

Дисциплина **TU 3218** «Турбинные установки»

Модуль **ESTA 08** «Электрические станции и теплообменные аппараты»

Специальность **6B07108** - «Теплоэнергетика»

Факультет энергетики, автоматике и телекоммуникации

Кафедра «Энергетические системы»

Калытка Валерий Александрович

Доктор PhD; ассоциированный профессор (доцент); доцент
кафедры «Энергетические системы»

Лекция №8. Одномерные течения в каналах

Цель лекции состоит в ознакомлении с основными положениями физико-математической модели гидродинамического потока рабочего вещества (пара, газа), двигающегося в направлении оси проточной части турбиной ступени (одномерная модель течения «жидкости» в канале).

План лекции

1. Конфузорные и диффузорные течения в каналах
2. Вывод зависимости между законом изменения площади канала и скоростью потока
3. Схема осевой турбинной ступени
4. Турбинные решётки: а) сектор кольцевой лопаточной решётки; б) пакет плоской решётки профилей
5. Технологические схемы теплофикационных паровых турбин средней (50-100 МВт) и высокой (200-250 МВт), наиболее востребованных в условиях теплоэнергетических промышленных предприятий типа ТЭЦ. Турбины моделей Т-110-120-130 ЛМЗ, Т-250-300-240 ТМЗ.
6. Видеоролики:
 - 6.1. Модернизация турбины Т-100 (9 мин 30 сек)
<https://www.youtube.com/watch?v=G5mV3FH2vmo>
 - 6.2. Модернизация турбины Т-250 (10 мин 56 сек)
<https://www.youtube.com/watch?v=veh5pslyM-Y>
 - 6.3. Конструкция турбин. Часть 1,2
<https://www.youtube.com/watch?v=q5ELcEyIFG8>
https://www.youtube.com/watch?v=AXpxYEp_2Ow

**Вывод зависимости между законом изменения площади
канала и скоростью потока**

$$G = \rho \cdot c \cdot F$$

$$\ln G = \ln \rho + \ln c + \ln F$$

$$\frac{dG}{G} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} + \frac{dF}{F}$$

Т.к. $G = const$, то $dG = 0$ и $\frac{dG}{G} = 0$

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dc}{c} + \frac{dF}{F} = 0 \quad (*)$$



Из уравнения импульса следует:

$$c \cdot dc + \frac{dp}{\rho} = 0$$

Домножим второй член на $\frac{d\rho}{d\rho}$

$$c \cdot dc + \frac{dp}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{d\rho} = 0 \quad \Rightarrow \quad c \cdot dc + \frac{dp}{d\rho} \cdot \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

По определению, скорость звука выражается как:

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$$



Тогда:

$$c \cdot dc + a^2 \cdot \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

По определению, число Маха $M = \frac{c}{a}$

Разделим последнее уравнение на c^2

$$\frac{c \cdot dc}{c^2} + \frac{a^2}{c^2} \cdot \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

$$\frac{dc}{c} + \frac{1}{M^2} \cdot \frac{d\rho}{\rho} = 0$$

$$\frac{d\rho}{\rho} = -M^2 \cdot \frac{dc}{c}$$



Проанализируем последнее выражение:

$$\frac{dc}{c} = \frac{dF/F}{M^2 - 1}$$

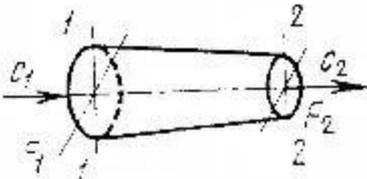
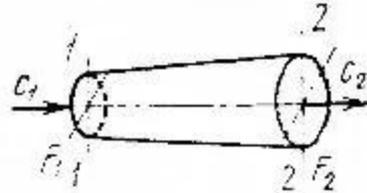
Поток	Канал	
	<p data-bbox="741 532 1025 611">Суживающийся $F_2 < F_1; \Delta F < 0$</p> 	<p data-bbox="1230 532 1514 611">Расширяющийся $F_2 > F_1; \Delta F > 0$</p> 
<p data-bbox="247 932 465 1011">Дозвуковой $M < 1$</p>	<p data-bbox="741 932 1064 1011">Поток ускоряется $c_2 > c_1; \Delta c > 0$</p>	<p data-bbox="1230 932 1553 1011">Поток замедляется $c_2 < c_1; \Delta c < 0$</p>
<p data-bbox="247 1075 517 1153">Сверхзвуковой $M > 1$</p>	<p data-bbox="741 1075 1089 1153">Поток замедляется $c_2 < c_1; \Delta c < 0$</p>	<p data-bbox="1230 1075 1553 1153">Поток ускоряется $c_2 > c_1; \Delta c > 0$</p>

Рис. 5. Зависимость скорости потока в канале от числа Маха и геометрии канала



Одномерные течения в каналах разделяются на:

конфузорные и диффузорные

Конфузорными называют такие течения в каналах, когда скорость рабочего тела увеличивается в направлении движения потока.

Диффузорными называют такие течения в каналах, когда скорость рабочего тела уменьшается в направлении движения потока.

При **дозвуковом** течении суживающийся канал является конфузорным, а расширяющийся – диффузорным. При **сверхзвуковом** течении, соответственно – наоборот.

Таким образом, при **дозвуковом** течении для увеличения скорости потока необходимо применять суживающиеся каналы.



Подставим последнее выражение в уравнение (*):

$$-M^2 \cdot \frac{dc}{c} + \frac{dc}{c} + \frac{dF}{F} = 0$$

$$\frac{dc}{c} \cdot (1 - M^2) + \frac{dF}{F} = 0$$

$$\frac{dc}{c} = \frac{-dF/F}{1 - M^2}$$

$$\frac{dc}{c} = \frac{dF/F}{M^2 - 1}$$



Кроме того, суживающиеся каналы должны подавать поток рабочего тела к рабочим лопаткам под определённым углом, т.е. эти каналы должны быть *изогнутыми*.

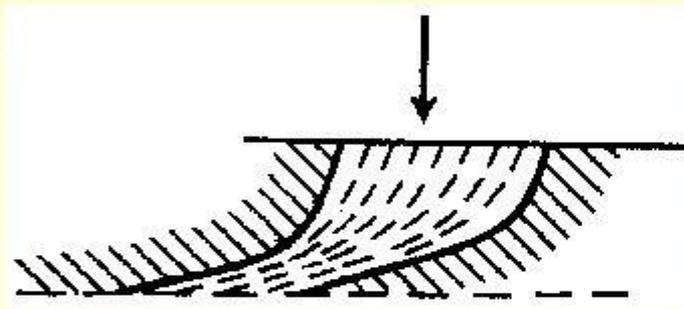


Рис. 6. Изогнутый сопловой канал

Такие каналы можно получить, располагая так называемые сопловые лопатки на определённом расстоянии друг от друга, образуя сопловую решётку. Именно в суживающихся изогнутых межлопаточных каналах сопловой решётки *потенциальная энергия* пара преобразуется в *кинетическую энергию* потока пара. Совокупность сопловых и рабочих решёток называется *ступенью* турбомашин.



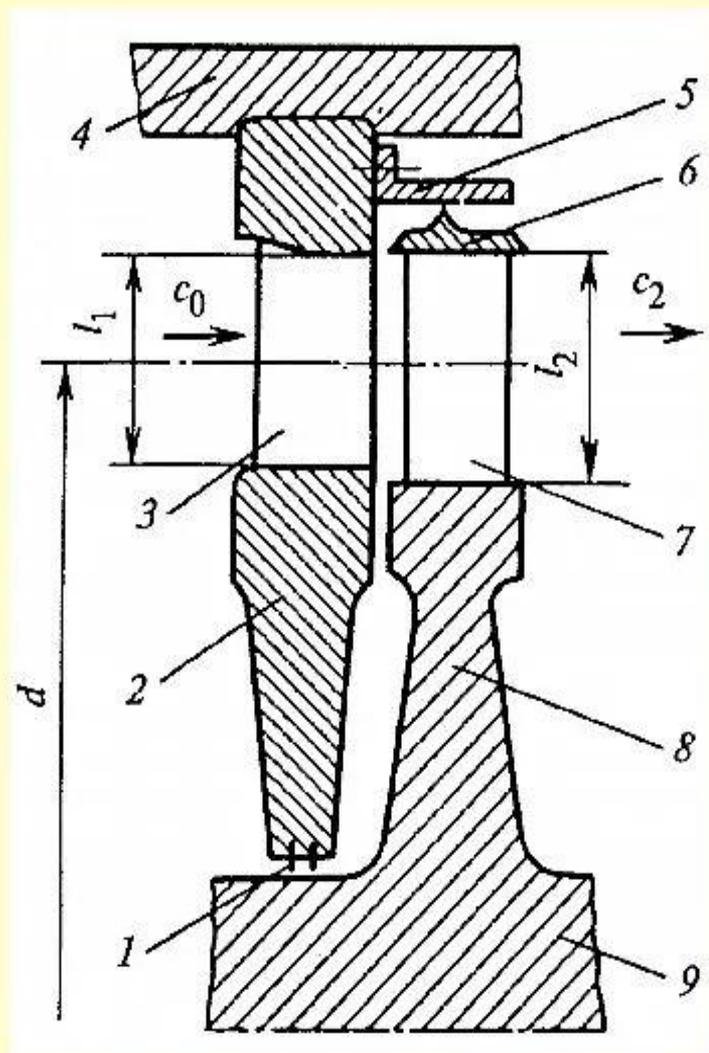


Рис. 7. Схема осевой турбинной ступени



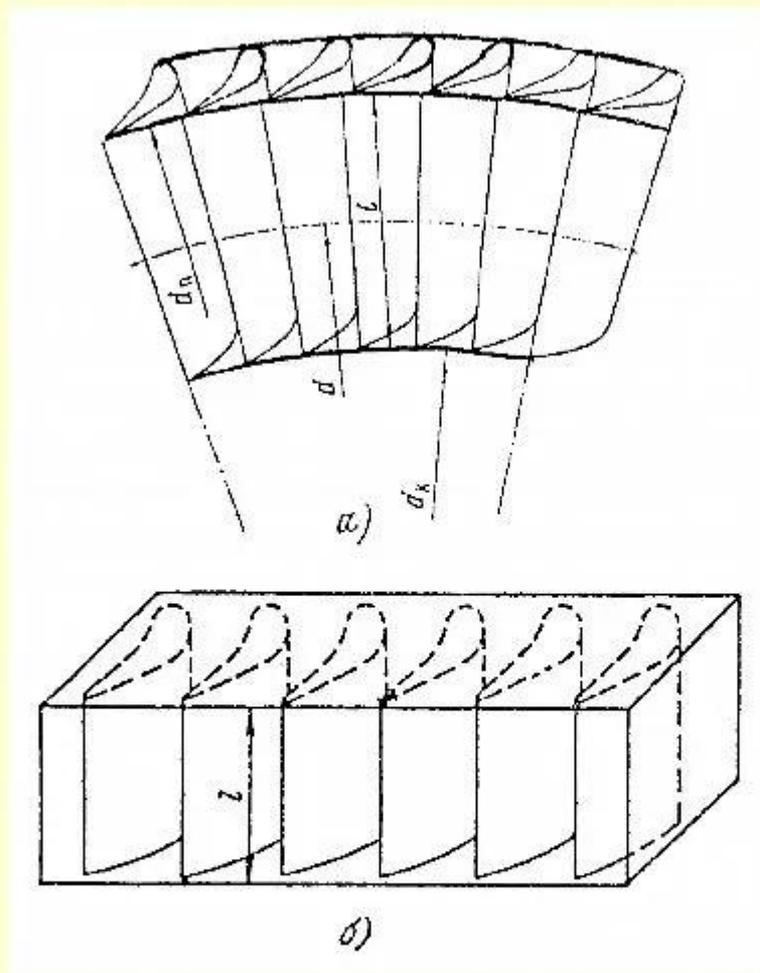
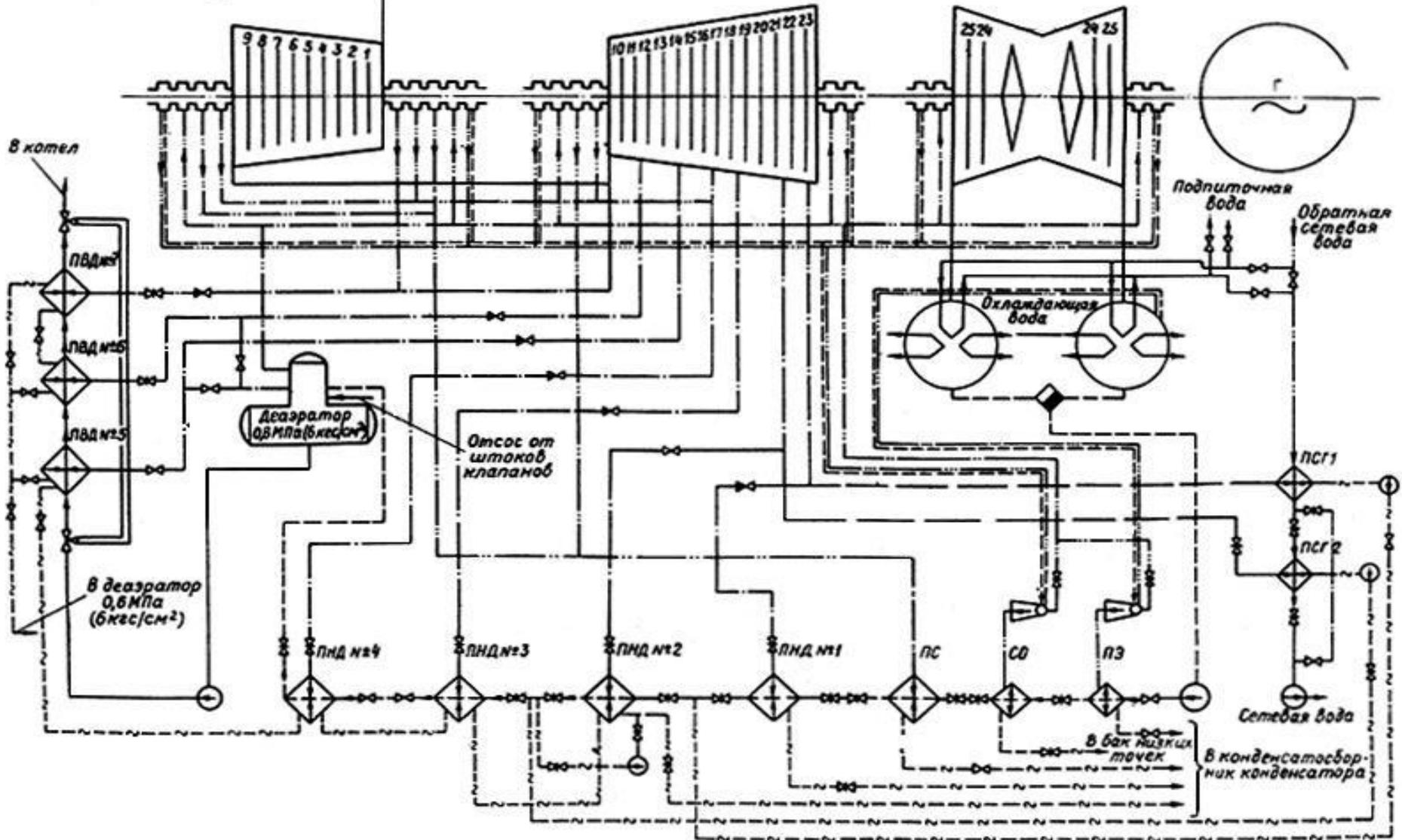


Рис. 8. Турбинные решётки
а) сектор кольцевой лопаточной решётки;
б) пакет плоской решётки профилей

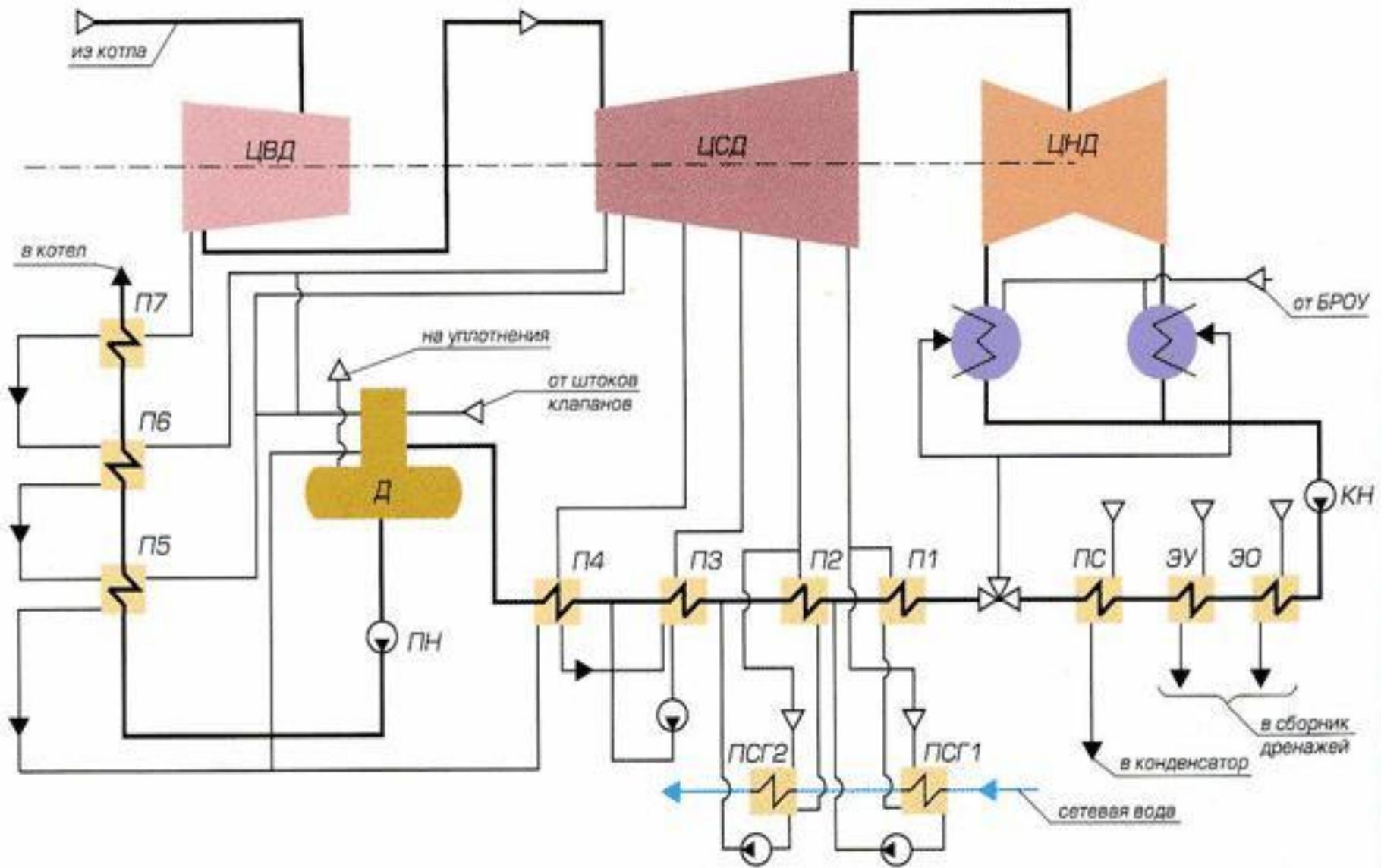


Технологическая схема паровой турбоустановки Т-110-120-130 ЛМЗ

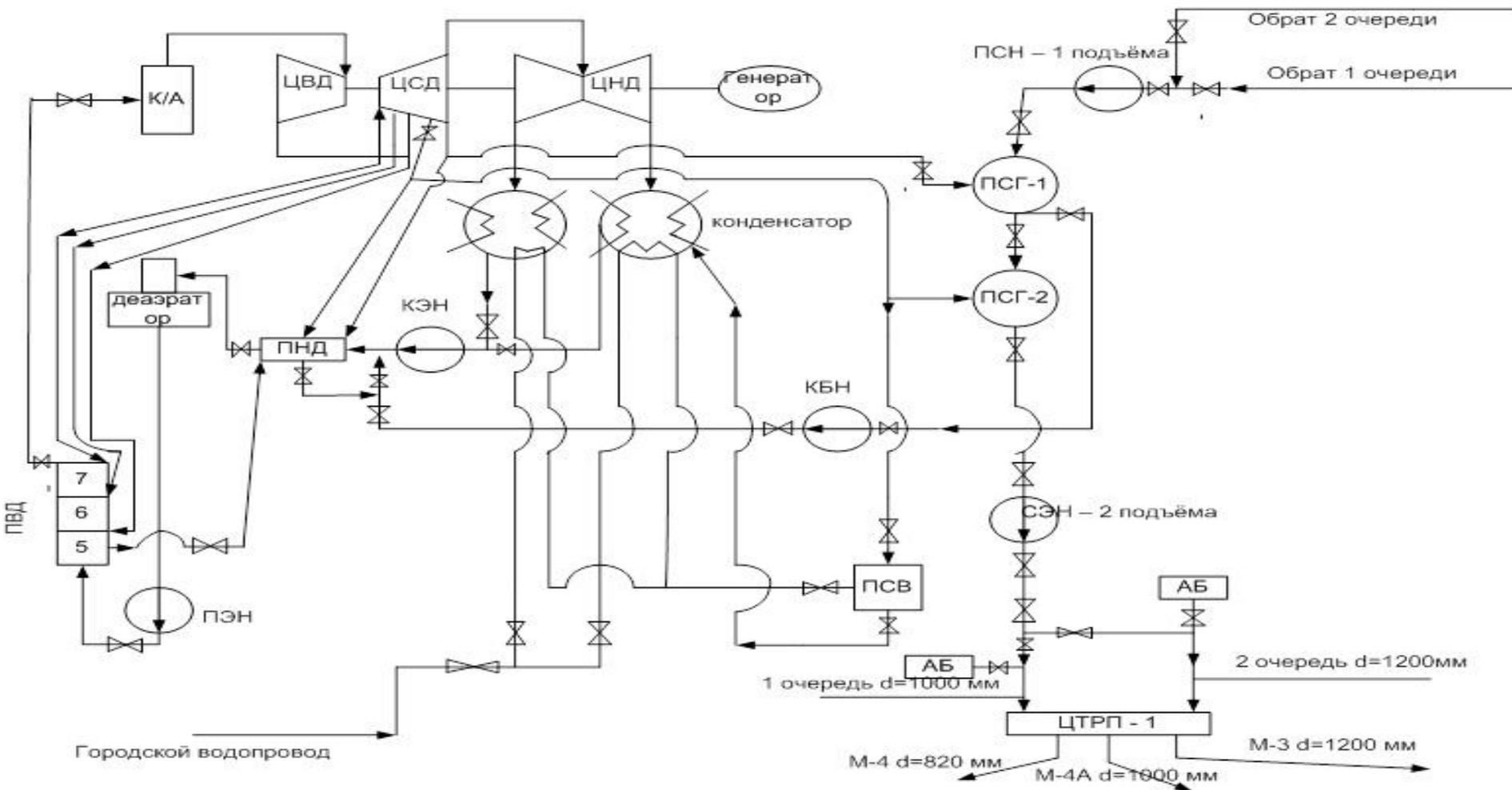
$P_0 = 13 \text{ МПа (130 кгс/см}^2\text{)}; t_0 = 555^\circ\text{C}$



Принципиальная тепловая схема турбины Т – 110 – 120 – 130 – 5 ЛМЗ



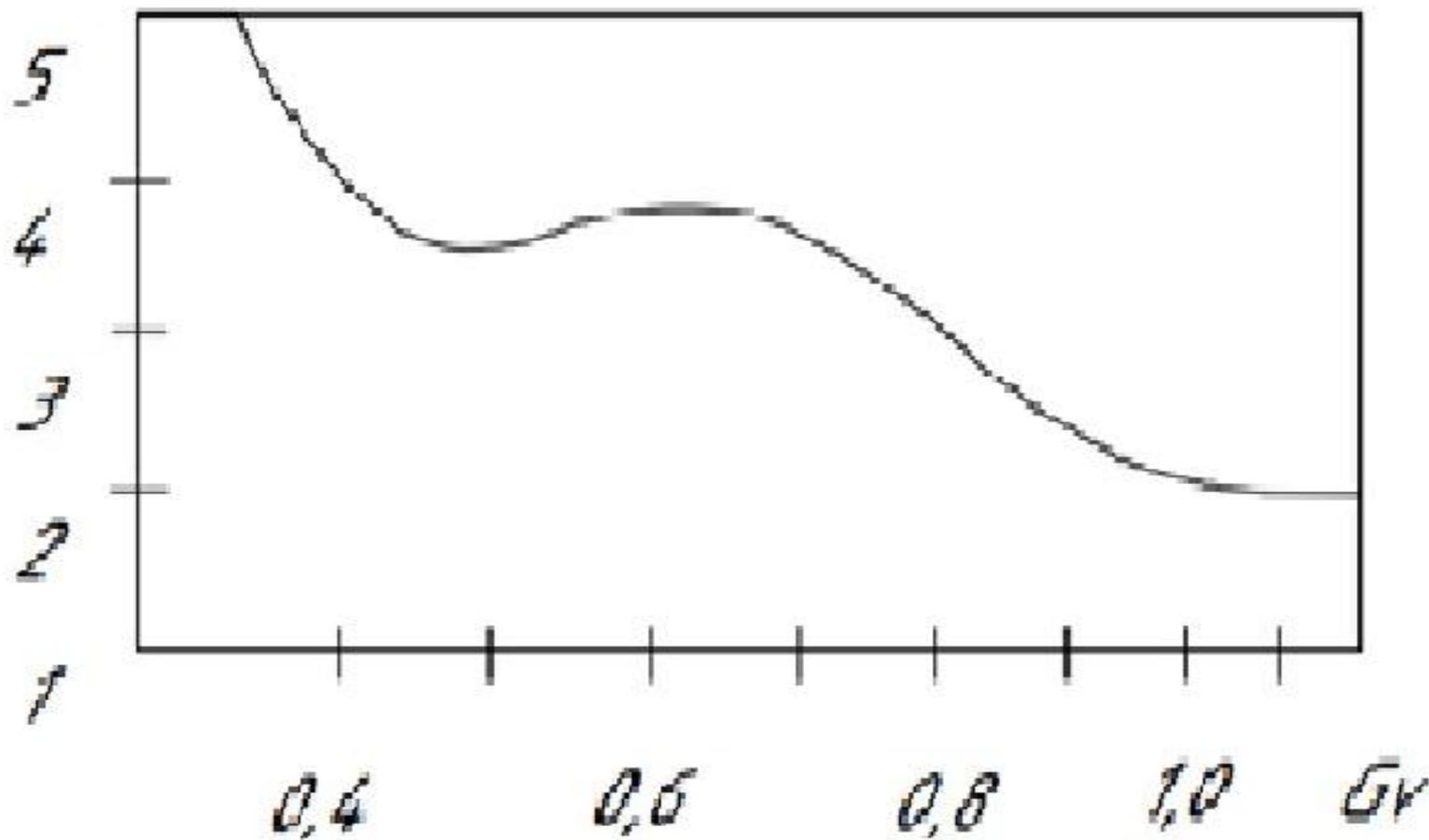
Принципиальная схема подключения теплофикационного оборудования паровой турбоустановки Т-110- 120-130 ЛМЗ



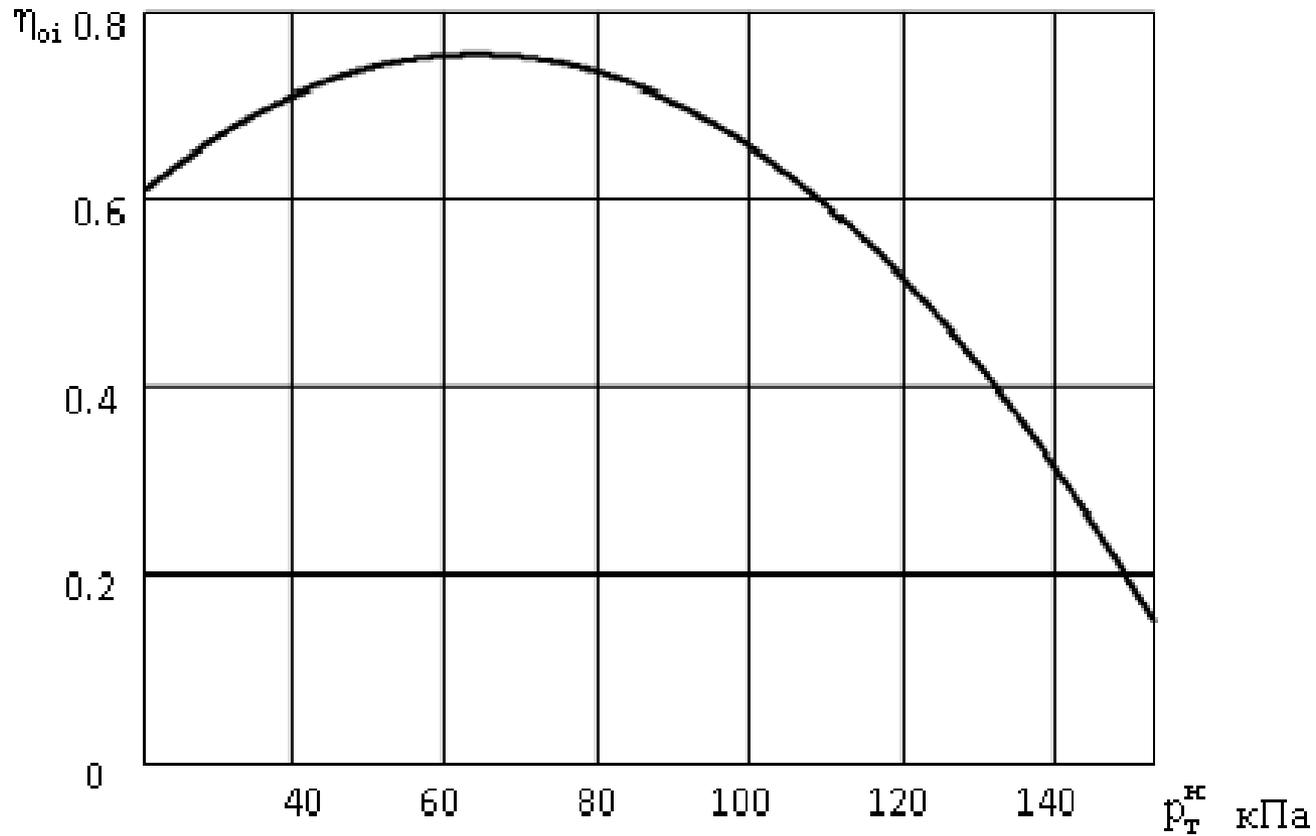
ЦТРП-1 – центральный тепловой распределительный пункт, **К/А** – котельный агрегат, **ЦВД** – цилиндр высокого давления, **ЦСД** – цилиндр среднего давления, **ЦНД** – цилиндр низкого давления, **ПСН** – подпорные сетевые насосы первого подъёма, **ПСГ - 1,2** – подогреватели сетевые горизонтальные, **КЭН** – конденсатный электронасос, **ПНД** – подогреватель низкого давления (4 подогревателя), **ПВД** – подогреватели высокого давления (3 подогревателя), **ПЭН** – подогревательный электронасос, **ПСВ** – подогреватель сетевой воды, **СЭН** – сетевые электронасосы второго подъёма, **АБ** – аккумуляторные баки

Влияние саблевидной формы рабочих лопаток на относительный внутренний КПД последней ступени с высотой лопаток $L=960$ мм

$$\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi}^{\text{сaб}} - \eta_{oi}^{\text{иск}}, \%$$



Зависимость относительного внутреннего КПД η_{oi} турбины Т – 110 – 120 – 130 ЛМЗ, от давления $p_T^{\#}$ отопительном отборе (ст. № 23 (ЦСД))



На рабочих лопатках *саблевидной формы*, в отличие от *существующей (линейной) гидродинамической модели* рабочих лопаток, на ступени № 23 (нижний отопительный отбор пара с ЦСД) проявляются *нелинейные гидродинамические эффекты*, обуславливающие, для модели турбины Т – 110 – 120 – 130 ЛМЗ, наличие расчетного максимума функции $\eta_{oi}(p_T^{\#})$

Результаты детального теплового и гидравлического расчета ступеней № 21,23 (ЦСД), № 24,27 (ЦНД) турбины Т – 110 – 120 – 130 ЛМЗ, в номинальном режиме работы, после реконструкции лопаточного аппарата ступеней № 21,23,24,27:

А. Для ступеней № 21, 23:

- 1) Увеличение КПД турбины на 0,12;
- 2) Сокращение дефицита тепловой мощности турбины, при циркуляции 7500 т/ч, от $764,7 - 745,88 = 18,82$ Гкал/ч (при существующей конструкции ЦСД), до $764,7 - 760,5 = 4,2$ Гкал/ч (после реконструкции).

В. Для ступеней № 24,27:

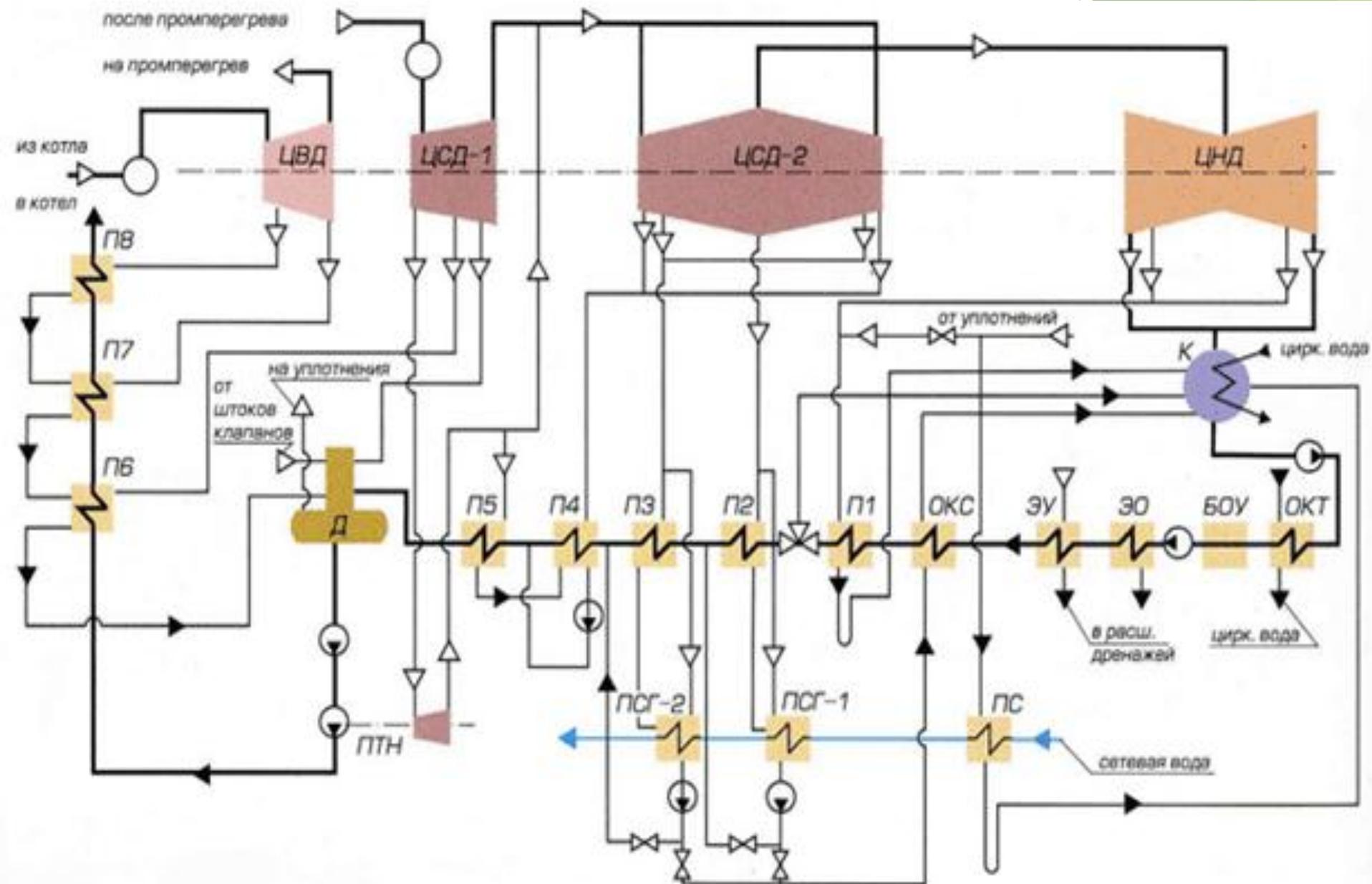
В.1. Ступень скорости № 24:

- 1) Увеличение относительного внутреннего КПД ступени от 0,86 до 0,95;
- 2) Увеличение внутренней мощности ступени от 48,509 МВт (до реконструкции ЦНД) до 57,789 МВт (после реконструкции ЦНД);

В.2. Ступень давления № 27:

- 1) Возрастание внутренней мощности турбины от 169,3525 МВт до 188,3214 МВт;
- 2) Увеличение располагаемой мощности турбины от 109,5417 МВт до 123,2675 МВт;
- 3) Возрастание относительного внутреннего КПД турбины от 0,784 до 0,883.

Принципиальная тепловая схема турбоустановки с паровой турбиной Т-255/305-240



**МОДЕРНИЗАЦИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ
ТУРБИННОГО ЦЕХА
КАРАГАНДИНСКОЙ ТЭЦ-3, С
ВНЕДРЕНИЕМ ПАРОВЫХ
ТУРБИН Т-250-300 ТМЗ**

Структура турбинного цеха ТЭЦ-3

- ▶ Турбоагрегаты:
- ▶ ст. № 1 Т -110/120-130 включение в работу 1977 г;
- ▶ ст. № 2 Т -110/120-130 включение в работу 1977 г;
- ▶ *ст. № 3 Т -110/120-130 включение в работу 1978 г;*
- ▶ *ст. № 4 Т -110/120-130 включение в работу 1990 г;*
- ▶ ст. № 5 Т -120/140-12,8 включение в работу 2012г.

Первые турбины эксплуатируются с конца 70-х годов, более 40 лет

Техническое и моральное состояние основного и вспомогательного оборудования станции существенно снижено, что и определяет необходимость проведения технических мероприятий по модернизации существующей на Карагандинской ТЭЦ-3



Анализ турбин типа Т-250-300 показывает их
возможное использование на
энергетическом объекте ТЭЦ-3.
Определялись характеристики и параметры
теплофикационных турбин типа Т-250-300.

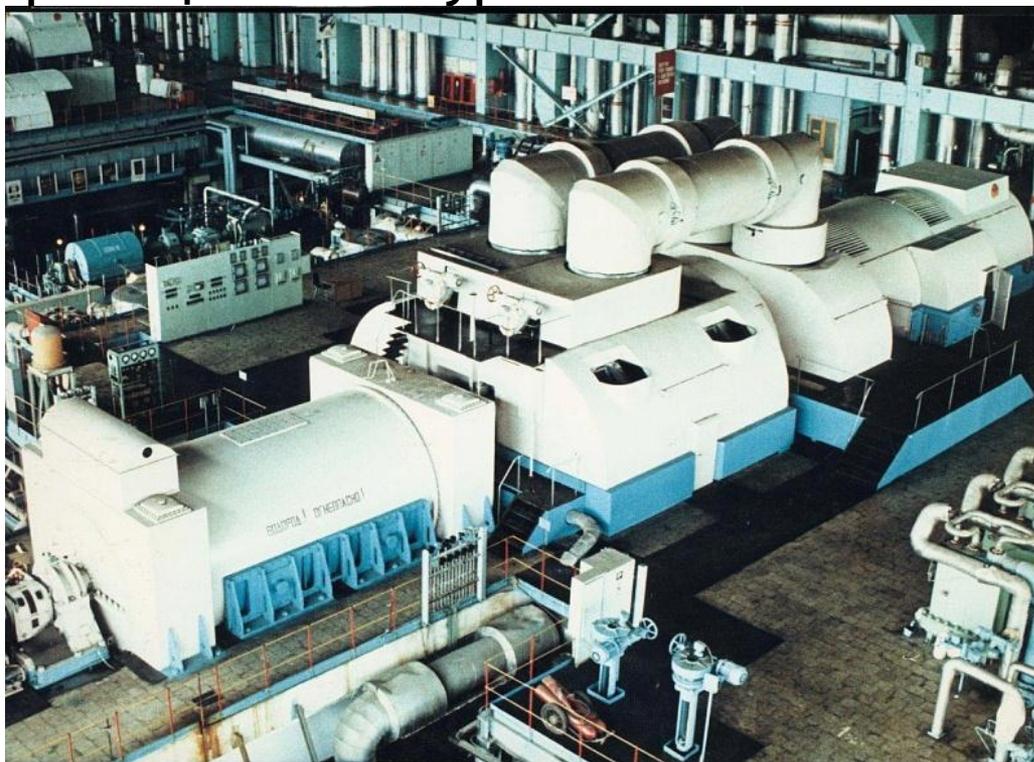


Таблица сравнительных показателей 2-х турбинных установок

п/п №	Основные характеристики	T-110/120-130	T-250/300-240
1	Мощность, МВт		
1.1	номинальная	110	250
1.2	максимальная	120	300
2	Начальные параметры пара:		
2.1	давление, МПа	12,8	23,5
2.3	температура, °С	555	550
3	Тепловая нагрузка, ГДж/ч (МВт)	732 (203)	1382 (384)
4	Расход свежего пара, т/ч		
4.1	номинальный	441	980
4.2	максимальный	460	1000
5	Пределы изменения давления пара в регулируемых отопительных отборах пара, МПа		
5.1	в верхнем	0,06-0,25	0,5-3,5
5.2	в нижнем	0,05-0,2	0,6-4,0
6	Температура воды, °С		
6.1	питательной	229	265
6.2	охлаждающей	20	20
7	расход охлаждающей воды, м ³ /ч	16000	28500
8	Общий КПД	0,35	0,46

Технико-экономический расчет

- ▶ С использованием имеющихся данных и алгоритма проведен экономический расчет затрат на все необходимые траты при установке, введению в работу, обеспечению сотрудников и ресурсообеспечение турбины. По результатам проведенной оценки годового экономического эффекта (Э) можно оценить положительную экономическую выгоду от данного проекта на 67 %. Срок окупаемости (С) модернизации (то есть замена 2-х турбин на 1-у более мощную) - 6,5 лет.