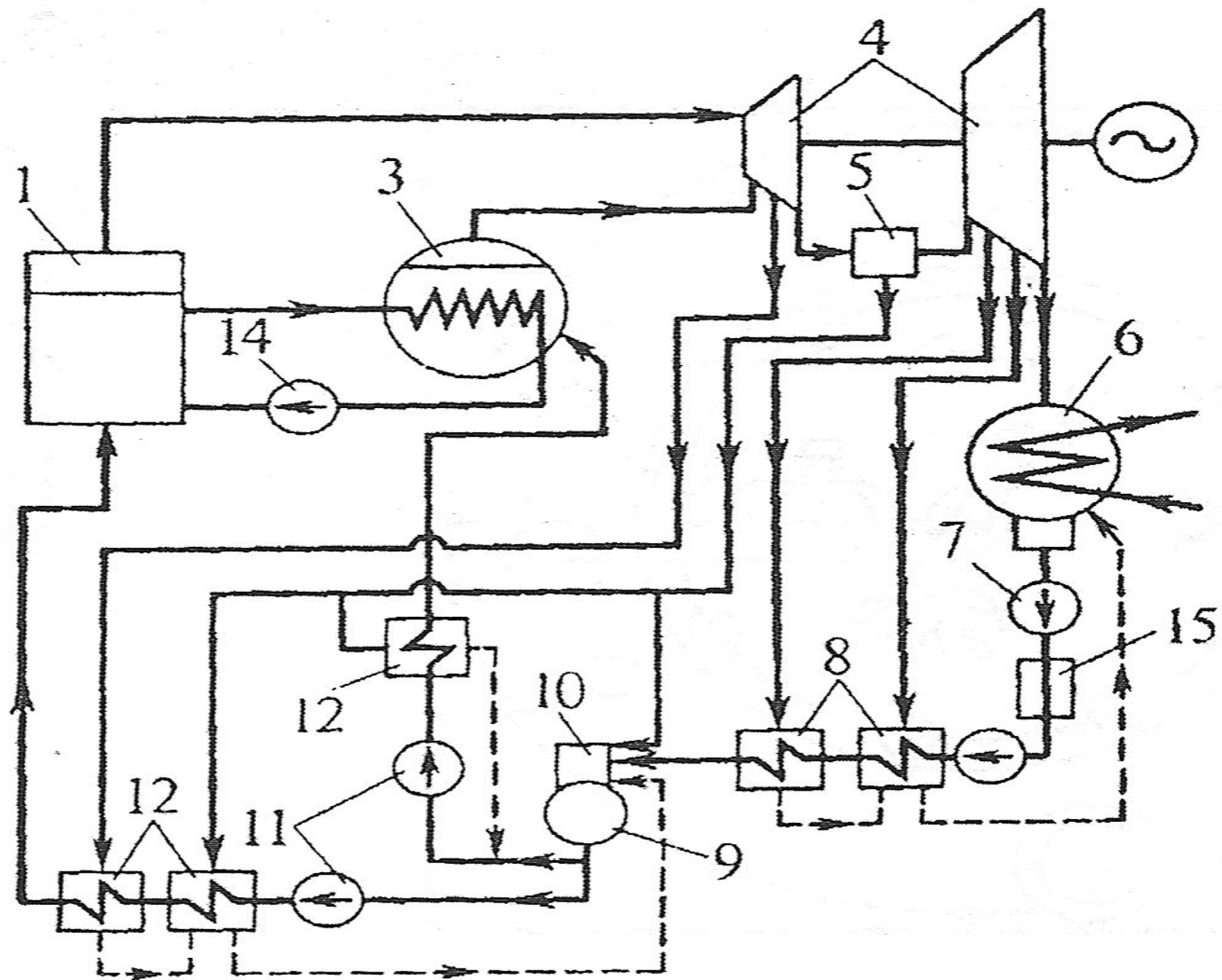
**• Парогенераторы с многократной циркуляцией (МЦ), имеют более сложную конструкцию, так как парогенерирующий комплекс содержит барабан-сепаратор и циркуляционные насосы (в случае организации принудительной циркуляции). Это - основной недостаток парогенераторов с МЦ, зато у них отсутствуют недостатки прямоточных парогенераторов.**

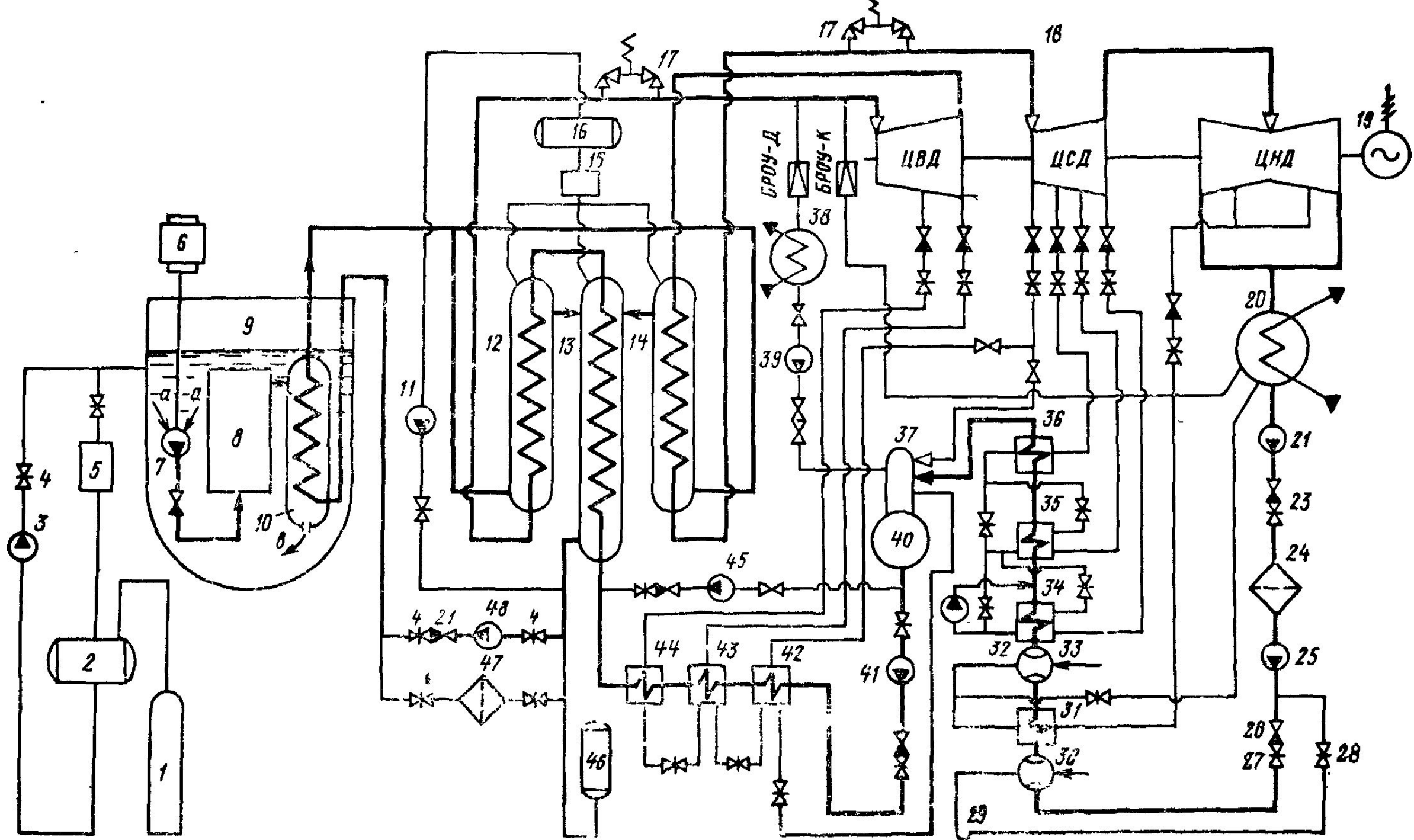
**•Следует отметить, что барабан-сепаратор, в нижней части которого содержится большое количество воды при температуре насыщения, является своеобразным тепловым аккумулятором, позволяющим в некоторых пределах синхронизировать паропроизводительность парогенератора с мощностью турбоагрегата.**

• Рассмотрим, например, случай увеличения потребительской нагрузки на турбоагрегат. При этом система регулирования числа оборотов ротора турбины автоматически увеличивает открытие парораспределительных клапанов, через которые поступает пар в турбину: растет расход пара из барабана-сепаратора. Это вызывает уменьшение давления в барабане-сепараторе, вследствие чего происходит вскипание находящейся в нем воды, что и компенсирует увеличившийся расхода пара. Возможности синхронизации паропроизводительности парогенератора с МЦ и мощности турбины подобным образом ограничиваются предельными значениями

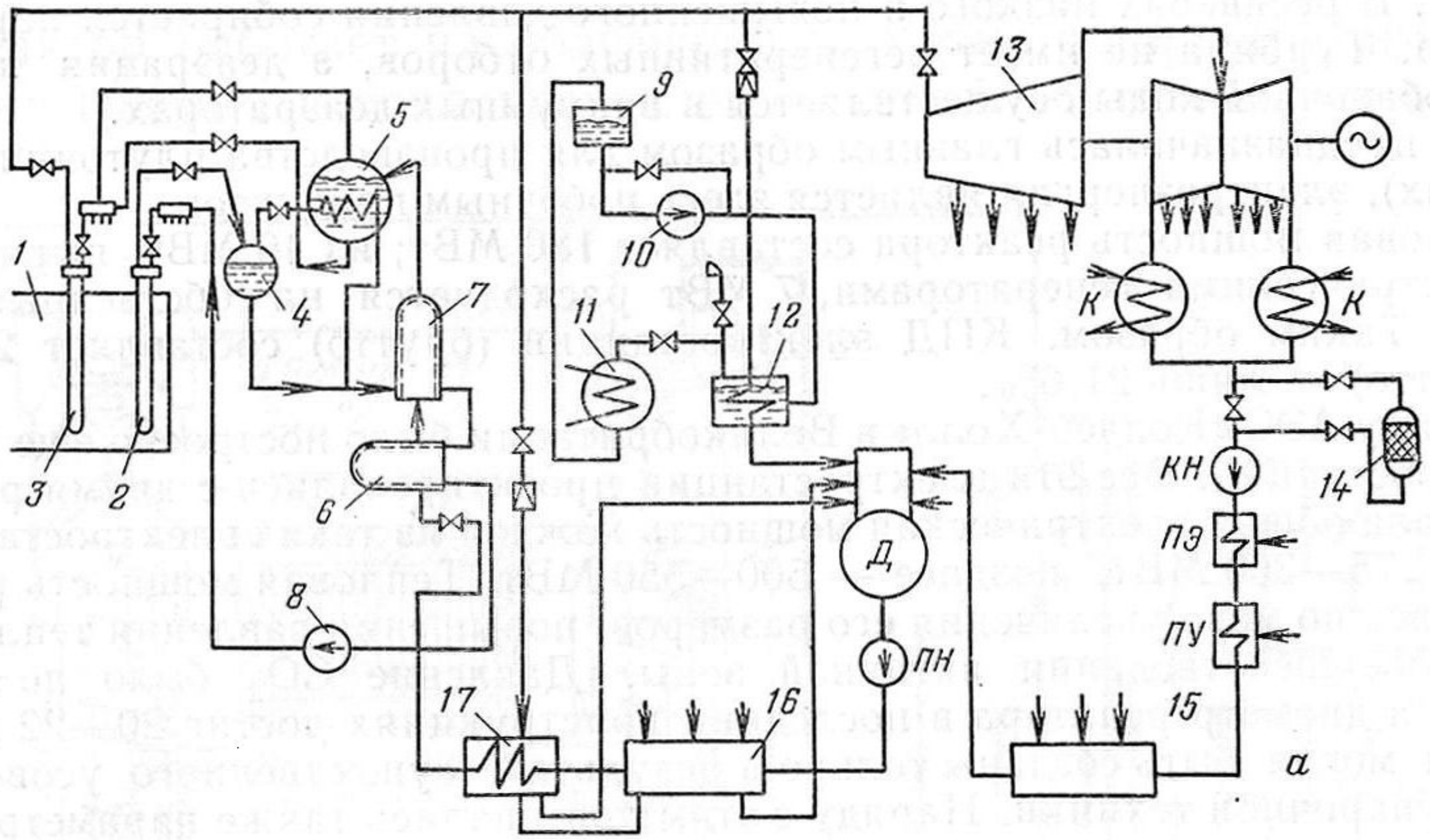


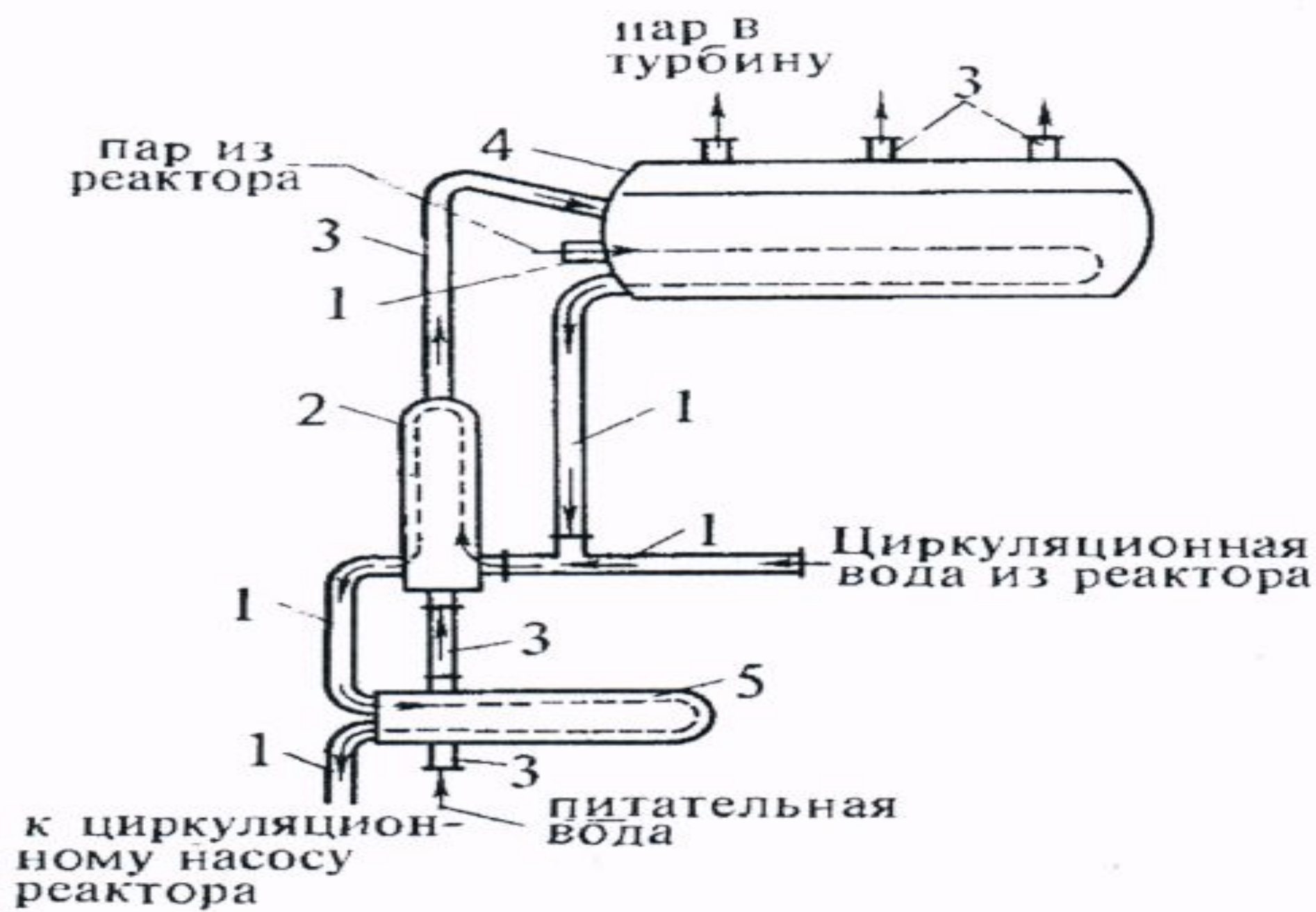
**• Для осуществления цикла насыщенного пара парогенератор без барабана-сепаратора (т. е. прямоточный) не применим из-за описанных выше особенностей дрейфа границ режимов течения в прямоточных трубах.**



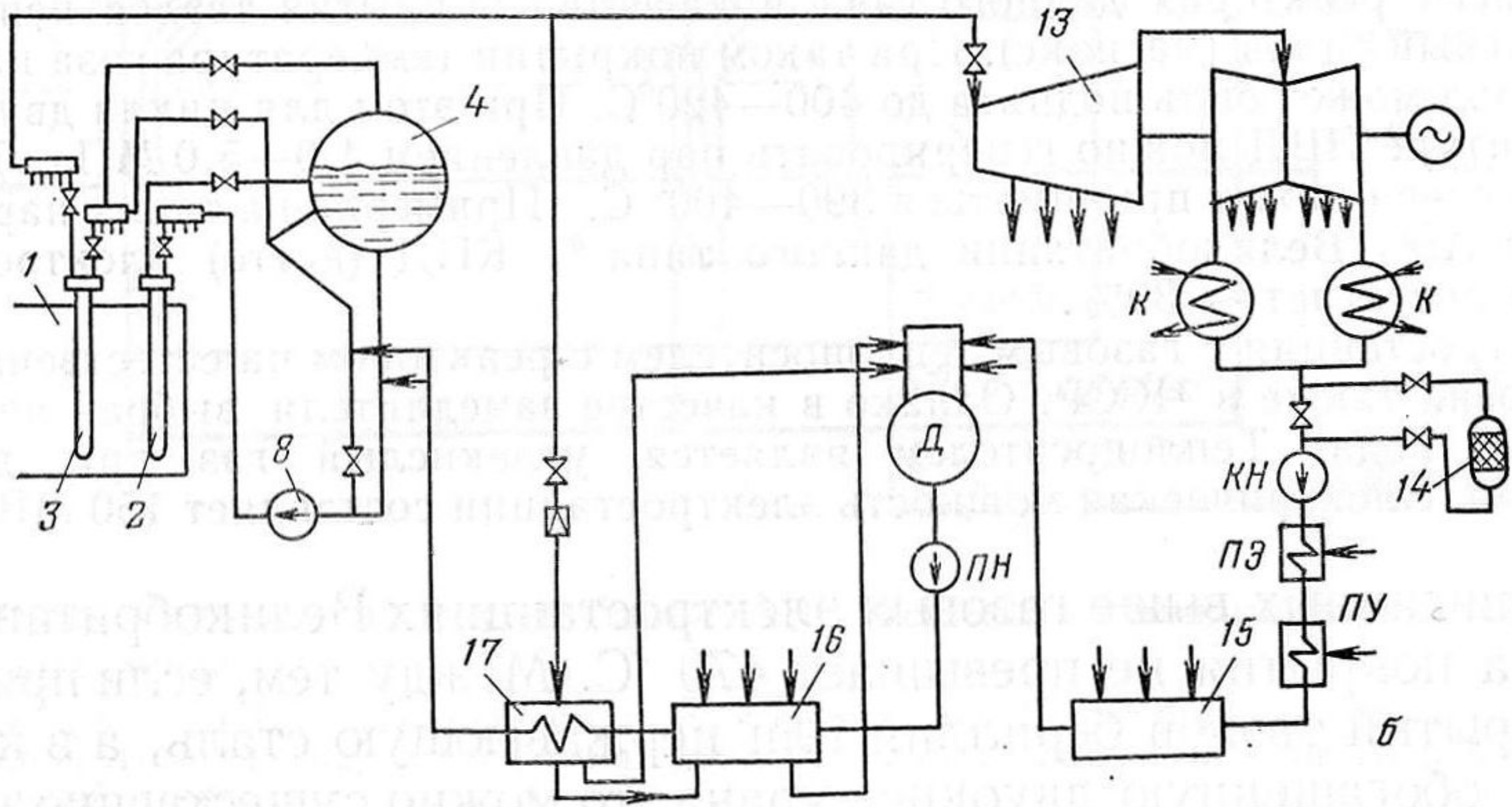


Интегральная компоновка первого контура позволяет все оборудование размещать в баке 9 под уровнем натрия, над которым пространство заполнено инертным газом — аргоном с давлением 0,3—0,4 МПа. Таким образом, бак 9 является одновременно и компенсатором давления. Натрий насосом, приводящим в действие электродвигатель 6, прокачивается через активную зону 8. Нагретый натрий направляется в промежуточный теплообменник 10 сверху вниз. В составе первого контура имеются три насоса и шесть промежуточных теплообменников. К первому контуру подключено быстродействующее сбросное устройство и система подпитки натрия, включающая в себя бак запаса натрия 2 с системой инертного газа 1, подпиточный насос 3 и задвижку 4. Промежуточный (второй) контур имеет три циркуляционные петли. Каждая петля включает в себя два промежуточных теплообменника 10, парогенераторную установку, состоящую из испарительной 13, пароперегревательной 12 и промперегревательной 14 секций, циркуляционного насоса 48 с обратным клапаном 21 и арматурой 4. Натрий из промежуточного теплообменника параллельно проходит секции перегревателя 12 и промперегревателя 14, затем поступает в испарительную секцию 13 и далее насосом 48 подается в промежуточный теплообменник 10. В состав контура включены также очистная установка 47 и компенсатор давления 46, сбросные устройства 15, бак запаса натрия, подпиточный насос И. Давление в промежуточном контуре 1 МПа, благодаря чему исключаются перетечки активного натрия в промежуточный контур при разуплотнении. Температура натрия на входе в парогенераторную установку равна 520 °С, а на выходе 320 °С. Перегретый пар с давлением 14 МПа и температурой 505 °С поступает на три стандартные турбины 18 К-200-130 электрической мощностью 200 МВт каждая, состоящие из ЦВД, ЦСД и ЦНД и связанные с электрогенератором 19. После ЦВД пар при давлении 2,5 МПа направляется в промперегреватель 14, где перегревается до температуры 505 °С и поступает в ЦСД. На паропроводах свежего пара и промперегрева установлены предохранительные клапаны 17. Конденсат после конденсатора 20 конденсатными насосами первого подъема 21 с арматурой 23 проходит конденсатоочистку (блочную очистную установку— БОУ) 24 и затем конденсатными насосами 25 второго подъема с арматурой 26—27 подается в систему регенерации. В системе регенерации имеются четыре ПНД 31, 34—36 и три ПВД 42—44, деаэратор 37 с деаэраторным баком 40, охладитель основных эжекторов 32, отсасывающих газы 13 из конденсатора, охладитель эжекторов уплотнений 30, из которого конденсат через гидрозатвор 29 и задвижку 28 сливается в основной поток конденсата. Параллельно с основным питательным насосом 41 установлен насос расхолаживания 45. Свежий пар помимо турбины может сбрасываться через БРОУ-К в основной конденсатор 10 и через БРОУ-Д в технологический конденсатор 38, а оттуда насосом 39 в деаэратор.





- **1 – тракт теплоносителя;**
- **2 – вторая ступень водяного экономайзера;**
- **3 – тракт рабочей среды;**
- **4 – испаритель;**
- **5 – первая ступень водяного экономайзера.**

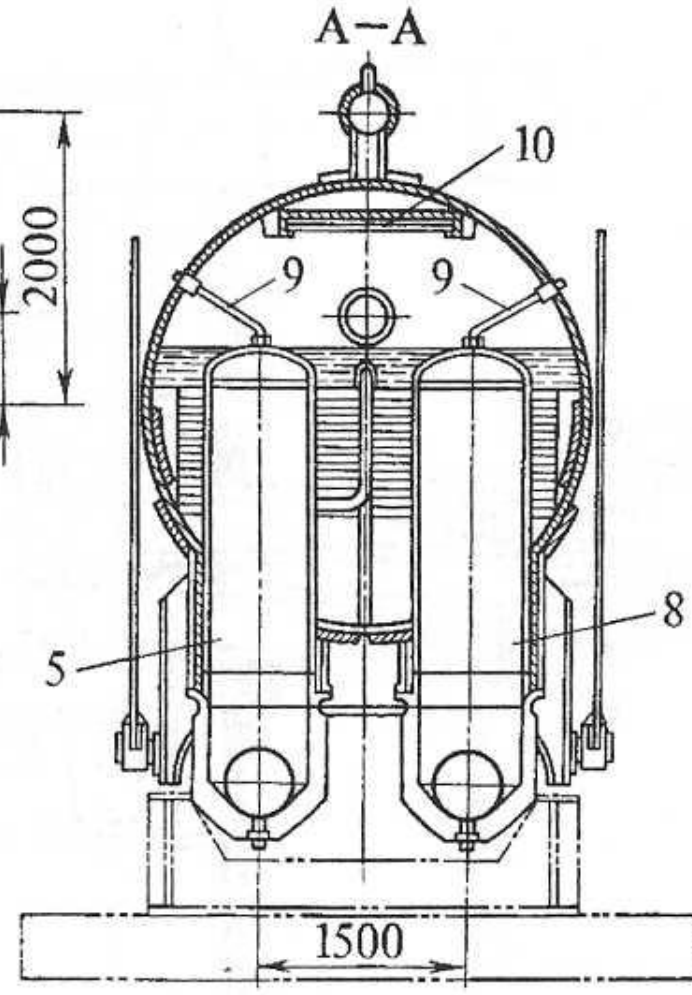
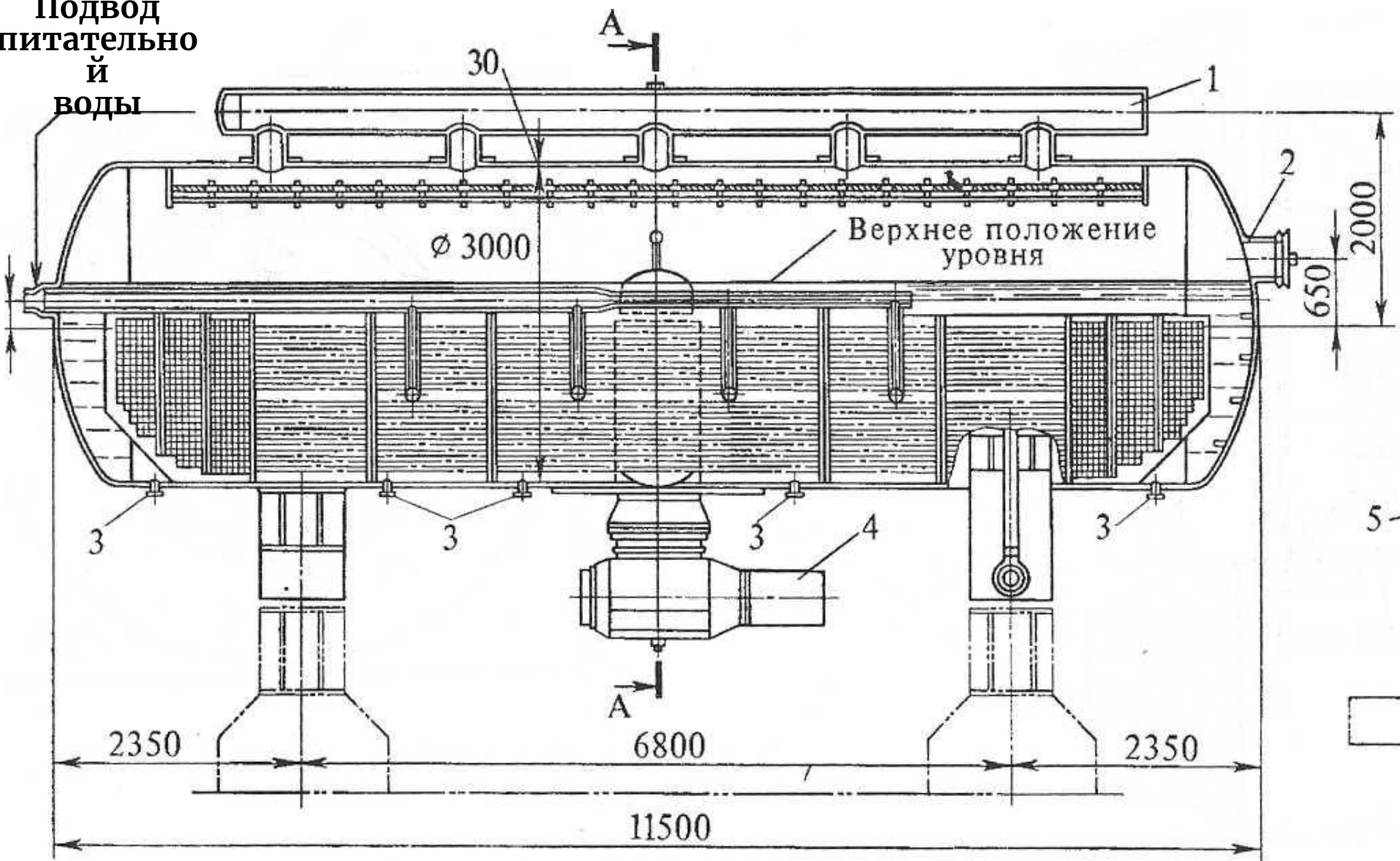


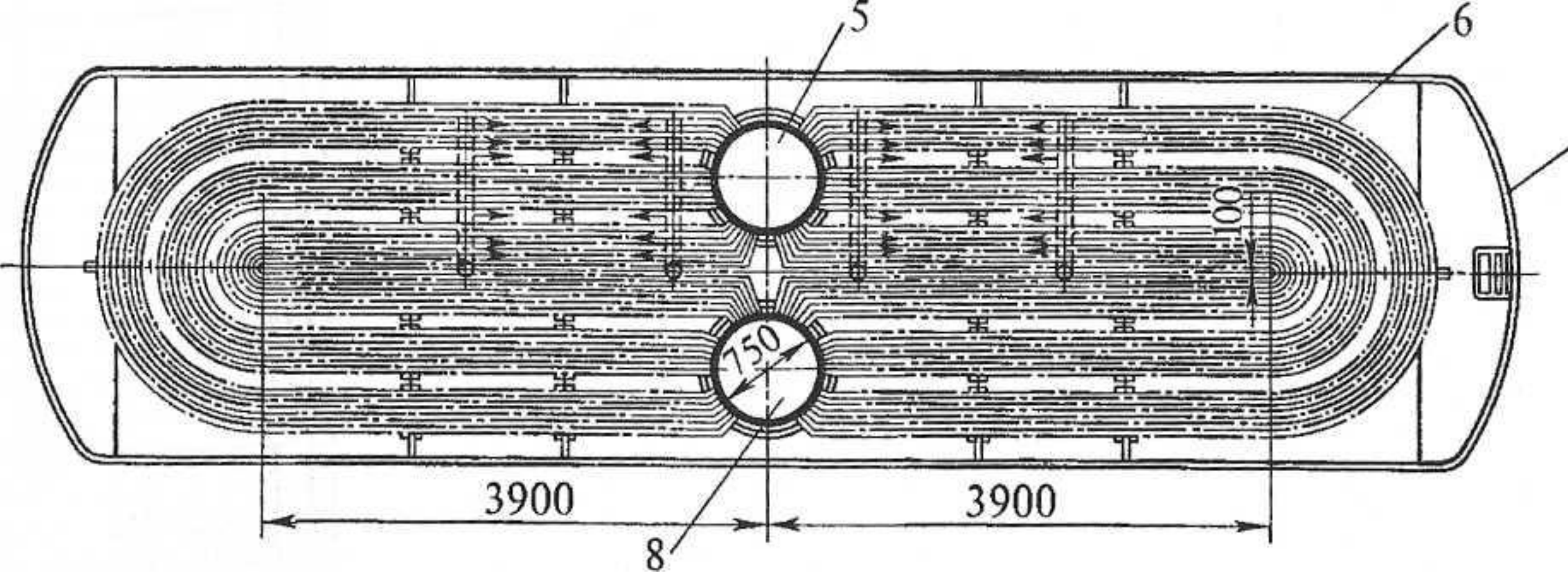
Б



- 1 – реактор; 2 – испарительный канал;**
- 3 – пароперегревательный канал;**
- 4 – барабан-сепаратор; 5 – испаритель;**
- 6 и 7 – первая и вторая ступени экономайзера, соответственно; 8 – циркуляционный насос;**
- 9 – бак аварийного расхолаживания;**
- 10 – насос технологического конденсатора,**
- 11 – конденсатор; 12 – технологический конденсатор;**
- 13 – турбогенератор; 14 – конденсатоочистка;**
- 15 – регенеративные подогреватели низкого давления;**
- 16 – регенеративные подогреватели высокого**

Подвод  
питательно  
й  
воды



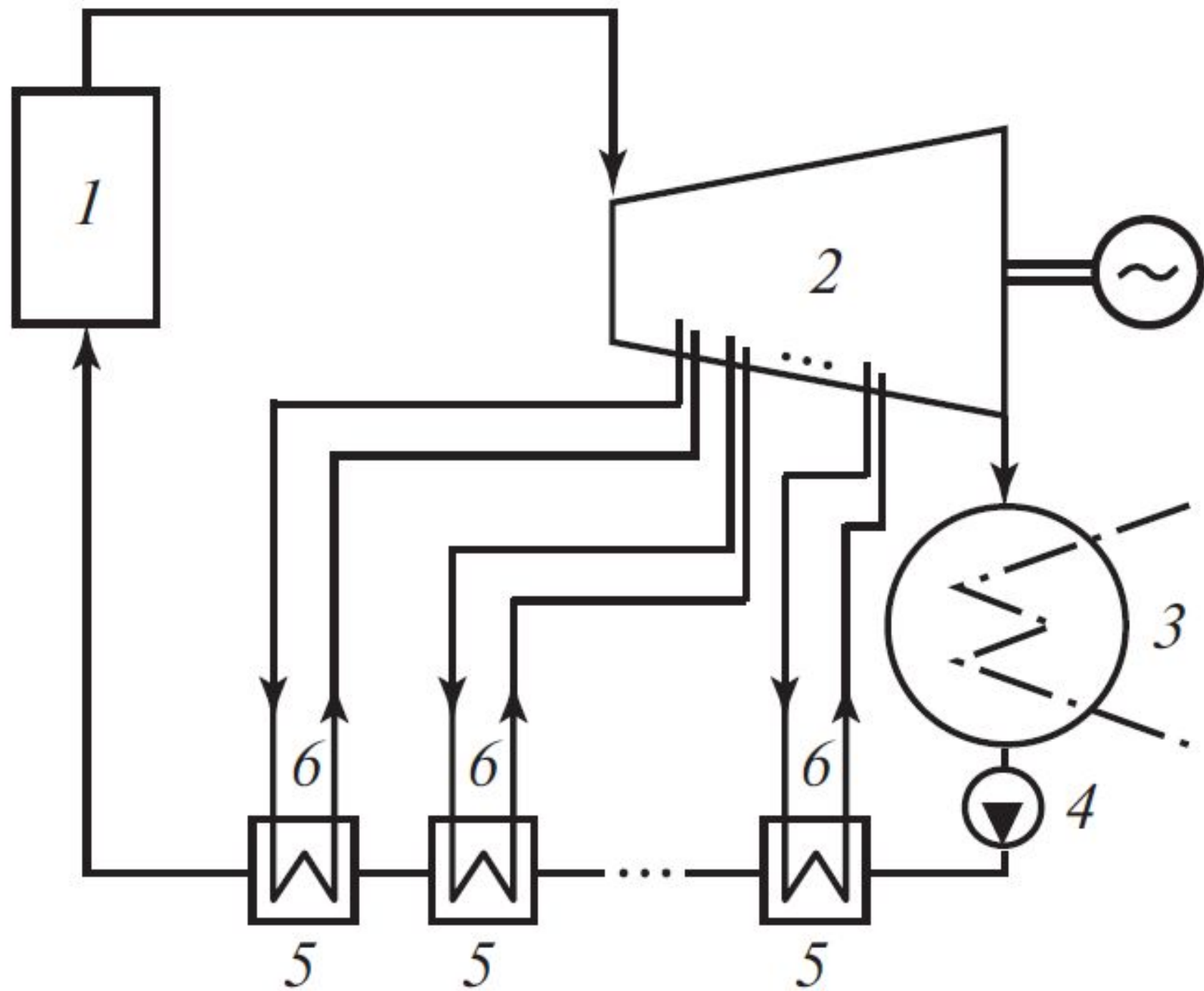


# **Горизонтальный парогенератор с водным теплоносителем для ВВЭР-210**

- 1 – сборный паровой коллектор; 2 – лаз;**
- 3 – продувочные и дренажные штуцера;**
- 4 – патрубок подсоединения трубопровода теплоносителя;**
- 5 – входной коллектор теплоносителя;**
- 6 – поверхность нагрева,**
- 7 – корпус парогенератора;**
- 8 – выходной коллектор теплоносителя;**
- 9 – воздушник первого контура;**
- 10 – жалюзийный сепаратор.**

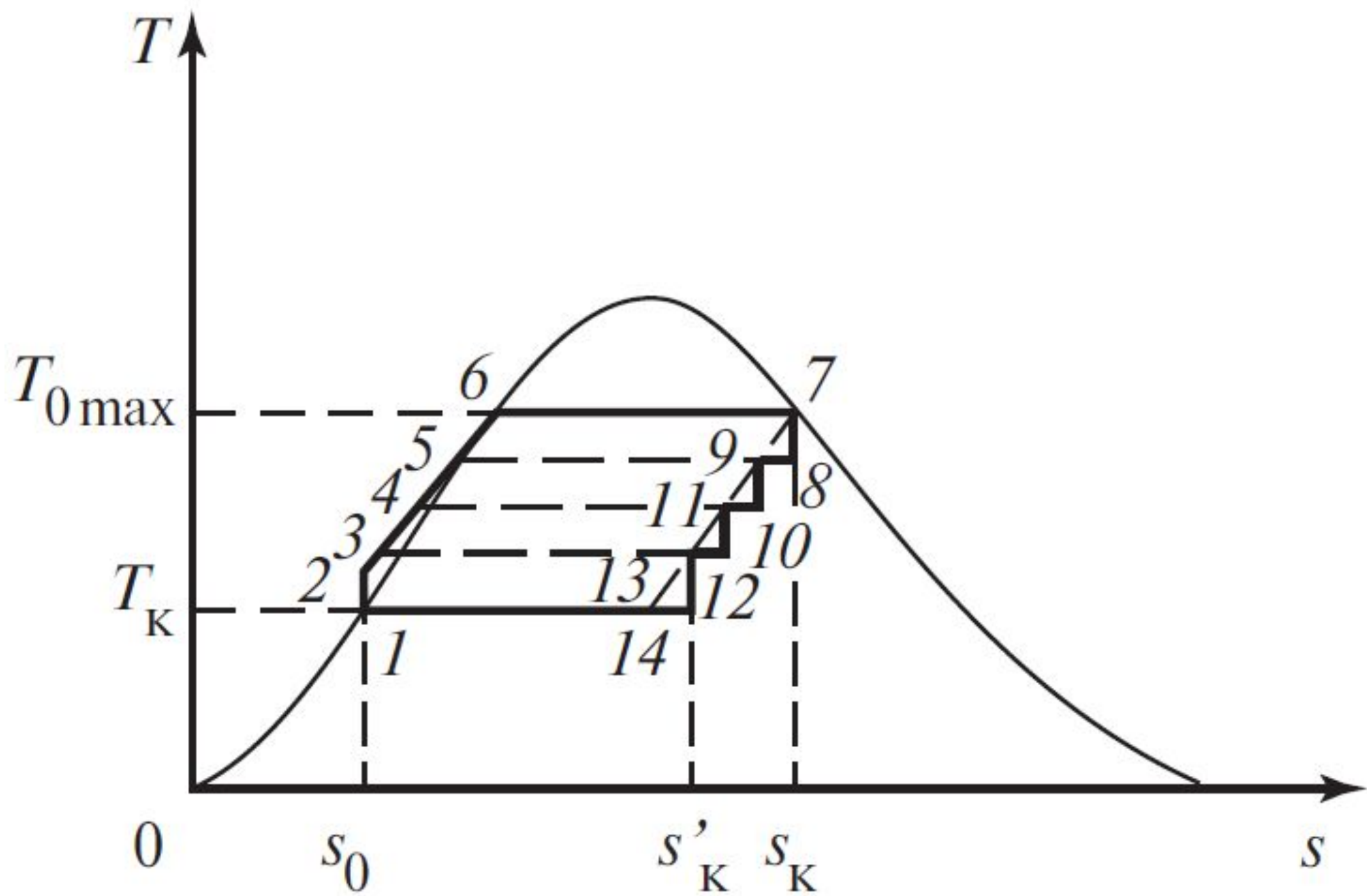
- **1 – реактор; 3 парогенератор; 4 – паровая турбина;**
- **5 – турбинный сепаратор; 6 – конденсатор;**
- **7 – конденсатный насос;**
- **8 – подогреватели низкого давления;**
- **9 – деаэрационный бак; 10 – деаэрационная колонка;**
- **11 - питательный насос;**
- **12 – подогреватели высокодавления;**
- **14 – циркуляционный насос;**
- **15 - конденсатоочистка.**

# **Водно-паровой цикл Ренкина с регенерацией теплоты:**

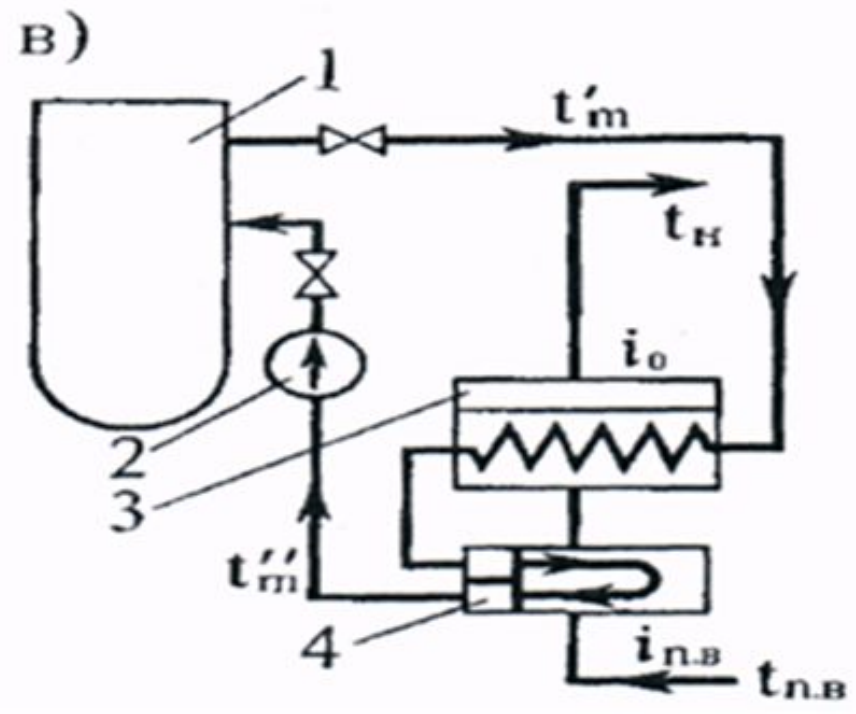
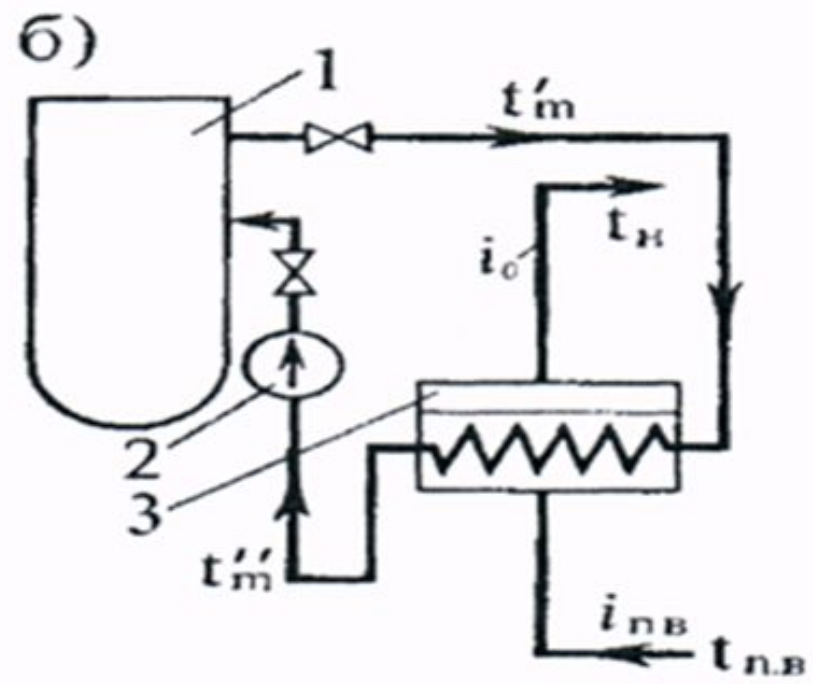
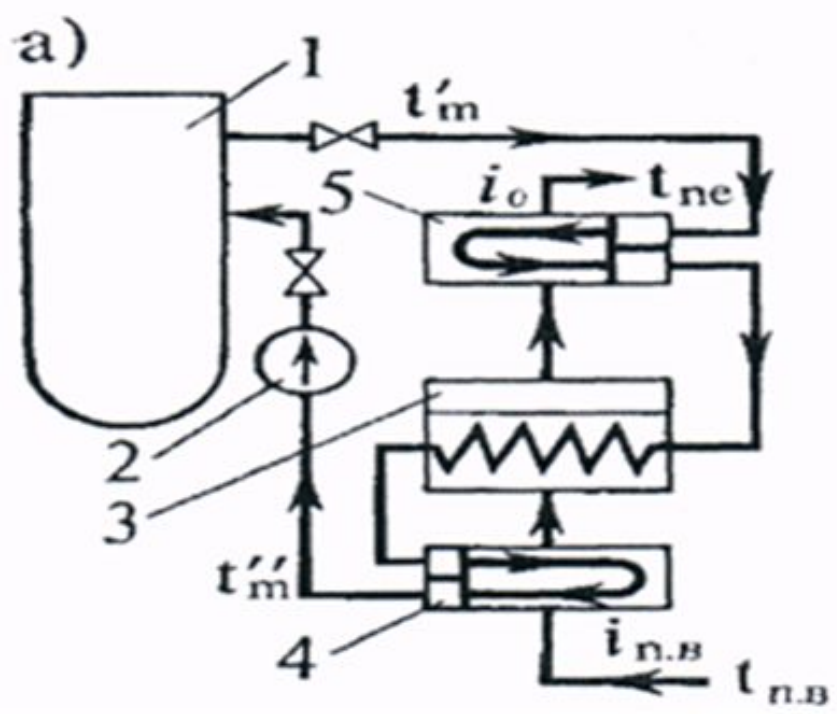


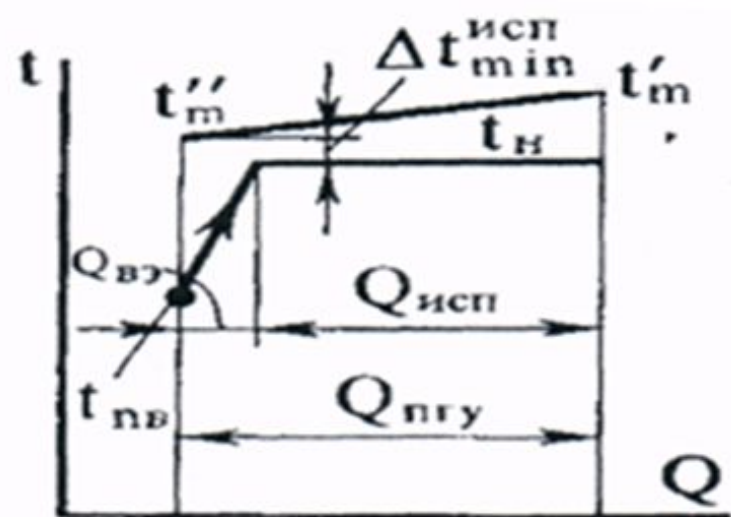
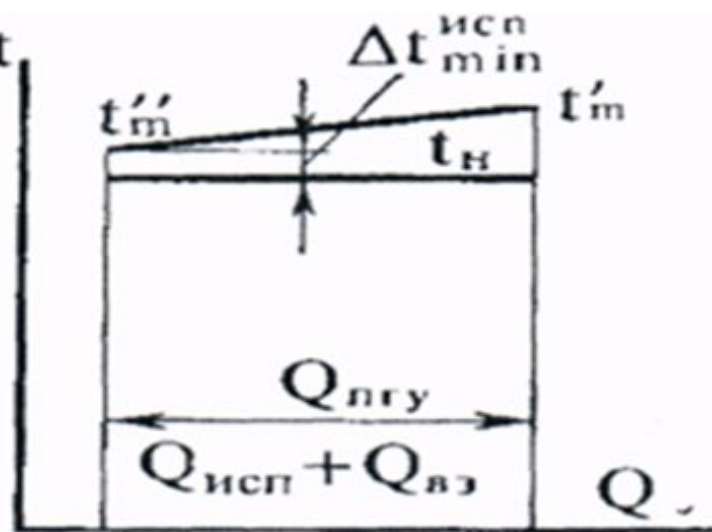
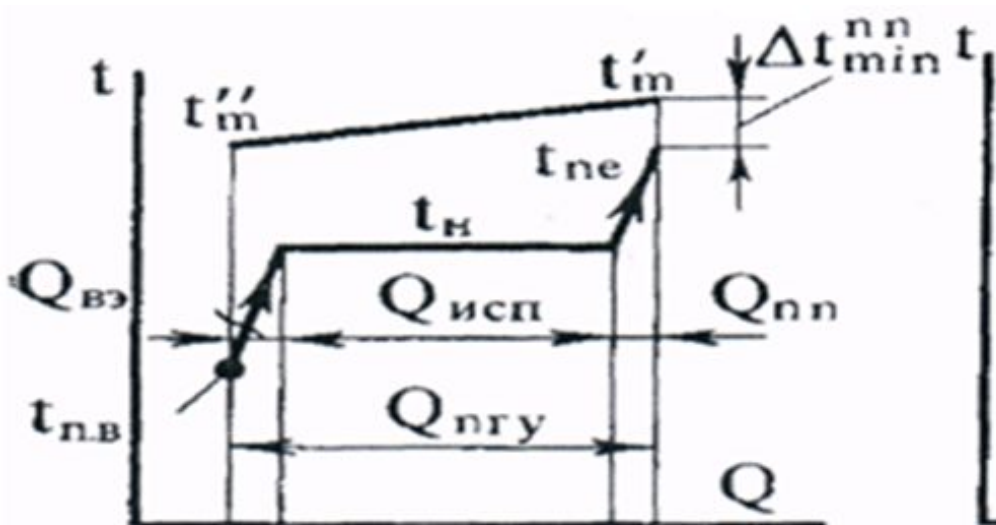
• **Тепловая схема идеальной установки: 1 — паропроизводительная установка, 2 — турбина, 3 — конденсатор, 4 — насос, 5 — регенеративные подогреватели, 6 — отводы и подводы пара к турбине;**

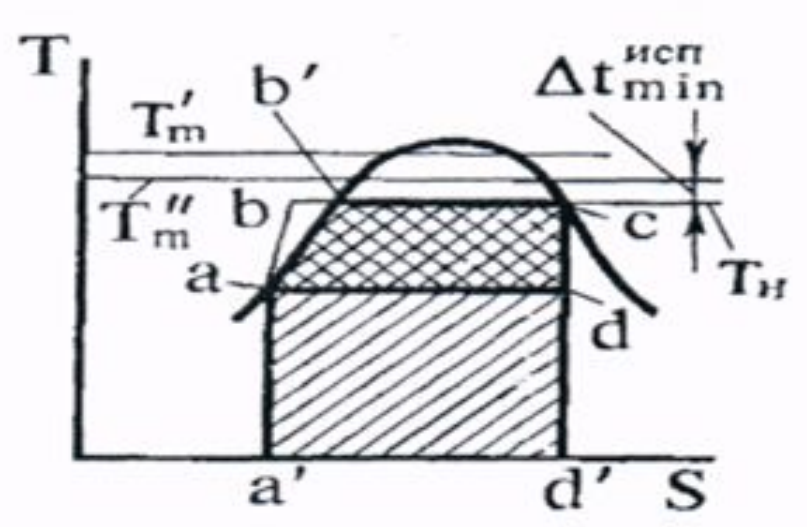
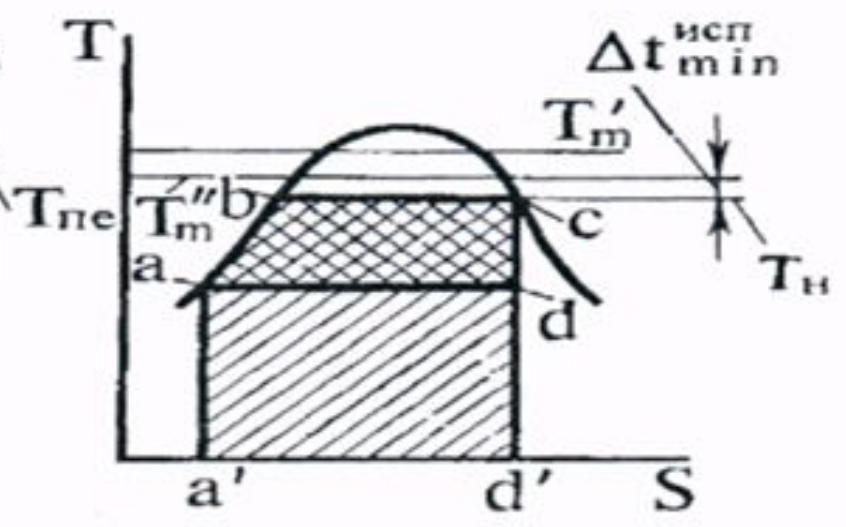
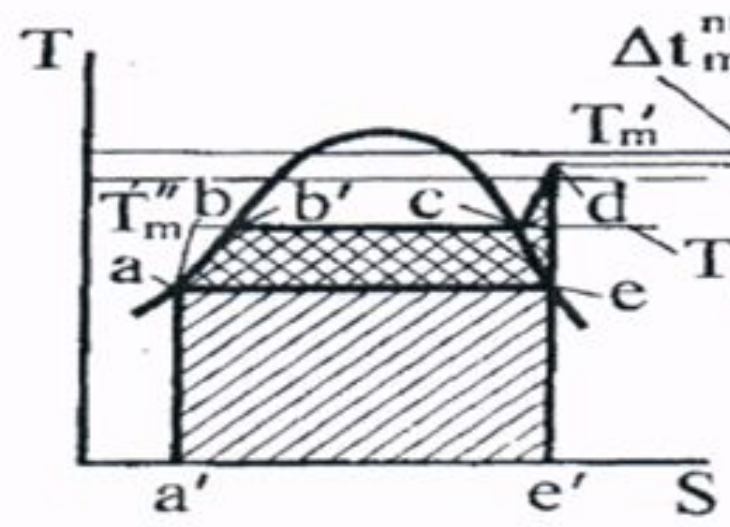




**T, s-диаграмма термодинамического цикла: 1—2 — процесс подъема давления воды в насосе, 2-3-4-5 — подогревы воды в регенеративных подогревателях, 5-6-7 — подвод тепла в паропроизводительной установке, 7-8, 9-10, 11-12, 13-14 — расширение пара в турбине; 8-9, 10-11, 12-13 — охлаждение пара в подогревателях**







- а — парогенераторная установка с пароперегревателем и водяным экономайзером;
- б — парогенераторная установка без перегрева пара и без водяного экономайзера;
- в — парогенераторная установка без перегрева пара с водяным экономайзером;
- 1 — реактор; 2 — главный циркуляционный насос;
- 3 — испаритель; 4 — водяной экономайзер;

• Чем больше  $\Delta t_{min}^{ИСП}$  тем меньше  
потребная величина поверхности  
нагрева парогенератора и его  
стоимость, а следовательно, и  
стоимость установленного киловатта.  
Однако чем больше  $\Delta t_{min}^{ИСП}$ , тем меньше  
рабочее давление пара и тем ниже  
тепловая экономичность станции.

# Этапы теплового расчета

- Целью теплового расчета парогенератора является определение размеров теплопередающей поверхности, обеспечивающих передачу необходимого количества теплоты от горячего теплоносителя к холодному.



**•Тепловой расчет обычно включает в себя две основные части: в первой части определяются тепловая мощность парогенератора, количества теплоты, передаваемые на различных участках парогенератора, и температурные напоры на участках; во второй - производится расчет конструктивных параметров и коэффициентов теплопередачи.**

- **Себестоимость киловатт-часа электроэнергии можно представить как**

$$G_{эл} = G_{кап} + G_{мон} + G_{эксп}$$

$G_{эл}$  - себестоимость электроэнергии, вырабатываемой станцией;

$G_{мон}$  - капитальная составляющая, учитывающая затраты на изготовление оборудования и строительство АЭС;

$G_{эксп}$  - эксплуатационная составляющая, учитывающая затраты на обеспечение нормальной эксплуатации станции.

• Определим влияние параметров теплообмена, теплофизических свойств и различных геометрических величин на себестоимость электроэнергии. Как известно, необходимая площадь поверхности парогенератора  $F$  зависит от его мощности  $Q_{ng}$  коэффициента теплопередачи  $K$  и температурного напора  $\Delta T$

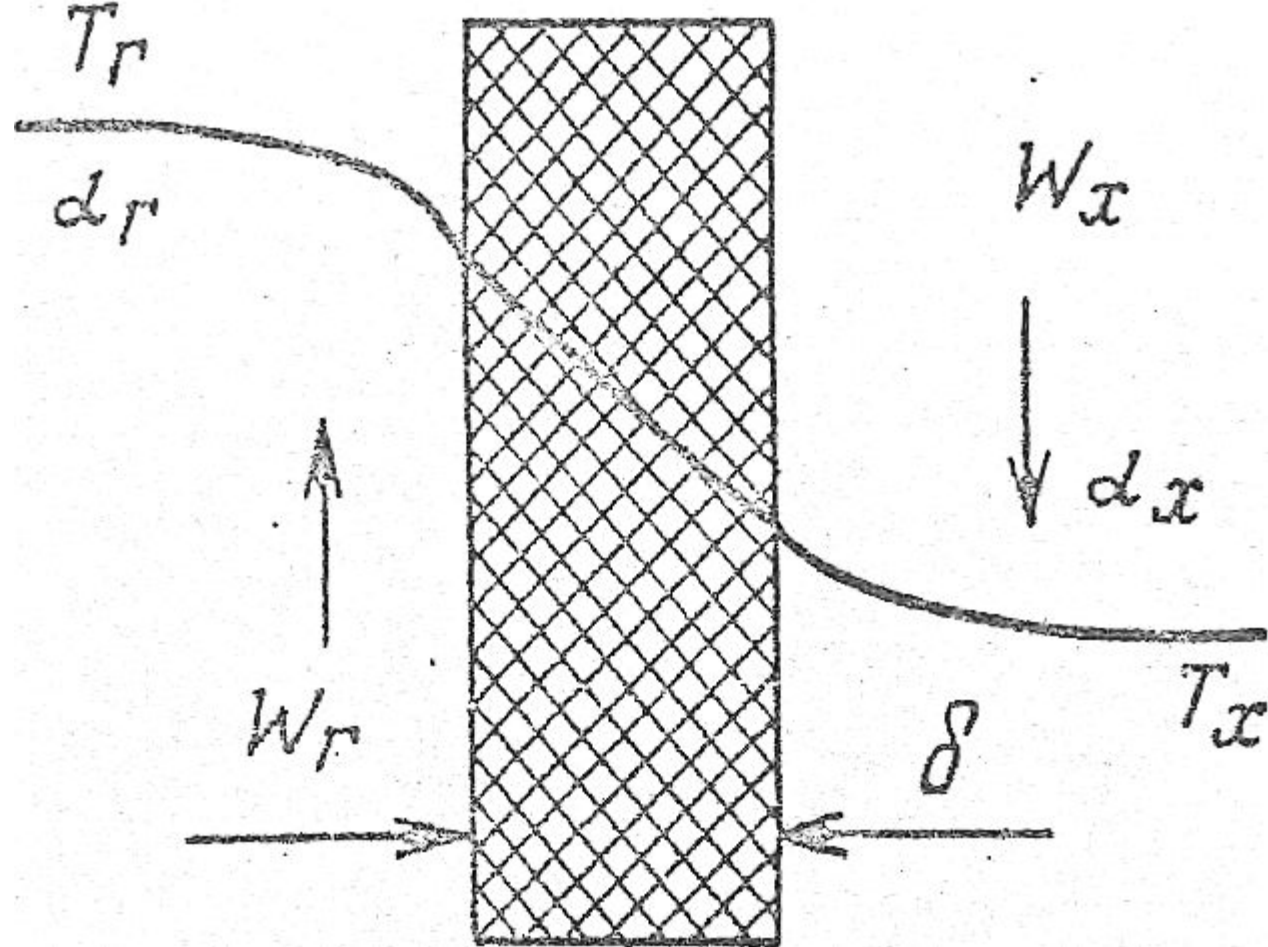
$$F = \frac{Q_{ng}}{K\Delta T}$$

• коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_x}}$$

• Как видно из формулы (2.2), увеличение коэффициента теплопередачи приводит к уменьшению размеров теплопередающей поверхности и, соответственно, к уменьшению капитальных затрат  $C_{кап}$ , другой стороны, увеличение  $K$  обычно достигается за счет повышения скорости теплоносителя, что увеличивает эксплуатационную составляющую  $C_{эксп}$ . Из формулы (2.2) видно  $\Delta$  также, что увеличение температурного напора  $T$  приводит к уменьшению капитальных затрат.

• Однако в случае низкотемпературного реактора, когда температура *горячего* теплоносителя ограничена сверху (например,  $\Delta$ ВВЭР), увеличения  $T$  можно достичь, уменьшая температуру *холодного* теплоносителя. При этом уменьшается средняя температура рабочего тела термодинамического цикла при подводе тепла, т. е. уменьшается КПД брутто АЭС, что приводит к увеличению топливной составляющей себестоимости электроэнергии.



Распределение температуры при передаче теплоты в теплообменнике:

$T_r, w_r$  температура и скорость **горячего** теплоносителя соответственно;

$T_x, w_x$  температура и скорость **холодного** теплоносителя;

- толщина стенки.

$$F_j = \frac{Q_{ngj}}{K_j \Delta T_j}$$

- $j$  - индекс, определяющий участок, а полное значение поверхности теплообмена парогенератора:

$$F = \sum F_j$$

- В первом соотношении на слайде неизвестны все величины.
- В 1-й части теплового расчета необходимо определить значения  $Q_j$  и  $\Delta T_j$
- И Запишем уравнения теплового баланса для всего парогенератора и его отдельных элементов. Так как теплопередача не может осуществляться без потерь теплоты, введем коэффициент ее использования принимая во внимание, что количество теплоты

$$Q_x = Q_2 - Q_{\text{пот}}$$

$Q_2$  - количество теплоты, отбираемое у *горячего* теплоносителя,

$Q_{\text{пот}}$  - потери теплоты в окружающую среду в процессе теплопередачи

**Тогда коэффициент использования теплоты**

$$\eta_{ИТ} = 1 - \frac{Q_{\text{пот}}}{Q_2}$$

**для всего парогенератора**

$$Q_x = \eta_{ИТ} Q_2$$

**для его отдельных  $j$ -х элементов (участков)**

$$Q_{jx} = \eta_{ИТ} Q_{j2}$$



• Учитывая, что в оптимальном режиме работы парогенератора падение давления теплоносителей (т. е. гидравлическое сопротивление) должно быть небольшим по сравнению с абсолютным давлением в парогенераторе, можно считать процесс передачи теплоты изобарным и, следовательно, количество переданной теплоты равно изменению энтальпии теплоносителя. Таким образом, для всего парогенератора тепловой баланс определяется уравнением

$$Q_x = G_{\Gamma} (i_{2}^{вх} - i_{2}^{вых}) \eta_{ИТ}$$

а для отдельного  $j$ -го участка парогенератора

$$Q_{jx} = G_{j\Gamma} (i_{j2}^{вх} - i_{j2}^{вых}) \eta_{ИТ}$$

- Для практических расчетов уравнения теплового баланса записываются для каждого теплоносителя отдельно на участках, где теплоносители не изменяют свое агрегатное состояние:

$$Q_z = G_{j\Gamma} (i_{jz}^{вх} - i_{jz}^{вых}) = G_{j\Gamma} \langle c_p^{jz} \rangle (T_{jz}^{вх} - T_{jz}^{вых});$$

$$Q_x = G_{jx} (i_{jx}^{вх} - i_{jx}^{вых}) = G_{jx} \langle c_x^{jx} \rangle (T_{jx}^{вх} - T_{jx}^{вых})$$

для испарительного участка

$$Q_{хисп} = G_p r_{x(p_{нз})}$$

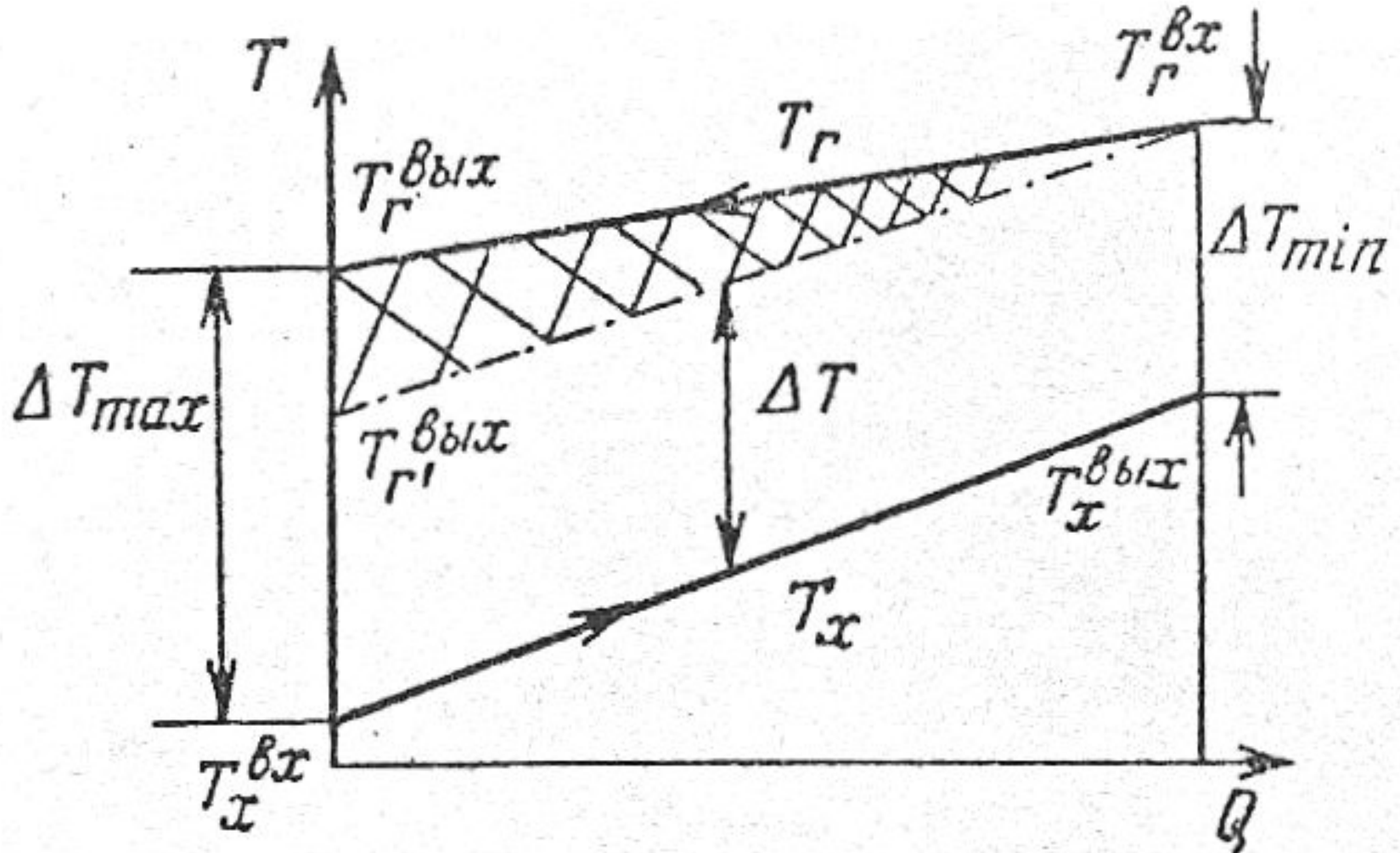
$r_x(p_{нз})$  - теплота парообразования на испарительном участке при заданном давлении в парогенераторе  $p$

## • T-Q - диаграмма парогенератора

- Выбор уровня температур в парогенераторе и температурных напоров производится с помощью T-Q-диаграммы.

- T-Q-диаграммой парогенератора (теплообменника вообще) называется график зависимости температур *горячего* и *холодного* теплоносителей от количества переданной теплоты. Так как при относительном движении теплоносителей по схеме "прямоток" уровень температуры *холодного* теплоносителя на выходе из теплообменника ниже (т. е. значение КПД меньше), чем при движении по схеме "противоток", в атомной энергетике, как правило, используют "противоток". Рассмотрим T-Q-диаграмму для участка теплообменника, в пределах которого теплоносители не изменяют своего

• T-Q-диаграмма теплообменника типа "противоток"



• Проведем анализ случая, когда прямые, описывающие изменение температуры теплоносителей параллельны друг другу, т.е. температурный напор не изменяется по длине участка. В этих условиях, как видно из соотношений

$$\frac{G_{\Gamma} \langle c_p^e \rangle \eta_{ит}}{G_x \langle c_p^x \rangle} = 1,$$

Оптимальное значение температурного напора  $\Delta T$  определяется из условия минимума себестоимости электроэнергии. Рекомендуемые диапазоны температурного напора, в которых должны находиться оптимальные значения

<b>Nn/n</b>	<b>Агрегатное состояние горячего и холодного теплоносителей</b>	<b>Значение оптимального температурного напора, °С</b>
<b>1</b>	<b>Жидкость - жидкость</b>	<b>10-20</b>
<b>2</b>	<b>Жидкость - газ</b>	<b>25-35</b>
<b>3</b>	<b>Газ - газ</b>	<b>35-45</b>

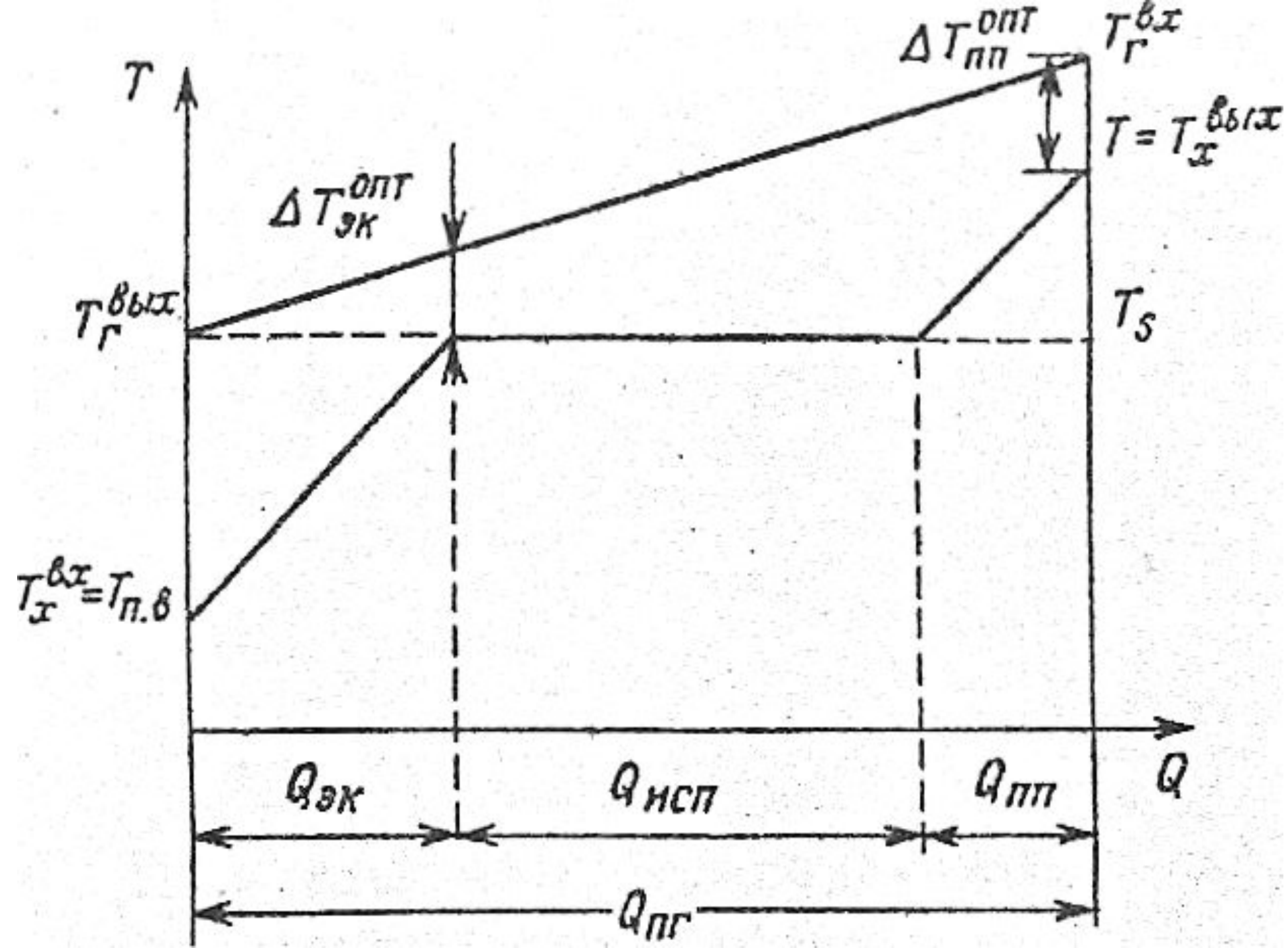
- Если  $\Delta T \neq const$  то прямые, описывающие уровни температур теплоносителей не параллельны, а комплекс не равен единице.
- При этом рекомендуемые диапазоны  $\Delta T_{min}$ , приведенные в таблице, применяются для выбора величины  $\Delta T_{max}$  а в формулу  $\Delta T_{расч}$  необходимо подставлять величину расчетного температурного напора определяемую по формуле:

$$\Delta T_{расч} = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

## • Q-T-диаграмма прямого парогенератора

- На Q-T-диаграмме прямого парогенератора присутствуют все, отмеченные в предыдущих разделах, участки, отличающиеся значениями теплофизических величин и параметров теплообмена: экономайзерный, испарительный и пароперегревательный.
- При выполнении предыдущих разделов курсового проекта были выбраны термодинамический цикл АЭС, тип турбоагрегата, рассчитаны КПД брутто станции и мощность одного парогенератора. Параметры турбины, ввиду сложности ее конструкции, оптимизируются в процессе проектирования, поэтому значения температуры питательной воды и давления пара на входе в турбину  $p_0$  определяются ее паспортными данными.





• Температура пара на входе в турбину  $T_0$  принимается по паспорту турбины только при условии, что максимальная температура горячего теплоносителя, т. е.  $T_2^{bx}$  достаточна для обеспечения величины температурного напора на конце пароперегревательного участка (т. е.  $T_0$  ) не меньше, чем рекомендуется в таблице. В противном случае значение  $T_0$  определяется в результате оптимизации температурного напора  $\Delta T_{nn}$

$$T_0 = T_2^{bx} - \Delta T_{nn}^{opt}$$

- При этом, очевидно, величина  $T_0$  получается меньше, чем указано в паспорте турбины.
- Построение диаграммы начинают с того, что по оси абсцисс откладывают величину тепловой мощности парогенератора  $Q_{пг} = Q_p / \eta_{ит}$
- Линия, характеризующая изменение температуры горячего теплоносителя строится, в случае высокотемпературных реакторов, непосредственно по заданным значениям температуры на входе  $T_{вх}$  и выходе  $T_{вых}$ .

- Если же температура  $T_2^{вх}$  не задана, то она может быть определена в результате оптимизации: при фиксированных значениях  $T_2^{вх}$  и  $p_0$  уменьшение приводит, с одной стороны, к уменьшению необходимого для передачи заданной тепловой мощности расхода теплоносителя, т. е. к уменьшению эксплуатационной составляющей себестоимости электроэнергии, а с другой стороны - к уменьшению температурного напора на всех участках, вследствие чего в соответствии **с формулой** увеличивается необходимая площадь поверхности теплообмена, т. е. растет капитальная составляющая.

• Если на АЭС установлен низкотемпературный реактор, то задается обычно величина  $T_{\text{вх}}$ , соответствующая допустимой температуре теплоносителя для данного типа реактора. Вторая температура  $T_{\text{вых}}$  горячего теплоносителя определяется после построения линии *холодного* теплоносителя в результате оптимизации минимального значения температурного напора на экономайзерном участке в соответствии с рекомендациями, приведенными в таблице. Давление пара в парогенераторе должно быть на 5% выше паспортного начального давления турбины для компенсации падения давления в потоке пара  $p_0$  при его транспортировке по трубопроводу  $T_{\text{вх}}(p_{\text{не}})$  от парогенератора к турбине. Зная давление в парогенераторе  $T_{\text{х.исп}}$ , можно определить температуру насыщения  $T_{\text{на}}(p_{\text{не}})$  и температуру  $T_{\text{вх}}$  холодного теплоносителя.

• Таким образом, имеем значения температуры *холодного* теплоносителя на концах участков:

$$T_{x.ЭК}^{вх} = T_x^{вх} = T_{нв}$$

$$T_{x.ЭК}^{вхлх} = T_{x.исп} = T_{x.нп}^{вх} = T_s$$

$$T_x^{вхлх} = T_0$$

Тепловые мощности различных участков определяются из уравнений теплового баланса

$$G_{нв} = G_n = \frac{Q_{нг}}{i_0 - i^{нв}}$$

$$\left. \begin{aligned} Q_X^{\text{ЭК}} &= G_{\text{ЭК}} \langle c_{\text{рх}}^{\text{ЭК}} \rangle (T_s - T_{\text{нв}}) \\ Q_X^{\text{исп}} &= G_n r_x (p_{\text{нз}}) \\ Q_X^{\text{нн}} &= G_{\text{нн}} \langle c_{\text{рх}}^{\text{нн}} \rangle (T_0 - T_s) \end{aligned} \right\}$$

$G_{\text{нв}} = G_n = G_x$  - расход *холодного* теплоносителя

$i_0$      $i^{\text{нв}}$  - соответственно энтальпии свежего пара и питательной воды.

**Равенства находят координаты точек линии *холодного* теплоносителя на Q-T-диаграмме, определяющие границы участков парогенератора. Соединив прямыми линиями точки, соответствующие входу и выходу *холодного* теплоносителя для каждого участка, получим всю линию *холодного* теплоносителя.**

Для того, чтобы убедиться в правильности определенных количеств теплоты на различных участках, необходимо сравнить значение  $Q_{ng}$  и сумму  $Q_x^{эк} + Q_x^{исп} + Q_x^{nn}$ . Расхождение не должно превышать 2%.

Расход *горячего* теплоносителя  $G$ , определяется из соотношения

$$G_G = \frac{Q_{ng}}{\eta_{ит} \langle c_{ng} \rangle (T_2^{вх} - T_2^{вых})}$$

$\langle c_{ng} \rangle$  - среднее значение теплоемкости *горячего*  
температура *горячего* теплоносителя

$T_2^{вх} \left( T_2^{вых} \right)$  на входе в парогенератор (выходе из парогенератора).



## Q-T -диаграмма парогенератора с многократной циркуляцией

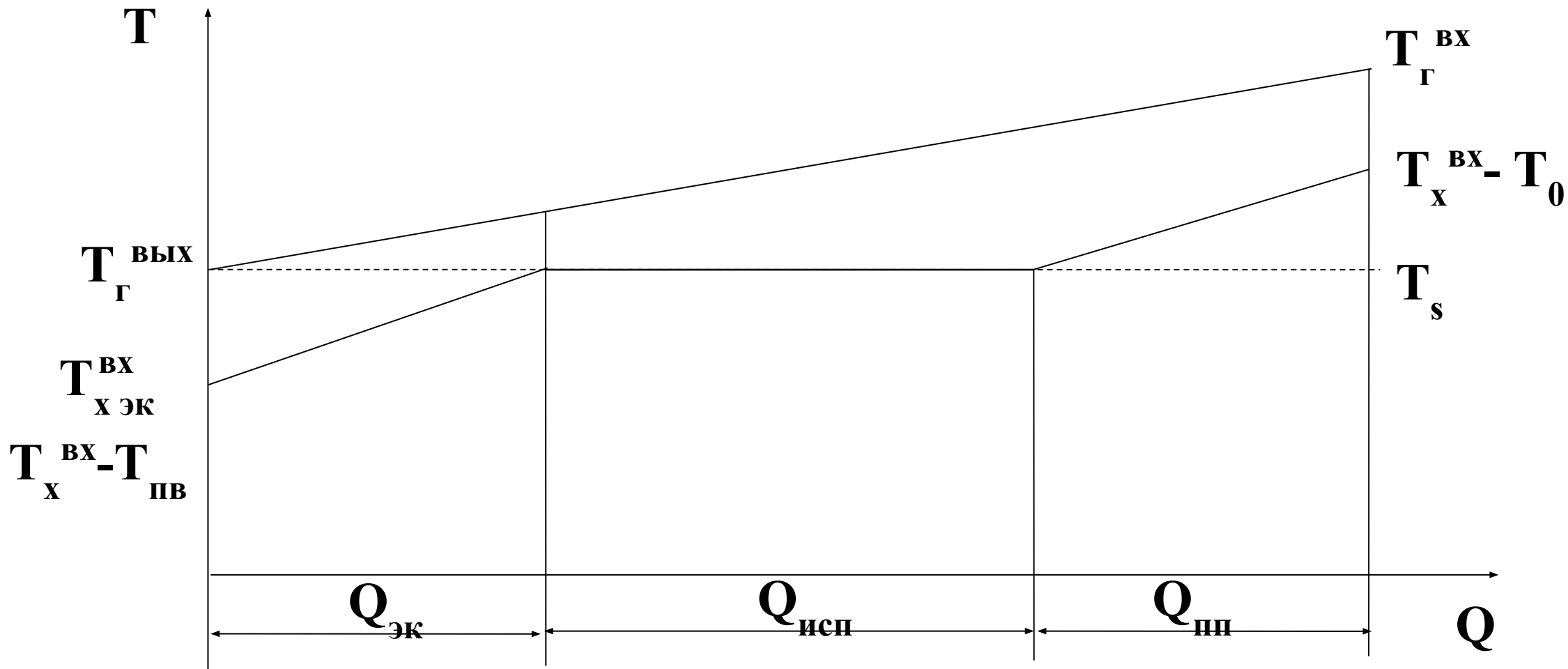
В этом случае температура *холодного* теплоносителя на входе в экономайзерный участок  $T_{x.ЭК}^{вх}$  не равна температуре питательной воды  $T_{пв}$ . Температура  $T_{x.ЭК}^{вх}$  определяется из баланса теплоты, передаваемой в барабан-сепараторе при смешении питательной воды с отсепарированной отпароводной смеси водой, находящейся на линии насыщения:

$$G_{пв} i_{пв} + (G_{ц} - G_n) i_{(p_{н2})} = G_{ц} i_{x.ЭК}^{вх}$$

**Значение энтальпии рассчитывается по формуле после элементарных преобразований:**

$$i_{x.ЭК}^{вх} = \frac{i_{пв} - (K_{ц} - 1)i_{(p_{пг})}}{K_{ц}}$$

**Где  $p_{пг} = 1,05 p_0$ ,  $i_{(p_{пг})}$  - энтальпия воды на линии насыщения при давлении в парогенераторе,  $K_{ц}$  - кратность циркуляции.**



***T-Q*-диаграмма парогенератора с МЦ**

$$\left. \begin{aligned}
 Q_{X.\text{ЭК}} &= G_{\text{ЭК}} \langle c_{px}^{\text{ЭК}} \rangle (T_s - T_{n\text{в}}) \\
 Q_X^{\text{учн}} &= G_n r_x (p_{n2}) \\
 Q_X^{\text{nn}} &= G_{nn} \langle c_{px}^{\text{nn}} \rangle (T_0 - T_s)
 \end{aligned} \right\}$$

**Для расхода *холодного* теплоносителя на различных участках парогенератора с МЦ справедливы соотношения:**

$$G_{нв} = G_n = \frac{Q_{нг}}{i_0 - i^{нв}}$$

$$G_{эк} = G_{исп} = G_n = K_{ц} G_n = K_{ц} G_{нв}$$

**для расхода *горячего* теплоносителя – соотношение:**

$$G_{Г} = \frac{Q_{нг}}{\eta_{ит} \langle c_{нг} \rangle (T_2^{вх} - T_2^{вых})}$$

# **Q-T-диаграммы парогенераторов АЭС с реакторами типа ВВЭР**

**Основные теплогидравлические характеристики горизонтальных парогенераторов**

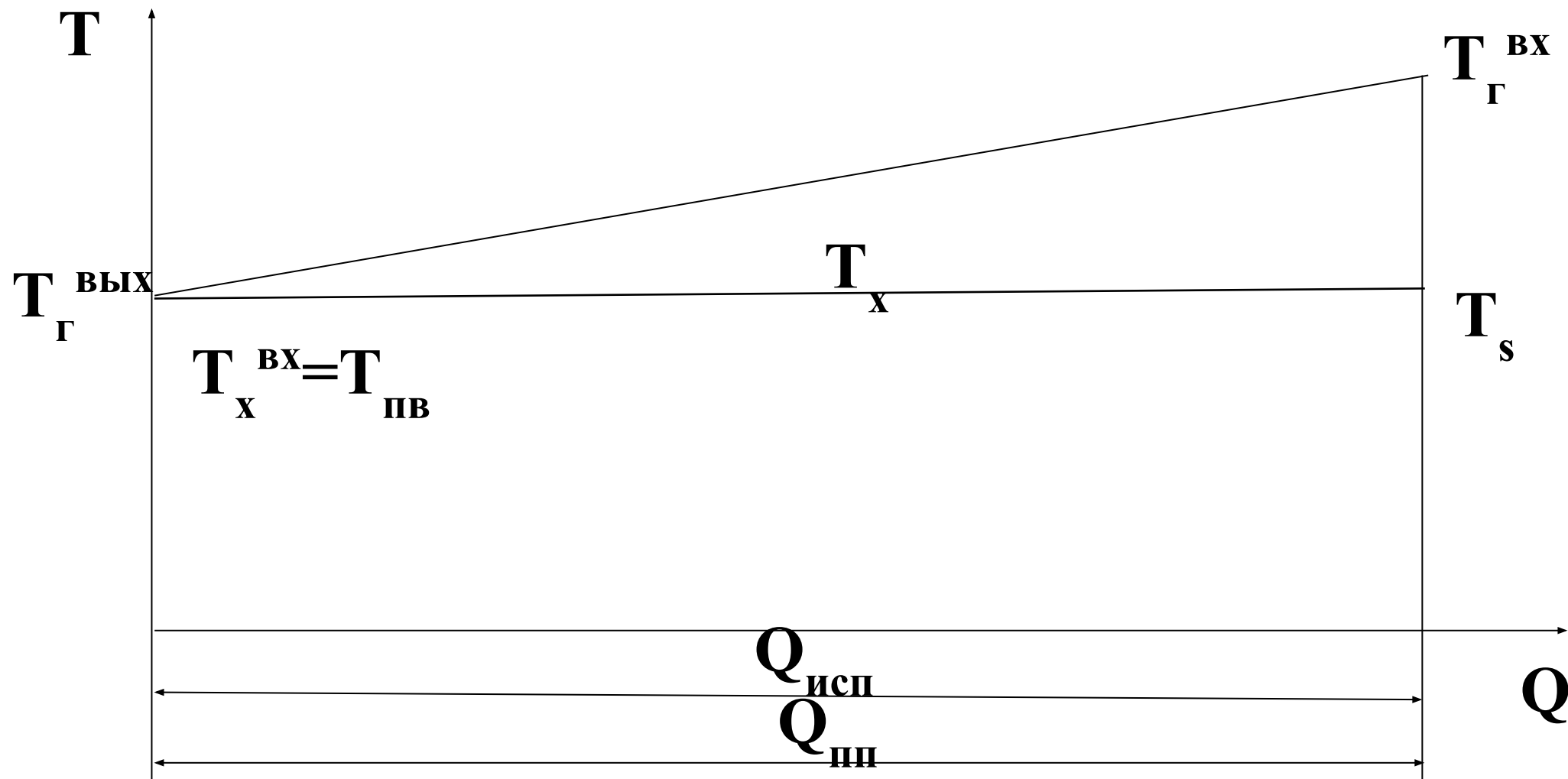
<b>№ п/п</b>	<b>Характеристика</b>	<b>ВВЭР-440</b>	<b>ВВЭР-1000</b>
<b>1</b>	<b>Тепловая мощность, МВт</b>	<b>229,3</b>	<b>750</b>
<b>2</b>	<b>Паропроизводительность, кг/с</b>	<b>126</b>	<b>408</b>
<b>3</b>	<b>Давление пара, МПа</b>	<b>4,6</b>	<b>6,27</b>
<b>4</b>	<b>Температура, °С</b> <b>пара</b>	<b>260</b>	<b>278,5</b>
	<b>питательной воды</b>	<b>223</b>	<b>220</b>
<b>5</b>	<b>Расход теплоносителя, кг/с</b>	<b>1345</b>	<b>4100</b>
<b>6</b>	<b>Давление теплоносителя, МПа</b>	<b>12,3</b>	<b>15,7</b>
<b>7</b>	<b>Температура теплоносителя, °С</b> <b>на входе в парогенератор</b>	<b>299</b>	<b>320</b>
	<b>на выходе из парогенератора</b>	<b>269,8</b>	<b>289,0</b>
<b>8</b>	<b>Среднелогарифмический температурный напор, °С</b>	<b>21,6</b>	<b>23,1</b>
<b>9</b>	<b>Коэффициент теплопередачи, Вт/(м К)</b>	<b>4300</b>	<b>6370</b>
<b>10</b>	<b>Средняя плотность теплового потока, Вт/м</b>	<b>92,8 *10<sup>3</sup></b>	<b>147*10<sup>3</sup></b>
<b>11</b>	<b>влажность пара па выходе из Парогенератора, %</b>	<b>не более 0,25</b>	<b>не более 0,25</b>

# Теплогидравлические характеристики вертикального парогенератора (проект)

№ п/п	Характеристика	Численное значение
1	Тепловая мощность, МВт	792
2	Паропроизводительность, кг/с	414
3	Параметры пара:	
	давление, МПа	7,2
	температура, °С	286,4
	влажность, %	0,2
4	Температура питательной воды, °С	200
5	Расход теплоносителя, кг/с	4070
6	Параметры теплоносителя:	
	давление, Мпа	16
	температура, °С	на входе 322,1 на выходе 288,0
7	Удельный запас воды, кг/МВт (Э)	125
8	Площадь теплопередающей поверхности, м'	7835



# Парогенераторы с горизонтальной компоновкой (прототип - парогенератор НВАЭС)



**В данном случае все количество теплоты, передаваемой в парогенераторе, можно представить как сумму двух частей: основной и дополнительной, причем**

$$Q_{исп}^{осн} = G_n r(p_{нз})$$

**а дополнительное количество теплоты на производство дополнительного пара, конденсирующегося затем вследствие отдачи того же количества теплоты для подогрева питательной воды до температуры насыщения, определяется как**

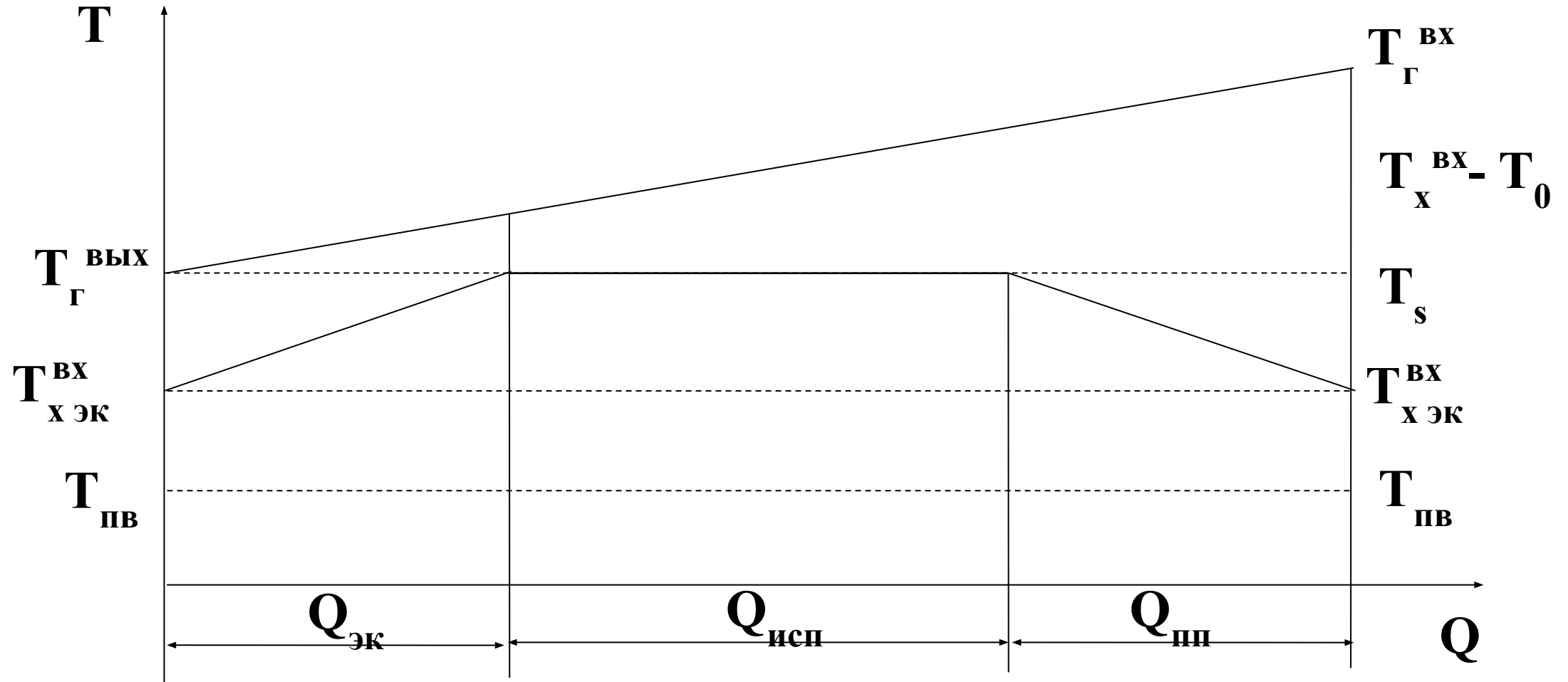
$$Q_{исп}^{доп} = G_{пв} \langle c_{пв} \rangle (T_s - T_{пв})$$

$$Q_{исп} = Q_{исп}^{осн} + Q_{исп}^{доп}$$

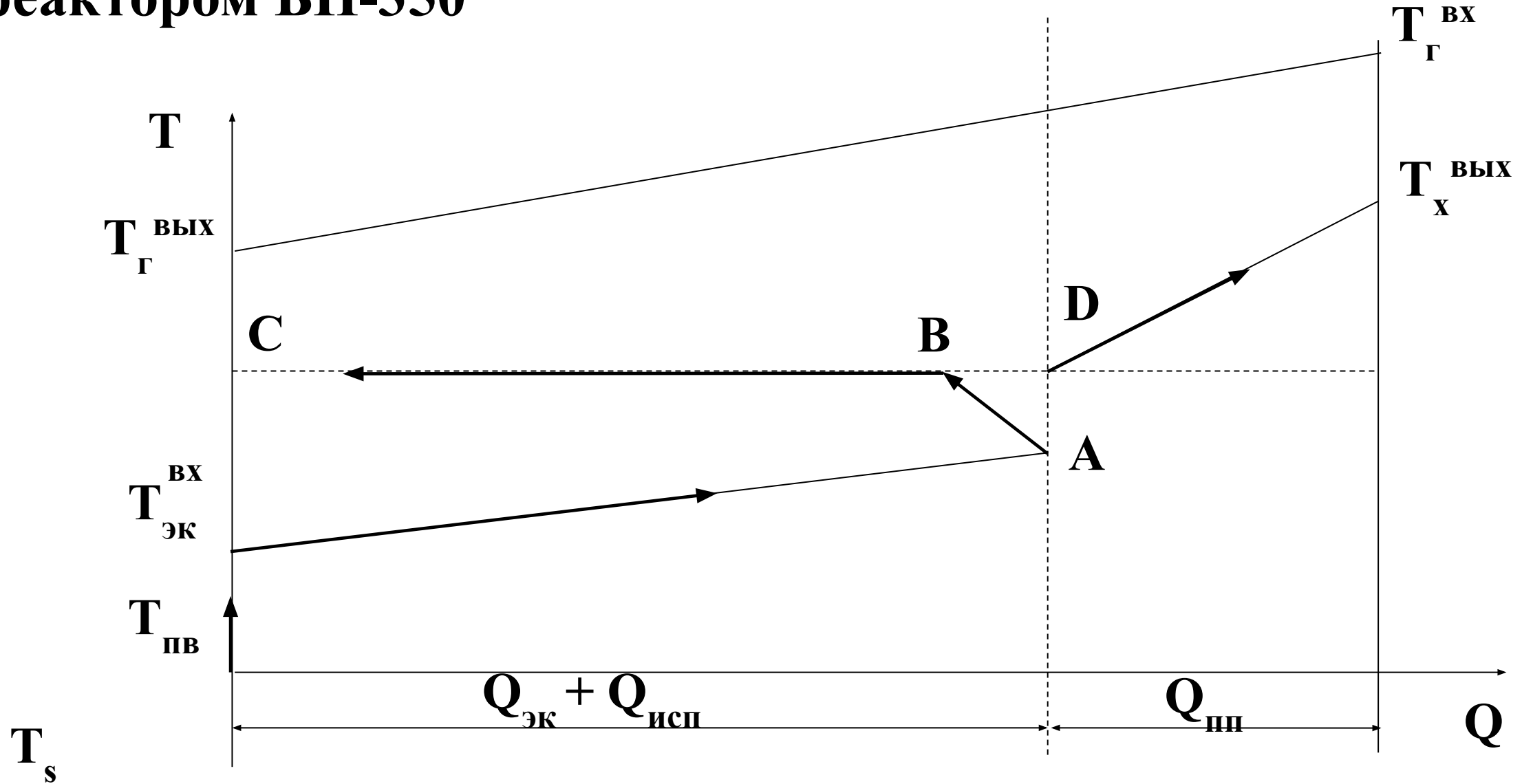
**Расход дополнительного количества пара на подогрев питательной воды будет соответственно равен**

$$G_n^{\text{доп}} = \frac{Q_{\text{исп}}^{\text{доп}}}{r(p_{\text{нз}})}.$$

# Парогенераторы с вертикальной компоновкой (прототип - парогенератор НИИАР)



# Т-Q-диаграмма парогенератора блока Шевченковской АЭС с реактором БН-350



## Основные расчетные соотношения:

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{эк}} &= K_{\text{ц}} G_n \langle c_{\text{рх}}^{\text{эк}} \rangle (T_s - T_{\text{х.эк}}^{\text{вх}}) \\ Q_{\text{исп}} &= G_n r(p_{\text{нг}}) \\ Q_{\text{ABC}} &= Q_{\text{эк}} + Q_{\text{исп}} \end{aligned} \right\}$$

где  $-Q_{\text{ABC}}$  полное количество теплоты, передаваемой *горячим* теплоносителем через стенки наружных труб испарителя

# **T-Q-диаграмма парогенератора блока Белоярской АЭС с реактором БН-600**

**Соотношение между расходами пара через основной и промежуточный перегреватели выбирается равным значению этой величины в действующем парогенераторе реактора БН-600:**

$$G_{\text{пр.п}} = 0,85 G_{\text{пп}}$$

**где  $G_{\text{пр.п}}$  - расход пара через модуль промежуточного перегревателя,  $G_{\text{пп}}$  - расход пара через модули испарителя и основного перегревателя.**

$$G_{nn} = \frac{Q_{\text{эк}} + Q_{\text{исп}} + Q_{nn}}{i_0 - i_{нв}}$$

$$0,85G_{nn} = \frac{Q_{np.n}}{i_{np.n}^{\text{вых}} - i_{np.n}^{\text{вх}}}$$

$$Q_{ng} = Q_{\text{эк}} + Q_{\text{исп}} + Q_{nn} + Q_{np.n}$$



Где  $Q_{эк} + Q_{исп} + Q_{пп} + Q_{пр.п}$  - количества теплоты, передаваемой теплоносителю III контура на экономайзерном и испарительном участках испарителя, в основном и промежуточном перегревателях соответственно;

$i_0$  - энтальпия свежего пара;

$i_{пв}$  - энтальпия питательной воды;

$i_{пр.п}^{вх}$  - энтальпия пара на входе в промежуточный перегревателя;

$i_{пр.п}^{вых}$  - энтальпия пара на выходе из промежуточного перегревателя;

$Q_{пг}$  - тепловая мощность секции парогенератора.

$$Q_{np.n} = \frac{Q_{n2}}{1 + \frac{i_0 - i_{n6}}{i_{np.n}^{вых} - i_{np.n}^{ex}}},$$

$$G_{nn} = \frac{Q_{np.n}}{0,85(i_{np.n}^{вых} - i_{np.n}^{ex})}.$$

**Значения количеств теплоты, передаваемой на различных участках парогенератора, рассчитываются с помощью соотношений:**

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{эк}} &= G_{nn} (i'(p_{n2}) - i_{n6}) \\ Q_{\text{исп}} &= G_{nn} r(p_{n2}) \\ Q_{nn} &= G_{nn} (i_0 - i''(p_{n2})) \\ Q_{np.n} &= G_{np.n} (i_{np.n}^{\text{вых}} - i_{np.n}^{\text{ex}}) \end{aligned} \right\}$$

**Распределение температуры теплоносителя второго контура (т.е. *горячего*) определяется по формуле:**

$$T_{rj}^{вых} = T_{rj}^{вх} - \frac{Q_{rj}}{G_{rj} \langle c_{pg.j} \rangle \eta_{ит}}$$

**Где  $T_{rj}^{вых}$  - температура теплоносителя II контура на выходе j-го участка парогенератора (экоиомайзерного, испарительного, пароперегревательного, промежуточного перегрева);**

**$T_{rj}^{вх}$  - температура теплоносителя II контура на входе j-го участка;**

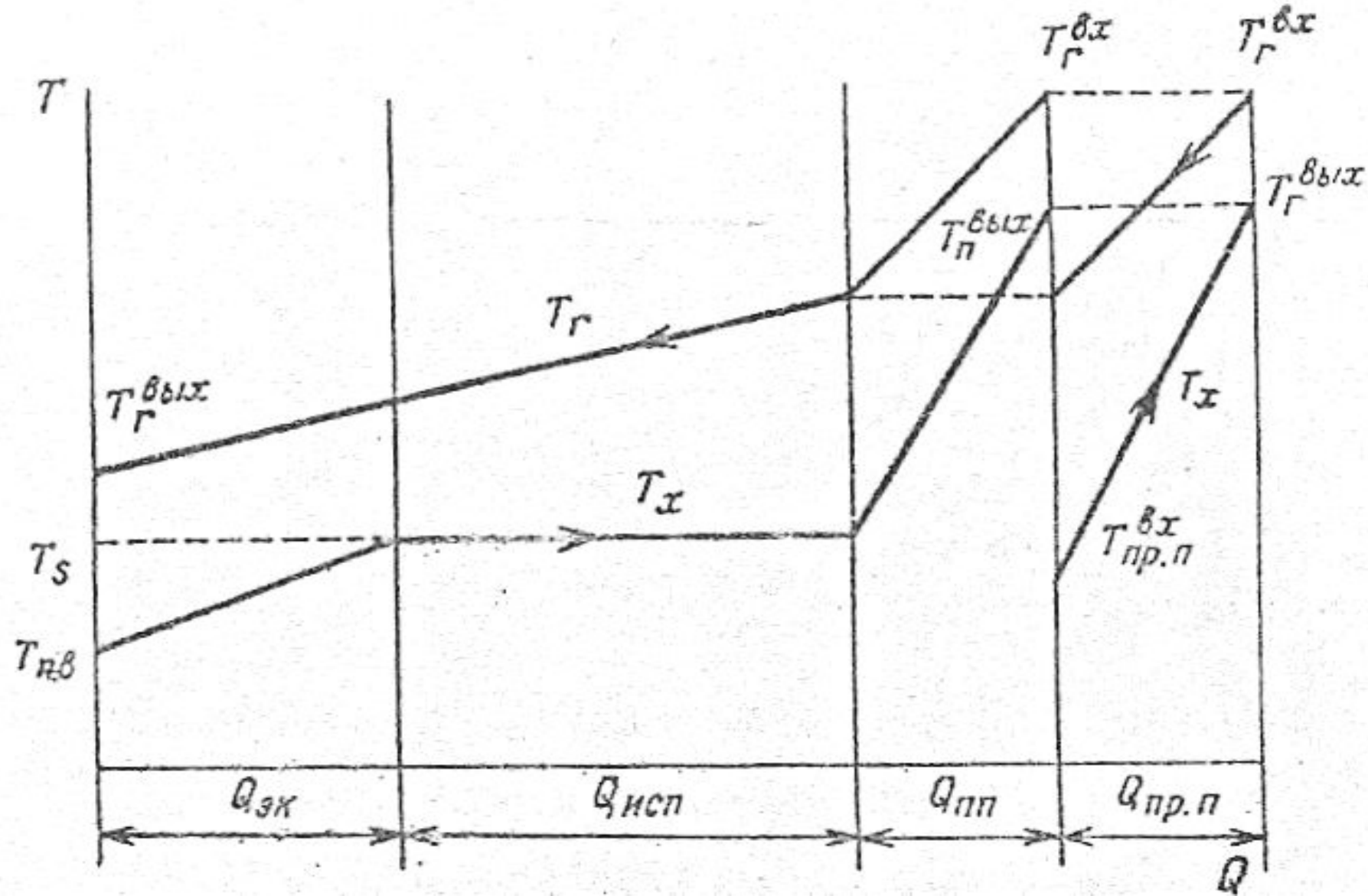
**$G_{rj}$  - расход теплоносителя II контура на входе j-го участка;**

**$Q_{rj}$  - тепловая мощность, передаваемая на j-м участке;**

**$\langle c_{pg.j} \rangle$  - средняя теплоемкость *горячего* теплоносителя на участке;**

**$\eta_{ит}$  - коэффициент использования теплоты.**

# T-Q-диаграмма секционно-модульного парогенератора блока Белоярской АЭС с реактором БН-600



**Расход *горячего* теплоносителя через испаритель парогенератора рассчитывается по уравнению теплового баланса:**

$$G_2 = \frac{Q_{нг}}{\langle c_{рг} \rangle \left( T_{Г}^{ВХ} - T_{Г}^{ВЫХ} \right) \eta_{ит}}$$

**а расходы *горячего* теплоносителя через основной и промежуточный пароперегреватели, а также температуры *горячего* теплоносителя после перегревателей определяются из решения системы уравнений:**

$$\left. \begin{aligned} G_2 &= G_2^{nn} + G_2^{np.n} \\ Q_{nn} &= G_2^{nn} \langle c_{рг}^{пп} \rangle \left( T_{г.пп}^{ВХ} - T_{г.пп}^{ВЫХ} \right) \\ Q_{np.n} &= G_2^{nn} \langle c_{рг}^{пр.р} \rangle \left( T_{г.пр.п}^{ВХ} - T_{г.пр.п}^{ВЫХ} \right) \end{aligned} \right\}$$

**Учитывая, что  $T_{г.пп}^{вх} = T_{г.пп}^{вых}$  и  $T_{г.пр.п}^{вх} = T_{г.пр.п}^{вых}$  получим**

$$\left. \begin{aligned} G_2^{nn} &= \frac{Q_{nn} G_2}{Q_{nn} + Q_{np.n}} \\ G_2^{np.n} &= \frac{Q_{np.n} G_2}{Q_{npn} + Q_{np.n}} \end{aligned} \right\}$$

























