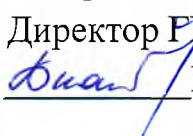


	Министерство образования и науки Республики Бурятия
	ГБПОУ «Гусиноозерский энергетический техникум»
	Учебно- организационная деятельность
	2.5. Учебная работа
СК-УОД-2.5.-24	Методические рекомендации по выполнению курсовой работы по МДК 02.01. специальности 23.02.01 Тепловые электрические станции

Утверждаю

Директор ГБПОУ «ГЭТ»

 Б. М. Спасов

Приказ № 05-а от 26.01. 2024 г

**Методические указания
по выполнению курсовой проекта
ПМ 02 « Техническое обслуживание турбинного оборудования»
для специальности: 13.02.01 “Тепловые электрические станции”**

г. Гусиноозерск 2024г.

Методические рекомендации составлены в соответствии с утвержденной рабочей программой профессионального модуля ПМ 02 Техническое обслуживание турбинного оборудования

Организация-разработчик: Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение «Гусиноозерский энергетический техникум»

Рассмотрено на заседании ПЦК ППКРС

Протокол № 6 от «15» января 2023 г.  Т. Н. Репина

Рассмотрено на заседании Методического совета техникума

Протокол № 6 от «23» 01 2024 г.  С.А. Ульянова

Цель : Умение выполнить тепловой расчет турбины с определением основных размеров и характеристик проточной части

Содержание

1. Введение (Введение пишется на основании статей периодических изданий , журналов «Теплоэнергетика » , «Энергия » , «Электрические станции » и т.д.

В качестве темы можно использовать следующие направления: модернизация турбин и турбинного оборудования, новые технологии в турбостроении, состояние энергетики России и региона, экология и энергетика.)

2. Краткое описание турбины (Краткая характеристика турбины берется из справочной литературы , учебников, каталогов.)

3. Определение расчетного расхода пара на турбину (с построением ориентировочного процесса в hS - диаграмме)

4. Расчет регулирующей ступени

5. Расчет числа ступеней первого отсека

6. Подробный расчет первых пяти нерегулируемых ступеней

Пояснительная записка оформляется в соответствии с методическими указаниями по выполнению курсового и дипломного проектирования

В данные методические указания перенесены : табл.1. , рис.2. , рис.3. , рис.4. из ” Методических указаний по выполнению курсового проекта по предмету – паровые и газовые турбинные установки “.

Расчет расхода пара на турбину

1. Построение процесса расширения пара и определение ориентировочного расхода пара на турбину.

Рис . 5. – процесс расширения пара для турбин типа ПТ

Рис . 6. – процесс расширения пара для турбин типа Т

Рис . 7. – процесс расширения пара для турбин типа К

Рис . 8. – процесс расширения пара для турбин типа Р

1.1. Давления пара P_o' перед соплами регулирующей ступени с учетом потерь на дросселирование в регулирующем клапане, кПа

$$P_o' = (0,95 \div 0,96) \times P_o$$

1.2. Давление пара P_{22} за последней ступенью турбины с учетом потерь в выхлопном патрубке, кПа

$$P_{22} = [1 + \lambda \times (\frac{C_{сн}}{100})^2] \times P_k ,$$

где $C_{сн}$ – средняя скорость потока в выхлопном патрубке :

$C_{сн} = 100 \div 120$ м/с - для конденсационных турбин

$C_{сн} = 50 \div 80$ м/с - для турбин с противодавлением

λ – коэффициент, учитывающий аэродинамические качества выхлопного патрубка :

$\lambda = 0,08 \div 0,1$ - для конденсационных турбин

$\lambda = 0,05 \div 0,07$ - для турбин с противодавлением

1.3. Строим процесс в hS- диаграмме , из которого определяем располагаемый теплоперепад с учетом потерь на дросселирование в регулирующем клапане, кДж/кг

$$H_o' = h_o - h_{кл}$$

1.4. Определяем из hS-диаграммы : $h_{mo(t)}$ – для турбин типа Т ,
 $h_{mo(t)}$, $h_{no(t)}$ – для турбин типа ПТ

1.5. Ориентировочный расход пара на турбину, кг/сек :

$$G_o = \frac{N_2}{H_o' \times \eta_{от}} \quad - \text{ для турбин типа К и Р ,}$$

$$G_o = \frac{N_2}{H_o' \times \eta_{от}} + Y_{mo} G_{mo} \quad - \text{ для турбин типа Т ,}$$

$$G_o = \frac{N_2}{H_o' \times \eta_{от}} + Y_{no} G_{no} + Y_{mo} G_{mo} \quad - \text{ для турбин типа ПТ ,}$$

где $\eta_{от}$ – относительный электрический к.п.д. паротурбинного агрегата (ориентировочные значения даны в таб.1), подставлять в формулу в долях !

N_2 – электрическая мощность , подставлять в формулу в кВт !

для турбин типа Т:

Y_{mo} – коэффициент недовыработки мощности паром отопительного отбора :

$$Y_{mo} = \frac{H_o' - H_o^1}{H_o'}, \quad \text{где } H_o^1 = h_o - h_{mo(t)}$$

для турбин типа ПТ:

Y_{no} - коэффициент недовыработки мощности паром производственного отбора :

$$Y_{no} = \frac{H_o' - H_o^1}{H_o'}$$

Y_{mo} - коэффициент недовыработки мощности паром отопительного отбора

$$Y_{mo} = \frac{H_o' - H_o^1 - H_o^{11}}{H_o'},$$

где $H_o^1 = h_o - h_{no(t)}$, $H_o^{11} = h_{no(t)} - h_{mo(t)}$

2. Определяем уточненный расход пара на турбину .

2.1. Задаемся теплоперепадом регулирующей ступени (одновенечной),

$H_o^{pc} = 80 \div 120$ кДж/кг - для конденсационных турбин

$H_o^{pc} = 75 \div 95$ кДж/кг - для турбин типа Р

В hS – диаграмме по изоэнтропе откладываем выбранный тепловой перепад на регулирующую ступень

$$h_{2f}^{pc} = h_o - H_o^{pc}$$

Изобара P_2^{pc} соответствует давлению за регулирующей ступенью (из hS- диаграммы).

2.2. Для того, чтобы найти точку начала процесса в нерегулируемых ступенях, необходимо учесть потери в регулирующей ступени. Для этого определяем внутренний относительный к.п.д. ступени :

$$\eta_{oi}^{pc} = 0,83 - \frac{0,2}{G_o} \times \sqrt{\frac{P_o'}{v_o'}},$$

где P_o' – в Мпа ! , v_o – из hS - диаграммы

2.3. Определяем действительный теплоперепад регулирующей ступени, кДж/кг

$$H_i^{pc} = H_o^{pc} \times \eta_{oi}^{pc}$$

2.4. Откладываем $h_2^{pc} = h_o^f = h_o - H_i^{pc}$ на hS- диаграмме до пересечения с изобарой P_2^{pc} , получим точку начала процесса в нерегулируемых ступенях .

3. Расчет первого отсека .

3.1. Определяем располагаемый теплоперепад 1 отсека ,кДж/кг

$$H_o^f = h_o^f - h_{\kappa f}^f,$$

где h_o^f – из пункта 2.4.

$h_{\kappa f}^f$ – определяем по hS – диаграмме .

3.2. Определяем η_{oi}' (внутренний относительный к.п.д. первого отсека), %.

Для этого определяем объемный расход пара первого отсека ($G_o v_o^I$), м³/сек,
 v_o^I - из hS – диаграммы.

Степень расширения - δ (отношение давлений на входе и выходе отсека)

Для турбин типа ПТ : $\delta^I = \frac{P_2^{pc}}{P_{no}}$

Для турбин типа Т : $\delta^I = \frac{P_2^{pc}}{P'}$

Для турбин типа К : $\delta^I = \frac{P_2^{pc}}{P'}$

Для турбин типа Р : $\delta^I = \frac{P_2^{pc}}{P'}$

По рис.2 методических указаний определяем η_{oi}'

3.3. Определяем действительный теплоперепад 1 отсека, кДж/кг

$$H_i^I = H_o^I \times \eta_{oi}'$$

Строим действительный процесс расширения пара 1 отсека в hS – диаграмме

$$h_k^I = h_o^I - H_i^I$$

4. Расчет 2 отсека.

4.1. Для турбин типа ПТ : Определяем давление пара на входе во 2 отсек с учетом потерь на дросселирование в регулирующих органах производственного отбора (регулирующем клапане или поворотной диафрагме), кПа.

$$\eta_{no}^{cp} = 0,85 \div 0,95$$

$$P_{no} = P_{no} \times (0,85 \div 0,95)$$

Строим процесс в hS- диаграмме с учетом потерь на дросселирование.

4.2. Из hS - диаграммы определяем параметры на входе во 2-ой отсек :

$$h_o^{II} = h_k^I, \quad v_o^{II}.$$

Строим располагаемый теплоперепад 2-ого отсека.

4.3. Определяем располагаемый теплоперепад 2-ого отсека, кДж/кг

$$H_o^{II} = h_o^{II} - h_{kt}^{II},$$

где h_o^{II} – из пункта 4.2.

h_{kt}^{II} – по hS – диаграмме.

4.4. Определить η_{oi}^{II} отсека по формуле, %

$$\eta_{oi}^{II} = \eta_{oi}' \cdot K_\gamma - \xi_{kc} - \Delta \eta_{oi,kt} \quad - \text{ для всех турбин, кроме типа Р.}$$

Для турбины типа Р : $\eta_{oi}^{II} = \eta_{oi}'$

η_{oi}' - для этого определяем объемный расход пара 2-ого отсека ($G_o^{II} v_o^{II}$), м³/сек
(для всех турбин, кроме типа ПТ) и степень расширения δ (отношение давлений на входе и выходе отсека)

Для турбин типа ПТ : $P_{cp}^{\text{II}} = \frac{P_{no} + P_{mo}}{2}$

Для турбин типа Т : $P_{cp}^{\text{II}} = \frac{P + P_{mo}}{2}$

Для турбин типа К : $P_{cp}^{\text{II}} = \frac{P + P^{\text{II}}}{2}$

В формулу для нахождения η_{oi}^{II} величины η_{oi}^{I} , ξ_{nc} , $\Delta\eta_{oi\text{ вл}}$ – подставляем в %, ε , $K\gamma$ – в долях.

4.5. Определяем действительный теплоперепад 2 отсека, кДж/кг

$$H_i^{\text{II}} = H_o^{\text{II}} \times \eta_{oi}^{\text{II}}$$

4.6. Строим действительный процесс расширения пара 2 отсека в hS – диаграмме

$$h_k^{\text{II}} = h_o^{\text{II}} - H_i^{\text{II}}$$

5. Расчет 3 отсека.

5.1. Для турбин типа ПТ и Т определяем давление пара на входе в 3 –ий отсек с учетом потерь на дросселирование в регулирующих органах теплофикационного отбора (регулирующем клапане или поворотной диафрагме), кПа, $\eta_{mo}^{dp} = 0,7 \div 0,75$

$$P_{mo} = (0,7 \div 0,75) \times P_{mo}$$

строим процесс в hS- диаграмме с учетом потерь на дросселирование.

5.2. Из hS- диаграммы определяем параметры на входе в 3-ий отсек : $h_o^{\text{III}} = h_k^{\text{II}}$, v_o^{III} .

Строим располагаемый теплоперепад 3-го отсека.

5.3. Определяем располагаемый теплоперепад 3-го отсека

$$H_o^{\text{III}} = h_o^{\text{III}} - h_{kt}^{\text{III}},$$

где h_o^{III} – из пункта 5.2.

h_{kt}^{III} – определяем по hS – диаграмме.

5.4. Определить η_{oi}^{III} отсека по формуле, % :

$$\eta_{oi}^{\text{III}} = \eta_{oi}^{\text{I}} \cdot K\gamma - \xi_{nc} - \Delta\eta_{oi\text{ вл}}$$

η_{oi}^{I} - для этого определяем объемный расход пара 3-го отсека

$(G^{\text{III}} v_o^{\text{III}})$ м³/сек (для турбин типа К) и степень расширения δ (отношение давлений на входе и выходе отсека)

Для турбин типа ПТ : $(G_o^{\text{III}} v_o^{\text{III}}) = (G_o - G_{no} - G_{mo}) \times v_o^{\text{III}}$ - с учетом отбора пара на производство и теплофикацию

Для турбин типа Т : $(G_o^{\text{III}} v_o^{\text{III}}) = (G_o - G_{mo}) \times v_o^{\text{III}}$ - с учетом отбора пара на теплофикацию

Для турбин типа ПТ : $(Go^{\overline{II}} v_o^{\overline{II}}) = (Go - Gno) \times v_o^{\overline{II}}$ - с учетом отбора пара на производство

Для турбин типа ПТ : $\delta^{\overline{II}} = \frac{P'_{no}}{P_{no}}$

Для турбин типа Т : $\delta^{\overline{II}} = \frac{P^I}{P_{no}}$

Для турбин типа К : $\delta^{\overline{II}} = \frac{P^I}{P^{II}}$

Для турбин типа Р : $\delta^{\overline{II}} = \frac{P^I}{P_{2z}}$

По рис.2 , по объемному расходу пара $(Go^{\overline{II}} v_o^{\overline{II}})$ и степени расширения $\delta^{\overline{II}}$ определяем η_{oi}'

$K\gamma$ - коэффициент раскрытия проточной части отсека . Определяется по рис.3 методических указаний в зависимости от значения давления в конце отсека

ξ_{nc} - относительная величина потерь с выходной скоростью
(она должна быть учтена , если давление в конце отсека является давлением в конце цилиндра)

$$\xi_{nc} = \frac{\Delta h_{н.с.}}{H_o^{\overline{II}}} ,$$

где $\Delta h_{н.с.}$ - определяем по рис.3 , в зависимости от значения давления в конце отсека

$H_o^{\overline{II}}$ - из пункта 4.3.

$\Delta \eta_{oi\text{ вл}}$ - потери от влажности определяем в зависимости от приведенной теоретической конечной влажности

$$\overline{y}_{2t} = y_{2t} \frac{H_o^{\text{вт}}}{H_o^{\overline{II}}} ,$$

где y_{2t} - конечная влажность в теоретическом процессе

$$y_{2t} = (1 - x_{2t}^{\overline{II}}) \times 100\%$$

$x_{2t}^{\overline{II}}$ - из hS - диаграммы (теоретическая сухость пара в конце 2-ого отсека)

$$H_o^{\text{вт}} = h^{\overline{II}} - h_{кт}^{\overline{II}} ,$$

где $h^{\overline{II}}$ - из hS - диаграммы (энтальпия , соответствующая точке пересечения теоретического процесса расширения пара во 2 - ом отсеке и линии сухого насыщенного пара $x = 1$)

$h_{кт}^{\overline{II}}$ - определяем по hS - диаграмме (или из пункта 4.3.)

Рис.4 , по приведенной теоретической конечной влажности y_{2t} и по среднему давлению во 2-ом отсеке $P_{cp}^{\overline{II}}$ определяем потери от влажности $\Delta \eta_{oi\text{ вл}}$

Для турбин типа ПТ : $\delta \overline{II} = \frac{P'_{mo}}{P_{2z}}$

Для турбин типа Т : $\delta \overline{II} = \frac{P'_{mo}}{P_{2z}}$

Для турбин типа К : $\delta \overline{II} = \frac{P''}{P_{2z}}$

По рис.2 , по объемному расходу пара ($Go \overline{II} v_o \overline{II}$) и степени расширения $\delta \overline{II}$ определяем η_{oi}' .

$K\gamma$ - коэффициент раскрытия проточной части отсека . Определяется по рис.3 в зависимости от значения давления в конце отсека .

ξ_{nc} - относительная величина потерь с выходной скоростью

(она должна быть учтена , если давление в конце отсека является давлением в конце цилиндра)

$$\xi_{nc} = \frac{\Delta h_{n.c.}}{H_o \overline{III}} 100\% ,$$

где $\Delta h_{n.c.}$ - определяем по рис.3 в зависимости от значения давления в конце отсека ,

$H_o \overline{III}$ - из пункта 5.3.

$\Delta \eta_{oi \text{ вл}}$ - потери от влажности определяем в зависимости от приведенной теоретической конечной влажности y_{2t} ,

так как процесс расширения пара 3-го отсека целиком лежит в области влажного пара , то :

$$\overline{y}_{2t} = y_{2t} = (1 - x_{2t} \overline{III}) \times 100\% ,$$

где y_{2t} - конечная влажность пара в теоретическом процессе

$x_{2t} \overline{III}$ - из hS - диаграммы (теоретическая сухость пара в конце 3-его отсека).

По рис.4 определяем потери от влажности $\Delta \eta_{oi \text{ вл}}$ по приведенной теоретической конечной влажности y_{2t} и по среднему давлению в 3-ем отсеке

Для турбин типа ПТ : $P_{cp} \overline{III} = \frac{P'_{mo} + P_{2z}}{2}$

Для турбин типа Т : $P_{cp} \overline{III} = \frac{P'_{mo} + P_{2z}}{2}$

Для турбин типа К : $P_{cp} \overline{III} = \frac{P'' + P_{2z}}{2}$

В формулу , для нахождения $\eta_{oi} \overline{III}$, величины η_{oi}' , ξ_{nc} , $\Delta \eta_{oi \text{ вл}}$ - подставляем в % , а $K\gamma$ - в долях .

5.5. Определяем действительный теплоперепад 3 отсека , кДж/кг

$$H_i \overline{III} = H_o \overline{III} \times \eta_{oi} \overline{III}$$

5.6. Строим действительный процесс расширения пара 3-его отсека в hS – диаграмме

$$h_k^{\text{III}} = h_o^{\text{III}} - H_i^{\text{III}}$$

6. Действительный теплоперепад турбины, кДж/кг

$$H_i = h_o - h_k^{\text{III}}$$

7. Уточняем расход пара на турбину, кг/сек

$$G = \frac{N_2}{H_i \times \eta_m \times \eta_c} \quad \text{ - для турбин конденсационных и с противодавлением,}$$

$$G = \frac{N_2}{H_i \times \eta_m \times \eta_c} + Y_{mo} G_{mo} \quad \text{ - для турбин типа Т,}$$

$$G = \frac{N_2}{H_i \times \eta_m \times \eta_c} + Y_{no} G_{no} + Y_{mo} G_{mo} \quad \text{ - для турбин типа ПТ,}$$

где η_m, η_c из табл.1, подставлять в формулу в долях !

N_2 – подставлять в формулу в кВт !

Расчет регулирующей ступени

8.Определение среднего диаметра ступени

8.1.Величина теплового перепада H_o^{pc} принята в п.2.1.

8.2.Фиктивная изоэнтروпийная скорость C_ϕ , м/с

$$C_\phi = \sqrt{2000 \times H_o^{pc}}$$

8.3. Оптимальное отношение скоростей X_ϕ определяем по рис.9. по выбранному теплоперепаду H_o^{pc}

8.4.Окружная скорость вращения рабочих лопаток, м/с

$$u = X_\phi \times C_\phi$$

8.5. Средний диаметр ступени, м

$$d = \frac{u}{\pi \times n},$$

где n – частота вращения ротора, $n = 50 \text{ с}^{-1}$

$\pi = 3,14$

9. Расчет сопловой решетки

9.1. Располагаемый теплоперепад сопловой решетки, кДж/кг

$$H_{oc} = H_o^{pc} \times (1 - \rho),$$

где ρ – степень реакции ступени принимается в пределах 0,05÷0,1

9.2. Абсолютная теоретическая скорость потока пара на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении пара, м/с

$$C_{It} = \sqrt{2000 \times H_{oc}}$$

9.3. Число Маха для теоретического процесса расширения пара

$$M_{II} = \frac{C_{II}}{a_{II}},$$

где a_{II} – скорость звука на выходе из сопловой решетки при изоэнтропийном расширении

$$a_{II} = \sqrt{k \times P_1^{pc} \times v_{II}} \times 10^3,$$

где k – показатель изоэнтропы, для перегретого пара $k=1,3$

P_1^{pc} – давление за соплами, МПа

v_{II} – теоретический удельный объем пара за соплами, м³/кг

P_1^{pc} , v_{II} – определяются из построения процесса расширения пара в hS – диаграмме (рис.1.)

По числу Маха M_{II} определяется тип решетки. При $M_{II} \leq 1,4$ – применяются профили решеток с суживающимися каналами. При $M_{II} \geq 1,4$ – применяются профили решеток с расширяющимися каналами.

Расчет суживающихся сопл при докритическом истечении пара

9.4. Сечение для выхода пара из сопловой решетки, м²

$$F_I = \frac{G \times v_{II}}{\mu_I \times C_{II}},$$

где μ_I – коэффициент расхода сопловой решетки принимаем, для перегретого пара $\mu_I=0,97$

9.5. Произведение степени парциальности ступени на высоту сопловой решетки, м

$$el_I = \frac{F_I}{\pi \times d \times \sin \alpha_{I_2}},$$

где $\alpha_{I_2} = (11^\circ \div 14^\circ)$ – эффективный угол выхода потока пара из сопловой решетки

9.6. Оптимальная степень парциальности

$$e = 0,5 \times \sqrt{el_I},$$

где el_I – подставлять в формулу в сантиметрах !

9.7. Высота сопловой решетки, см

$$l_I = \frac{el_I}{e}$$

9.8. Потеря энергии в соплах, кДж/кг

$$\Delta h_c = (1 - \varphi^2) \times H_{oc},$$

где φ – коэффициент скорости сопловой решетки, определяется по рис.10.

9.9. Тип профиля сопловой решетки выбирается по M_{II} и α_{I_2} из альбома профилей осевых решеток турбин или по табл.3. методических указаний.

9.10. По характеристике выбранной сопловой решетки принимаются :

$\bar{t}_{\text{отт}}$ – относительный шаг

b_I – хорда профиля, мм

9.11. Шаг решетки, мм

$$t = b_I \times \bar{t}_{\text{отт}}$$

9.12. Число каналов сопловой решетки, шт, (результат округлить до большего целого)

$$Z_c = \frac{\pi \times d \times e}{t}$$

*t подст-то в метрах
мм/1000*

9.13. Уточняем шаг в сопловой решетке, мм

$$t = \frac{\pi \times d \times e}{Z_c}, \quad \text{где } d \text{ подставлять в мм}$$

10. Расчет рабочей решетки.

10.1. Располагаемый теплоперепад рабочей решетки, кДж/кг

$$H_{op} = \rho \times H_a^{pc}$$

10.2. Абсолютная скорость входа пара на рабочие лопатки, м/с

$$C_1 = \varphi \times C_{1t}$$

10.3. Строим входной треугольник скоростей (в соответствии с рис.12.)

10.4. Из треугольника скоростей определяем относительную скорость $-w_1$, м/с и относительный угол входа потока пара на рабочую решетку $-\beta_1$.

10.5. Высота рабочей лопатки, мм, принимается из условия

$$l_2 = l_1 + \Delta 1 + \Delta 2$$

где $\Delta 1$ и $\Delta 2$ - перекрыши, принимаются по табл.2.

10.6. Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с

$$w_{2t} = \sqrt{2000 \times H_{op} + w_1^2}$$

10.7. Действительная относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки, м/с

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

где ψ - коэффициент скорости рабочей решетки определяется по рис.11

10.8. Относительный угол входа потока пара на рабочую решетку

$$\beta_2 = \beta_1 - (2'' \div 5'')$$

10.9. По полученным значениям строим выходной треугольник скоростей (в соответствии с рис. 12)

10.10. Из выходного треугольника скоростей определяем действительную скорость $-C_2$, м/с и угол выхода потока пара из рабочей решетки $-\alpha_2$

10.11. Потеря энергии в рабочей решетке, кДж/кг

$$\Delta h_p = (1 - \psi^2) \times \frac{w_{2t}^2}{2000}$$

10.12. Потеря энергии с выходной скоростью, кДж/кг

$$\Delta h_{\kappa} = \frac{C_2^4}{2000}$$

10.13. Число Маха

$$M_{2l} = \frac{w_{2l}}{\sqrt{k \times P_2^{pc} \times v_{2l} \times 10^3}},$$

где k – показатель изоэнтропы, для перегретого пара $k=1,3$

P_2^{pc} – давление за рабочей решеткой, МПа (из расчета п.2.1.)

v_{2l} – теоретический удельный объем пара за рабочей решеткой, м³/кг

P_2^{pc} , v_{2l} – определяются из построения процесса расширения пара

в hS – диаграмме (рис. 1)

10.14. Тип профиля рабочей решетки выбирается по M_{2l} и β_2 из альбома профилей осевых решеток турбин или по табл.3 методических указаний.

10.15. По характеристике выбранной рабочей решетки принимаются:

$\bar{l}_{\text{mm}}$ – относительный шаг

e_2 – хорда профиля, мм

B – ширина профиля, мм

W^{*p} – минимальный момент сопротивления профиля

10.16. Шаг решетки, мм

$$l = e_2 \times \bar{l}_{\text{mm}}$$

10.17. Число каналов рабочей решетки, шт, (результат округлить до большего целого)

$$Z_p = \frac{\pi \times d}{l}, \quad \text{где } d \text{ подставлять в мм}$$

10.18. Уточняем шаг в рабочей решетке, мм

$$l = \frac{\pi \times d \times 10^3}{Z_p}$$

11. Изгибающее напряжение в рабочей лопатке, МПа

$$\sigma_{из.} = \frac{R_u \times l_2}{2 \times Z_p \times e \times W^{*p}},$$

где W^{*p} , см³ – минимальный момент сопротивления профиля, берется из альбома профилей или по табл.3 методических указаний

l_2 – подставлять в метрах

R_u – окружное усилие, действующее на лопатки, Н

$$R_u = G \times (w_1 \times \cos \beta_1 + w_2 \times \cos \beta_2), \quad \text{где } G \text{ из расчета п.7.}$$

В ступенях с парциальным подводом пара допустимое изгибающее напряжение

$\sigma_{из.}^{adm} = 15 \div 20$ МПа, если $\sigma_{из.} \geq \sigma_{из.}^{adm}$, то необходимо увеличить хорду профиля на

значение: $\frac{e'_2}{e_2} = \sqrt{\frac{\sigma_{из.}}{\sigma_{adm}}}$, откуда $e'_2 = e_2 \times \sqrt{\frac{\sigma_{из.}}{\sigma_{adm}}}$, далее следует пересчитать

геометрические характеристики профиля:

$$w_{мин} = w_{мин} \times \left(\frac{\theta'_2}{\theta_2} \right)^3,$$

$$t' = t \times \theta'_2,$$

$$Z_p' = \frac{\Pi \times d}{t'}$$

Пересчитываем изгибающее напряжение при новых значениях геометрических характеристик профиля.

12. Относительный лопаточный КПД ступени:

а) по потерям в ступени $\eta_{ол}^{pc} = \frac{H_o^{pc} - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_{uc})}{H_o^{pc}}$

б) по проекциям скоростей $\eta_{ол}^{pc} = \frac{u \times (C_1 \times \cos \alpha_1 + C_2 \times \cos \alpha_2)}{H_o^{pc} \times 10^3}$

Допустимая погрешность 0,1 %

13. Относительный внутренний КПД ступени

$$\eta_{ин}^{pc} = \eta_{ол}^{pc} - \xi_{тр} - \xi_{парч},$$

где $\xi_{тр}$ - потери на трение диска о пар, кДж/кг

$\xi_{парч}$ - потери вызванные парциальным подводом пара, кДж/кг

$$\xi_{тр} = \kappa_{тр} \times \frac{d^2}{F_1} \times \left(\frac{u}{C_\phi} \right)^3$$

$$\xi_{парч} = \frac{0,065}{\sin \alpha_{12}} \times \frac{1 - e - 0,5 \times e_{кож}}{e} \times \left(\frac{u}{C_\phi} \right)^3 + 0,25 \times \frac{B \times l_2}{F_1} \times \left(\frac{u}{C_\phi} \right) \times \eta_{ол}^{pc} \times n$$

где, $\left(\frac{u}{C_\phi} \right) = X_\phi$

$\kappa_{тр}$ - коэффициент трения $\kappa_{тр} = (0,45 \div 0,8) \times 10^{-3}$ (рекомендуется принимать в тепловых расчетах $0,6 \times 10^{-3}$)

$e_{кож}$ - доля окружности, занятая кожухом $e_{кож} = (0,9 \div 0,8) - e$

n - количество групп сопел, $n = 4$ шт.

B, l_2 - ширина и высота рабочих решеток, м

14. Полезно используемый теплоперепад в регулирующей ступени, кДж/кг

$$H_l^{pc} = H_o^{pc} \times \eta_{ин}^{pc}$$

15. Внутренняя мощность ступени, кВт

$$N_l^{pc} = G \times H_l^{pc}$$

Расчет нерегулируемых ступеней части высокого давления

16. Давление пара перед отсеком $P_0^I = P_2^{pc}$ (п. 2.1.),
давление за отсеком P_2^I (для турбины ПТ это- P_{no} , для турбины Т это- P' , для турбины К это- P' , для турбины Р это- P')

17. Диаметр первой нерегулируемой ступени , м

$$d^I = d - \Delta d ,$$

где $\Delta d = 0,20 \div 0,26$ м (для одновенечной регулирующей ступени)

d – из расчета регулирующей ступени п.8.5.

18.Оптимальное отношение скоростей

$$X_\phi = \frac{u}{C_\phi} = \frac{\varphi \times \cos \alpha_{1,2}}{2 \times \sqrt{1 - \rho}} ,$$

где $\rho = 0,05 \div 0,15$ - степень реактивности рабочей решетки первой нерегулируемой ступени

$\alpha_{1,2} = 10^\circ \div 14^\circ$ - эффективный угол выхода пара из сопловой решетки ,большее значение принимается для больших объемных расходов пара

$\varphi = 0,93 \div 0,96$ - коэффициент скорости сопловой решетки (принимаем)

19. Располагаемый теплоперепад первой нерегулируемой ступени , кДж/кг ,
(параметрами торможения пренебречь)

$$h_n^I = 12.325 \times \left(\frac{d^I}{X_\phi} \right)^2$$

20. Теплоперепад в сопловой решетке , кДж/кг

$$h_{oc}^I = (1 - \rho) \times h_n^I$$

21. Высота сопловой решетки , м

$$l_1^I = \frac{G \times v_{II}^I}{\pi \times d^I \times e \times \mu_1 \times C_{II} \times \sin \alpha_{1,2}} ,$$

где - v_{II}^I , м³/кг - удельный объем пара в конце изэнтропийного расширения в соплах , определяется из hS – диаграммы при построении процесса отложением h_{oc}^I (рис. 1) .

C_{II} - теоретическая скорость истечения пара из сопловой решетки , м/с

$$C_{II} = 44,72 \times \sqrt{h_{oc}^I}$$

$\mu_1 = 0,97 \div 0,98$ - коэффициент расхода сопловой решетки

e - степень парциальности ступени , $e = 1$

$\alpha_{1,2}$ - эффективный угол выхода пара из сопловой решетки

22. Высота рабочей решетки первой ступени , м

$$l_2^I = l_1^I + \Delta l + \Delta 2$$

где $\Delta l, \Delta 2$ принимаются по табл.2.

23. Корневой диаметр ступени, м

$$d_k = d_2^{\bar{I}} - l_2^{\bar{I}}$$

этот диаметр принимается постоянным для отсека

24. Располагаемый теплоперепад по статическим параметрам пара перед ступенью принимаем одинаковым для всех ступеней, кроме первой, кДж/кг

$$h_o^{cm} = h_o^{\bar{I}} \times K_o$$

где $K_o = 0,92 \div 0,96$

25. Коэффициент возврата тепла

$$\alpha = K_T \times (1 - \eta_o^{\bar{I}}) \times H_o^{\bar{I}} \times \frac{Z' - 1}{Z'}$$

где $K_T = 4,8 \times 10^{-4}$ – для процесса в области перегретого пара

$\eta_o^{\bar{I}}$ и $H_o^{\bar{I}}$, берем из расчета первого отсека (п. 3.1. и п. 3.2.)

Z' - ориентировочное число ступеней отсека

$$Z' = \frac{H_o^{\bar{I}}}{h_o^{cm}}$$

26. Число ступеней отсека, шт

$$Z = \frac{(1 + \alpha) \times H_o^{\bar{I}}}{(h_o^{cm})_{cp}}$$

$$(h_o^{cm})_{cp} = \frac{h_o^{\bar{I}} + (Z' - 1) \times h_o^{cm}}{Z'} \quad , \text{ кДж/кг}$$

число Z округляем до целого числа

27. Невязка $\pm \Delta H_o^{\bar{I}}$, кДж/кг, должна быть распределена между всеми ступенями первого отсека

$$\pm \Delta H_o^{\bar{I}} = (1 + \alpha) \times H_o^{\bar{I}} - \sum_1^Z h_o$$

$$\sum_1^Z h_o = h_o^{\bar{I}} + h_o^{cm} \times (Z - 1) \quad , \text{ кДж/кг}$$

28. Поправка к теплоперепаду для каждой ступени (кроме первой), кДж/кг

$$\pm \Delta h_o = \frac{\pm \Delta H_o^{\bar{I}}}{\sum_1^Z h_o} \times h_o^{cm}$$

29. Скорректированный теплоперепад ступени (кроме первой), кДж/кг

$$h_o^k = h_o^{cm} \pm \Delta h_o$$

В hS – диаграмме откладываем теплоперепады первых пяти нерегулируемых ступеней первого отсека (рис 1.)

30. Сводная таблица расчета для первых пяти ступеней в отсеке высокого давления

N п/п	Наименование величины	обозначения	размерность	формула	N				
					1	2	3	4	5
1	Скорректированный располагаемый теплоперепад ступени	h_o^k	кДж/кг	Для первой ступени h_o^I (п.19.), для следующих четырех h_o^k (п.29.)					
2	Удельный объем пара за рабочей решеткой	v_2^i	м ³ /кг	из hS – диаграммы (рис1.)					
3	Произведение высоты рабочей решетки на диаметр ступени	$l_2^i \times d^i$	м ²	$l_2^I \times d^I \times \frac{v_2^i}{v_2^I}$					
4	Высота рабочей решетки	l_2^i	м	$\sqrt{\left(\frac{d_k}{2}\right)^2 + l_2^I \times d^I} - \frac{d_k}{2}$					
5	Высота сопловой решетки	l_1^i	м	$l_2^i - (\Delta 1 + \Delta 2)$ где $\Delta 1$ и $\Delta 2$ из табл.2.					
6	Диаметр ступени	d^i	м	$d_k + l_2^i$					

где i –номер ступени

**Подробный расчет первых пяти нерегулируемых ступеней
(с построением треугольников скоростей)**

31. Сводная таблица результатов расчета пяти нерегулируемых ступеней турбины

N п/п	наименование величины	обозначен	размерность	Порядок определения	Номер ступени				
					1	2	3	4	5
1.	Расход пара	G	кг/с	Из предварительного расчета (п.7)					
2.	Теплоперепад ступени по статическим параметрам	h_o^k	кДж/кг	Из предварительного расчета (п.30.1.)					
3.	Давление за ступенью	P_2	МПа	Из hS – диаграммы (рис.1.)					

4.	Условная скорость истечения пара из сопл	C_ϕ	м/с	$44,72\sqrt{h_0^*}$				
5.	Средний диаметр ступени	d	м	Из предварительного расчета (п.30.6.)				
6.	Окружная скорость на среднем диаметре	u	м/с	$\frac{\pi \times d \times n}{n=50 \text{ с}^{-1}}$				
7.	Оптимальное отношение скоростей	X_ϕ		$\frac{u}{C_\phi}$				
8.	Степень реакции	ρ		Из предварительного расчета (п.18.)				
9.	Располагаемый теплоперепад сопловой решетки от параметров торможения	h_{0c}	кДж/кг	$(1 - \rho) \times h_0^*$				
10.	Теоретический удельный объем пара за сопловой решеткой	v_{1r}	м ³ /кг	Из hS – диаграммы (рис.1.)				
11.	Давление за сопловой решеткой	P_1	МПа	Из hS – диаграммы (рис.1.)				
12.	Абсолютная теоретическая скорость выхода пара из сопловой решетки	C_{1r}	м/с	$44,72 \times \sqrt{h_{0c}}$				
13.	Скорость звука на выходе из сопловой решетки	a_{1r}	м/с	$1000 \times \sqrt{\kappa \times P_1 \times v_{1r}}$, где $\kappa=1,3$				
14.	Число Маха	M_{1r}		$\frac{C_{1r}}{a_{1r}}$				
15.	Коэффициент расхода сопловой решетки	μ_1		По рис.13.				
16.	Выходная площадь сопловой решетки	F_1	м ²	$\frac{G \times v_{1r}}{\mu_1 \times C_{1r}}$				
17.	Средний угол выхода пара из сопловой решетки	α_1	град	Для 1-ой ступени принято в п.18., для 2-ой и 3-ей принять на 1° больше, для 4-ой и 5-ой на 2° больше				
18.	Профиль сопловой решетки			Из альбома профилей или табл.3. по α_1 и M_{1r}				
19.	Хорда профиля	e_1	мм	Из альбома профилей или табл.3.				

20.	Ширина профиля	B_1	мм	Из альбома профилей или табл.3.					
21.	Относительный шаг сопловой решетки	$\bar{t}_{onm}$	мм	Из альбома профилей или табл.3.					
22.	Шаг сопловой решетки	t_1	мм	$\bar{v}_1 \times \bar{t}_{onm}$					
23.	Количество сопл	z_1	шт	$\frac{\pi \times d}{t_1}$					
24.	Высота сопловой решетки	l_1	м	Из предварительного расчета (п.30.5.)					
25.	Коэффициент скорости сопловой решетки	φ		$\varphi = 0,98 - 0,008 \times \frac{6_1}{l_1}$					
26.	Абсолютная скорость выхода пара из сопловой решетки	C_1	м/с	$\varphi \times C_{1r}$					
27.	Построение входного треугольника скоростей								
28.	Угол направления относительной скорости w_1	β_1	град	Из треугольника скоростей					
29.	Относительная скорость выхода пара из сопловой решетки	w_1	м/с	Из треугольника скоростей					
30.	Потеря энергии в сопловой решетке	Δh_c	кДж/кг	$(1 - \varphi^2) \times h_{mc}$					
31.	Располагаемый теплоперепад рабочей решетки	h_{op}	кДж/кг	$\rho \times h_o^*$					
32.	Теоретическая относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки	w_{2t}	м/с	$44,72 \times \sqrt{h_{op} + \frac{w_1^2}{2000}}$					
33.	Теоретический удельный объем пара за рабочей решеткой	v_{2t}	м ³ /кг	Из hS – диаграммы (рис. 1.)					
34.	Скорость звука на выходе из рабочей решетки	a_{2t}	м/с	$1000 \times \sqrt{k \times P_2 \times v_{2t}}$					
35.	Число Маха	M_{2t}		$\frac{w_{2t}}{a_{2t}}$					

36.	Эффективный угол выхода пара с рабочей решетки	β_2	град	$\beta_2 = \beta_1 - (2'' \div 5'')$					
37.	Коэффициент расхода рабочей решетки	μ_2		По рис.13.					
38.	Выходная площадь рабочей решетки	F_2	м ²	$\frac{G \times v_{2l}}{\mu_2 \times w_{2l}}$					
39.	Высота рабочей решетки	l_2	м	Из предварительного расчета (п.30.4.)					
40.	Профиль рабочей решетки			Из альбома профилей или табл.3. по β_2 и M_{2l}					
41.	Хорда профиля	b_2	мм	Из альбома профилей или табл.3.					
42.	Ширина профиля	B_2	мм	Из альбома профилей или табл.3.					
43.	Относительный шаг рабочей решетки	$\bar{t}_{отт}$		Из альбома профилей или табл.3.					
44.	Шаг рабочей решетки	t_2	мм	$b_2 \times \bar{t}_{отт}$					
45.	Коэффициент скорости рабочей решетки	ψ		$\psi = 0,960 - 0,014 \times \frac{b_2}{l_2}$					
46.	Относительная скорость пара на выходе из рабочей решетки	w_2	м/с	$w_2 = \psi \times w_{2l}$					
47.	Построение выходного треугольника скоростей								
48.	Количество рабочих лопаток	z_2	шт	$\frac{\pi \times d}{t_2}$					
49.	Угол выхода потока пара из рабочей решетки	α_2	град	Из треугольника скоростей					
50.	Абсолютная скорость пара на выходе из рабочей решетки	C_2	м/с	Из треугольника скоростей					
51.	Окружное усилие, действующее рабочие на лопатки	R_u	Н	$G \times (w_1 \times \cos \beta_1 + w_2 \times \cos \beta_2)$					

52.	Изгибающее напряжение на рабочих лопатках	$\sigma_{из}$	МПа	$\frac{R_u \times l_2}{2 \times z_2 \times e \times W_{мин}}$, где $W_{мин} = W^{кр}$, см ³ – минимальный момент сопротивления профиля (из атласа профилей или табл.3.)						
53.	Потери энергии в рабочей решетке	Δh_p	кДж/кг	$(1 - \psi^2) \times \frac{w_{2l}^2}{2000}$						
54.	Потеря энергии с выходной скоростью	$\Delta h_{вс}$	кДж/кг	$\frac{C_2^2}{2000}$						
55.	Относительный лопаточный КПД ступени	$\eta_{ол}$		$\frac{h_o^k - (\Delta h_c + \Delta h_p + \Delta h_{вс})}{h_o^k}$						
56.	Относительное значение потери на трение	$\xi_{тр}$		$\kappa_{тр} \times \frac{d^2}{F_1} \left(\frac{u}{C_\phi} \right)^3$, где $\kappa_{тр} = 0,6 \times 10^{-3}$						
57.	Относительное значение утечки через диафрагменное уплотнение	ξ_{y1}		Принять 0,002 ÷ 0,004						
58.	Относительное значение потери от перетекания пара через периферийный зазор над лопатками	ξ_{y2}		Принять 0,02 ÷ 0,06						
59.	Внутренний относительный КПД ступени	η_{oi}		$\eta_{ол} - \xi_{y1} - \xi_{y2} - \xi_{тр}$						
60.	Внутренняя мощность ступени	N_i	кВт	$G \times h_o^k \times \eta_{oi}$						

Рис.1. Процесс расширения пара в регулирующей ступени и первых пяти нерегулируемых ступенях

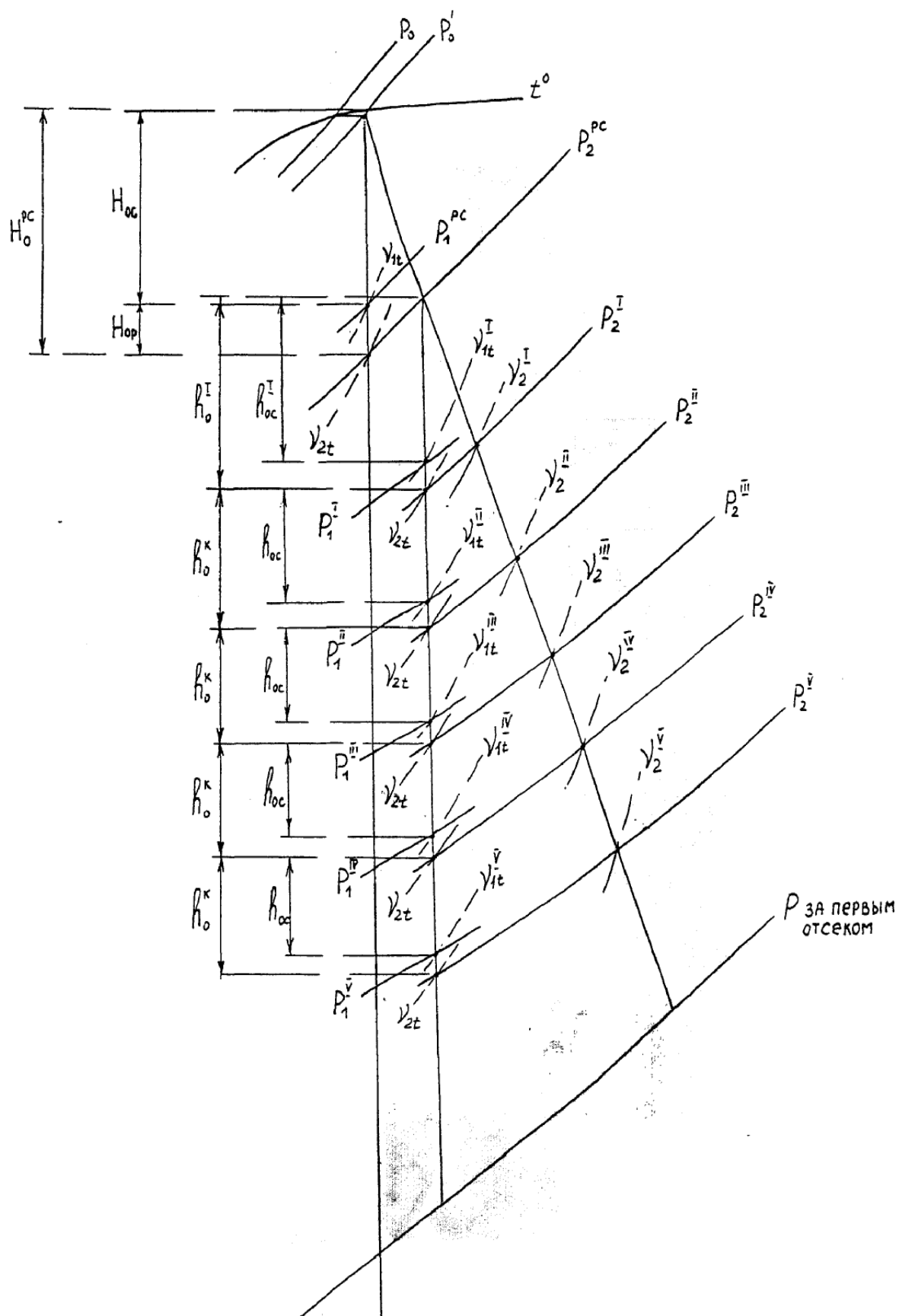


Рис.2. Внутренний относительный КПД группы ступеней в зависимости от объемного расхода пара Gv_0 и $\delta_0 = \frac{P_0}{P_1}$

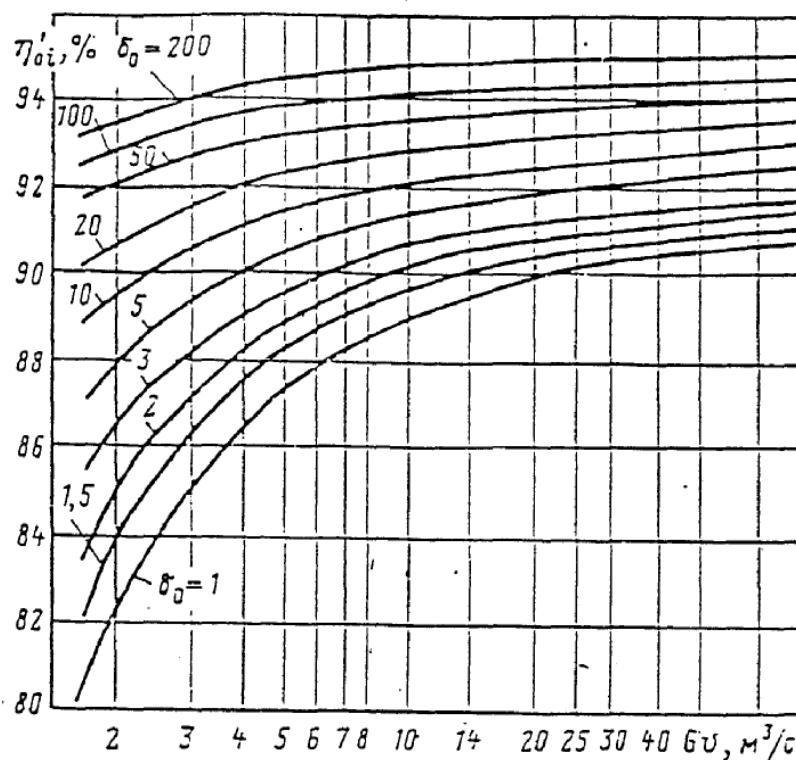


Рис.3. Зависимость потерь с выходной скоростью и поправки на раскрытие проточной части от давления за последней ступенью группы

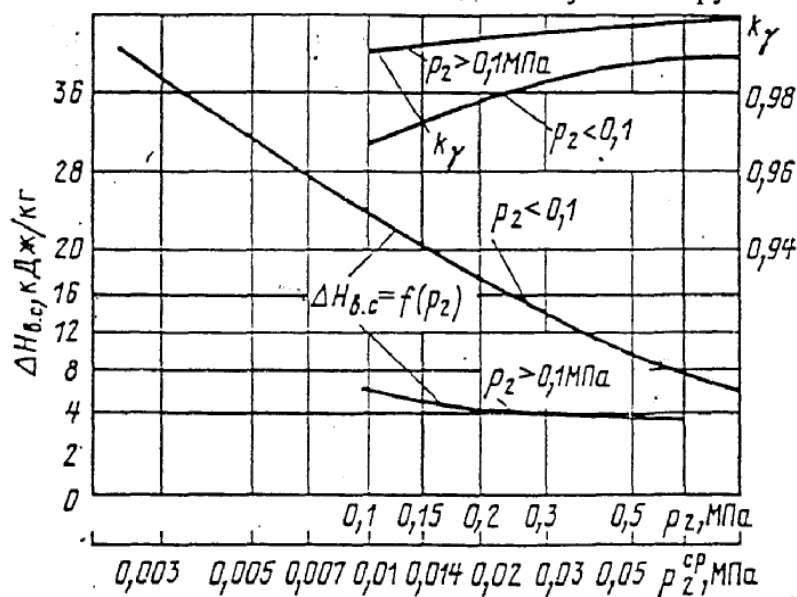


Рис.4. Потери от влажности в зависимости от приведенной конечной влажности

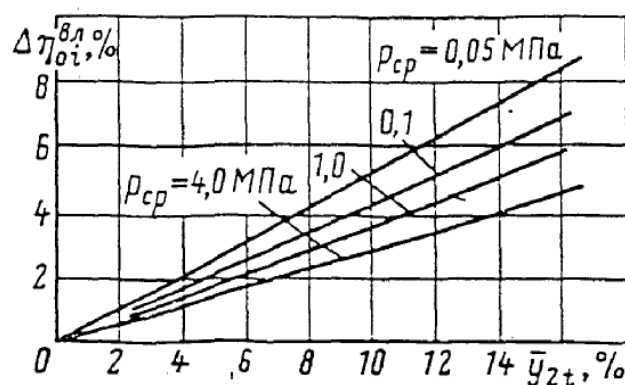


Рис . 5. Процесс расширения пара для турбин типа ПТ

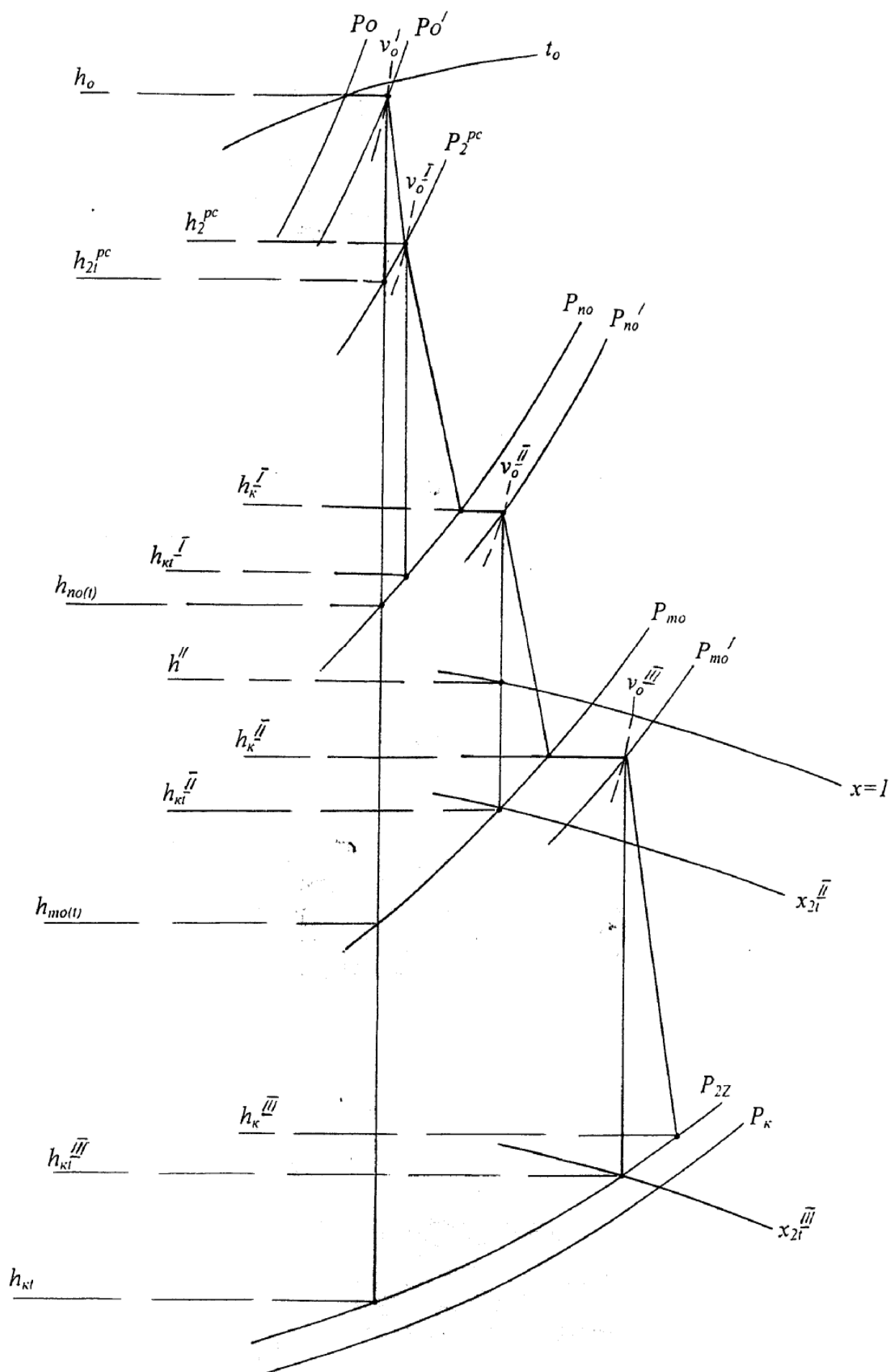


Рис. 6. Процесс расширения пара для турбин типа Т

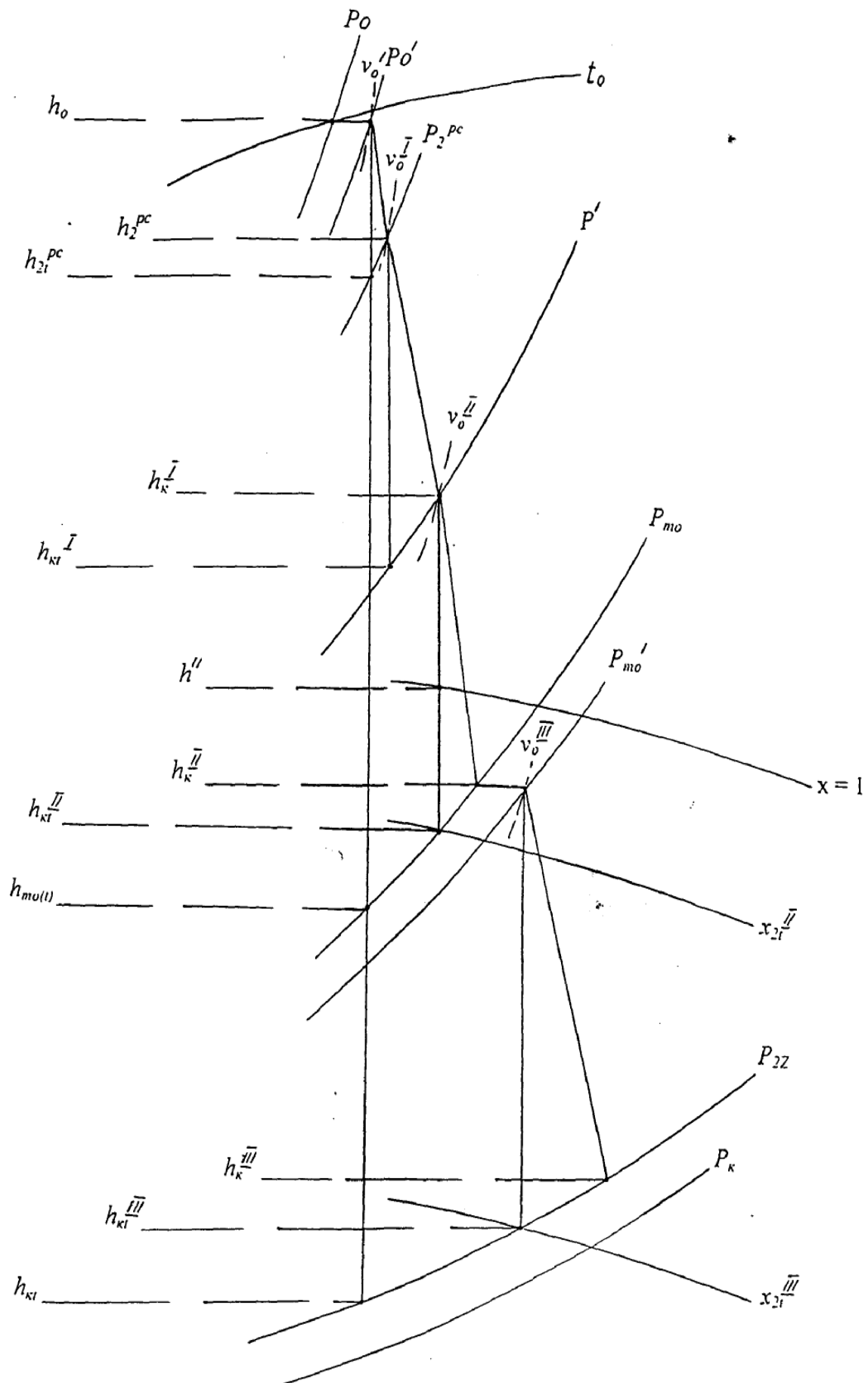


Рис . 7. Процесс расширения пара для турбин типа К

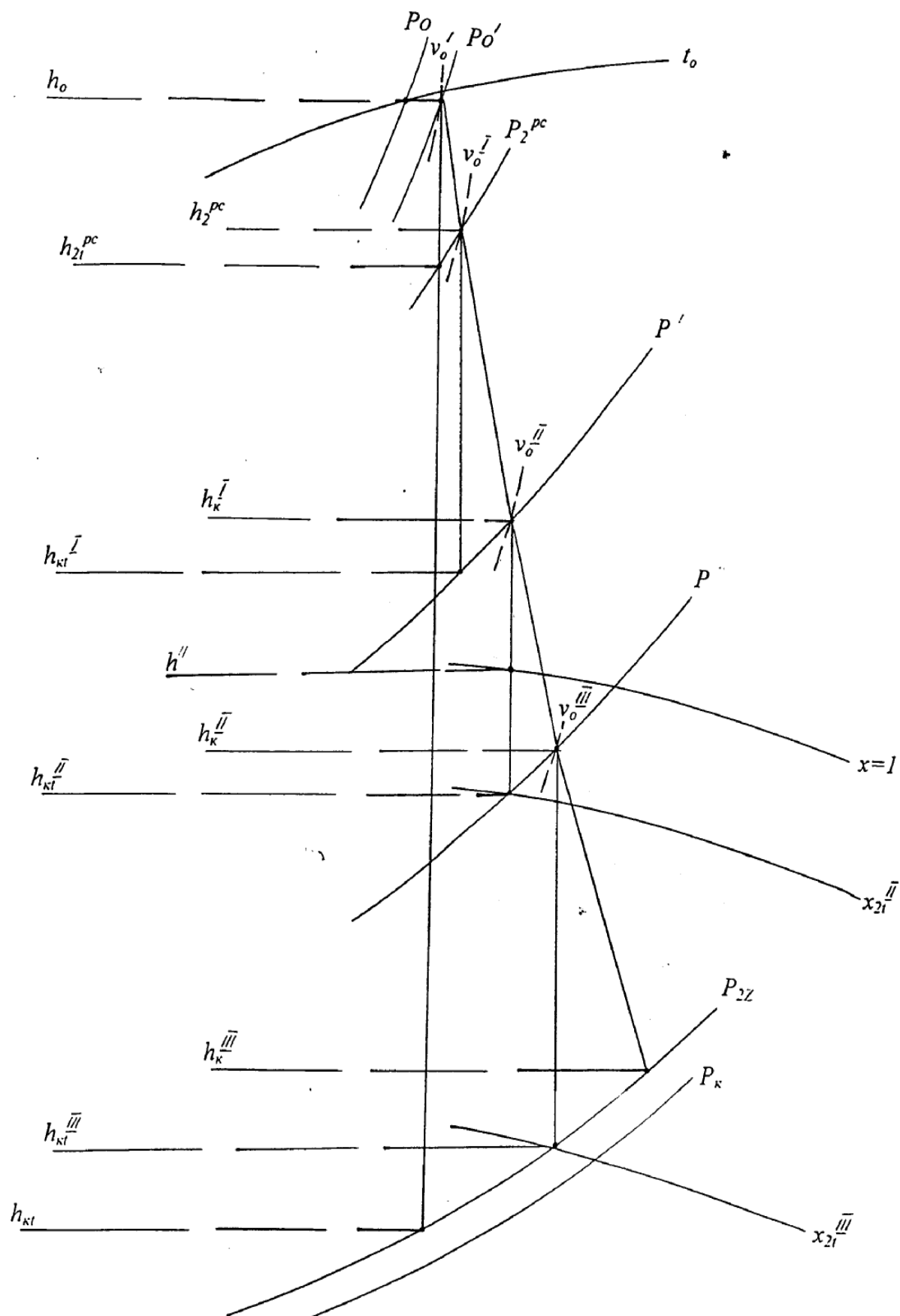


Рис . 8. Процесс расширения пара для турбин типа Р

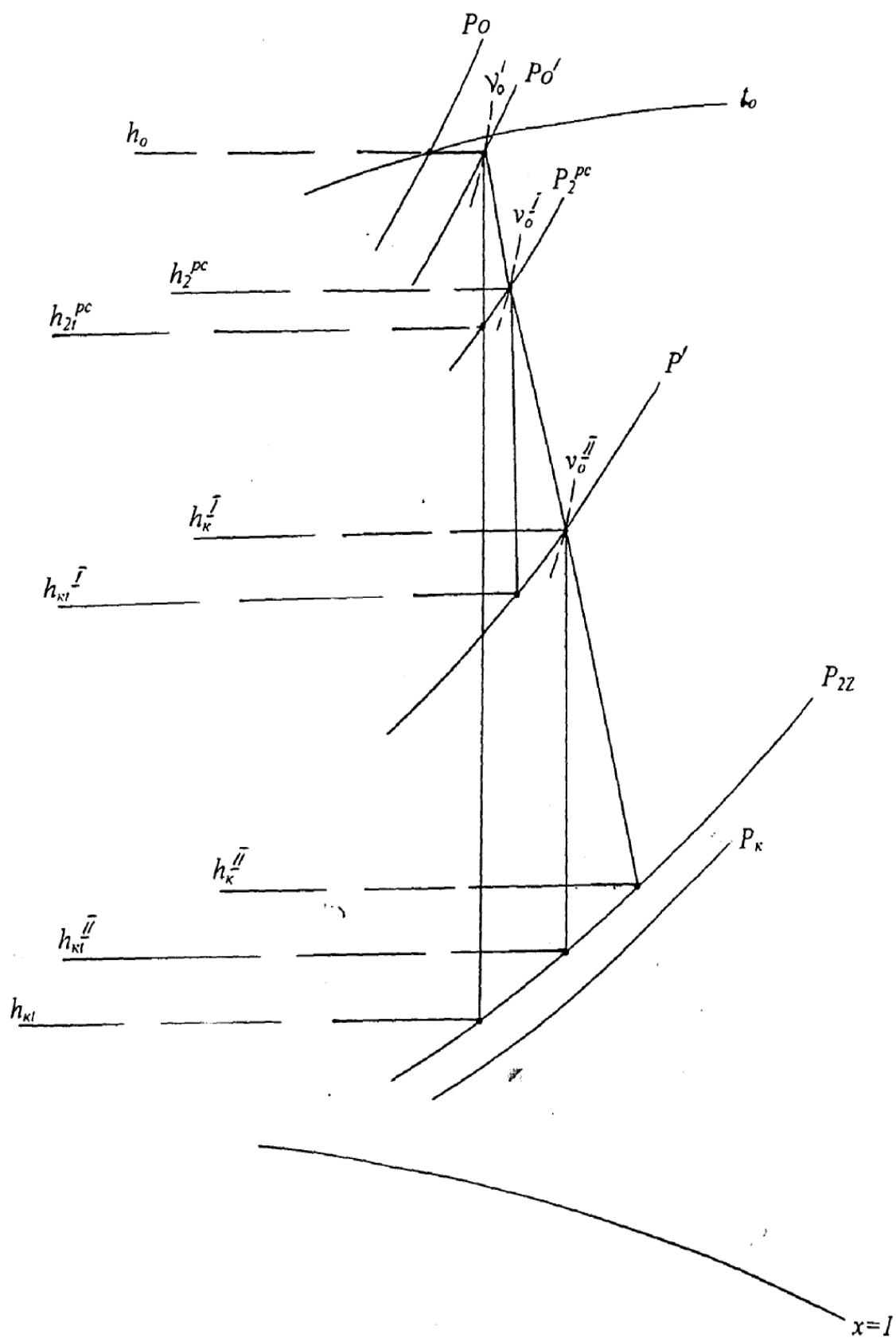


Рис.9. Зависимость X_ϕ от H_o^{pc} для одновенечной регулирующей ступени

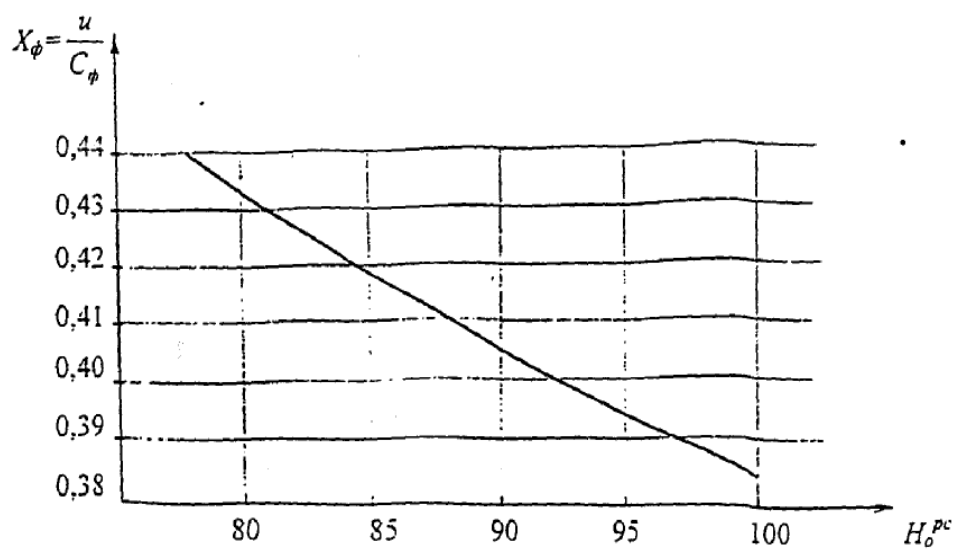


Рис.10. Коэффициент скорости сопловой решетки ϕ

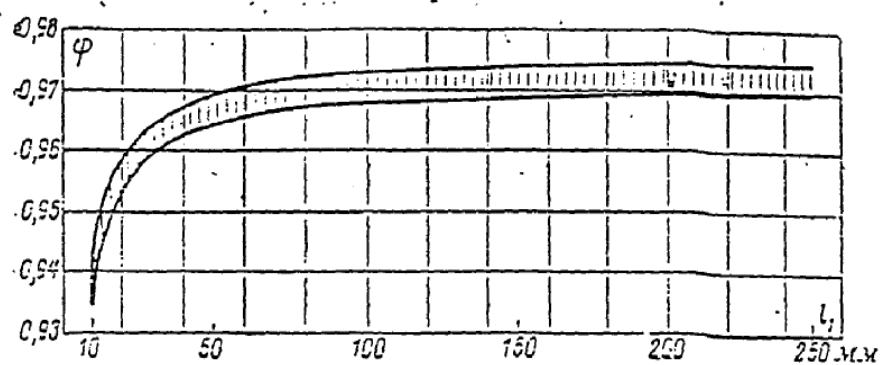


Рис. 11. Коэффициент скорости рабочей решетки ψ

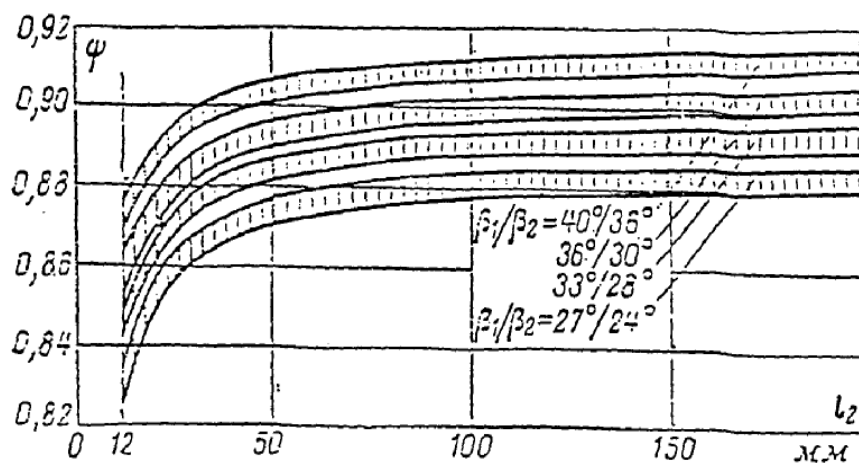


Рис.12. Входной и выходной треугольники скоростей

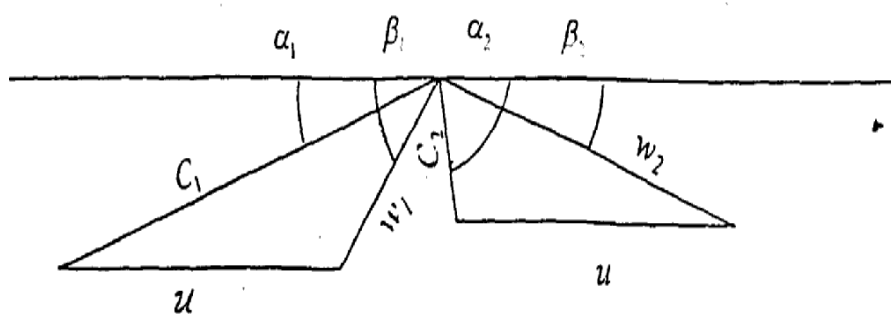


Рис. 13. Коэффициент расхода для сопловых и рабочих решеток

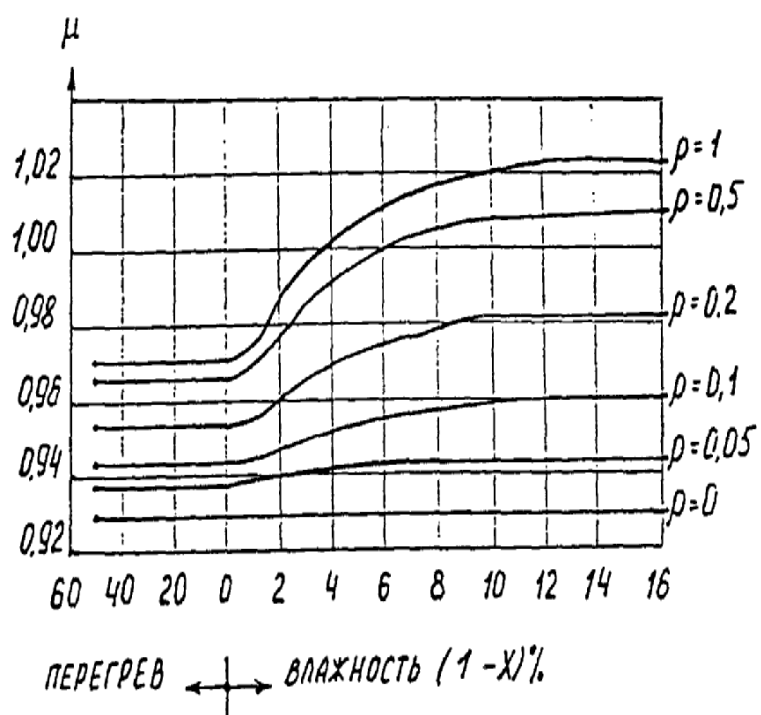


Таблица 1. Средние значения КПД паровых турбин

Средние значения к.п.д. %	Мощность турбины, МВт						
	12	25	50	100	150	200	300 и т.д.
$\eta_{ог}$	78 - 81	79 - 82,5	81 - 83,5	83,5 - 84	84 - 86	84 - 86	84 - 86
$\eta_{м}$	97,5 - 99	98 - 99	98,5 - 99	99 - 99,5	99 - 99,5	99 - 99,5	99 - 99,5
$\eta_{г}$	96 - 96,5	96,5 - 97	97,5 - 98,5	98 - 99	98,9 - 99,1	98,8	98,75

Таблица 2. Значения перекрыш для турбинных ступеней

высота сопловой решетки l_1 , мм	перекрыша	
	внутренняя $\Delta 1$, мм	внешняя $\Delta 2$, мм
≤ 35	$\leq 1,0$	$\leq 2,0$
$35 \div 55$	1,0	$2,0 \div 2,5$
$55 \div 75$	$1,5 \div 2,0$	$2,5 \div 3$

Таблица 3. Основные геометрические характеристики сопловых и рабочих лопаток

Обозначение профиля	α_1, β_2 , град	$\bar{t}_{опт}$	$M_{опт}$	b мм	B мм	$W^{кр}$ см ³
С-90-09А	8-11	0,72-0,85	До 0,90	60,6	29,4	0,471
С-90-12А	10-14	0,72-0,87	До 0,85	62,5	34,0	0,575
С-90-15А	13-17	0,70-0,85	До 0,85	51,5	30,8	0,45
С-90-18А	16-20	0,70-0,80	До 0,85	47,15	31,4	0,333
С-90-22А	20-24	0,70-0,80	До 0,90	45,0	31,3	0,265
Р-23-14А	12-16	0,60-0,75	До 0,90	25,95	25,0	0,39
Р-26-17А	15-19	0,60-0,70	До 0,95	25,72	25,0	0,225
Р-30-21А	19-24	0,58-0,68	До 0,95	25,63	25,0	0,234
Р-35-25А	22-28	0,55-0,65	До 0,90	25,41	25,0	0,168
Р-46-29А	25-32	0,45-0,58	До 0,85	25,6	25,0	0,112

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН
ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ

СВЕДЕНИЯ О СЕРТИФИКАТЕ ЭП

Сертификат 504707717602515670935380417862998762092077159056

Владелец Спасов Баир Михайлович

Действителен с 06.03.2023 по 05.03.2024