



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет водного господарства  
та природокористування  
Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гіdraulічних машин

**01-06-47**

### **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних завдань і самостійної роботи за темою  
**«Обґрунтування параметрів і вибір обладнання  
паротурбінної установки»**

з навчальної дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни»  
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня  
за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» денної і заочної форм навчання

Рекомендовано  
науково-методичною  
комісією зі спеціальності  
144 «Теплоенергетика»  
Протокол № 9 від 29.05.2019 р.

Рівне – 2019



Методичні вказівки до виконання практичних завдань і самостійної роботи за темою «Обґрунтування параметрів і вибір обладнання паротурбінної установки» з навчальної дисципліни «Нагнітачі та теплові двигуни» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» / Герасимов Г. Г., Трофимчук І. П. – Рівне : НУВГП, 2019. – 104 с.

Укладачі: Герасимов Г. Г., к.т.н., доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин; Трофимчук І. П., ст. викладач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

## ЗМІСТ

	Стор.
1. Попередня побудова теплового процесу в $i-s$ діаграмі.	3
2. Тепловий розрахунок регенеративної схеми турбоустановки.	4
3. Теплова схема турбоустановки середньої потужності.	7
4. Вибір живильного насоса.	11
5. Розрахунок конденсатора.	13
6. Конденсаційні насоси.	18
7. Циркуляційні насоси.	19
8. Турбогенератори.	37
9. Тепловий розрахунок активної багатоступеневої турбіни.	38
10. Детальний розрахунок ступенів турбіни.	41
11. Розрахунок профілів лопатей парової турбіни.	45
Література	49
ДОДАТОК	57

© Герасимов Г. Г.,  
Трофимчук І. П., 2019  
© НУВГП, 2019



## 1. Попередня побудова теплового процесу в *i-s* діаграмі.

Тепловий розрахунок турбіни починається з попередньої побудови теплового процесу в *i-s* діаграмі. Для цього, знаючи початкові і кінцеві параметри пари, визначають втрати тиску в паровпускних і регулюючих органах турбіни, а також в вихлопному патрубку і орієнтовно задаються внутрішнім ККД турбіни.

Втрати тиску пари в стопорному і регулюючих клапанах звичайно приймають рівними 3...5 % абсолютноого тиску свіжої пари перед турбіною. Таким чином, тиск пари (бар) перед соплами першого ступеню турбіни

$$p_o' = (0.95 \dots 0.97) p_o \quad (1.1)$$

де  $p_o$  – тиск свіжої пари перед стопорним клапаном, бар.

Втрати тиску (бар) в вихлопному патрубку турбіни визначається за формулою  $\Delta p_k = p_2 - p_k = \lambda(c_n/100)^2 p_k$ , (1.2) де  $c_n$  – швидкість пари в вихідному патрубку турбіни, м/с; (для конденсаційних парових турбін вона складає 100...120 м/с, а для турбін з протитиском – 50...80 м/с);  $\lambda$  - дослідний коефіцієнт, який рекомендують вибирати в межах 0,05...0,1 (в сучасних турбінах з аеродинамічно відпрацьованими вихлопними патрубками  $\lambda = 0,02 \dots 0,05$ );  $p_k$  – тиск пари в конденсаторі, бар;  $p_2$  – тиск пари за останнім ступенем турбіни, бар;

Втрати тиску  $\Delta p_k$  звичайно не перевищують (2...5%)  $p_k$ .

Знаючи початкові і кінцеві параметри пари, за *i-s* діаграмою знаходять загальний ізоентропійний тепlopoperепад, кДж/кг, який приходиться на турбіну

$$H_o = (i_o - i_{2t}). \quad (1.3)$$

Для побудови теплового процесу в *i-s* діаграмі і визначення втрати свіжої пари на турбіну необхідно вибрати відносний внутрішній або відносний ефективний ККД, орієнтуючись на експлуатаційні і дослідні дані.

Для добре виконаних парових турбін рекомендують наступні значення відносного ефективного ККД  $\eta_{oe\phi}$  в залежності від ефективної потужності турбіни  $N_{e\phi}$ , табл.. 1.1.

Таблиця 1.1. – Відносний ефективний ККД турбіни

$N_{e\phi}$ , МВт	5...10	10...25	25...100	> 100
$\eta_{oe\phi}$	0,75...0,80	0,80...0,82	0,82...0,83	0,83...0,86

За вибраним  $\eta_{oe\phi}$  визначають відносний внутрішній ККД

$$\eta_{oi} = \eta_{oe\phi} / \eta_m \quad (1.4)$$

де  $\eta_m$ - механічний ККД турбіни, який враховує втрати на тертя в підшипниках, затрату енергії на привід масляного, імпелерного насосів і ін. В таблиці 1.2 наведена залежність механічного ККД від електричної потужності турбіни  $N_e$ .

Таблиця 1.2 – Механічний ККД парової турбіни

$N_e$ , МВт та природ	5...10 0,97...0,98	10...25 0,98...0,985	25...100 0,985...0,99	> 100 0,99...0,995
--------------------------	-----------------------	-------------------------	--------------------------	-----------------------

Використаний тепловий перепад на турбіну становить, кДж/кг:

$$H_i = H_o \eta_{oi}, \quad (1.5)$$

де  $H_o$  - загальний тепловий перепад, який приходиться на турбіну, кДж/кг.

Попередня побудова теплового процесу в  $i-s$  діаграмі показано на рис. 1.1 і рис. 1.2.

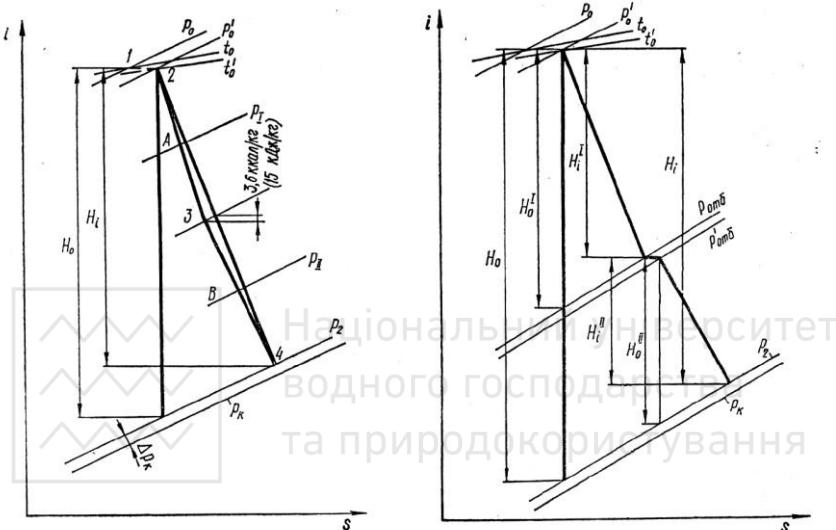


Рис. 1.1. Тепловий процес конденсаційної турбін в  $i-s$  діаграмі

Рис. 1.2. Тепловий процес турбін з одним регульованим відбором пари в  $i-s$  діаграмі

## 2. Тепловий розрахунок регенеративної схеми турбоустановки.

Регенеративний підігрів живильної води є одним з ефективних способів підвищення економічності паротурбінної установки. Пояснюється це тим, що пара, яка відбирається з проміжних ступенів турбіни, при конденсації її в регенеративних підігрівниках віддає майже все своє тепло, включаючи і сховану теплоту пароутворення, на підігрів живильної води, що направляється в котельний агрегат. В турбіні конденсаційного типу (без регенеративних відборів) значна частина тепла (більше 50 % тепла, яке вміщено в паливі) втрачається в конденсаторі з охолоджуючою водою.

Економічність паротурбінної установки за рахунок регенерації зростає в міру збільшення початкових параметрів пари і одиничної потужності турбіни. В турбоустановках високого тиску з розвиненою системою регенерації



при номінальному режимі можливо отримати економію палива до 12...15 % в порівнянні з чисто конденсаційною установкою (без регенеративних відборів).

Позитивний вплив регенерація оказує на підвищення відносного внутрішнього ККД ( $\eta_{oi}$ ) перших ступенів турбіни завдяки підвищенні витраті пари через ЧВТ. Об'ємний пропуск пари через останні ступені турбіни при регенерації зменшується, що суттєво впливає на зменшення висоти лопатей і зниження втрат з вихідною швидкістю в останніх ступенях турбіни.

Якщо кінцева і початкова температури живильної води відомі, то при умові, що витрата конденсату через всі підігрівники приблизно однаакова, тепловий перепад в першому наближенні розподіляють між ними порівну:

$$\Delta t = \frac{\bar{t}_{n,e} - \bar{t}_{ejc}}{z_n}. \quad (2.1)$$

де  $z_n$  кількість підігрівників в системі регенерації;  $\bar{t}_{n,e}$  і  $\bar{t}_{ejc}$  - ентальпія живильної води на виході з останнього підігрівника і охолоджувача ежекторів відповідно.

В теплофікаційних турбоустановках регульовані відбори суміщають з одним або двома регенеративними відборами, чим і фіксується температура води  $t$  з підігрівника, який живиться паром даного відбору.

При включені в теплову схему деаератора підігрів води в окремих підігрівниках приймають приблизно рівним:

а) в підігрівниках до аератора (підігрівники низького тиску)

$$\Delta t_1 = \frac{\bar{t}_\delta - \bar{t}_{ejc}}{z_{n1} + 1}. \quad (2.2)$$

де  $\bar{t}_\delta$  - ентальпія живильної води на виході з деаератора;  $z_{n1}$  - кількість підігрівників розташованих до аератора;

б) в підігрівниках за деаератором (підігрівники високого тиску)

$$\Delta t_2 = \frac{\bar{t}_{n,e} - \bar{t}_\delta}{z_{n2}}, \quad (2.3)$$

$z_{n2}$  – кількість підігрівників, які розташовані за деаератором.

Оптимальна величина тиску пари в поверхневих підігрівниках визначається температурою її насичення, яка дещо вище температури живильної води на виході із відповідного підігрівника:

$$t_u = [t + (4\dots 7)]^\circ C. \quad (2.4)$$

Різниця між температурами насичення пари і живильної води на виході з підігрівника (недогрів води) пояснюється наявністю термічного опору поверхні нагріву підігрівника. При малих значеннях недогріву економічність турбоустановки збільшується, через те, що тиск регенеративного відбору дещо



знижується. Проте для зменшення недогріву необхідно збільшувати поверхню нагріву підігрівника, що підвищує його вартість.

Користуючись  $i$ -s діаграмою, рис. 1.1, знаходять ентальпію пари в відборах за точками перетину політропи з ізобарою відповідного відбору  $p_1$  і  $p_2$  (точки А і В).

Розрахунок теплових балансів починається з підігрівника високого тиску. Далі, складаючи і вирішуючи (послідовно або сумісно) рівняння теплового балансу для деаератора і підігрівників низького тиску, визначають відносні кількості відбору пари на ці теплообмінники і підраховують загальну витрату свіжої пари на турбіну ( $\text{кг}/\text{с}$ ) за формулою

$$G_o = \frac{N_e}{\bar{H}_i \eta_{oi} \eta_m \eta_z}, \quad (2.5)$$

де  $N_e$  – розрахункова потужність турбіни,  $\text{kBt}$ ;  $\eta_{oi}$ ,  $\eta_m$  – відносний внутрішній і механічний ККД турбіни;  $\eta_z$  – ККД електрогенератора,  $\eta_z = 0,98$ .

$$\bar{H}_i = \Sigma (1 - \sum_1^n \alpha_n) h_i^n, \quad (2.5a)$$

де  $\bar{H}_i$  – приведена ізоентропійна робота 1 кг пари, який вводиться в турбіну,  $\text{кДж}/\text{кг}$ ;  $\alpha_n$  – відносна витрата пари відбору;  $h_i^n$  – ізоентропійний тепlopепередач, який приходиться на відсік турбіни.

Абсолютна витрата пари, яка відбирається на регенерацію з відповідного відбору, становить:

з першого відбору  $G_I = \alpha_I G_o$ ,

з другого –  $G_{II} = \alpha_{II} G_o$ ;

з третього –  $G_{III} = \alpha_{III} G_o$ ;

з четвертого –  $G_{IV} = \alpha_{IV} G_o$ ;

з п'ятого –  $G_V = \alpha_V G_o$ ;

для деаератора  $G_\theta = \alpha_\theta G_o$ .

Кількість пари, що проходить через окремі секції турбіни визначають у відповідності з тепловою схемою турбоустановки:

$$G_{c1} = G_o - G_{e\infty} = G_o - 0,01 G_o;$$

$$G_{c2} = G_{c1} - G_I;$$

$$G_{c3} = G_{c2} - G_{II} - G_\theta;$$

$$G_{c4} = G_{c3} = G_{c3};$$

$$G_{c5} = G_{c4} - G_{III};$$

$$G_{c6} = G_{c5} - G_{IV};$$

$$G_{c7} = G_{c6} - G_V;$$

$$G_\kappa = G_{c7}.$$

Годинна витрата свіжої пари на турбіну становить,  $\text{кг}/\text{год}$

$$D_o = 3600 G_o. \quad (2.6)$$



$$d_e = D_o/N_e \quad (2.7)$$

Питома витрата тепла на турбоустановку з регенерацією (витрата , яка віднесена до електричної потужності, кДж/(кВт·год)

$$q_e = d_e(i_o - \bar{t}_{n,g}), \quad (2.8)$$

а без відборів на регенерацію

$$q_e' = \frac{3600}{H_i \eta_{oi} \eta_M \eta_e} (i_o - i_k), \quad (2.9)$$

де  $H_i = i_o - i_2$  – теплоперепад, який використано в турбіні, кДж/кг;  $i_k$  - ентальпія конденсату відпрацьованої пари, кДж/кг.

Економія в витраті тепла при використанні регенерації складає, %

$$E = \frac{q_e - q_e'}{q_e} 100. \quad (2.10)$$

Абсолютний електричний ККД турбінної установки з регенеративним підігрівом живильної води (без врахування витрати тепла на власні потреби)

$$\eta_e = \frac{H_i \eta_M \eta_G}{i_o - \bar{t}_{n,g}} = 3600/q_e. \quad (2.11)$$

Питома витрата палива теплоової електростанції визначається за формулою (кг/(кВт·год))

$$b_e = q_e / (\eta_{k,y} Q_p^h), \quad (2.12)$$

де  $\eta_{k,y} = 0,9...0,92$  – ККД котельного агрегату.

Повний ККД паротурбінної електростанції

$$\eta_{cm} = \eta_e \eta_{k,y} \eta_{mp}, \quad (2.13)$$

де  $\eta_{mp} = 0,97...0,99$  – ККД трубопроводів.

### 3. Теплова схема турбоустановки середньої потужності

На схемі, рис. 3.1, в деаератор направляються каскадно дренажі гріючої пари першого і другого відборів, а третього і четвертого каскадно в п'ятій підігрівач. Деаератор живиться парою другого регенеративного відбору разом з відбором пари на підігрівач П2. Тиск в деаераторі підтримується постійним і регулюється голчастим клапаном в залежності від зміни тиску у відборі.

Основний конденсат з конденсатора турбіни прокачується насосом через охолоджувачі пароструминних ежекторів, потім через підігрівники низького тиску і поступає в деаератор. Конденсат робочої пари ежекторів з охолоджувачів першого, другого і третього ступеню ( при триступеневому ежекторі) відводиться каскадно в конденсатор через U-подібну трубку.

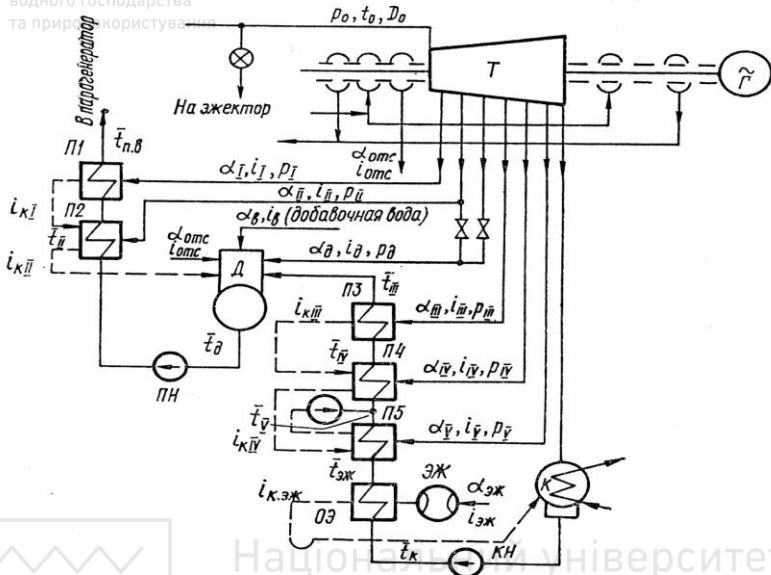


Рис. 3.1. Теплова схема конденсаційної турбоустановки середньої потужності

Живлення робочих ежекторів може здійснюватися як від головної парової магістралі, так і від лінії регенеративного відбору пари високого тиску, де він перед входом в ежектори редуцирується голчастим вентилем звичайно до 6...18 бар в залежності від типу ежектора. Для підтримання вакууму в ежекторі на розрахунковому рівні тиск робочої пари перед ежекторами повинен бути постійним незалежно від можливих понижень тиску в паровому тракті.

В середньому витрата пари на ежектори складає 0,3...1,2 % кількості пари, яка поступає в конденсатор при номінальному навантаженні турбіни

В деаератор потрапляє добавка хімічно очищеної води в кількості 3 % з температурою 100°C і пара після відсмоктування з переднього кінцевого лабіринтового ущільнення турбіни в кількості 0,5 % загальної витрати пари на турбіну.

При зменшенні навантаження нижче 0,85 номінальної деаератор може бути переключений на живлення від другого відбору.

В схему включені охолоджувачі ежекторів, в яких температура конденсату підвищується на 6...8°C. Витрата робочої пари на ежектор приймають рівним 1 % витрати пари на турбіну. Таким чином, загальна добавка до живильної води, яка проходить через підігрівачі високого тиску, складає 4,5%, що враховується в тепловому балансі цих підігрівників.

*Розрахунок теплової схеми.* В конденсаційних турбінах основний конденсат в охолоджувачах ежекторів підвищує свою температуру на 3,5...6,5°C. В теплофікаційних турбінах з регульованим відбором пари в з'язку з невеликим пропуском пари в конденсатор, особливо при високому тепловому навантаженні, конденсат в охолоджувачах ежекторів підвищує свою температуру на 8...10°C.

Побудувавши тепловий процес в  $i-s$  – діаграмі з використанням таблиць для води і водяної пари, за енталпією живильної води після кожного підігрівника визначають тиск і енталпію пари і конденсату кожного відбору. При цьому необхідно враховувати температурний перепад (недогрів) між гріючою парою і живильною водою на виході з підігрівника  $\Delta t = t_h - t_e = 4\dots 7^\circ\text{C}$ .

При розрахунках реальної теплової схеми необхідно враховувати втрати тиску в паропроводах регенеративного відбору від турбіни до підігрівника. Ця втрата залежить від діаметра і довжини паропроводу, наявності засувок, зворотних клапанів і ін. В середньому її належить приймати в межах 5...10 % тиску пари у відборах на виході з турбіни.

Всі отримані розрахункові величини заносять в таблицю 3.1.

Таблиця 3.1. Параметри регенеративного підігріву живильної води

№, п/п	Найменування величин, позначення, одиниці вимірювання	Підігрівники			Деаератор	Конденсатор
		П1	П2	П3		
1	Тиск гріючої пари відбору $p$ , бар					
2	Тиск гріючої пари в підігрівнику $p$ , бар					
3	Температура насичення гріючої пари $t_h$ , °C					
4	Температура води на виході з підігрівника $t$ , °C					
5	Енталпія води на виході з підігрівника $\bar{t}$ , кДж/кг					
6	Енталпія води на вході в підігрівник $\bar{t}$ , кДж/кг					
7	Енталпія граючої пари відбору $i$ , кДж/кг					
8	Енталпія конденсату гріючої пари відбору $i_k$ , кДж/кг					



При складанні таблиці використовують дані з попередньої побудови теплового процесу в  $i-s$  діаграмі і термодинамічні таблиці для води і водяної пари.

Дані табл. 3.1 використовуються при складанні рівнянь теплових балансів для регенеративних підігрівників, з яких визначаються відносні витрати відбираємої (грюочої) пари.

Підвід пари до турбіни перед стопорним клапаном приймаємо за 100 % ( $\alpha = 1$ ).

Для визначення відносних витрат пари регенеративних відборів на підігріві жильної води складаємо рівняння теплового балансу для підігрівників і деаератора.

### Підігрівник П1.

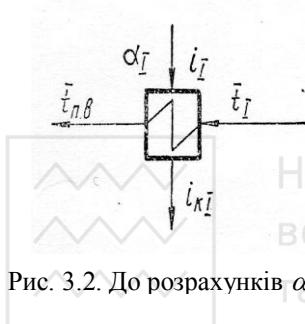


Рис. 3.2. До розрахунків  $\alpha_I$

Рівняння теплового балансу для підігрівника, рис. 3.2

$$\alpha_I(i_I - i_{kI}) = 1,045(\bar{t}_{n,\theta} - \bar{t}_1)k, \quad (3.1)$$

де значення ентальпії, кДж/кг:  $i_I$  - грюочої пари;  $i_{kI}$  - конденсату грюочої пари;  $\bar{t}_1$  - води на вході в підігрівник;  $\bar{t}_{n,\theta}$  - води на виході з підігрівника. Відносна витрата пари

$$\alpha_I = \frac{1,045(\bar{t}_{n,\theta} - \bar{t}_1)k}{\bar{t}_1 - i_{kI}}, \quad (3.2)$$

де  $k = 1,03$  - коефіцієнт, який враховує віддачу тепла в оточуюче середовище.

### Підігрівник П2.

Рівняння теплового балансу для підігрівника, рис.3.3

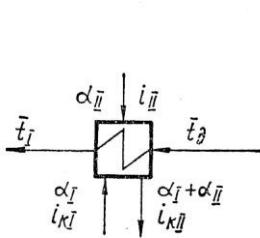


Рис. 3.3 До розрахунку  $\alpha_I$ ;

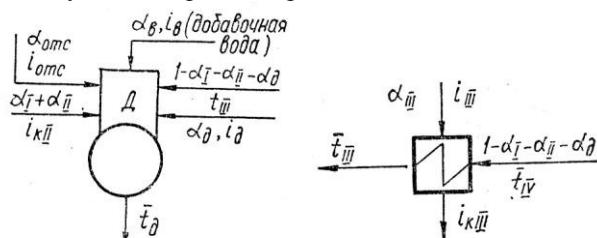


Рис. 3.4. До розрахунку  $\alpha_0$ ;

Рис.3.5. До розрахунку  $\alpha_{III}$

$$\alpha_{II}(i_{II} - i_{k,II}) + \alpha_I(i_I - i_{k,I}) + \alpha_0(i_0 - i_{k,0}) = 1,045 k(\bar{t}_1 - \bar{t}_0), \quad (3.3)$$

Відносна витрата пари



Національний університет

водного господарства та природокористування

$$\alpha_{\Pi} = \frac{1,045k(\bar{t}_1 - \bar{t}_{\delta}) - \alpha_1(i_{\kappa 1} - i_{\kappa \Pi})}{i_{\Pi} - i_{\kappa \Pi}}, \quad (3.4)$$

де  $\alpha_{\delta}$  – відносна витрата пари деаератора.

### Деаератор.

Ентальпію хімічно очищеної додаткової води, яка подається в деаертор, приймаємо  $i_e = 419$  кДж/кг. Наблизено оцінюємо величину теплового перепаду, який переробляється на регульованому ступеню турбіни, в межах  $h_{ok} = 50...200$  кДж/кг відповідно до потужності турбіни і з врахуванням типу регульованого ступеню. Тоді ентальпія пари, що відсмоктується з лабірінтового ущільнення  $i_{edc} = i_o - h_{ok}$ .

Рівняння теплового балансу для деаератора, рис.3.4.

$$\alpha_{edc}i_{edc} + (\alpha_I + \alpha_{\Pi})i_{\kappa \Pi} + \alpha_e i_e + \alpha_{\delta} i_{\delta} + (1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta})\bar{t}_{III} k = 1,045 \bar{t}_{\delta},$$

де  $\bar{t}_{\delta}$  - ентальпія конденсату на виході з деаератора, кДж/кг.

Відносна витрата пари деаератора

$$\alpha_{\delta} = \frac{1,045\bar{t}_{\delta} - \alpha_{edc}i_{edc} - (\alpha_I + \alpha_{\Pi})i_{\kappa \Pi} - \alpha_e i_e - (1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi})k\bar{t}_{III}}{i_o - k\bar{t}_{III}}. \quad (3.5)$$

### Підігрівач П3.

Рівняння теплового балансу для підігрівника, рис 3.5.

$$\alpha_{III}(i_{III} - i_{kIII}) = k(1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta})(\bar{t}_{III} - \bar{t}_{IV}). \quad (3.6)$$

Відносна витрата підігрівника

$$\alpha_{III} = k(1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta})(\bar{t}_{III} - \bar{t}_{IV}) / (i_{III} - i_{kIII}). \quad (3.7)$$

### Підігрівник П4.

Рівняння теплового балансу для підігрівника, рис.3.6, має такий вигляд

$$\alpha_{IV}(i_{IV} - i_{kIV}) + \alpha_{III}(i_{kIII} - i_{kIV}) = k(1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta})(\bar{t}_{IV} - \bar{t}_Y). \quad (3.8)$$

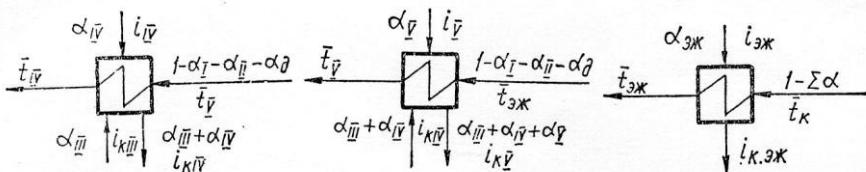


Рис. 3.6. До розрахунку

$$\alpha_{IV}$$

Відносна витрата пари

$$\alpha_{IV} = [k(1 - \alpha_I - \alpha_{\Pi} - \alpha_{\delta})(\bar{t}_{IV} - \bar{t}_Y) - \alpha_{III}(i_{kIII} - i_{kIV})] / (i_{IV} - i_{kIV}), \quad (3.9)$$

### Підігрівник П5.

Рівняння теплового балансу підігрівника, рис. 3.7.



Національний університет

$$\alpha_y(i_y - i_{ky}) + (\alpha_{III} + \alpha_{IY})(i_{kIY} - i_{ky}) = k(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o)(\bar{t}_y - \bar{t}_{ejc}), \quad (3.10)$$

де  $\alpha_{ejc}$  – відносна витрата пари ежектора.

Відносна витрата пари

$$\alpha_y = [k(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o)(\bar{t}_y - \bar{t}_{ejc}) - (\alpha_{III} + \alpha_{IY})(i_{kIY} - i_{ky})] / (i_y - i_{ky}). \quad (3.11)$$

### Охолоджувач ежектора.

Рівняння теплового балансу охолоджувача ежектора

$$\alpha_{ejc}(i_{ejc} - i_{k, ejc}) = k(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o - \alpha_{III} - \alpha_{IY} - \alpha_y)(\bar{t}_{ejc} - \bar{t}_k). \quad (3.12)$$

Відносна витрата пари ежектора

$$\alpha_{ejc} = [k(1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o - \alpha_{III} - \alpha_{IY} - \alpha_y)(\bar{t}_{ejc} - \bar{t}_k)] / (i_{ejc} - i_{k, ejc}). \quad (3.13)$$

Приведена внутрішня робота 1 кг пари, яка вводиться в турбіну, у відповідності з формуллю (2.5a) буде

$$\begin{aligned} \bar{H}_i &= (i_o - i_1) + (1 - \alpha_I)(i_1 - i_{II}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II})(i_{II} - i_o) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o)(i_o - i_{III}) + \\ &+ (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o - \alpha_{III})(i_{III} - i_{IY}) + (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o - \alpha_{III} - \alpha_{IY})(i_{IY} - i_y) + \\ &+ (1 - \alpha_I - \alpha_{II} - \alpha_o - \alpha_{III} - \alpha_{IY} - \alpha_y)(i_y - i_2). \end{aligned} \quad (3.14)$$

Подальший розрахунок виконується за формулами (2.5) – (2.13).

## 4. Вибір живильного насоса.

Подача живильного насоса визначається в залежності від витрати свіжої пари на турбіну  $G_o$

$$Q_{жс,н} = G_o v_o, \quad (4.1)$$

де  $v_o$  – питомий об'єм конденсату деаератора, який визначається за температурою конденсату деаератора.

За вихідними даними і результатами розрахунку регенеративної схеми турбоустановки підбирають, користуючись таблицею Д.7 додатка, відповідний тип і визначають технічні параметри підігрівників високого тиску. Результати зводять в таблицю 4.1.

Для прикладу, прийняті підігрівники високого тиску марки ПР350/230 №1 мають такі додаткові характеристики. Кількість ходів по воді – 3 шт; Кількість спіралей в підігрівнику – 248 шт; Довжина спіралі – 13,2 м; Внутрішній діаметр корпусу -1500 мм; Вага підігрівника, який повністю заповнений водою - 34,9 т.

Тиск живильного насоса в першому наближенні визначається за формулою

$$p_{жс,н} = k_{mp} [p_o + \Sigma \Delta p_{niod} + \Delta p_{комла}] + H_p / (\rho g), \quad (4.2)$$

де  $k_{mp}$  – коефіцієнт, який враховує втрати в з'єднувальних трубопровідних комунікаціях,  $k_{mp} = 1,1 \dots 1,15$ ;  $\Sigma \Delta p_{niod}$  – сумарний гідравлічний опір підігрівників високого тиску,  $\Delta p_{комла}$  – гідравлічний опір котла, в першому наближенні  $\Delta p_{комла} = 20 \dots 40$  ата;  $H_p$  – геодезичний напір, приймається  $H_p = 15 \dots 20$  м.



Таблиця 4.1. – Необхідні параметри і технічні характеристики підігрівників високого тиску

Необхідні параметри			Технічні характеристики (табл. Д.7)		
Найменування параметрів, позначення, одиниці вимірювання	П1	П2	Найменування параметрів, позначення, одиниці вимірювання	П1	П2
Витрата пари на турбіну $D_o$ , т/год	673		Марка підігрівників	ПВ 350/230 №1	ПВ 350/230 №1
			Кількість підігрівників	2	2
			Продуктивність по воді одного підігрівника, т/год	375	375
Тиск по воді (тиск живильного насоса $p_{жс.н}$ , ата)	157	-	Максимальний тиск по воді, ата	230	-
Тиск за парою (тиск відборів) $p_i$ , бар	33	17	Максимальний тиск за парою, ата	36	21
Температура насиченої пари на вході в підігрівник $t_{i_p}$ , °C	237	201	Максимальна температура на вході в підігрівник, °C	375	355
			Гідралічний опір підігрівача $\Delta p_{під}$ , м вод. ст	35,5	35,5

За отриманими параметрами живильного насоса: подачею  $Q_{жс.н}$  і тиском  $p_{жс.н}$ , користуючись даними таблиці Д.9, підбирають живильний насос відповідної марки і вписують його технічні параметри: подачу, тиск, напір, максимальний тиск на вході в насос; допустимий кавітаційний запас, коефіцієнт корисної дії, потужність, масу, габаритні розміри. При 100 % резервуванні приймаємо по два живильних насоси на турбінний блок.

Тип і параметри деаератора підбираємо за таблицею Д.8.

## 5. Розрахунок конденсатора.

### Тепловий розрахунок конденсатора.

Рівняння теплового балансу конденсатора (без врахування втрат тепла в оточуюче середовище)

$$G_k (i_2 - i_k) = W_k c_e \Delta t, \quad (5.1)$$



де  $G_k$  – кількість пари, яка потрапляє в конденсатор, кг/с, (або т/год);  $i_2$  - ентальпія пари, яка поступає в конденсатор, кДж/кг;  $i_k$  – ентальпія конденсату, який відводиться з конденсатора, кДж/кг;  $W_k$  – витрата охолоджуючої води через конденсатор, кг/с, (або т/год);  $c_e$  – питома теплоємність циркуляційної води, кДж/(кг·град);  $\Delta t$  – нагрівання охолоджуючої води в конденсаторі, °С. Ця величина підраховується за формулою

$$\Delta t = t_{2e} - t_{1e}, \quad (5.2)$$

де  $t_{2e}$ ,  $t_{1e}$  – температури охолоджуючої води при вході і виході з конденсатора, °С. В першому наближенні приймають  $\Delta t = 4\dots6$ °С для одноходових конденсаторів при необмежених можливостях джерела водопостачання;  $\Delta t = 7\dots9$ °С для двоходових конденсаторів при помірних джерелах водопостачання;  $\Delta t = 10\dots12$ °С для трьох-, чотирьохходових конденсаторів при обмежених джерелах водопостачання.

Значення  $c_e$  приймають рівним 4,19 кДж/(кг·град)

З формулі (5.1) знаходить витрату охолоджуючої води  $W_k$ .

Кратність охолодження

$$m = W_k/G_o \quad (5.3)$$

Як правило, для одноходових конденсаторів  $m = 80\dots120$ ; для двоходових конденсаторів  $m = 60\dots70$  і для трьох- чотирьохходових –  $m = 40\dots50$ .

Рівняння теплообміну в конденсаторі між парою і охолоджуючою водою через поверхню охолодження і її товщину

$$D_k (i_2 - i_k) = k F_k \Delta t_{cep}, \quad (5.4)$$

де  $D_k$  – кількість пари, що потрапляє в конденсатор, кг/год;  $k$  – коефіцієнт теплопередачі від пари до води, кДж/(м<sup>2</sup>·год·К);  $F_k$  - поверхня охолодження конденсатора з боку пари, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{cep}$  – середня логарифмічна різниця температур за рівнянням

$$\Delta t_{cep} = (t_{2e} - t_{1e}) / \ln \frac{t_n - t_{1e}}{t_n - t_{2e}} = \Delta t / \ln \frac{\Delta t + \delta t}{\delta t}, \quad (5.5)$$

де  $t_n$  – температура пари, яка надходить в конденсатор; її можливо приймати а діаграмою  $i-s$  на лінії насычення ( $x=1$ ) для тиску в конденсаторі  $p_{2k}$  або за таблицями для насыченої водяної пари, К;  $\delta t = t_n - t_{2e}$  - температурний напір на конденсатор.

Відношення  $d_k = D_k / F_k$  називають паровим навантаженням конденсатора. Парове навантаження конденсатора при розрахунковій номінальній витраті пари  $D_k^{nom}$  звичайно приймається  $d_k^{nom} = (40\dots45)$  кг/(м<sup>2</sup>·год)

В результаті досліджень професор Л.Д.Берман отримав формулу для коефіцієнта теплопередачі

$$k = 14600 a \left( \frac{1,1 w_e}{\sqrt[4]{d_1}} \right)^x \left[ 1 - \frac{0,42 \sqrt{a}}{1000} (35 - t_{1e})^2 \right] \Phi_d \Phi_z, \quad (5.6)$$



де  $x = 0,12 a (1 + 1,5 t_{l\theta})$ ;  $a$  – коефіцієнт, який враховує стан поверхні охолодження конденсатора (коефіцієнт частоти конденсатора);  $w_e$  – швидкість охолоджуючої води в трубках, м/с;  $d_l$  – внутрішній діаметр трубки, мм;  $t_{l\theta}$  - температура води, °C;  $\Phi_d$  – коефіцієнт, який враховує парове навантаження конденсатора;  $\Phi_z$  – коефіцієнт, який враховує число ходів води в конденсаторі.

Формула (5.6) придатна для конденсаторів з хорошою щільністю вакуумної системи, з латунними трубками для  $t_{l\theta} \leq 35^\circ\text{C}$  і  $w_e = (0,9 \dots 3,0)$  м/с. Для проточного водопостачання і чистої води приймається  $a = 0,80 \dots 0,85$ ; для обертального водопостачання і достатньої продувки системи або хімічної обробки води  $a = 0,75 \dots 0,80$ ; для забрудненої води при можливому утворенні мінеральних або органічних відкладень  $a = 0,65 \dots 0,75$ .

Для конденсаторів, що проектируються, і парових навантажень, які змінюються в межах від  $(0,9 \dots 0,012 t_{l\theta}) d_k^{\text{ном}}$  до  $d_k^{\text{ном}}$ , завжди коефіцієнт  $\Phi_d = 1$ ; для парових навантажень менше  $(0,9 \dots 0,012 t_{l\theta}) d_k^{\text{ном}}$  величина  $\Phi_d = \delta(2-\delta)$ . В наведених співвідношеннях  $\delta = d_k / [(0,9 \dots 0,012 t_{l\theta}) d_k^{\text{ном}}]$ .

При  $d_2 = 25$  мм значення  $k$  приймається на 3 % нижче величини, яка визначається за графіком рис. 5.1. Значення  $k$ , які визначені за цим графіком, необхідно розглядати як максимально досяжні для чистої поверхні конденсатора.

На рис 5.2. представлений графік для визначення коефіцієнта теплопередачі  $k$  в залежності від  $w_e$ ,  $d_k$  і  $t_{l\theta}$ .

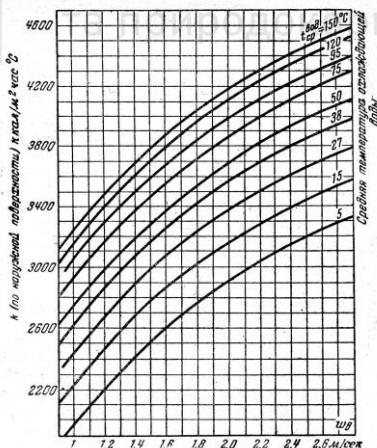


Рис.5.1. Дослідні криві коефіцієнта теплопередачі в конденсаторах турбін для латунних трубок діаметром 19 мм.

Значення  $k_o$  за графіком побудовані при  $t_{l\theta} = 21^\circ\text{C}$  і  $d_k = 40$  кг/(м<sup>2</sup>·год). Для визначення коефіцієнта теплопередачі  $k$  нанесені поправочні коефіцієн-



ти, які враховують вплив  $t_{l^6}$  (крива  $\beta_t$ ) і  $d_k$  (крива  $\beta_d$ ). Коефіцієнт теплопередачі за графіком рис.5.2 визначається за формулою

$$k = \beta_t \beta_d k_o \quad (5.7)$$

Коефіцієнт теплопередачі з урахуванням поправки на забруднення поверхні охолодження  $\beta_3$ , яка приймається 0,85; знаходять так

$$k = \beta_3 \beta_t \beta_d k_o \quad (5.8)$$

При нормальніх умовах коефіцієнт теплопередачі знаходиться в межах 3,0...4,7 кВт/(м<sup>2</sup>·град) і, враховуючи, що 1 кВт= 860 ккал, і 1 КДж = 0,239 ккал, можливо перейти до необхідних одиниць вимірювання.

За трьома способами розрахунку отримують близькі значення  $k$ . Остаточно приймають менше значення  $k$  з урахуванням забруднення поверхонь.

Площа поверхні охолодження конденсатора з формулі (5.4)

$$F_k = D_k(i_2 - i_k)/(k\Delta t_{cep}). \quad (5.9)$$

Уточнюють парове навантаження конденсатора  $d_k = D_k/F_k$ .

#### Основні розміри конденсатора.

Активна довжина трубок конденсатора, яка дорівнює відстані між трубними дошками, визначається за рівнянням

$$L = F_k/(\pi d_2 n_z z), \quad (5.10)$$

де  $n_z$  – кількість трубок в одному ході конденсатора;  $z$  – кількість ходів води конденсатора (в кожному ході  $n_z$  однаково).

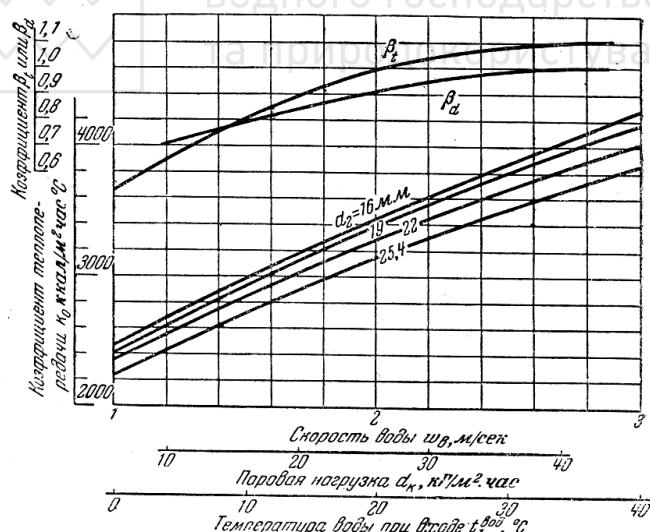


Рис.5.2. Залежність коефіцієнта теплопередачі  $k_o$  від швидкості охолоджуючої води  $w_v$ , її температури при вході  $t_{l^6}$  і парового навантаження  $d_k$  для латунних трубок різних діаметрів  $d_2$  за дослідними даними



Найбільше застосування знаходять трубки з діаметром  $d_2/d_1 = 24/22$  і  $25/23$  мм; іноді застосовують трубки з  $d_2/d_1 = 19/17$  мм. Для сучасних крупних конденсаторів застосовують трубки діаметром  $30/28$  мм, що зменшує довжину конденсатора.

Кількість охолоджуючих трубок в конденсаторі

$$N_z = 4W_k / (\pi d_1^2 w_e), \quad (5.11)$$

де  $W_k$  – витрата охолоджуючої води через конденсатор,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $d_1$  – внутрішній діаметр охолоджуючої трубки, м;  $w_e = 1,5 \dots 2,5 \text{ м}/\text{с}$  – швидкість охолоджуючої води в трубках.

Загальна кількість трубок

$$n_o = n_z z. \quad (5.12)$$

Діаметр трубної дошки або еквівалентний діаметр, якщо дошка не кругла

$$D_{mp} = 1,05 t \sqrt{n_o / \eta_{mp}}, \quad (5.13)$$

де  $t$  – крок між охолоджуючими трубками, мм;  $\eta_{mp}$  – коефіцієнт заповнення трубної дошки, табл.. 5.1.

Таблиця 5.1. – Коефіцієнт заповнення трубної дошки  $\eta_{mp}$

Тип конденсатора	Кількість ходів $z$		
	1	2	3
З роздільним потоком води	0,65...0,72	0,63...0,70	0,60...0,68
З нероздільним потоком води	0,70...0,80	0,68...0,75	0,56...0,72

Крок між трубками при закріпленні трубок вальцовуванням  $t = 1,3d_2$ ; при сальниковому закріпленні трубок діаметром  $19/17$  мм приймають  $t = 28,5 \dots 30$  мм і для трубок діаметром  $24/22$  мм відповідно  $t = 31 \dots 37$  мм.

*Паровий опір конденсатора.*

Паровим опором називають падіння тиску на шляху від входу пароповітряної суміші в конденсатор до місця відсмоктування ежектором. Він залежить від багатьох факторів: парового навантаження конденсатора  $d_k$ ; конструкції трубного пучка конденсатора і способу розбивки трубок у ньому; швидкості пароповітряної суміші в між трубному просторі; гідродинаміки потоку і ін. В конденсаторах різних конструкцій паровий опір змінюється в широких межах. В конденсаторах не регенеративного типу з великим коефіцієнтом заповнення трубної дошки  $\eta_{mp}$  (щільне розташування трубок) паровий опір досягає  $6 \dots 8$  мм рт. ст. і більше, наприклад в турбінних установках з безпідвальним і напівпідвальним розташуванням конденсаторів паровий опір досягає 15 мм рт. ст. В сучасних конденсаторах регенеративного типу турбін великої потужності паровий опір повинен складати не більше 2...3 мм рт.ст.

Величину парового опору (мм рт.ст.) сучасного регенеративного конденсатора рекомендується визначати за наближеною дослідною формулою



$$\Delta p_k = c \left( \frac{D_k \sqrt{v_h}}{L d_2 \sqrt{n_o}} \right)^{2,5}, \quad (5.14)$$

де  $c$  – коефіцієнт, який залежить від конструкції трубного пучка;  $D_k$  - кількість пари, що потрапляє в конденсатор, кг/год;  $v_h$  – питомий об'єм сухої насиченої пари при тиску в конденсаторі  $p_{2k}$ , м<sup>3</sup>/кг.

Коефіцієнт  $c$  приймається за оцінкою в межах  $1,2 \cdot 10^{-4} \dots 1,8 \cdot 10^{-4}$  (менше значення приймається для добре розвинутого перерізу трубного пучка і невеликої кількості рядів трубок по ходу пари).

Тиск пароповітряної суміші, яка відсмоктується з конденсатора, бар

$$p'_{2k} = p_{2k} - \Delta p_k / 750,06. \quad (5.15)$$

### Гіdraulічний опір конденсатора.

Гіdraulічний опір конденсатора (втрати напору води в конденсаторі) – це падіння тиску охолоджуючої води на шляху її від місця потрапляння в конденсатор до зливу в відвідний трубопровід

Гіdraulічний опір конденсатора визначається з відомого рівняння гіdraulіки

$$H_k = z (h_1 + h_2) + h_3, \quad (5.16)$$

де  $h_1$  – опір потоку охолоджуючої води в конденсатних трубках, м вод. ст.;  $h_2$  – опір, який виникає при вході охолоджуючої води в трубки і виході з неї, м вод. ст.;  $h_3$  – опір течії охолоджуючої води в водяних камерах конденсатора, включаючи втрати на вході і виході з цих камер, м вод. ст.;  $z$  – кількість ходів води в конденсаторі.

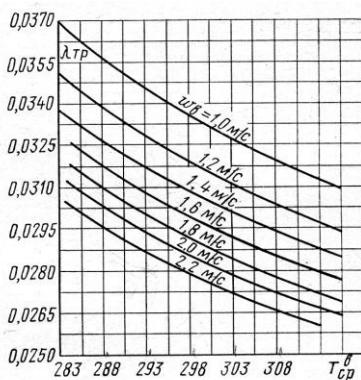


Рис. 5.1. Залежність коефіцієнта внутрішнього тертя  $\lambda_{mp}$  від середньої температури води  $T_{cep}^\theta$  і її швидкості  $w_e$

### Опір $h_1$

$$h_1 = \lambda_{mp} (L/d_i) w_e^2 / (2g), \quad (5.17)$$

де  $\lambda_{mp}$  – безрозмірний коефіцієнт тертя, який залежить від шорсткості трубок і характеру руху води в них. Значення  $\lambda_{mp}$  приймається за даними графіка рис. 5.1.

### Опір $h_2$

$$h_2 = \zeta_l w_2^2 / (2g), \quad (5.18)$$

де  $\zeta_l$  – коефіцієнт, який враховує спосіб закріплення охолоджуючих трубок в трубній дошці, приймається:  $\zeta_l = 1,0$  при розвальцовуванні трубок з обох боків;  $\zeta_l = 1,5$  при сальниковому закріпленні трубок з обох боків;  $\zeta_l = 1,25$  при змішаному закріп-



$$h_3 = w_{e,n}^2 / (2g), \quad (5.19)$$

де  $w_{e,n}$  – швидкість води у вхідному і вихідному патрубку конденсатора (звичайно вони рівні).

Чисельні значення гіdraulічних опорів сучасних конденсаторів  $H_k$  приведені в таблицях Д.14 і Д.15 додатка.

## 6. Конденсаційні насоси.

Конденсаційні насоси слугують для відкачування конденсату від працюючої пари і подачі його через теплообмінники регенеративної системи в деаератори.

Розрахункова продуктивність конденсаційного насоса (при 100 % резерви)

$$Q_k = (1,1...1,2) G_k v_k, \quad (6.1)$$

де  $G_k$  – кількість пари, яка поступає в конденсатор, м<sup>3</sup>/с;  $v_k$  – питомий об'єм конденсату, м<sup>3</sup>/кг. Коефіцієнт 1,1...1,2 враховує кількість конденсату дренажів регенеративної системи, які потрапляють в конденсатор.

Повний напір конденсаційного насоса, м вод. ст.

$$H = H_\Gamma + 1,02 \cdot 10(p_n - p_{2k}) + 1,1 \Sigma h_w, \quad (6.2)$$

де  $H_\Gamma$  – геометрична висота подачі конденсатора, тобто різниця висотних відміток рівня деаератора і конденсатора, м вод. ст., в першому наближенні  $H_\Gamma = 15...20$  м;  $p_n$  – тиск в деаераторі, бар;  $p_{2k}$  – тиск в конденсаторі, бар;  $1,1 \Sigma h_w$  – сума втрат напору в трубопроводах і теплообмінниках, м вод. ст..

В першому наближенні приймаємо втрати напору по (20...25) м вод. ст. на кожен підігрівник низького тиску і втрати напору в трубопровідних комунікаціях 10 % від значення  $\Sigma h_w$ .

Повний напір конденсаційних насосів складає: для турбінних установок середнього тиску від 35 до 60 м вод. ст. і для установок високого тиску 110...160 м вод. ст.

Потужність конденсаційного насоса

$$N_{k,h} = \rho_k g Q_k H / \eta_h, \quad (6.3)$$

де  $\rho_k$  – густина конденсату,  $\rho_k = 1 / v_k$ ;  $\eta_h$  – ККД насоса, в першому наближенні  $\eta_h = 0,8$ .

Потужність електродвигуна з урахуванням можливих перевантажень приймається на 15...20 % більше потужності, яка споживається насосом, тобто  $N_{ob} = (1,15...1,2) N_{k,h}$ .

Таким чином, приймаємо два конденсаційних насоси на одну турбіну (один насос резервний) з наступними необхідними параметрами  $Q_k$ ,  $H$ . Цим параметрам згідно таблиці Д.10 додатка відповідає насос марки з наступними технічними характеристиками:



## 7. Циркуляційні насоси.

Загальна подача циркуляційних насосів теплої електростанції складається із витрат на охолодження конденсаторів, газоохолоджувачів, маслоохолоджувачів і систем охолодження допоміжного обладнання. Розрахункова подача циркуляційного насоса

$$W_n = W_k + W_m + W_e \quad (7.1)$$

де  $W_k$  – витрата охолоджуючої води через конденсатор,  $\text{м}^3/\text{s}$ ;  $W_m$  - витрата води через маслоохолоджувачі,  $\text{м}^3/\text{s}$ ;  $W_e$  – витрата води через охолоджувачі генератора,  $\text{м}^3/\text{s}$ .

Витрата  $W_k$  відома з теплового розрахунку конденсатора. Витрати  $W_m$  і  $W_e$  приймаються в середньому для турбін невеликої потужності 6...15 % від  $W_k$  і для турбін великої потужності з двоходовим конденсатором 3...7 % від  $W_k$ .

Повний напір циркуляційного насоса, м вод. ст.

$$H = H_G + H_k + \Sigma h_{mp} + \Sigma h_{m,c} \quad (7.2)$$

де  $H_G$  – геометричний напір, м вод. ст.;  $H_k$  – гідралічний опір конденсатора, який визначено в розділі 5 за формулою (5.16), м вод. ст.;  $\Sigma h_{mp}$  – втрати напору у всмоктувальному і нагнітальному трубопроводах, м вод. ст.;  $\Sigma h_{m,c}$  – втрати напору на місцеві опори (опір засувок, поворотів, звужень трубопроводів і ін.), м вод. ст.

Розрахункова схема водопостачання і висотна ув'язка її елементів показані на рис. 7.1.

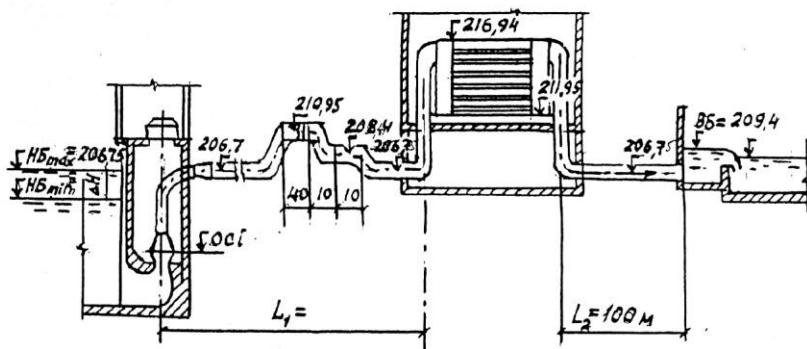


Рис. 7.1. Схема насосної станції технічного водопостачання ТЕС.



При кількості блоків теплоової станції  $Z_o = \dots$  шт, кількості насосів працюючих на один блок  $Z_{no} = \dots$  шт і подачі одного насоса  $Q_h = \text{м}^3/\text{с}$  максимальна подача насосної станції (НС) буде

$$Q_{max} = Q_h Z_{no} Z_o = \dots \text{м}^3/\text{с}. \text{ Максимальна кількість насосів } Z_n = Z_{no} Z_o = \dots \text{ шт.}$$

В блочних системах технічного водопостачання кількість насосів приймають за числом потоків конденсаторної групи [2 с. 243]. Планове компонування насосної станції, наприклад, при  $Z_{no}=2$  шт і  $Z_o=3$  шт наведено на рис. 7.2.

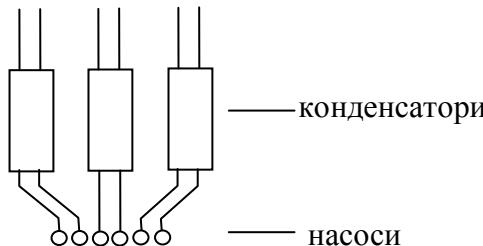


Рис. 7.2. Планове компонування насосної станції.

Графік водоспоживання насосної станції наведено на рис. 7.3. Ординати графіка визначають за залежністю  $Q_i = \xi Q_{max}$ , де  $\xi$  - доля від  $Q_{max}$  графіка водоспоживання згідно завдання. На цьому ж графіку показана наближена кількість працюючих насосів, яка необхідна для покриття графіка. Ця кількість отримана за відношенням  $Z_{hi} \approx Q_i / Q_h$ .

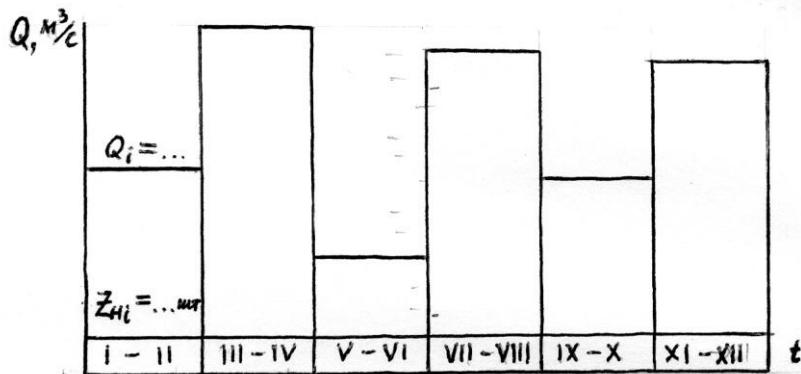


Рис. 7.3. Графік водоспоживання теплоової електростанції

Згідно завдання насосна станція забирає воду з водосховища (або іншого джерела водозабору). Максимальна розрахункова відмітка рівня води в водосховищі становить  $\downarrow H_B_{max1\%} = \dots \text{м}$ , а мінімальна  $\downarrow H_B_{min90\%} = \downarrow H_B_{max1\%} - \Delta H = \dots \text{м}$ , де  $\Delta H$  – коливання рівнів води в водосховищі згідно завдання.

Графік зміни рівнів води в водосховищі 50% забезпеченості наведено на рис. 7.4.

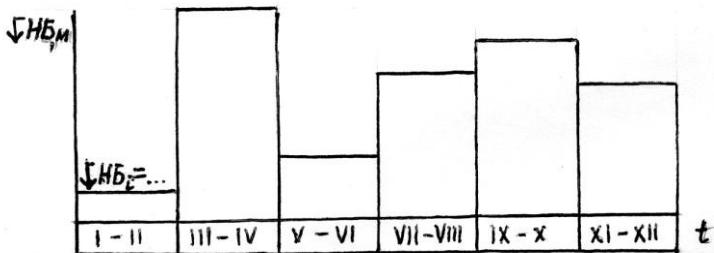


Рис 7.4. Графік зміни рівнів води в водосховищі 50% забезпеченості

Довжина напірного трубопроводу від насосної станції до конденсатора становить  $L_1 = \dots \text{м}$ , а від конденсатора до відвідного каналу  $L_2 = \dots \text{м}$ . Загальна довжина трубопроводу  $L = L_1 + L_2 = \dots \text{м}$ .

Циркуляційні насосні станції технічного водопостачання ТЕС, як відповідальні споруди енергетичного комплексу відносять до першої категорії надійності подачі води, а споруди насосної станції до першого класу капітальності.

## 7.1 Визначення геодезичних висот підйому води насосної станції

Середньозважену висоту підйому води (середньозважений геометричний напір) насосної станції знаходять за залежністю [9, с. 69]

$$H_{G,sp} = \frac{\sum Q_i H_{G,i}}{\sum Q_i t_i}, \quad (7.3)$$

де  $Q_i$  і  $H_{G,i}$  – подача і геодезична висота підйому НС за періоди роботи  $t_i$ , які приймають за графіком водоспоживання і відмітках води в верхньому  $\downarrow B_B$  і нижньому  $\downarrow H_B$  б'єфах, причому

$$H_{G,i} = \downarrow B_B - \downarrow H_B. \quad (7.4)$$

Розрахунок проводять у вигляді таблиці 7.1



Таблиця 7.1. – Визначення середньозваженої геодезичної висоти підйому води

Періоди роботи НС	Кількість діб в періоді $t_i$	Подача НС $Q_i$ , $\text{м}^3/\text{с}$	Відмітки рівнів води, м		Геодезична висота підйому $H_{ti}$ , м	$Q_i H_{ti}$	$Q_i t_i$
			Верхній б'єф	Нижній б'єф			
I-II							
III-IV							
V-VI							
VII-VIII							
IX-X							
XI-XII							

З таблиці 7.1 знаходять мінімальний геометричний напір  $H_{\min} = \dots \text{м}$  і максимальний геометричний напір  $H_{\max} = \dots \text{м}$ .

## 7.2. Визначення економічно найвигіднішого діаметру напірного трубопроводу $d_{en}$

Для визначення оптимального діаметра напірного трубопроводу необхідно знати середньо-кубічну витрату трубопроводу  $q_{pt}$  [18, с. 257; 29; 43]. Ця витрата визначається кількістю енергії, яка споживається при підніманні води. Оскільки у всіх розглядуваних при цьому варіантах трубопроводів значення геодезичної висоти підйому буде одним і тим же, то порівнювати можливо тільки енергію  $E_t$ , яка витрачається на втрати напору в трубопроводі. В загальному вигляді

$$E_t = \int_{t=0}^T (\rho g Q h_t / 1000 \eta_{hy}) dt = (\rho g S / 1000 \eta_{hy}) \int_{t=0}^T Q^3 dt = (9.81 A / \eta_{hy}) \int_{t=0}^T Q^3 dt. \quad (7.5)$$

де  $T$  – тривалість роботи трубопроводу на протязі року, год;  $\rho$  – густина води,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;  $Q$  – витрати води в трубопроводі,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $h_t$  – втрати напору в трубопроводі, м,  $h_t = SQ^2$ ;  $\eta_{hy}$  – ККД насосної установки. Вважаючи, що оптимізаційні розрахунки виконуються для 1 п м трубопроводу, можливо величину  $S$  прийняти рівним питомому опору  $A$  для даного трубопроводу.

Позначив  $q_{pt}^3 = \int_{t=0}^T Q^3 dt / T$ , формулу (1) можливо записати в спрощеному вигляді

$$E_t = (9.81 A / \eta_{hy}) q_{pt}^3 T, \quad (7.6)$$

де  $q_{pt}$  – середньо-кубічна витрата трубопроводу,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Звичайно графіки водоподачі мають ступінчастий вигляд, тому формула для визначення  $q_{pt}$  приймає такий вигляд



$$q_{\text{пр}} = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^k Q_i^3 t_i / T}, \quad (7.7)$$

де  $k$  – число періодів графіка;  $i$  – порядковий номер графіка водоподачі;  $Q_i$  – расход води для  $i$  – того періоду,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;  $t_i$  – тривалість  $i$ -того періоду, діб.

Необхідно наголосити, що в більшості випадків графік водоподачі не зовсім точно відповідає графіку водоспоживання. В окремі періоди подача води насосами дещо більша або дещо менша водоспоживання, проте об'єм води, який подається за весь зрошувальний період, дорівнює об'єму водоспоживання згідно з графіком.

Значення  $q_{\text{пр}}$  залежить від графіка водоподачі, числа ниток напірного трубопроводу  $n$ , насосів і схеми з'єднання. Тому в формулах при розрахунках доцільно виразити витрату води в трубопроводі через середню подачу одного насоса  $Q_n$ , причому  $Q_n = Q_{\max} / z_{n \max}$ , де  $Q_{\max}$  – максимальна ордината графіка водоспоживання;  $z_{n \max}$  – максимальна кількість основних насосів.

При подачі води в індивідуальні трубопроводи, при кількості ниток  $n$ , ступінчастому графіку водоподачі і кількості періодів  $k$ , формула (3) приймає вигляд

$$q_{\text{пр}} = Q_n \sqrt[3]{(\sum_{i=1}^k a_i t_i) / n T}, \quad (7.8)$$

де  $a_i$  – кількість насосів, які працюють в  $i$  – тому періоді.

При неповному включенні в роботу насосів на трубопроводі

$$q_{\text{пр}} = Q_n \sqrt[3]{[\sum_{i=1}^k (\sum_{j=1}^n a_{ij}^3) t_i] / n T}, \quad (7.9)$$

де  $a_{ij}$  – кількість насосів, які працюють в  $i$  – тому періоду на  $j$  – тий трубопровід.

Необхідно зазначити, що при виводі формул було прийнято що всі трубопроводи одного і того ж діаметра і довжини, характеристики насоса ідентичні, а ординати графіка водоподачі відрізняються на значення, які кратні  $Q_n$ .

Для полегшення розрахунків за наведеними формулами надаємо їм спрощеного вигляду

$$q_{\text{пр}} = Q_n \sqrt[3]{(\sum_{i=1}^k \beta_i t_i) / n T}, \quad (7.10)$$

де  $\beta_i$  – коефіцієнт, який залежить від схеми з'єднання насосів з трубопроводами, кількості насосів, які працюють в  $i$ -тому періоді, і приймаються відповідно таблиці 7.2.

Таблиця 7.2. Значення коефіцієнта  $\beta_i$  для визначення середньо-кубічної витрати трубопроводу за формулою (7.10)

Схема з'єднання насосів і трубопроводів	Значення коефіцієнтів $\beta_i$ при покритті кожного ступеня графіка водоспоживання вказаної кількістю насосів								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	1	2							
	1	2	3						
	1	8							
	1	2	9	16					
	1	2	3	10	17	24			
	1	8	27						
	1	2	9	16	35	54			
	0,25	2	5,75						
	0,25	0,5	2,25	4	8,75	13,5			
	0,25	2	6,75	16	31,25				
	0,25	2	6,75	16	31,25	54	85,75		
	1	2	3	4	11	18	25	32	
	1	2	3	10	17	24	53	62	81

Економічну ефективність при реалізації проектів насосних станцій в умовах ринкової економіки визначають з урахуванням фінансових потоків на основі комплексу показників, які встановлюють залежно



від стадії проекту та мети оцінки [31, с.70; 35, с. 90; 40, с. 9;]. Основним серед них є чистий дисконтований дохід (**Чдд**), який обчислюють за формулою

$$\text{Чдд} = \sum_{t=0}^T \frac{P_t}{(1+d)^t}, \quad (7.11)$$

де  $t$  – роки реалізації проекту ( $t = 0 \dots T$ );  $d$  – норма прибутку або коефіцієнт дисконтування;  $P_t$  – чистий грошовий потік у  $t$ -тому періоді (році), який є різницею між сумою притоків (прибутків)  $\Pi_t$  і відтоків (затрат)  $B_t$ , що включають необхідні для реалізації проекту капітальні і поточні затрати. Нульове значення чистого дисконтованого доходу показує, що надходжень від іноваційного проекту достатньо, щоб відновити вкладений капітал (кошти) і забезпечити мінімально необхідний рівень дохідності від його вкладання. Якщо чиста нинішня вартість проекту позитивна, то він придатний для реалізації. Чим вища величина **Чдд**, тим кращим є технічне рішення даного проекту [31-41].

У техніко-економічних розрахунків системи подачі води необхідно розглядати як єдиний технологічний комплекс: насосна станція – водоводи. Це зв'язано з необхідністю враховувати змінну складову експлуатаційних витрат – вартість електроенергії на підняття і транспортування води. Тому в розрахунках водоподачі капітальні і поточні затрати повинні включати: будівельну вартість (капітальні затрати)  $K_t$  та витрати, що є складовими тарифу на воду  $C_{mt}$ : амортизаційні відрахування  $B_{at}$ , вортість електроенергії на підняття та транспортування води  $B_{el,t}$ , витрати на заробітну плату  $B_{zp,t}$  та інші відрахування  $B_{in,t}$ .

$$\Pi_t = \Pi_t - B_t = \Pi_t - K_t - B_{at} - B_{el,t} - B_{zp,t} - B_{in,t}. \quad (7.12)$$

Тоді

$$\text{Чдд} = \sum_{t=0}^T \frac{\Pi_t - K_t - B_{at} - B_{el,t} - B_{zp,t} - B_{in,t}}{(1+d)^t} = \Pi_h - B_h, \quad (7.13)$$

де  $\Pi_h$  і  $B_h$  – дисконтовані величини прибутку і сумарних витрат на початок реалізації проекту, тобто при  $t = 0$ .

Величина дисконтованого прибутку визначається за формулою

$$\Pi_h = \sum_{t=0}^T \frac{\Pi_t}{(1+d)^t} = \sum_{t=0}^T \frac{W_{pt} C_{mt}}{(1+d)^t}, \quad (7.14)$$

де  $W_{pt}$  – реалізація кількості води за  $t$ -й рік;  $C_{mt}$  – тариф на воду в  $t$ -тому році, грн/ $m^3$ .

Дисконтовані сумарні затрати

$$B_h = \sum_{t=0}^T \frac{K_t + B_{at} + B_{el,t} + B_{zp,t} + B_{in,t}}{(1+d)^t}. \quad (7.15)$$



Величина  $\text{Чд}$  згідно формули (9) буде найбільшою при мінімумі  $B_n$ . При цьому значення прибутків  $P_n$  за формулою (10) повинні бути однаковими при різних величинах діаметрів напірних трубопроводів насосної станції. Це означає, що економічно вигідні (оптимальні) діаметри труб водоводів будуть відповідати мінімуму функцій мети  $B_n$  для пошукового аргументу  $D_{ek}$  за умови врахування тільки тих затрат, які залежать від діаметру труб, а саме

$$B_n = \sum_{t=0}^T \frac{K_t}{(1+d)^t} + \sum_{t=0}^T \frac{B_{at} + B_{et}}{(1+d)^t} = \min. \quad (7.16)$$

Якщо капіталовкладення здійснюються тільки на протязі першого року інвестиційного проекту ( $t=0$ ), то формула (12) набуває такого вигляду

$$B_n = K_t + \sum_{t=0}^T \frac{B_{at} + B_{et}}{(1+d)^t} = \min, \quad (7.17)$$

що відповідає рекомендаціям [32].

При виконанні розрахунків на 1 пм трубопроводу капіталовкладення будуть відповідати вартості укладання 1 пм труби  $K$ , а втрати напору  $h_w = Aq_{pm}^2$ . Приймаємо наступний вигляд апроксимуючих залежностей для  $K$  і  $A$  від діаметру трубопроводу  $D$ .

$$K = C_D D^\alpha, \quad (7.18)$$

$$A = B/D^\varepsilon = BD^{-\varepsilon}. \quad (7.19)$$

Параметри цих залежностей отримані в результаті апроксимації даних відповідних сайтів і таблиць [30] і представлений в таблиці 7.3.

Таблиця 7.3. Параметри залежностей (14) і (15)

Параметри залежності для визначення вартості труб			Параметри коефіцієнта втрат напору $A$ , $\text{c}^2/\text{м}^5$			
Тип труб	$C_D$ , грн/пм	$\alpha$	Джерело – прайси сайтів:	$B$	$\varepsilon$	Джерело- таблиці [30]
		-		-	-	
Сталеві: при товщині стінок $\delta=10$ мм $\delta=20$ мм $\delta=30$ мм $\delta=40$ мм	3185 6370 9555 12740	1 1 1 1	http://ki-ev.zakupka.com	0,001735	5,3	c.6, ф-ла (8)
з/бетонні: II гр., р=15 ат III гр., р=10 ат	1636 1480	1,53 1,46	www.ukfreewell.com.ua	0,001732	5,19	c.17, ф-ла (25)

<input checked="" type="checkbox"/> а/цементні: господарства BT-6, р=6 ат BT-9, р=9 ат	3294,5 4447,1	1,67 1,76	www.ukfree well/com.ua	0,001212	5,19	c. 14, ф-ла (19)
Поліетиленові: ПЕ-80, р=0,40 МПа р=0,63 МПа ПЕ-100, р=0,63 МПа р=1,00 МПа р=1,60 МПа	3294,4 5219,0 4447 5219 8594	2,0 1,945 2,07 1,945 1,98	www.polyplastic.ua	0,00111	5,23	c. 19, ф-ла (30)
Чавунні	5219	1,945	<a href="http://dskb.uib.ua">http://dskb.uib.ua</a>	0,001735	5,3	c. 6, ф-ла (8)

Вважаючи щорічні затрати ( $Ba_t + Vel_t$ ) постійними, для спрощення виразу (7.17) вводимо позначення і знаходимо суму членів цього виразу як суму геометричної прогресії [42, с. 160].

$$S_n = \sum_{t=0}^T \frac{1}{(1+d)^t} = \frac{1 - \left(\frac{1}{1+d}\right)^T}{1 - \frac{1}{1+d}}. \quad (7.20)$$

З урахуванням прийнятих позначень складові цільової функції приймають такий вигляд

$$K_t = K = C_D D^\alpha, \quad (7.21)$$

$$Ba_t = bK = b C_D D^\alpha S_n, \quad (7.22)$$

$$Vel_t = (a_{el} \frac{24gB q_{opt}^3 T_{nc}}{\eta}) S_n D^{-\varepsilon}, \quad (7.23)$$

де  $b$  – доля капіталовкладень для відрахування на амортизацію,  $\eta$  – коефіцієнт корисної (ККД) насосної установки;  $T_{nc}$  – тривалість роботи насосної станції (зрошувальний період), діб;  $a_{el}$  – тариф на електроенергію. Національна комісія, яка здійснює державне регулювання в сфері енергетики України (НКРЕ) збільшила тарифи на електроенергію з березня 2013 року до  $a_{el} = 0,9924$  грн/(кВт·год); <http://finmonitor.com.ua/>

При зазначених припущеннях цільова функція згідно формули (7.17) набуває наступного вигляду

$$B_n = C_D D^\alpha + b C_D S_n D^\alpha + a_{el} \frac{24gB q_{opt}^3 T_{nc}}{\eta} S_n D^{-\varepsilon} \quad (7.24)$$

або

$$B_n = (1 + b S_n) C_D D^\alpha + a_{el} \frac{24gB q_{opt}^3 T_{nc}}{\eta} S_n D^{-\varepsilon}. \quad (7.25)$$



Визначимо мінімум цільової функції (екстремум), який відповідає оптимальному діаметру трубопроводу (економічно-найвигіднішому)  $D_{en}$ . Для цього візьмемо похідну від цільової функції, прирівнямо її нулю і вирішимо отримане рівняння відносно діаметра трубопроводу  $D$ , м.

$$\frac{dS_n}{dD} = (1 + b S_n) C_D \cdot \alpha D^{\alpha-1} + a_{el} \frac{24gB q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{\eta} \cdot S_n (-\varepsilon) D^{-\varepsilon-1} = 0. \quad (7.26)$$

Звідси

$$D_{en} = \left( \frac{24\pi a_{el} g B q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta\alpha C_D} \right)^{\frac{1}{\varepsilon+\alpha}}. \quad (7.27)$$

Якщо в цю загальну формулу підставити дані з таблиці 2 і  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>, то отримаємо спрощені формули для кожного типу труб:

– Сталеві труби

$$D_{en} = \left( \frac{2,165 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 318,5 \sigma} \right)^{0,159}. \quad (7.27)$$

– Залізобетонні труби:

$$\text{II групи, } p=15 \text{ ат.} \quad D_{en} = \left( \frac{2,116 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 2503} \right)^{0,149}. \quad (7.29)$$

$$\text{III групи, } p=10 \text{ ат.} \quad D_{en} = \left( \frac{2,116 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 2160} \right)^{0,149}. \quad (7.30)$$

– Азбестоцементні труби:

$$\text{BT-6, } p=6 \text{ ат} \quad D_{en} = \left( \frac{1,481 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 5502} \right)^{0,146}. \quad (7.31)$$

$$\text{BT-9, } p=9 \text{ ат} \quad D_{en} = \left( \frac{1,481 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 7827} \right)^{0,144}. \quad (7.32)$$

– Поліетиленові труби:

$$\text{ПЕ-80, } p=0,4 \text{ МПа} \quad D_{en} = \left( \frac{1,365 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 6589} \right)^{0,138}. \quad (7.33)$$

$$\text{ПЕ-80, } p=0,63 \text{ МПа} \quad D_{en} = \left( \frac{1,365 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 10151} \right)^{0,139}. \quad (7.34)$$

$$\text{ПЕ-100, } p=0,63 \text{ МПа} \quad D_{en} = \left( \frac{1,365 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 9205} \right)^{0,137}. \quad (7.35)$$

$$\text{ПЕ-100, } p=1,0 \text{ МПа} \quad D_{en} = \left( \frac{1,365 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 10151} \right)^{0,139}. \quad (7.36)$$

$$\text{ПЕ-100, } p=1,6 \text{ МПа} \quad D_{en} = \left( \frac{1,365 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 17016} \right)^{0,139}. \quad (7.37)$$

– Чавунні труби

$$D_{en} = \left( \frac{2,165 a_{el} q_{pr}^3 T_{hc} S_n}{(1+bS_n)\eta 10151} \right)^{0,138}. \quad (7.38)$$

Наведені формули дозволяють легко знаходити економічно найвигідніші (оптимальні) діаметри трубопроводів насосних станцій і аналізувати вплив різних параметрів на їх значення.



### 7.3. Визначення розрахункових напорів НС

В системах охолодження конденсаторів ТЕС і АЕС в процесі їх функціонування мають місце три розрахункових напори:

1) напір в усталеному режимі при зарядженному конденсаторі називається робочим  $H_p$

2) мінімальний пусковий напір – напір, з яким насос працює при заповненні системи;

3) максимальний пусковий напір – найбільший напір, що виникає в період пуску насосної установки в роботу

В блочних схемах з'єднання насосів і конденсаторів трубопроводи і місцеві опори включаються послідовно і характеристика  $Q-H$  системи однозначно апроксимується виразом [3, с. 244]

$$H_p = H_I + h_{600} + ALQ_{mp}^2 + \sum \zeta_{n.mp} \frac{Q_{mp}}{(\omega_{mp}^2 2g)} + S_{kon} Q_{mp}^2 = H_I + S_{cucm} Q_{mp}^2, \quad (7.39)$$

де  $h_{600}$  – втрати напору в водозабірних спорудах, у першому наближенні приймаються  $h_{600} = 1,5$  м;  $Q_{mp}$  – витрата трубопроводу (для блочної схеми  $Q_{mp} = Q_n$ ),  $\text{м}^3/\text{s}$ ;  $\sum \zeta_{n.mp}$  – сума місцевих опорів напірного трубопроводу (без опору конденсатора);  $S_{kon}$  – питомий опір конденсатора ( $S_{kon} = h_{kon}/Q_{mp}^2$ ),  $\text{с}^2/\text{м}^5$ ;  $S_{cucm}$  – питомий опір системи трубопроводів,  $\text{с}^2/\text{м}^5$ . Причому  $h_{kon} = H_k$  (див. формулу 5.16), м вод. ст..

$$S_{cucm} = h_{kon}/Q_{mp}^2 + AL + \sum \zeta_{n.mp}/(\omega_{mp}^2 2g) + S_{kon}; \quad (7.40)$$

Коефіцієнти місцевих гідравлічних опорів знаходять з використанням даних таблиці Д.3, додатку і рекомендацій [8] з урахуванням впливу близько розташованих опорів. Приймають довжину впливу  $l_{\text{вл}} = 12d_{mp}$ . При відстані між опорами  $l > l_{\text{вл}}$  опори розраховують як одиночні. Як правило, коефіцієнти опору відносяться до перерізів трубопроводу за опором. Для колінчастих поворотів (відводів) необхідно приймати відношення  $R/d_{mp} = 1,5$ ; де  $R$  – радіус повороту по осі трубопроводу.

Згідно рис 7.1 на напірному трубопроводі розташовані такі місцеві опори:

- 1) дифузор (розширення після напірного патрубка насоса з кутом  $8^\circ$  від діаметра напірного патрубка насоса  $d_{nn}$  до діаметра трубопроводу  $d_{mp}$ ;
- 2) два коліні з поворотом  $45^\circ$  в плані (див. рис. 0.2);



- 3) один Z-подібний відвід. Для таких відводів з кутом 45° при відношенні відстані між осями труб до діаметра труби  $l/d_{mp}=2$  і  $R/d_{mp}=1,5$  згідно [8, с.43]  $\zeta=0,25$ ;
- 4) чотири коліна (відводи) розташовані зигзагоподібно при відстані між ними  $l_1=1$  м, тобто при  $l_1/d_{mp}\approx 2$ , згідно з [8, с. 50] коефіцієнт опору  $\zeta_{zi}=1,3$ .
- 5) ще два поодиноких коліна з поворотом 90° на вході і виході з конденсатора, для кожного приймаємо коефіцієнт опору  $\zeta_90$  згідно рекомендацій таблиці Д.3.
- 6) вихід з трубопроводу,  $\zeta_{vix}=1$ .

Таким чином, загальний опір напірного трубопроводу становить

$$\Sigma \zeta_{n.mp} = \zeta_0 + 2\zeta_{45} + \zeta_z + \zeta_{zi} + 2\zeta_{90} + \zeta_{vix}. \quad (7.41)$$

Знаходять  $S_{cistm}$  за формулою (3.2) і  $H_p$  за формулою

$$H_p = H_{\Gamma.cs} + S_{cistm} Q_{mp}^2. \quad (7.42)$$

При виборі насосів необхідно розглядати технічну можливість їх роботи при екстремальних значеннях напору. В блочних схемах мінімальний напір виникає при чистому конденсаторі і максимальному рівні нижнього б'єфу, максимальний напір - при забрудненому конденсаторі і мінімальному рівні нижнього б'єфа:

$$H_{pmin} = H_{\Gamma min} + S_{mpmin} Q_{mp}^2 \quad (7.43)$$

$$H_{pmax} = H_{\Gamma max} + S_{mpmax} Q_{mp}^2 \quad (7.44)$$

Приймають  $S_{mpmin}=S_{cistm}$ .

При забрудненні конденсатора його опір збільшується в 1,3...1,5 рази, тоді  $S_{mpmax}=S_{cistm}-S_{kon}+1,5$   $S_{kon}=S_{cistm}+0,5 S_{kon}$ .

За наведеними формулами визначають коефіцієнти опорів трубопроводу і розрахункові напори  $H_{pmin}$  і  $H_{pmax}$ .

При неусталених режимах, які відповідають пускам насосів і заповненню конденсатора, він працює як незаряджений, тому вода подається на відмітку верха конденсатора і геометричний напір буде

$$H_{\Gamma_{пуск}} = H_{\Gamma max} + \Delta H, \quad (7.45)$$

де  $\Delta H$ - різниця між відміткою верха конденсатора і  $\downarrow ВБ$ . Використовуючи схему рис. 0,1, знаходить значення  $H_{\Gamma_{пуск}}$ . Напір насоса при пусках

$$H_{p_{пуск}} = H_{\Gamma_{пуск}} + S_{mpmin} (L_1 / L) Q_{mp}^2 \quad (7.46)$$

Цей напір має найбільше чисельне значення і повинен забезпечуватися насосом хоча б при знижених значеннях ККД.

## 7.4. Вибір гідромеханічного обладнання



Виходячи з отриманих необхідних параметрів насоса вибирають наваріант обладнання з такою умовою, щоб характеристики трубопроводу перетинали робочу зону насоса. Для цього, користуючись зведенним графіком областей використання осьових насосів, рис Д.2 , [5, с.194;6, с. 6; 9-11], вибирають відповідні марки насосів за значеннями параметрів  $Q_n$  і  $H_p$ , а потім перевіряють їх за значеннями екстремальних напорів. Іноді конкуруючим варіантом може бути діагональний насос типу ДПВ.

### 7.5. Аналіз режимів роботи насосів

Універсалні характеристики осьових і діагональних насосів знаходять за матеріалами додатку або з літератури [1, 3, 4, 6, 10,11]. На ксерокопіях універсалних характеристик вибраних насосів будують характеристики напірних трубопроводів. Координати останніх розраховують у вигляді таблиці 7.4

Таблиця 7.4. – Координати характеристик напірного трубопроводу

$Q_{max}$ м <sup>3</sup> /с					
$H = H_{Г,св} + S_{cум} Q_{mp}^2$ , м					
$H = H_{Гmin} + S_{mpmin} Q_{mp}^2$ , м					
$H = H_{Гmax} + S_{mpmax} Q_{mp}^2$ , м					

Для зменшення витрат електроенергії в системах технічного водопостачання ТЕС необхідно намагатися знизити напір циркуляційної системи. Для цього по можливості необхідно знижувати рівень води у відвідному каналі. При необхідності допустимо збільшувати вакуум у конденсаторі до 8,5 м; забезпечивши при цьому видалення повітря з місць його скупчення. При різниці відміток верхньої частини конденсатора і рівня води у відвідному каналі  $H_{вк}$  більшою ніж 7 м облаштовують сифонні колодязі з індивідуальними переливними стінками.

Це дозволяє більш точно підтримувати допустимий найбільший вакуум в конденсаторі шляхом зміни кількості встановлених шандор.

Для зниження затрат на експлуатацію НС перевагу необхідно віддавати насосним агрегатам, які мають більший ККД. Для обраного насоса розрахунки виконують в табличній формі, таблиця 7.5.

Таблиця 7.5. – Аналіз режимів роботи насоса.....,  $n=....$  об/хв

Періоди роботи НС	Тривалість періоду $t_b$ , діб	Кількість працюючих насосів $Z_{нп}$ , шт	Витрата водоспоживання $Q_b$ , м <sup>3</sup> /с	Геометричний напір $H_b$ , м	Різниця геометричних напорів $\Delta H_{Гb}$ , м

I-II	водого господарства				
III-IV	та природокористування				
У-УІ					
УІІ-УІІІ					
ІХ-Х					
XI-XII					

Продовження таблиці 7.5.

Періоди роботи НС	Кут розвороту лопатей РК $\theta$ , град	Фактичні			ККД $\eta$ , %	$t_i Q_i t_i H_i$	$t_i Q_i H_i$	$\Delta h_{don}$ , м	$N = 9.81 Q_i H_i / \eta_{Bm}$
		По-дача насоса $Q_{ai}$ , м <sup>3</sup> /с	Напір $H_i$ , м	Подача насосної станції $Q_b$ , м <sup>3</sup> /с					
I-II									
III-IV									
У-УІ									
УІІ-УІІІ									
ІХ-Х									
XI-XII									
					$\Sigma =$		$\Sigma =$		

## 7.6. Вибір розрахункових екстремальних режимів роботи насоса і його висотного положення

Для обраного насоса з таблиці 7.5 визначають найгірший режим роботи з точки зору розвитку кавітаційних явищ, якому відповідає режим з найбільшим значенням потрібного кавітаційного запасу – позначимо його  $\Delta h_{don,m} = \dots \text{м}$  і режим з найбільшою необхідною потужністю двигуна насоса  $N_m = \dots \text{kВт}$ .

Уточнюють втрати напору у водозабірних спорудах, які обладнуються, як правило, грубими решітками і обертельними сітками з лобовим або боковим підведенням води [3, розд. 3.3; 8 с. 7, 20].

Щоб знайти глибину води на вході у всмоктувальну трубу, визначають в першому наближенні відмітку осі насоса за формулами [3, с. 127; 8, с. 29]

$$\downarrow \text{oci} = \downarrow H_B \min + H_{GB,don}; \quad (7.47)$$

$$H_{GB,don} = H_{\delta,m} - H_n - \Delta h_{don} - h_{eo}; \quad (7.49)$$

де  $H_{GB,don}$  – допустима геометрична висота всмоктування, м;

$H_{\delta,m} = (p_{\delta}/\rho g)$  – параметр, який враховує абсолютний мінімальний барометричний (атмосферний) тиск, м;

$H_{n,p} = p_{nac}/\rho g$  – параметр, який враховує тиск пароутворення при максимально можливій температурі в сітчастій камері, м; (див. табл. 7.7);

 $p_{\text{нас}}$  – тиск насиченої водяної пари; $\rho$  - густина рідини, для води  $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

Таблиця 7.6. – Значення параметра  $H_{\delta, \text{м}}$  в залежності від висоти над рівнем моря

Висота над рівнем моря, м	0	500	1000	1500	2000
$H_{\delta, \text{м}} = (p_{\delta}/\rho g)$	9,97	9,41	8,86	8,34	7,85

Таблиця 7.7 Значення параметра  $H_n$  при різній температурі води

$t^{\circ}\text{C}$	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45
$H_{n,p} = p_{\text{нас}}/\rho g$ , м	0,062	0,089	0,125	0,174	0,238	0,323	0,432	0,575	0,752	0,995

В першому наближенні приймаємо втрати напору в водозабірних спорудах  $h_{\text{вод}} = 1,0 \dots 1,5 \text{ м}$ .

У другому наближенні уточнюють втрати напору у водозабірних спорудах. Відносні розміри всмоктувальної колінчастої труби наведені на рис. 7.6, [3, с. 32; 9, с. 178].

Приймаємо звужену у плані всмоктувальну трубу, для якої при діаметрі робочого колеса прийнятого насоса  $D = D_{pk} = \dots \text{м}$ :

Висота труби (від осі насоса до порога водоприймача)

$h_{\text{ем}} = 2,28 D = \dots \text{м}$ ; довжина труби  $l_{\text{ем}} = 4,3 D = \dots \text{м}$

ширина на вході в трубу  $b_{\text{ем}} = 2,5 D = \dots \text{м}$

Відмітка порога водозaborу  $\downarrow ВП = \downarrow \text{осі} - h_{\text{ем}}$ ;

Глибина води в аванкамері (перед сітковою камерою)

$H_{ab} = \downarrow H_{Бmin90\%} - \downarrow PB$ ;

Втрати напору на водозабірних спорудах знаходимо за формулою [2, с. 30]

$$\Sigma h_w = \zeta \frac{V_{c,k}^2}{2g} + h_p + h_{o,c} \quad (7.50)$$

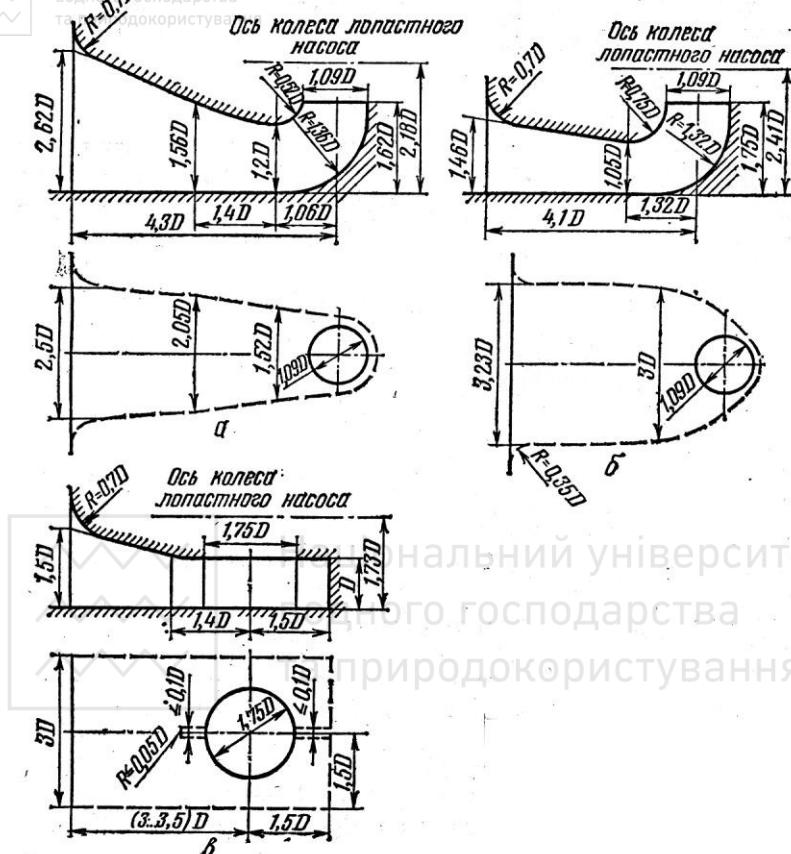


Рис. 7.6 Схеми труб с колінчастим (а-зужена у плані, б-розширеня у плані) і камерним (в) підводом води

де  $\zeta$  - коефіцієнт опору, який враховує опори у водоприймачі і сітковій камері і який дорівнює: 0,5...0,7 – при лобовому підведенні води до обертальної сітки; 1,0...1,2 – при зовнішньому (боковому) підведенні води до обертальної сітки;  $h_p$  – втрати напору на сміттезатримувальних решітках;  $h_{o.c}$  – втрати напору на обертальній сітці.

Схема встановлення сміттезатримувальної сітки показана на рис. 7.7, [7, с. 27].

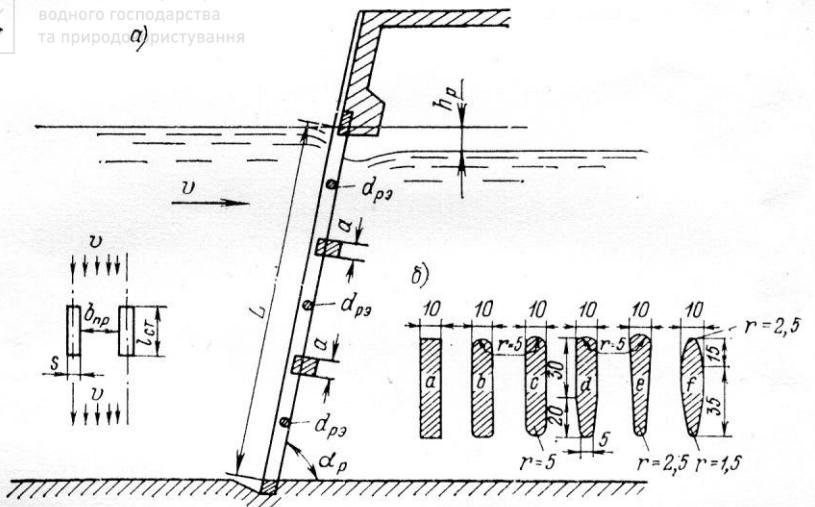


Рис. 7.7. Сміттезатримувальна решітка  
а – схема розташування решітки; б – форма стержнів решітки

Втрати напору  $h_p$  знаходимо за залежностями [8, с. 27]

$$h_p = k \zeta_p \frac{V^2}{2g}; \quad (7.51)$$

$$\zeta_p = c \beta_{cm} \left( \frac{s}{s + b_{np}} \right)^{1,6} \left( 2,3l_{cm}/b_{np} + 8 + 2,4b_{np}/l_{cm} \right) \sin \alpha_p \quad (7.52)$$

де  $V$  – середня швидкість у поперечному перерізі потоку, яка дорівнює  $Q/\omega_p$  ( $\omega_p$  – площа, яка перекривається решіткою при мінімально-му рівні води в нижньому б’єфі);  $\zeta_p$  – коефіцієнт опору решітки;  $k$  – коефіцієнт, який враховує засмічення решітки і дорівнює 2,0 при 30% засміченні;  $s$  – товщина стержня решітки;  $l_{cm}$  – ширина стержня решітки;  $b_{np}$  – відстань між стержнями решітки;  $\alpha_p$  – кут нахилу решітки до горизонту (приймається в межах 70...90°), див. рис. 7.3;  $\beta_{cm}$  – коефіцієнт, який залежить від форми поперечного перерізу стержня решітки, визначається за таблицею 7.8.



Форма поперечного перерізу стержня	a	b	c	d	t	f
$\beta_{cm}$	0,5	0,37	0,32	0,21	0,18	0,15

с – коефіцієнт, який враховує втрати напору від поперечних елементів і каркасу решітки і який визначається за формулою

$$c = 1/(1 + A/L)^2, \quad (7.53)$$

де  $L$  – висота решітки, див. рис. 7.7;  $A$ - сума висот усіх поперечних елементів, причому

$$A = n_1 d_{p3} + n_2 a; \quad (7.54)$$

де  $n_1$  – кількість зв'язуючих горизонтальних елементів висотою  $d_{p3}$ ;  $n_2$  – кількість проміжних опорних балок висотою  $a$ .

Для умов розрахункової роботи допустимо приймати  $n_1= 3$  шт;  $n_2= 2$ шт;  $d_{p3}= 0,03...0,05$  м;  $a= 0,1...0,2$  м.

Максимальна глибина перед решітками  $h_{p.m} = \downarrow H B_{max} - \downarrow PB$

Приймаємо висоту решітки  $L= h_{p.m} + 0,2$ .

Площа поперечного перерізу потоку перед решіткою при  $\downarrow H B_{min}$  буде  $\omega_{pew} = H_{ab} \cdot b_{etm}$ .

Швидкість води при  $Q=Q_{nr}$  ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) знаходять за формулою

$V = Q/\omega_{pew}$ , тоді втрати напору на смітезатримувальній решітці стає можливим визначити за формулою (7.27).

Вибір обертальних сіток виконують за допомогою графіка рис. 7.8 [7, с. 28] при  $Q=Q_{nr}$ .

Знаходять занурення сітки під мінімальний рівень води

$H_{c.k} = H_{ab} - h_p$ . і за графіком визначають тип сітки і ширину полотна обертальної сітки  $B_{o.c}=.....$

Втрати напору на обертальній сітці  $h_{o.c}$  визначають за формулою

$$h_{o.c} = k \zeta_{o.c} V_o^2 / (2g), \quad (7.55)$$

де  $V_o$  – швидкість у вікні перед сітчастою камерою,  $k$  – коефіцієнт, який враховує степінь засмічення сітки, дорівнює 2 (при 30 % засміченні сітки),  $\zeta_{o.c}$  – коефіцієнт опору обертальної сітки, який дорівнює 1,3 при лобовому підведенні води і 2,0 для сітки з зовнішнім підвіденням води.

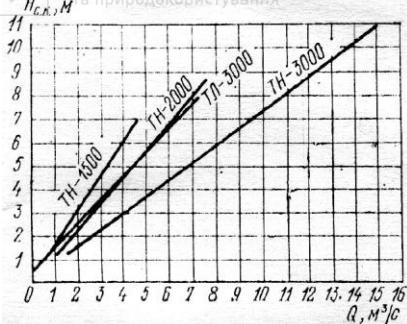


Рис. 7.8. Графік для визначення пропускної здатності сітки  $Q$



Рис. 7.9. Планове компонування двох обертальних сіток з зовнішнім підведенням води

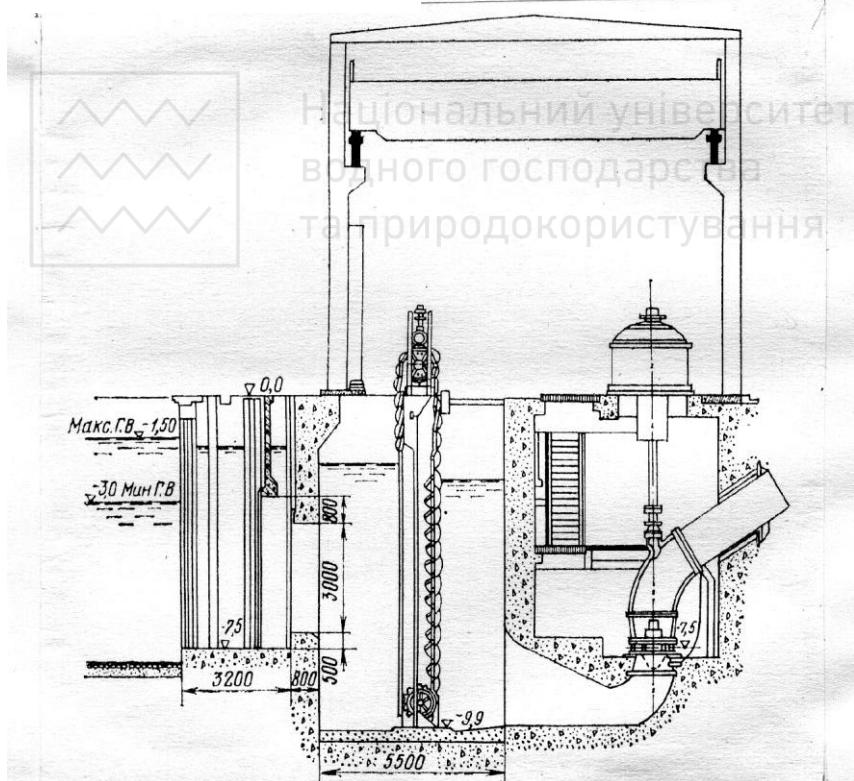


Рис. 7.10. Схема насосного блока з обертальною сіткою з лобовим



У випадку циркуляційної насосної станції сумарну величину втрат напору  $\Sigma h_w$  на водозабірних спорудах знаходять за формулою [7, с. 20]

$$\Sigma h_w = \zeta V_{ck}^2 / (2g) + h_p + h_{o.c}, \quad (7.56)$$

де  $\zeta$ - коефіцієнт, який враховує опір потоку у водоприймачі і сітчастій камері:  $\zeta = 0,5...0,7$  при лобовому підведенні води до сітки;  $\zeta = 1,0...1,2$  при зовнішньому підведенні води до сітки;  $V_{ck}$  – швидкість води в сітчастій камері (перед входом у всмоктувальну трубу).

$$V_{ck} = Q / (b_{sm} H_{ck}) \quad (7.57)$$

Таким чином, сумарні втрати напору на водозабірних спорудах  $\Sigma h_w = \dots$  м значно менше значення цих втрат  $h_p$ , яке приймалося у першому наближенні. Запас у визначенні відмітки осі насоса становить

$$H_{зап} = h_{вод} - \Sigma h_w. \quad (7.58)$$

З практики експлуатації насосних станцій допустимий запас становить 0,5...1,5 м. В усіх випадках занурення  $\downarrow$  осі осьових і діагональних насосів під  $\downarrow H_{min\ 90\%}$  приймають не менше 1 м.

## 7.7. Визначення марки електродвигуна

Згідно таблиці 6.2 з усіх експлуатаційних режимів роботи насоса найбільша потужність на валу насоса  $N_{max} = \dots$  кВт відповідає куту розвертання лопатей робочого колеса  $\theta = \dots$  градусів.

Необхідна потужність електродвигуна визначається за формулою

$$N_{дв} = k N_{max}, \quad (7.59)$$

де  $k$ - коефіцієнт запасу, який приймають згідно таблиці 7.9.

Таблиця 7.9 – Значення коефіцієнта запасу  $k$

Потужність електродвигуна, кВт	2.....5	5....10	10.....50	50.....350	> 350
Коефіцієнт запасу $k$	1,5...1,3	1,3.....1,15	1,15...1,1	1,1....1,05	1,05

За таблицями технічних параметрів електродвигунів приймаємо вертикальний електродвигун з потужністю, яка найближча більша по відношенню до значення  $N_{дв}$  і частота обертання двигуна практично співпадає з частотою обертання насоса [10, с.118].



## 7.8. Визначення розгинної частоти обертання при зупинці насоса.

Розрахунок виконують за методикою [11]. При зупинці блока пасової турбіни поступає електричний імпульс на електромеханічний клапан зриву вакууму, який встановлено у верхній точці конденсатора. Одночасно вимикаються двигуни осьових насосів, що працюють на цей конденсатор. При приєднанні напірного трубопроводу до верхньої частини конденсатора, об'єм води з трубчастої системи конденсатора спорожнюється у відвідний канал, а вода, що залишається у вертикальній частині трубопроводу, швидко спорожнюється через насос. Таким чином, на розгинну частоту обертання насоса буде впливати статичний (геометричний) напір  $H_{cm}$ , який відповідає верху напірного трубопроводу на ділянках, що підходять до конденсатора. Згідно рис. 7.1. відмітка верху трубопроводу  $\downarrow BT = \dots \text{м}$ .

$$H_{cm} = \downarrow BT - \downarrow H_{B_{min90\%}} = \dots \text{м}. \quad (7.60)$$

Найтяжчі умови роботи насосного агрегату будуть відповідати тим робочим точкам, які розташовані на найнижчих напірних характеристиках з розворотом робочого колеса  $\theta = \dots \text{градусів}$ . З цієї напірної характеристики знімають значення базових параметрів насоса: подачі  $Q_0 = \dots \text{м}^3/\text{с}$  і напору  $H_0 = \dots \text{м}$ , які відповідають максимальному значенню ККД насоса  $\eta_{max}$ .

Відносний початковий статичний напір [11] визначають за відношенням  $h_{cm} = H_{cm} / H_0 = \dots \text{м}$ . Кофіцієнт втрати напору для частини трубопроводу, що спорожнюється (ділянки напірного трубопроводу від насосної станції до конденсатора), знаходять за залежністю

$$k = \frac{S_{mp1} Q_0^2}{H_0} = \frac{(S_{cucm} L_1 / L - S_{kon}) Q_0^2}{H_0}. \quad (7.61)$$

Згідно таблиці Д.5, додатка [11, с. 39] для прийнятого типу насоса ОП.... при  $\theta = \dots \text{градусів}$  для розглядуваного режиму отримаємо значення розгинних приведених параметрів  $(q/v)_p = \dots$  і  $(h/v^2)_p = \dots$

Відносну розгинну частоту обертання для переходного процесу, який обумовлений зупинкою насоса, знаходять за формулою [11]

$$\nu_p = - \sqrt{\frac{h_{cm}}{k(q/v)_p^2 + (h/v^2)_p}}. \quad (7.62)$$



Таким чином, частота обертання у зворотному напрямі ротора насосного агрегату буде ..... від базового значення, тобто  $n_p = \nu_p n = \dots \text{об/хв.}$

За даними заводів виготовників електродвигунів допустима зворотна частота обертання становить  $\nu_{p,don} = 1,3$ . В той же час вимоги до експлуатації насосних станцій технічного водопостачання ТЕС рекомендують обмежувати значення розгинної частоти обертання до  $0,8n$ ; [8].

## 8. Турбогенератори.

### Турбогенератори з повітряним охолодженням.

Двохполюсні турбогенератори трьохфазного струму серії Т2 з повітряним охолодженням призначені для генерації перемінного електричного струму ; привід генераторів здійснюється паровими турбінами, які працюють з числом обертів 3000 в хвилину. Серія Т2 охоплює генератори потужністю від 750 до 50 000 кВт.

Для забезпечення надійної експлуатації і зручності обслуговування генератори виконані закритими з замкнutoю системою вентиляції і охолодженням гарячого повітря в водяних повіtroохолоджувачах . Генератори облаштовуються збуджувачами серії ВТ.

Ротори генераторів з роторами турбін з'єднуються за допомогою пружинних, напівпружиних і жорстких муфт. З'єднання якоря збуджувача з ротором генератора здійснюється за допомогою еластичної муфти. Збуджував типу ВТ-20-3000 до ротора генератора приєднується за допомогою гнучкого валика.

Генератори виготовляються з одним підшипником ковзання (генератори типу Т2-0,75-2 і Т2Б-1,5-2 виконані з двома підшипниками). Змащування підшипників здійснюється примусово, від масляної системи турбіни. Підшипник з боку збуджувача з метою запобігання шкідливої дії блокаючих струмів електрично ізольований від фундаментної плити і маслопроводів.

Збуджувачі монтують на власній фундаментній плиті на двох підшипниках. Збуджувачі типу ВТ-20-3000 і ВТ-170-3000 мають замкнену систему вентиляції з охолодженням гарячого повітря в повіtroохолоджувачах

Повіtroохолоджувачі складаються з однієї або декількох трубчастих секцій, які з'єднані як по воді, так і по повітрю паралельно. Трубки, в яких тече охолоджуюча вода , з повітряної сторони мають розвинену поверхню за рахунок навитих на них мідних дротяних спіралей еліптичної форми; трубки розвальцовани в трубних дошках. До останніх з зовнішнього боку приєднані на болтах сталеві водорозподільні кришки. Хід води і повітря в повіtroохолоджувачах здійснюється за принципом протитоку. Технічні дані генераторів серії Т2 приведені в таблиці Д.11. додатка.



Двохполярні турбогенератори трьохфазного струму серії ТВ з водневим охолодженням слугують для генерації перемінного електричного струму і мають безпосереднє з'єднання з валом турбіни, яка працює з числом обертів 3000 в одну хвилину. Генератори цієї серії мають герметично закриті корпуси, які забезпечують нормальну роботу при надлишковому тиску водню 0,05 аті (генератор ТВ2-150-2 розрахований на нормальній тиск водню 0,7 аті, а генератор типу ТВ-60-2 – на тиск 1 аті). Зварний, газонепроникнений корпус виконано нероз'ємним.

Сердечник статора складений із окремих пакетів, які збираються із штампованих і ізольованих лаком сегментів з високолегованої електротехнічної сталі товщиною 0,5 мм.

Для охолодження водню в корпуса генераторів вертикально (в генераторах типів ТВ-50-2 і ТВ-60-2 – горизонтально) вбудовані газоохолоджувачі. Циркуляція охолоджуючого газу в генераторах здійснюється вентиляторами, які закріплені з обох кінців ротора: відцентрових – у генераторах типів ТВ-30-2; ТВ-50-2; ТВ-60-2 і пропелерних – у генераторах типів ТВС-30; ТВ2-100-2 і ТВ2-150-2.

Генератори виконані з підшипниками ковзання, змащування здійснюється примусово, від масляної системи турбіни. Підшипник з боку збуджувача електрично ізольований від фундаментної плити і маслопроводів.

Для попередження витікання водню з корпусу генератора на роторі є масляні ущільнення. Масло до ущільнювачів подається від масляної системи турбіни в кільцеву щілину ущільненням вкладиша під тиском 0,3...0,5 кГ/см<sup>2</sup> (в ущільненні генератора типу ТВ-60-2 масло подається під тиском 1,3...1,5 кГ/см<sup>2</sup>, а в ущільненні генератора типу ТВ2-150-2 – під тиском 1...1,2 кГ/см<sup>2</sup>).

Генератори цієї серії облаштовані збуджувачами серії ВТ і ВТГ з замкнутою системою вентиляції і охолодженням повітря або газу в охолоджувачах. Газоохолоджувачі складаються з чотирьох, шести або восьми секцій, з'єднаних по газу і воді паралельно. Трубки, по яким тече охолоджуюча вода, з повітряної сторони мають розвинену поверхню за рахунок навитих на них мідних спіралей; трубки завальцовані в трубні дошки. Рух води і газу в газоохолоджувачах здійснюється за принципом протитоку.

Технічні характеристики по генераторам серії ТВ представлені в таблиці Д.12. додатка.

## 9. Тепловий розрахунок активної багатоступеневої турбіни

*Попередній розрахунок першого регульованого ступеню турбіни.*

Теплоперепад регульованого ступеню  $h_o$  становить: для потужних турбін 80...100 кДж/кг; для середньої потужності – 120-200 кДж/кг. За прийнятым теплоперепадом визначають ентальпію на виході з соплової решітки  $i_1 = i_{o-} - h_o$ . За  $i-s$  діаграмою цій ентальпії відповідає питомий об'єм пари  $v_1$  і тиск пари  $p_1$ .



Розміри першого ступеню підбирають з таким розрахунком, що б виконувалися такі умови: висота лопаті  $l > 10$  мм і степінь парціальності  $\varepsilon > 0,2$  для турбін малої потужності. В сучасних турбінах великої потужності приймають  $l > 30...40$  мм і  $\varepsilon > 0,6...0,7$ .

Приймаємо степінь реактивності в межах  $\rho = 0,02...0,3$ ; швидкісний коефіцієнт  $\varphi = 0,96...0,98$ ; кут виходу потоку з соплової решітки  $\alpha_l = 10...14^\circ$ . Відношення  $x_l = u/c_a$  для активних ступенів становить  $x_l = 0,4...0,55$ .

Вихідний переріз сопел визначається з умови нерозривності струменю

$$F_l = G_o v_l / c_l = \pi d l \sin \alpha_l, \quad (9.1)$$

де  $G_o$  – секундна витрата пари через ступінь (турбіну), кг/с;  $c_l$  – швидкість пари по виході з сопел, м/с;  $v_l$  – питомий об'єм за соплами,  $\text{m}^3/\text{kg}$ .

В сучасних парових турбінах робочі лопаті регулюючих ступенів виконують, як правило, з реактивністю  $\rho$ . Швидкість пари  $c_l$  при степені реактивності  $\rho$  на робочих лопатях

$$c_l = \varphi \sqrt{1 - \rho} c_a. \quad (9.2)$$

Підставивши останнє значення замість  $c_l$  в (9.1), отримаємо

$$G_o v_l x = \varphi \sqrt{1 - \rho} \pi d l \sin \alpha_l, \quad (9.3)$$

де  $x = u/c_a$ .

Через те, що  $u = \pi d n / 60$ , остаточно маємо

$$60 G_o v_l x = \varphi \sqrt{1 - \rho} \pi^2 d^2 \sin \alpha_l, \quad (9.4)$$

Вирішивши це рівняння відносно діаметра, отримаємо

$$d = \sqrt{\frac{60 G_o v_l x}{\varphi \sqrt{1 - \rho} \cdot \pi^2 \varepsilon \cdot l \cdot n \cdot \sin \alpha_l}}. \quad (9.5)$$

Величини  $x$ ,  $\varphi$ ,  $\rho$ ,  $l$ ,  $\alpha_l$ ,  $\varepsilon$ , які входять в (12.37), оцінюються в залежності від конструкції регульованого ступеню. Прийняв чисельні значення зазначених величин, помічаємо, що в (9.5) залишаються невідомими  $d$  і  $v_l$ . Таким чином, це рівняння можливо вирішити тільки методом підбору  $d$  з наступним визначенням  $v_l$  і перевіркою правильності обраного  $d$ . Для рішення цього рівняння в першому наближенні попередньо приймають величину  $d$ .

Тоді є можливість визначити переносну (колою) швидкість  $u = \pi d n / 60$ , швидкість пари  $c_a$ , адіабатний перепад тепла в соплах

$$h_{ol} = (1 - \rho) c_a^2 / 2000. \quad (9.6)$$

Теплові втрати в соплах

$$h_c = (1 - \varphi^2)(1 - \rho) c_a^2 / 2000. \quad (9.7)$$

Відкладаючи на  $i$ -s діаграмі  $h_{ol}$  і  $h_c$ , знаходимо стан пари за соплами і відповідно  $v_l$ . Підставляючи  $v_l$  в (9.5), визначаємо  $d$ . Якщо отримане з рівняння  $d$  не буде рівне попередньо прийнятому, то необхідно прийняти знову значення  $d$  і виконати розрахунок у другому наближенні. Після визначення  $d$  знаходимо теплові перепади на ступеню

$$h_o = h_{ol} / (1 - \rho), \quad (9.8)$$



$$h_{o2} = h_o \rho. \quad (9.9)$$

Таким чином, отримують всі дані для виконання детального теплового розрахунку ступеню.

#### *Попередній розрахунок другого ступеню турбіни.*

Теплоперепад для нерегульованого ступеню турбіни  $h_o$  приймається для потужних турбін 80...100 кДж/кг; для середньої потужності 120...200 кДж/кг.

В турбінах з великою витратою пари парціальний впуск здійснюється тільки для регульованого ступеню; в турбінах невеликої потужності з малою витратою пари – іноді і для декількох перших ступенів тиску. В такому випадку для розрахунку другого ступеню приймають мінімальну висоту сопла  $l=10...15$  мм і  $\varepsilon = 1$  і визначають діаметр за формулою (9.5) методами послідовних наближень. Для другого ступеню турбіни середньої і великої потужності  $\varepsilon = 1$ ; висоту сопел необхідно вибирати не менш 12...20 мм і більше в залежності від бажаного діаметру і кількості ступенів турбіни. Інші величини приймаються такі як для регульованого ступеню. Розрахунок виконують методом поступових наближень.

#### *Попередній розрахунок останнього ступеню конденсаційної турбіни.*

Застосовуючи для вихідного перерізу каналів робочих лопатей останнього ступеню рівняння нерозривності, можливо записати

$$f_2 w_2 = G_o v_2 = \pi d l w_2 \sin \beta_2, \quad (9.10)$$

де  $v_2$  – питомий об'єм пари по виході з робочих лопатей,  $\text{м}^3/\text{кг}$ .

Враховуючи, що  $w_2 \sin \beta_2 = c_2 \sin \alpha_2$ , то

$$G_o v_2 = \pi d l c_2 \sin \alpha_2. \quad (9.11)$$

Позначив додатково відношення  $d/l = \theta$ , отримаємо

$$G_o v_2 = (\pi d^2 / \theta) c_2 \sin \alpha_2. \quad (9.12)$$

Вирішуючи це рівняння відносно діаметра, одержимо

$$d = \sqrt{G_o v_2 \theta / (\pi \cdot c_2 \cdot \sin \alpha_2)}. \quad (9.13)$$

Втрати з вихідною швидкістю визначаються залежністю

$$c_2^2 / 2000 = h_e = \zeta_e H_o, \quad (9.14)$$

де -  $\zeta_e$ - коефіцієнт втрат тепла з вихідною швидкістю в останньому ступеню.  
З (12.66) отримаємо

$$c_2 = 44,7 \sqrt{\zeta_e H_o}. \quad (9.15)$$

Швидкість  $c_2$  пари по виході з робочих лопатей останнього ступеню повністю витрачається. Чим більше швидкість  $c_2$ , тим більші втрати від вихідної швидкості і тим нижче ККД.

В конденсаційних турбінах втрати з вихідною швидкістю в останньому ступеню  $\zeta_e$  досягають 1...2 % від наявного теплового перепаду  $H_o$  турбіни.

Підставивши в (9.13) замість  $c_2$  її значення з (9.15), отримаємо

$$d = \sqrt{G_o v_2 \theta / (\pi \cdot 44,7 \sqrt{\zeta_e H_o} \cdot \sin \alpha_2)}. \quad (9.16)$$



Для конденсаційних турбін малої і середньої потужності намагаються прийняти відношення  $d/l = \theta \geq 5...6$ . В сучасних економічних турбінах великої потужності значення  $\theta$  при необхідності зменшують до 2,6.

Питомий об'єм пари на виході з робочих лопатей знаходять на базі попередньої оцінки ККД турбіни по діаграмі  $i-s$ . Бажано вихідний кут абсолютної швидкості  $c_2$  мати  $\alpha_2 = 90^\circ$ . Отже, для попереднього розрахунку  $d$  в формулі (9.16) можливо прийняти  $\sin \alpha_2 = 1$ .

В теперішній час для турбін великої потужності допускають колові швидкості по середньому діаметру 400 м/с. Якщо  $u$  виявиться надмірною при крайніх допустимих значеннях  $\theta$  і  $\zeta_\theta$ , то для заданого пропуску пари через останній ступінь неможливо побудувати турбіну з однопоточним випуском пари.

Тепловий перепад, який спрацьовується в останньому ступеню,

$$h_{oz} = u^2 / (2000 x^2), \quad (9.17)$$

де  $u = \pi d n / 60$ ; можливо приймати  $u/c_a = 0,63...0,65$  (більше значення відносяться до ступенів з реактивністю  $\rho \approx 50\%$ ).

Таким чином, порядок розрахунку останнього ступеню турбіни може бути наступним.

Тепловий перепад останнього ступеню турбіни  $h_{oz}$  приймають: для потужних турбін до 200 кДж/кг; для середньої потужності 150...170 кДж/кг; тоді ентальпія на вході в соплову решітку

$$i_{1z} = i_2 + h_{iz} = i_2 - h_{oz} \eta_{oi}. \quad (9.18)$$

Цій ентальпії за діаграмою  $i-s$  відповідає питомий об'єм пари  $v_{1z}$  і тиск пари  $p_{1z}$ .

Приймаємо висоту соплової решітки від  $l = 12...30$  мм до  $l = 800$  мм; ступінь реакції  $\rho = 0,5$ ; швидкісний коефіцієнт для сучасних турбін  $\varphi = 0,96...0,98$ ; Кут виходу потоку з соплової решітки  $\alpha_l = 22-26^\circ$ . Відношення  $x_l = u/c_a$  доходить до  $0,63...0,65$ . Відношення  $\theta = d/l \geq 5...6$  для середніх турбін і зменшується до 2,6 для сучасних турбін. Приймаємо  $\alpha_2 = 90^\circ$ ; втрати з виходу швидкістю  $\zeta_\theta = 1...2\%$ .

Середній діаметр останнього ступеню турбіни визначають за формулою (9.16); Знаходять колову швидкість  $u_z = \pi d_z n / 60$ ; швидкість пари  $c_a = u_z/x$ ; адіабатичний перепад тепла в соплах  $h_{oi} = l(1-\rho)c_a^2 / 2000$ ; втрати напору в соплах  $h_c = [(1-\varphi^2)(1-\rho)c_a^2] / 2000$ ; тепловий перепад на ступеню  $h_{oz} = h_{ji} / (1-\rho)$ ; тепловий перепад на робочих лопатях  $h_{oz} = \rho h_{oi}$ .

Знаходять ентальпію на виході з робочої решітки  $i_z = i_{1z} - (h_{oi} + h_{oz}) \eta_{oi}$ . Необхідно, що б виконувалася умова  $i_z \approx i_2$ . Якщо ця умова не виконується, то належним чином змінюють який-небудь параметр або коефіцієнт в межах рекомендованих діапазонів і переходят до наступного наближення.

## 10. Детальний розрахунок ступенів турбіни.

Детальний розрахунок ступенів турбіни виконується у відповідності з

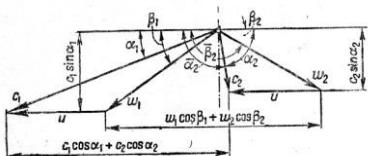
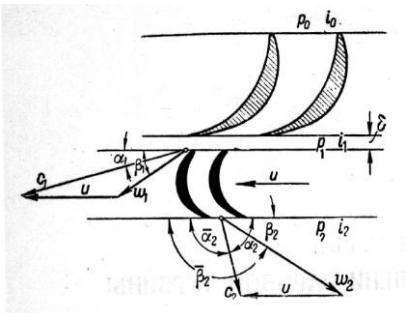


Рис. 10.2. Трикутники швидкості ступенів

Рис. 10.1. Профілі сопел і лопатей і  
трикутники швидкості ступенів



Національний університет  
водного господарства  
та природокористування

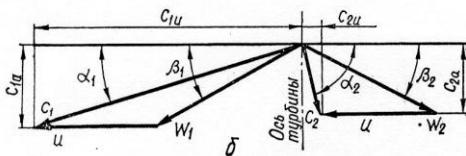


Рис. 10.3 Тепловий процес ступеню в  $i-s$  діаграмі а) і трикутники  
швидкостей потоку пари б)

Детальний розрахунок ступенів турбіни виконується з метою уточнення  
теплових втрат в соплах і робочих лопатях. Сумуючи теплові втрати в ступе-



ню , визначають використаний теплоперепад і уточнюють внутрішній відносний ККД ступеню. Розрахунок виконують в вигляді таблиці 10.1

Таблиця 10.1. – Детальний розрахунок першого, другого і останнього ступеню активної парової турбіни потужністю 48000 кВт.

№№ з/п	Найменування величин, позначення і розрахункові формули	Одиниці вимірювання	Ступені турбіни		
			перша	друга	остання
1	2	3	4	5	6
1.	Степінь реакції $\rho$	-	0,1	0,2	0,5
2.	Перепад тепла в соплах $h_{o1}$	кДж/кг	90,2	65,4	79,3
3.	Коефіцієнт швидкості $\varphi$	-	0,96	0,96	0,98
4.	Швидкість витікання пари з сопла $c_l=44,7\varphi(h_{o1})^{0,5}$	м/с	407,45	347,12	390,08
5.	Умовна швидкість витікання пари з сопла $c_{al}=c_l/\varphi$	м/с	424,43	361,58	398,04
6.	Діаметр ступеню $d$	м	1,14	1,03	2,08
7.	Переносна (колоова) швидкість $u=\pi d n / 60$	м/с	179,04	161,78	325,08
8.	Відношення $x=u/c_a$	-	0,42	0,45	0,82
9.	Кут нахилу сопла $\alpha_l$	градуси	14	13	26
10.	$\sin \alpha_l$	-	0,242	0,223	0,438
11.	$\cos \alpha_l$	-	0,97	0,974	0,899
12.	Проекції швидкості:				
13.	$c_{lu}=c_l \cos \alpha_l$	м/с	395,38	338,23	350,64
	$w_{lu}=c_{lu} \cdot u$	м/с	216,32	176,45	25,56
	$c_{la}=c_l \sin \alpha_l=w_{la}$	м/с	98,52	78,05	170,92
14.	$\operatorname{tg} \beta_l=w_{ld} / w_{lu}$	-	0,46	0,44	6,69
15.	Кут входу в лопаті $\beta_l$	градуси	24	24	82
16.	Кут виходу з лопаті $\beta_2=\beta_l - 4$	градуси	20	20	78
17.	Відносна швидкість входу $w_l=(w_{la}^2 + w_{lu}^2)^{0,5}$	м/с	237,70	192,94	172,82
18.	Коефіцієнт швидкості в робочих лопатках $\psi$	-	0,84	0,84	0,95
19.	Теоретична відносна швидкість виходу $w_{2t}=44,7((w_l^2)/2000+h_{o2})^{0,5}$	м/с	276,52	264,34	433,91
20.	Дійсна відносна швидкість потоку $w_2=\psi w_{2t}$	м/с	232,28	222,05	412,21
21.	$\sin \beta_2$	-	0,350	0,360	0,590
22.	$\cos \beta_2$	-	0,937	0,941	0,809



## Продовження таблиці 10.1

1	та природокористування	2	3	4	5	6
23.	Проекції швидкостей:					
24.	$w_{2a} = c_{2a} = w_2 \sin \beta_2$	м/с	81,3	75,4	243,2	
25.	$w_{2u} = w_2 \cos \beta_2$	м/с	217,58	208,84	333,48	
	$c_{2u} = w_{2u} - u$	м/с	38,54	47,05	8,50	
26.	Абсолютна швидкість виходу пари $c_2 = (c_{2a}^2 + c_{2u}^2)^{0,5}$	м/с	89,98	88,91	243,3	5
27.	$\sin \alpha_f = c_{2a}/c_2$	-	0,904	0,848	0,999	
28.	Кут $\alpha_2$	градуси	65	58	88	
29.	Потужність на лопатях $N_{o,l} = G_o u (w_{1u} + w_{2u}) / 1000$	кВт	3464	2779	5204	
30.	Втрати кінетичної енергії в соплах $h_c = (1-\varphi^2)(h_{o,l} + c_d/2000)$	кДж/кг	7,07	5,13	6,22	
31.	Втрати в робочих лопатках $h_{t,r} = (1-\psi^2)((w_1^2/2000 + h_{o,l})$	кДж/кг	11,27	10,30	9,19	
32.	Втрати з вихідною швидкістю $h_{e,c} = (c_2^2)/2000$	кДж/кг	4,05	-	29,61	
33.	Питомий об'єм на виході з сопел $v_1$	куб м/кг	0,05	0,07	30	
34.	Питомий об'єм пари на виході з робочої решітки $v_2$ визначаємо з діаграми $i-s$	куб м/кг	0,067	0,071	31	
35.	Висота сопла $l_1$	м	0,012	0,012	0,8	
36.	Висота робочих лопаток $l_2 = l_1 (c_{1a}/c_{2a}) (v_2/v_1)$	м	0,019	0,0126	0,90	
37.	Втрати на тертя і вентиляцію: причому коефіцієнт $\lambda$ приймається: для високоперегрітої пари 1,0; для перегрітої пари 1,1...1,2; для насиченої 1,3 Потужність, яка витрачається на тертя і вентиляцію $N_{T,B} = \lambda [1,07 d^2 + 0,61(1-\varepsilon)d l^{1,5}] (u^3)/\nu$ Втрати на тертя і вентиляцію $h_{T,B} = N_{T,B}/G_o$	кВт	119,28	74,54	6,16	
		кДж/кг	2.7	1.67	0.14	



## Продовження таблиці 10.1

1	та природокористування	2	3	4	5	6
38.	<p>Втрати на перетікання пари:          Тиск на вході в ступінь <math>p_1</math>          Тиск на виході зі ступеню <math>p_2</math>          Визначають тиск критичної пари          при параметрах <math>\gamma_{kp}=0,55; \alpha=0,649</math>          і кількості лабірінтів <math>z=10</math>  <math>P_{kp}=\gamma_{kp}p_1(1/(\alpha^2(z-1)+1))^{0,5}</math>          Умова <math>p_{kp} &lt; p_2</math> виконується?          Коефіцієнт витрати пари крізь          ущільнення <math>\mu</math>          Радіальний зазор щілини ущільнення <math>\delta \approx (0,0005...0,001)d</math>;  <b>Приймасмо <math>\delta =</math></b> </p>	<p>бар бар</p> <p>бар -</p> <p>-</p>	<p>90 65</p> <p>22,62 так</p> <p>-</p>	<p>65 52</p> <p>16,33 так</p> <p>-</p>	<p>0,220, 0,04</p> <p>0,06 ні</p> <p>0,96</p>	
		мм	0,5	0,5	1,0	
	<p>Площа щілини <math>fs = \pi d \delta / 1000</math>          Витрата пари крізь ущільнення  <math>G_{ym}=316,2\mu fs((p_1^2-p_2^2)/(p_1 v_1 z))^{0,5}</math>          і для останнього ступеню  <math>G_{ym}=316,2\mu fs((p_1^2)/((\alpha^2)(z-1)+I)p_1 v_1)^{0,5}</math>          Втрати тепла через внутрішні          зазори <math>h_{ym}=(G_{ym}/G_o)(i_o-i_2)</math></p>	<p>кв м кг/с кг/с кДж/кг</p>	<p>0,0018 5,04 -</p> <p>10,53</p>	<p>0,0016 2,88 -</p> <p>5,28</p>	<p>0,006 5</p> <p>-</p> <p>0,49 1,76</p>	
39.	<p>Втрати тепла від вологості: середня степінь сухості пари <math>x</math> на ступеню з діаграми <math>i-s</math>          Використаний теплоперепад на ступеню <math>h_i</math>          Втрати тепла від вологості  <math>h_{bol}=(1-x)h_i</math></p>	<p>-</p> <p>кДж/кг</p> <p>кДж/кг</p>	<p>-</p> <p>-</p>	<p>-</p> <p>-</p>	<p>0,907</p> <p>95.9</p> <p>8,92</p>	
40.	Сума вират тепла $\Sigma h = h_c + h_d + h_{e,c} + h_{m,e} + h_{ym} + h_{bol}$	кДж/кг	35,59	22,38	55,83	
41.	Наявна енергія ступеню $E_o = h_o$	кДж/кг	100,17	81,79	158,59	
42.	Використане теплопадіння на ступеню $h_i = E_o - \Sigma h$	кДж/кг	64,59	59,41	102,76	
43.	Внутрішній ККД ступеню $\eta_{oi} = h/E_o$	-	0,64	0,73	0,65	

## 11. Розрахунок профілів лопатей парової турбіни



Розрахунок виконують тільки для другого нерегульованого ступеню турбіни за рекомендаціями [21 с. 87-94; 116-118; 25 с. 106-118]

В залежності від величини відношення тиску пари за сопловими лопатями до тиску перед ними ( $p_1/p_o$ ) вибирається тип соплової решітки. При ( $p_1/p_o$ ) >  $\varepsilon_{kp}$  застосовують сопла, які звужуються і в яких швидкість пари не перевищує критичну, а при ( $p_1/p_o$ ) <  $\varepsilon_{kp}$  – решітки з соплами, які розширяються і де швидкість пари досягає значень, що перевищують критичні. Тут  $\varepsilon_{kp}$  являє собою критичне відношення тисків ( $\varepsilon_{kp} = p_{kp}/p_o$ ), яке дорівнює 0,546 для перегрітої пари і 0,577 для насиченої і злегка вологої пари.

Кожному типу соплової і робочої решітки відповідає свій оптимальний крок, при якому ККД решітки має найбільше значення. На основі аеродинамічних досліджень рекомендують наступні значення оптимального кроку соплових і робочих решіток:

а) для соплових  $t_1 = (0,65 \dots 0,95) b$ ; б) для робочих  $t_2 = (0,5 \dots 0,75) b$ ,

де  $b$  – довжина хорди профілю лопаті (відстань між крайніми точками по середній лінії профілю). Часто в турбобудуванні приймають за хорду проекцію профілю на загальну дотичну до двох точок увігнутої його сторони. В таблицях 11.1 і 11.2 вказані основні параметри і області раціонального використання турбінних решіток, які застосовуються в сучасних парових турбінах. Користуючись цими таблицями, підбирають для конкретних умов профіль соплової або робочої решіток і за шостою графою визначають оптимальний крок решітки.

Вихідними параметрами для підбору решіток є:

а) кути входу і виходу потоку пари ( $\alpha_o$  і  $\alpha_i$ ), а також число Маха ( $M_{c1}$ ) – для соплової решітки;

б) кути входу і виходу потоку пари ( $\beta_i$  і  $\beta_o$ ), а також число Маха ( $M_{w2}$ ) – для робочої решітки.

Число Маха представляє відношення швидкості потоку пари до швидкості звуку на виході з решітки.

Числа Маха можливо визначити за швидкостями  $c_i$ ;  $w_2$ .

$$M_{c1} = c_i/a_i; \quad (11.1) \quad M_{w2} = w_2/a_2; \quad (11.2)$$

де  $a_1$  і  $a_2$  швидкості звука на виході з решіток: соплової і робочої, причому

$$a_1 = 316,2 \sqrt{kp_1 v_1}, \quad (11.3) \quad a_2 = 316,2 \sqrt{kp_2 v_2}, \quad (11.4)$$

де  $p_1$ ,  $p_2$  – тиск за сопловою і робочою решітками, бар;  $v_1$ ,  $v_2$  – питомий об'єм пари за сопловою і робочою решітками,  $\text{m}^3/\text{kg}$ .

Довжина хорди профілю лопатей вибирається в залежності від її ширини  $B$  і кута установки  $\beta_b$  (кут між хордою і напрямом обертання лопаті з боку вихідної країки). Ширина лопаті  $B$  вибирається з умов міцності, вібраційної надійності і уніфікації.



Таблиця 11.1 – Основні параметри і області раціонального використання соплових турбінних решіток.

Група	Діапазон чисел Macha M	Кут входу потоку пари $\alpha_o$ , град	Кут виходу потоку $\alpha_i$ , град	Позначення профілю	Оптимальний відносний крок $\bar{t} = t/b$	Оптимальний кут установки $\beta_b$ град
1	2	3	4	5	6	7
A	0,3...0,9	70...100	8...11	TC-0A	0,76...0,95	30...33
		70...100	10...14	TC-1A	0,74...0,90	32...36
		70...100	13...17	TC-2A	0,70...0,90	37...41
		70...100	16...22	TC-3A	0,65...0,85	41...46
		70...100	22...27	TC-4A	0,60...0,74	43...46
		70...100	27...32	TC-5A	0,55...0,64	46...49
		70...100	33...37	TC-6A	0,52...0,60	53...56
		40...55	13...17	TC-1A-1	0,74...0,95	50...54
		45...60	17...22	TC-2A-1	0,70...0,90	56...60
		55...70	22...27	TC-3A-1	0,65...0,85	62...66
		60...70	27...32	TC-4A-1	0,60...0,74	68...72
		65...80	32...37	TC-5A-1	0,555...0,64	72...75
Б	0,85...1,3	70...110	10...14	TC-1Б	0,74...0,95	32...36
			13...17	TC-2Б	0,70...0,90	37...41
			16...22	TC-3Б	0,65...0,90	41...46
			22...27	TC-4Б	0,58...0,74	44...50
			27...32	TC-5Б	0,55...0,66	48...54
В	1,3...1,6	60...120	7...11	TC-1В	0,65...0,75	37...41
			11...15	TC-2В	0,65...0,75	37...41
			15...20	TC-3В	0,65...0,75	37...41
			20...25	TC-4В	0,65...0,75	46...50

Таблиця 11.2. – Основні параметри і області раціонального застосування робочих турбінних решіток.

Група	Діапазон чисел Macha M	Кут входу потоку пари $\beta_o$ , град	Кут виходу потоку $\beta_i$ , град	Позначення профілю	Оптимальний відносний крок $\bar{t} = t/b$	Оптимальний кут установки $\beta_b$ , град
1	2	3	4	5	6	7
А	0,3...0,9	14...25	13...15	TP-0A	0,60...0,75	76...79
		18...33	16...19	TP-1A	0,60...0,70	76...79
		25...40	19...22	TP-2A	0,58...0,65	76...79
		28...45	24...28	TP-3A	0,56...0,64	77...80
		35...50	28...32	TP-4A	0,55...0,64	74...78
		40...55	32...36	TP-5A	0,52...0,60	76...79
		45...65	36...39	TP-6A	0,52...0,58	77...81



## Продовження таблиці 10.2

1	2	3	4	5	6	7
Б	0,85...1,25	18...28	17...20	TP-1Б	0,59...0,70	77...82
		22...33	19...22	TP-2Б	0,58...0,65	91...85
		26...38	24...28	TP-3Б	0,57...0,62	83...88
		30...42	27...32	TP-4Б	0,55...0,60	84...88
		35...48	32...35	TP-5Б	0,52...0,60	85...89
В	1,25...1,90	18...24	18...20	TP-1Б	0,57...0,60	87...89
		20...26	20...23	TP-2Б	0,58...0,63	87...89
		23...30	22...26	TP-3Б	0,55...0,60	87...90
		26...32	25...28	TP-4Б	0,54...0,58	88...90

Примітка до табл. 10.1 і 10.2: 1. Група А відноситься до дозвукових, Б – до білязвукових і В – до надзвукових швидкостей потоку пари. В теперішній час застосовують наступне позначення решіток: С - соплові, Р- робочі; наприклад С-8015А, Р-2922Б. Тут перші дві цифри - кут входу, другі дві цифри - кут виходу потоку пари в градусах; остання літера показує рекомендовану область швидкостей.

Через те, що робочі лопаті ступенів зазнають високі динамічні навантаження, особливо при змінному режимі роботи, вони виготовляються досить масивними, шириною  $B = 25...45$  мм для турбін малої і середньої потужності і  $B = 60...80$  мм для турбін великої потужності з високими початковими параметрами пари.

На рис. 11.1 показана проточна частина проміжного ступеню з типовими профілями соплової і робочої решіток.

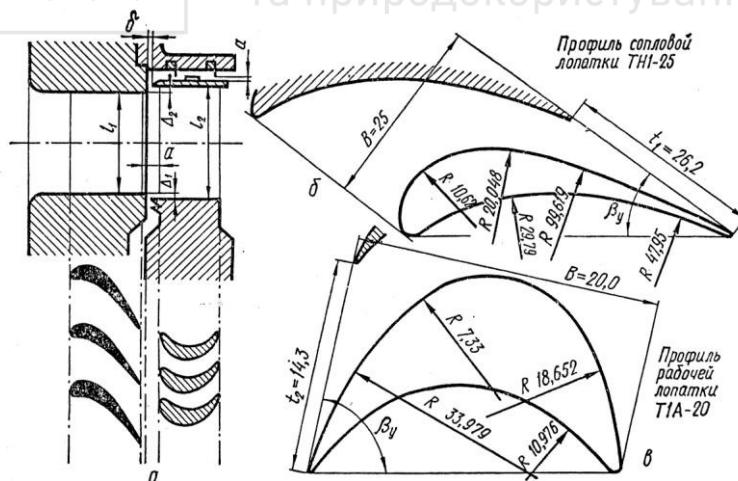


Рис. 11.1. Схема проточної частини (а) і профіль соплової (б) і робочої (в) лопатей ступеню



На проточній частині ступеню буквами позначено:  $a$  – загальний осьовий зазор, який складається з відкритого зазору  $\delta$  і закритого  $a-\delta$ ; перекриши у кореню  $\Delta_1$  і у периферії  $\Delta_2$ ; висоти соплової  $l_1$  і робочої  $l_2$  решітки.

Перекриши роблять для того, щоб потік мав вільний прохід через канали робочої решітки.

В таблиці 11.3. приведені значення перекриш і осьових зазорів ступеню.

Таблиця 11.3. – Значення перекриш і осьових зазорів проміжного ступеню турбіни

Висота соплової решітки $l_1$ , мм	Перекриши, мм		Осьовий зазор, мм	
	$\Delta_1$	$\Delta_2$	$a$	$\delta$
$\leq 35$	$\leq 1$	$\leq 2$	4	1
35...55	1	2...2,5	4...4,5	1...1,3
55...75	1,5...2	2,5...3	4,5...5	1,3...1,5
75...150	2...2,5	3...3,5	5...5,5	1,5...2
150...300	2,5...3	3,5...4	5,5...6	2...2,5
300...400	5...6	6,5...7,5	5,5...6	2...2,5
400...625	7...8	7...8	6,5...7	3...3,5
$\geq 625$	9...10	9...10	7...10	3,5...6

Висота робочої решітки на вході повинна складати

$$l_2 = l_1 + \Delta_1 + \Delta_2. \quad (11.5)$$

Основними безрозмірними параметрами решітки є: відносний крок  $\bar{t} = t/b$ ; відносна висота  $\bar{l} = l/b$ ; веерність  $\theta = r_e / r_k$ ; де  $b$  – хорда профілю лопаті;  $r_e$  і  $r_k$  – радіуси у вершині і кореня лопаті.

На рис.Д.15...Д.21 і в таблиці Д.13 додатка приведені розміри і характеристики соплових і робочих профілів решіток лопатей парової турбіни.

Геометричні характеристики решіток С і Р відносяться до оптимальних значень установочного кута і відносного кроку.

Координати точок профілів правдиві для певної ширини решітки  $B=25$  мм. При зміні ширини решітки всі розміри профілю змінюються пропорційно  $B$ , за виключенням вихідної крайки, радіус якої, мм, визначається за формулою

$$r = (0,2...0,22) \sqrt{\frac{B}{25}}. \quad (11.6)$$

Результати перерахунку координат профілів зводяться у відповідні таблиці, за даними яких на міліметрівці в масштабі 1 : 1 будується профілі для соплової і робочої решітки.



1. Герасимов Г. Г. Нагнітачі та теплові двигуни : навчальний посібник / Г. Г. Герасимов. Рівне : НУВГП, 2012. 552 с.: іл.
2. Нигматулин И. Н. Тепловые двигатели / И. Н. Нигматулин, П. Н. Шляхин, В. А. Ценев. М.: Высшая школа, 1974. 375 с.
3. Бальян С. В. Техническая термодинамика и тепловые двигатели / С. В. Бальян. Л. : Машиностроение, 1973. 304 с.
4. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. М. : Энергия, 1976. 376 с.
5. Шляхин П. Н. Паровые и газовые турбины / П. Н. Шляхин. М.-Л.: Энергия, 1966. 264 с.
6. Хазен М. М., Общая теплотехника / М. М. Хазен, Ф. П. Казакевич, М. Е. Грицевский. М. : Высшая школа, 1966. 427 с.
7. Щукин А. А. и др. Теплотехника / А. А. Щукин. М. : Металлургия, 1973. 479 с.
8. Семенов А. С. Тепловой расчет паровой турбины / А. С. Семенов, А. М. Шевченко. Киев : Вища школа, 1975. 208 с.
9. Зуб М. М. Паровые турбины. Курсовое проектирование / М. М. Зуб. Киев : Вища школа, 1974. 88 с.
10. Жуковский Г. В. Тепловые расчеты паровых и газовых турбин с помощью ЭВМ / Г. В. Жуковский, Ю. А. Марченко, И. К. Терентьев . Л. : Машиностроение, 1983. 255 с.
11. Карелин В. Я. Насосные станции гидротехнических систем с осевыми и диагональными насосами / В. Я. Карелин, Р. А. Новодережкин. М. : Энергия, 1980. 288 с.
12. Новодережкин Р. А. Насосные станции технического водоснабжения тепловых и атомных электростанций / Р. А. Новодережкин. М. : Энергоатомиздат, 1989. 264 с.
13. Насосы АЭС: Справочное пособие/ П. Н. Пак, А. Я. Белоусов, А. И. Тимшин и др. М.: Энергоатомиздат, 1989. 328 с.
14. Малюшенко В. В., Энергетические насосы : справочное пособие / В. В. Малюшенко. М.: Энергоиздат, 1981. 200 с.
15. Крупные осевые и центробежные насосы. Монтаж, эксплуатация и ремонт. Справочное пособие / И. И. Киселев, А. Л. Герман, Л. М. Лебедев, В. В. Васильев. М. : Машиностроение, 1977. 184 с.
16. Лопастные насосы: Справочник / В. А. Залузкий, А. В. Каплун, А. Н. Папир, В. А. Умов. Л. : Машиностроение, 1986. 334 с.
17. Рекомендации по проектированию и гидравлическим расчетам насосных блоков и водных трактов систем технического водоснабжения ТЭС и АЭС большой мощности. П 06-82. ВНИИГ. Л., 1982. 85 с.



18. Проектирование насосных станций и испытание насосных установок / В. В. Рычагов, В. Ф. Чебаевский, К. П. Вишневский и др. М. : Колос, 1982. 320 с.
19. Каталог насосов применяемых в мелиорации. М. : Минводхоз, 1988. 229 с.
20. Насосы осевые типа «О», ОП» и центробежные вертикальные типа «В». Каталог–справочник. М. : ЦИНТИХИМНЕФЕМАШ, 1970. 52 с.
21. Подласов А. В. К определению основных параметров переходных процессов насосных агрегатов / А. В. Подласов, Г. Г. Герасимов. Гидравлика и гидротехника. К. : Техника, 1975, №20. с. 35-42.
22. Семенов А. С. Тепловой расчет паровой турбины / А. С. Семенов, А. М. Шевченко А.М. К. : Вища школа, 1975. 208 с.
23. Зуб М. М. Паровые турбины. Курсовое проектирование / М. М. Зуб. К. : Вища школа, 1974. - 88 с.
24. Григорьев В. А. и др. Краткий справочник по теплообменным аппаратам. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1962. 258 с.
25. Шляхин П. Н. Краткий справочник по паротурбинным установкам / П. Н. Шляхин, М. Л. Бершадский. М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. 128 с.
26. Теплотехнический справочник. Под ред. В. Н. Юрёнова и П. Д. Лебедева. Т.1, М. : Энергия, 1975. 744 с.
27. Теплотехнический справочник. Под ред. В. Н. Юрёнова и П. Д. Лебедева. Т.2, М. : Энергия, 1975. 896 с.
28. Вукалович М. П. Теплофизические свойства воды и водяного пара / М. П. Вукалович . М. : Машиностроение, 1967. 160 с.
29. Крисенков М. І. Основи проектування водопровідних споруд, енергетичних та іригаційних систем. Водне господарство України. Спецвипуск, 1997. С. 45-47.
30. Шевелев Ф. А. Таблицы для гидравлического расчета водопроводных труб : справ. пособие / Ф. А. Шевелев, А. Ф. Шевелев. М. : Стройиздат, 1984. 116 с.
31. Ткачук О. А. Удосконалення систем подачі та розподілення води населених пунктів : монографія / О. А. Ткачук. Рівне : НУВГП, 2008. 301 с.
32. Буркова Ю. Г. Оптимизация технико-экономических параметров крупных насосных станций с учетом их надежности. Автореферат диссертации к.т.н. М. : 2000. 24 с.
33. Мицкевич А. Финансовая математика / А. Мицкевич. М. : ОЛМА-ПРЕСС. Инвест. Институт Экономических стратегий. 2003. 123 с.
34. Лукашин Ю. П. Финансовая математика. М. : Изд. Центр ЕАОИ, 2008. 200 с.



35. Червинский В. Л. Бизнес-планирование инновационного энергосберегающего проекта. Учебно-методическое пособие / В. Л. Червинский. Минск : БНТУ, 2011. 38 с.
36. Завлин П. Н. Оценка эффективности инноваций / П. Н. Завлин, А. В. Васильев. Санкт-Петербург : Издательский дом «Бизнес-пресса», 1998. 216 с.
37. Гойко А. Ф. Методи оцінки ефективності інвестицій та пріоритетні напрями їх реалізації / А. Ф. Гойко. Київ : ВІРА-Р, 1999. 320 с.
38. Методические рекомендации по оценке эффективности инвестиционных проектов. М. : Экономика, 2000. 421 с.
39. Гордійчук А. С. Методика ефективності водогосподарських заходів. Навчальний посібник / А. С. Гордійчук, О. А. Стаків. Рівне : РДТУ. 134 с.
40. Методика визначення економічної ефективності витрат на наукові дослідження і розробки та їх впровадження у виробництво. Київ, 2001. 32 с.
41. Тимчасові рекомендації з оцінки інвестиційних проектів будівництва і реконструкції водогосподарських об'єктів та меліоративних систем / А. М. Рокочинський, В. І. Павлов, Н. А. Фроленкова та ін. Рівне, 2013. 43 с.
42. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендеев. М. : Гос. из-во физ.-мат. лит-ри, 1962. 608 с.
43. Герасимов С. Г. Оптимальний діаметр напірних трубопроводів насосних станцій / Вісник НУВГП. Зб. наукових праць. Техн. Науки. Випуск 4(64). Рівне : НУВГП, 2018. С. 12-23.

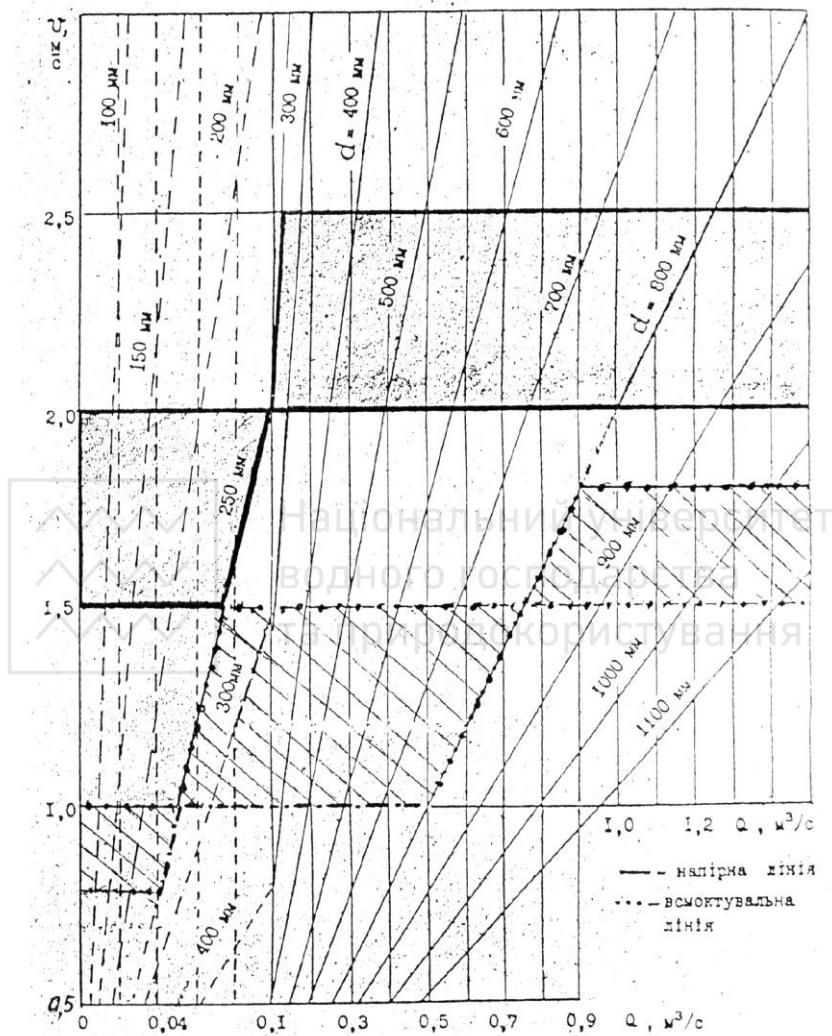


Рис. Д.1. Межі використання водогонів за діаметром і швидкістю води



Національний університет  
Таблиця Д.1. – Значення питомих опорів і вартості К одного метра  
та природокористування залізобетонних трубопроводів

$D_y$ , мм	A, $\text{с}^2/\text{м}^{-6}$	К, грн./м		
		Зі збірних залізобетон них труб	Водоводи з монолітного залізобетону	Водоводи з монолітного залізобетону з металевим осереддям
1	2	3	4	5
300	0,992	28,35		
400	0,2008	39,83		
500	0,06151	51,98		
600	$24,99 \cdot 10^{-3}$	66,83		
700	$10,335 \cdot 10^{-3}$	83,70		
800	$5,4258 \cdot 10^{-3}$	101,25		
900	$2,7293 \cdot 10^{-3}$	120,15		
1000	$1,5612 \cdot 10^{-3}$	140,40		297
1100	$0,942 \cdot 10^{-3}$	162,00		335
1200	$0,593 \cdot 10^{-3}$	185,63		375
1300	$0,4125 \cdot 10^{-3}$	210,60		418
1400	$0,262 \cdot 10^{-3}$	238,95		463
1500	$0,1931 \cdot 10^{-3}$	270,00	175,5	511
1600	$0,129 \cdot 10^{-3}$	303,75	199,1	561
1700	$0,0994 \cdot 10^{-3}$		222,8	616
1800	$69,268 \cdot 10^{-6}$		248,4	676
1900	$55,178 \cdot 10^{-6}$		274,1	736
2000	$39,634 \cdot 10^{-6}$		300,4	800
2100	$32,443 \cdot 10^{-6}$		327,4	866
2200	$23,925 \cdot 10^{-6}$		355,7	933
2300	$20,028 \cdot 10^{-6}$		385,4	1001
2400	$15,094 \cdot 10^{-6}$		416,5	1070
2500	$12,882 \cdot 10^{-6}$		448,9	1140
2600	$9,887 \cdot 10^{-6}$		482,6	1210
2700	$8,565 \cdot 10^{-6}$		518,4	1283
2800	$6,666 \cdot 10^{-6}$		556,2	1356
2900	$5,865 \cdot 10^{-6}$		596,0	1430
3000	$4,619 \cdot 10^{-6}$		357,9	1505
3200	$3,43 \cdot 10^{-6}$		720,9	1655



1 а природи	2 користування	3	4	5
3400	$2,499 \cdot 10^{-6}$		810,7	1810
3600	$1,855 \cdot 10^{-6}$		905,2	1970
3800	$1,398 \cdot 10^{-6}$		1005,1	2140
4000	$1,07 \cdot 10^{-6}$		1110,4	2320
4200	$0,827 \cdot 10^{-6}$		1221,1	2510
4400	$0,651 \cdot 10^{-6}$		1337,2	2720
4600	$0,5159 \cdot 10^{-6}$		1458,7	2950
4800	$0,413 \cdot 10^{-6}$		1586,9	3200
5000	$0,334 \cdot 10^{-6}$		1721,9	3470
5200	$0,272 \cdot 10^{-6}$			3760
5400	$0,223 \cdot 10^{-6}$			4070
5600	$0,185 \cdot 10^{-6}$			4400
5800	$0,154 \cdot 10^{-6}$			4750
6000	$0,129 \cdot 10^{-6}$			5120
6200	$0,109 \cdot 10^{-6}$			5510
6400	$0,092 \cdot 10^{-6}$			5910
6600	$0,0784 \cdot 10^{-6}$			6330
6800	$0,0671 \cdot 10^{-6}$			6770
7000	$0,0576 \cdot 10^{-6}$			7230

Таблиця Д.2. – Значення питомих опорів А і вартості К одного метра стального трубопроводу

D <sub>y</sub> , мм	A, c <sup>2</sup> /m <sup>6</sup>	К, грн./м		
		Засипні з стандартних труб	Засипні з лис- тової сталі ін- дивідуального виготовлення	Відкриті на кат- кових опорах, індивідуального виготовлення
1	2	3	4	5
300	1,024	20,9		
400	0,2231	29		
500	0,0684	37,8		
600	$26,00 \cdot 10^{-3}$	47,2		
700	$11,48 \cdot 10^{-3}$	56,7		
800	$5,659 \cdot 10^{-3}$	66,8		
900	$3,0326 \cdot 10^{-3}$	77,6		
1000	$1,735 \cdot 10^{-3}$	89,1		
1100	$1047 \cdot 10^{-3}$	100,6		
1200	$0,660 \cdot 10^{-3}$	112,7		
1300	$0,432 \cdot 10^{-3}$	126,2	243,0	



Національний університет  
Продовження таблиці Д.2.

1 а природ	Вкористування	3	4	5
1400	$0,292 \cdot 10^{-3}$	139,7	271,4	259,0
1500	$0,202 \cdot 10^{-3}$	153,9	301,0	290,0
1600	$0,1437 \cdot 10^{-3}$	169,0	330,8	324,0
1700	$0,1042 \cdot 10^{-3}$		360,5	364,0
1800	$76,96 \cdot 10^{-6}$		390,2	408,0
1900	$57,78 \cdot 10^{-6}$		421,2	452,0
2000	$44,04 \cdot 10^{-6}$		450,9	500,0
2100	$34,00 \cdot 10^{-6}$		480,6	554,0
2200	$26,58 \cdot 10^{-6}$		511,7	610,0
2300	$20,99 \cdot 10^{-6}$		542,7	666,0
2400	$16,76 \cdot 10^{-6}$		572,4	724,0
2500	$13,49 \cdot 10^{-6}$		602,1	783,0
2600	$10,96 \cdot 10^{-6}$		631,8	843,0
2700	$8,974 \cdot 10^{-6}$		661,5	905,0
2800	$7,40 \cdot 10^{-6}$		692,6	970,0
2900	$6,145 \cdot 10^{-6}$		725,0	1040,0
3000	$5,133 \cdot 10^{-6}$		758,0	1115,0
3200	$3,647 \cdot 10^{-6}$		820,8	1255,0
3400	$2,645 \cdot 10^{-6}$		897,8	1400,0
3600	$1,953 \cdot 10^{-6}$		973,7	1550,0
3800	$1,467 \cdot 10^{-6}$		1066,5	1705,0
4000	$1,118 \cdot 10^{-6}$		1161,0	1870,0
4200	$0,863 \cdot 10^{-6}$			2045,0
4400	$0,674 \cdot 10^{-6}$			2235,0
4600	$0,533 \cdot 10^{-6}$			2430,0
4800	$0,425 \cdot 10^{-6}$			2645,0
5000	$0,342 \cdot 10^{-6}$			2875,0
5200	$0,278 \cdot 10^{-6}$			3120,0
5400	$0,228 \cdot 10^{-6}$			3380,0
5600	$0,188 \cdot 10^{-6}$			3640,0
5800	$0,156 \cdot 10^{-6}$			3940,0
6000	$0,130 \cdot 10^{-6}$			4250,0
6200	$0,1095 \cdot 10^{-6}$			4590,0
6400	$0,0925 \cdot 10^{-6}$			4940,0
6600	$0,0786 \cdot 10^{-6}$			5300,0
6800	$0,0671 \cdot 10^{-6}$			5700,0
7000	$0,0575 \cdot 10^{-6}$			6150,0



Національний університет  
Таблиця Д.3. Коефіцієнти місцевих опорів

Ескіз елемента	Найменування, формули і чисельні значення									
1	2									
		<b>1. Вхід в трубу</b>								
		1.1 - Без заокруглення отвору $\zeta = 0,5$ ; [8, с. 40] 1.2 - При заокругленні вхідного отвору								
		$R/d$	0,02	0,08	0,16	0,2				
		$\zeta$	0,36	0,15	0,06	0,03				
		1.3 - Для трубы, яка заходить в середину резервуара: при $l < (2...3)d$ $\zeta = 0,75$ ; при $l > 4d$ $\zeta = 1,0$ .								
		1.4 - Сітка на вході в трубу								
		$f$	0,5 5	0,5 5	0,6 5	0,6 5	0,7	0,8		
		$\zeta$	0,8 9	0,7 5	0,6 5	0,5 8	0,5 2	0,4 3		
		$f$ – відносна площа чарунок сітки.								
		1.5 - Всмоктувальний клапан з сіткою [8, с. 43; 142, с. 88]								
		$d$ , мм	40	50	75	100	150	200		
		$\zeta$	12	10	8,5	7	6	5,2		
		<b>2. З'єднання труб різного діаметра</b>								
		2.1 - Поступове розширення (конічний дифузор) [8, с. 39; 142, с. 89]								
		$\zeta = k_{\text{диф}}(D^2/d^2 - 1)^2$ .								
		$\theta$ , град	2,5	4	7,5	10	15	20		
		$k_{\text{диф}}$	0, 18	0,13	0,14	0,16	0,2 7	0,43		
		2.2 – Раптове розширення, $k_{\text{диф}}=1,0$ .								
		2.3 – Поступове звуження (конічний конфузор) [142, с. 90]								
		$D/d$	Кут $\theta$ , градусів							
			10	20	30	40				
		1,2	0,04	0,05	0,07	0,08				
		2,0	0,07	0,09	0,12	0,14				
		3,0	0,08	0,10	0,14	0,17				
		2.4 – Раптове звуження $\zeta = 0,5(1-d^2/D^2)$ ;								
		2.5 – Мірна труба Вен турі $\zeta = 2g/K^2 - 1 + (d/D)^2$ ; де $K$ – коефіцієнт витрати, який приймають за таблицею								
		$d/D$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4			
		$K$	6,81	5,52	4,9	4,63	4,43			

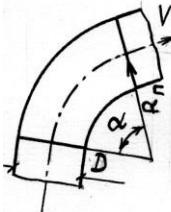
Продовження таблиці Д.3..

### 3. Відводи і коліна

3.1.– Плавний поворот (відвід) круглої труби [147, с. 44]

$$\zeta_{90} = 0,02(100\lambda)^{2,5} + 0,106(D/R_n)^{2,5}; \quad \zeta_a = a\zeta_{90};$$

$\lambda$	$\zeta_{90}$ – при значеннях $D/R_n$				
	1	0,8	0,6	0,4	$\geq 0,2$
0,015	0,16	0,12	0,08	0,07	0,06
0,02	0,22	0,17	0,14	0,12	0,11
0,025	0,3	0,26	0,23	0,21	0,2
0,03	0,42	0,37	0,34	0,32	0,31
0,035	0,56	0,52	0,49	0,47	0,46
0,04	0,75	0,7	0,67	0,65	0,64



3.2. – Різкий поворот труби (коліно) [143, с. 453]

Кут повороту круглої труби

$\alpha$ , градусів	30	40	50	60	70	80	90
$\zeta$	0,2	0,3	0,4	0,55	0,7	0,9	1,0

Кут повороту прямокутної труби

$\alpha$ , градусів	15	30	45	60	90
$\zeta$	0,025	0,11	0,26	0,49	1,2

3.3. – Зварне коліно [144, с. 15] при  $\alpha=90^\circ$

$d$ , мм	75	100	150	200	300	400
$\zeta$	0,9	0,85	0,75	0,68	0,6	0,58

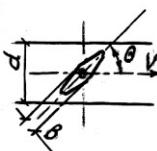
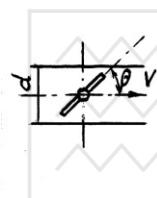
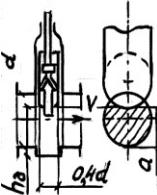
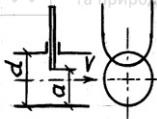
$d$ , мм	500	600	800	1000	1600
$\zeta$	0,52	0,5	0,48	0,45	0,4

3.4. – Близько розташовані відводи [130, с. 41; 142, с. 70]

$L$ - відстань між місцевими опорами, м;  $D$ - діаметр труби, м.

Схема	$L/D$	$\zeta$	Схема	$L/D$	$\zeta$
$a$	-	0,6	$\vartheta$	-	0,4
$\bar{b}$	0	0,6	$\vartheta$	-	0,46
$\bar{b}$	3,2	0,5	$\vartheta$	0	1,25
$\bar{b}$	6,4	0,45	$\vartheta$	3,2	1,22
$\bar{b}$	10,8	0,41	$\vartheta$	10,8	1,14
$\bar{b}$	17,2	0,39	$\vartheta$	17,2	1,05

Продовження таблиці Д.3.



$a/d$	0	0,125	0,2	0,3	0,4	0,5
$\zeta$	$\infty$	97,8	35	10	4,6	2,06
$a/d$	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	
$\zeta$	0,98	0,44	0,17	0,06	0	

4.1. – Засувка пряма (шиберна) [143, с. 456]

$a/d$	0,1	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\zeta$	200	30	22	12	5,23	2,8	1,5	0,8	0,3	0,15

За формулою [90, с. 60; 101]

$$\lg \zeta = 0,185(d/h_0) + 0,4 \sqrt{h_0/d} + 0,77;$$

де  $h_0/d = a/d + 0,0675$  для  $d = 200$  мм;

i  $h_0/d = a/d + 0,059$  для  $d = 300$  мм;

При повному відкритті [144, с. 11]

$d$ , мм	50	100	300	400	1600
$\zeta$	0,8	0,5	0,15	0,12	0,1

4.3. – Плоский дисковий затвор [145, с. 360]

$\theta$ , град	0	10	20	30	40	50	60	70	75
$\zeta$	0,6	0,85	1,7	4	9,4	24	67	215	400

4.4. – Дисковий затвор [143, с. 458]

$\theta$ , град	5	10	15	20	25
$\zeta$	0,24	0,52	0,9	1,54	2,51
$\theta$ , град	40	50	60	65	70
$\zeta$	10,8	32,6	118	256	751

Дисковий затвор при повному відкритті [143, с. 363]

$b/d$	0,1	0,15	0,2	0,25	0,3
$\zeta$	0,08	0,15	0,33	0,53	0,7

Дисковий затвор при повному відкритті [90, с. 62; 148]

$d$ , мм	50	100	150	200	300	400	500	600	1000	1400
Ущільнення по корпусу										
$\zeta$	-	0,45	0,4	0,36	0,3	-	-	0,09	-	-
Ущільнення по диску										
$\zeta$	0,95	0,5	-	-	0,35	0,45	0,3	-	0,58	0,175



1 та при	2																																																																																																		
	4.5. – Кільцеві засувки [20, с. 197]																																																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Тип засувки</th><th colspan="10">Відкриття, %</th></tr> <tr> <th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>60</th><th>70</th><th>80</th><th>90</th><th>100</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>вмонтований привід, <math>\zeta</math></td><td>900</td><td>100</td><td>30</td><td>17</td><td>10</td><td>6</td><td>4</td><td>3</td><td>2,3</td><td>1,8</td></tr> <tr> <td>зовнішній привід, <math>\zeta</math></td><td>500</td><td>80</td><td>28</td><td>14</td><td>7</td><td>4</td><td>2,5</td><td>1,6</td><td>1</td><td>0,4</td></tr> </tbody> </table>	Тип засувки	Відкриття, %										10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	вмонтований привід, $\zeta$	900	100	30	17	10	6	4	3	2,3	1,8	зовнішній привід, $\zeta$	500	80	28	14	7	4	2,5	1,6	1	0,4																																																							
Тип засувки	Відкриття, %																																																																																																		
	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100																																																																																									
вмонтований привід, $\zeta$	900	100	30	17	10	6	4	3	2,3	1,8																																																																																									
зовнішній привід, $\zeta$	500	80	28	14	7	4	2,5	1,6	1	0,4																																																																																									
	4.6. – Пробковий кран в циліндричній трубі [90, с. 62]																																																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\theta</math>, град</th><th>5</th><th>10</th><th>15</th><th>20</th><th>25</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>67</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\omega/\omega_n</math></td><td>0,93</td><td>0,85</td><td>0,77</td><td>0,69</td><td>0,6</td><td>0,52</td><td>0,35</td><td>0,19</td><td>-</td></tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td><td>0,065</td><td>0,31</td><td>0,88</td><td>1,84</td><td>3,45</td><td>6,15</td><td>20,7</td><td>95,3</td><td>-</td></tr> </tbody> </table>	$\theta$ , град	5	10	15	20	25	30	40	50	67	$\omega/\omega_n$	0,93	0,85	0,77	0,69	0,6	0,52	0,35	0,19	-	$\zeta$	0,065	0,31	0,88	1,84	3,45	6,15	20,7	95,3	-																																																																				
$\theta$ , град	5	10	15	20	25	30	40	50	67																																																																																										
$\omega/\omega_n$	0,93	0,85	0,77	0,69	0,6	0,52	0,35	0,19	-																																																																																										
$\zeta$	0,065	0,31	0,88	1,84	3,45	6,15	20,7	95,3	-																																																																																										
	де $\omega$ - площа відкриття; $\omega$ - площа повного відкриття																																																																																																		
	4.7. – Вентиля																																																																																																		
	При повному відкритті [142, с. 94]																																																																																																		
	а) з прямим закриттям $\zeta = 3 \dots 5,5$ ;																																																																																																		
	б) з нахиленим закриттям $\zeta = 1,4 \dots 1,85$ .																																																																																																		
	4.8. – Захлопка [8, с. 43; 90, с. 62; 145 с. 364]																																																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math>, град</th><th>15</th><th>20</th><th>25</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>60</th><th>65</th><th>7</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\zeta</math></td><td>90</td><td>62</td><td>42</td><td>30</td><td>14</td><td>6,6</td><td>3,2</td><td>2,3</td><td>1,7</td></tr> </tbody> </table>	$\alpha$ , град	15	20	25	30	40	50	60	65	7	$\zeta$	90	62	42	30	14	6,6	3,2	2,3	1,7																																																																														
$\alpha$ , град	15	20	25	30	40	50	60	65	7																																																																																										
$\zeta$	90	62	42	30	14	6,6	3,2	2,3	1,7																																																																																										
	4.9. – Зворотний затвор з однобічним шарніром типу 19ч16р [130, с. 33]																																																																																																		
	а) при частковому відкритті																																																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>d</math>, мм</th><th colspan="10">Кут розкриття диску, <math>\alpha</math>, град</th></tr> <tr> <th>5</th><th>10</th><th>15</th><th>20</th><th>25</th><th>30</th><th>35</th><th>40</th><th>45</th><th>50</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td></td><td colspan="10">Прямий рух рідини</td></tr> <tr> <td>50-150</td><td>-</td><td>8</td><td>3</td><td>2,4</td><td>2,1</td><td>2</td><td>1,87</td><td>1,8</td><td>1,7</td><td>1,5</td></tr> <tr> <td>150</td><td>16</td><td>5</td><td>3,2</td><td>2,5</td><td>2,1</td><td>2,0</td><td>1,9</td><td>1,8</td><td>1,4</td><td>1,0</td></tr> <tr> <td>200</td><td>-</td><td>7</td><td>5,0</td><td>3,5</td><td>3,0</td><td>2,5</td><td>2,0</td><td>1,5</td><td>1,4</td><td>1,0</td></tr> <tr> <td>300</td><td>-</td><td>12</td><td>7,5</td><td>5,0</td><td>3,5</td><td>3,0</td><td>2,7</td><td>2,4</td><td>2,0</td><td>1,7</td></tr> <tr> <td></td><td colspan="10">Зворотний рух рідини</td></tr> <tr> <td>150</td><td>35</td><td>9</td><td>4,5</td><td>3,3</td><td>2,9</td><td>2,5</td><td>2,1</td><td>1,9</td><td>1,6</td><td>1,3</td></tr> </tbody> </table>	$d$ , мм	Кут розкриття диску, $\alpha$ , град										5	10	15	20	25	30	35	40	45	50		Прямий рух рідини										50-150	-	8	3	2,4	2,1	2	1,87	1,8	1,7	1,5	150	16	5	3,2	2,5	2,1	2,0	1,9	1,8	1,4	1,0	200	-	7	5,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,4	1,0	300	-	12	7,5	5,0	3,5	3,0	2,7	2,4	2,0	1,7		Зворотний рух рідини										150	35	9	4,5	3,3	2,9	2,5	2,1	1,9	1,6	1,3
$d$ , мм	Кут розкриття диску, $\alpha$ , град																																																																																																		
	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50																																																																																									
	Прямий рух рідини																																																																																																		
50-150	-	8	3	2,4	2,1	2	1,87	1,8	1,7	1,5																																																																																									
150	16	5	3,2	2,5	2,1	2,0	1,9	1,8	1,4	1,0																																																																																									
200	-	7	5,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,4	1,0																																																																																									
300	-	12	7,5	5,0	3,5	3,0	2,7	2,4	2,0	1,7																																																																																									
	Зворотний рух рідини																																																																																																		
150	35	9	4,5	3,3	2,9	2,5	2,1	1,9	1,6	1,3																																																																																									
	б) при повному відкритті [143, с. 459; 145, с. 378]																																																																																																		
	<table border="1"> <thead> <tr> <th><math>d</math>, мм</th><th>40</th><th>70</th><th>100</th><th>150</th><th>200</th><th>250</th><th>300</th><th>400</th><th>500</th><th>750</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>\zeta</math></td><td>1,3</td><td>1,4</td><td>1,5</td><td>1,7</td><td>1,9</td><td>2</td><td>2,1</td><td>2,3</td><td>2,5</td><td>2,9</td></tr> </tbody> </table>	$d$ , мм	40	70	100	150	200	250	300	400	500	750	$\zeta$	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2	2,1	2,3	2,5	2,9																																																																												
$d$ , мм	40	70	100	150	200	250	300	400	500	750																																																																																									
$\zeta$	1,3	1,4	1,5	1,7	1,9	2	2,1	2,3	2,5	2,9																																																																																									



1	2																																									
	<p>4.10. – Зворотні затвори з регульованим закриттям типу КОР. 1,6; <math>D_y = 200</math> мм і <math>D_y = 250</math> мм [20, с. 200; 58, с. 393]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math>, град</th><th>5</th><th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>60</th><th>65</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>V</math>, м/с</td><td>-</td><td>-</td><td>0,8</td><td>1,4</td><td>2,0</td><td>2,5</td><td>3,0</td><td>4,0</td></tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td><td>600</td><td>10</td><td>3</td><td>1,6</td><td>1,0</td><td>0,7</td><td>0,45</td><td>0,4</td></tr> </tbody> </table>	$\alpha$ , град	5	10	20	30	40	50	60	65	$V$ , м/с	-	-	0,8	1,4	2,0	2,5	3,0	4,0	$\zeta$	600	10	3	1,6	1,0	0,7	0,45	0,4														
$\alpha$ , град	5	10	20	30	40	50	60	65																																		
$V$ , м/с	-	-	0,8	1,4	2,0	2,5	3,0	4,0																																		
$\zeta$	600	10	3	1,6	1,0	0,7	0,45	0,4																																		
	<p>4.11. – Зворотні затвори з ексцентричною віссю обертання і регульованим закриттям <math>D_y=300</math> мм [146]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th><math>\alpha</math>, град</th><th>5</th><th>10</th><th>20</th><th>30</th><th>40</th><th>50</th><th>60</th><th>70</th><th>80</th><th>85</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td><math>V</math>, м/с</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td><td>-</td><td>0,7</td><td>1</td><td>1,4</td><td>1,6</td><td>1,1</td></tr> <tr> <td><math>\zeta</math></td><td>2000</td><td>800</td><td>300</td><td>90</td><td>35</td><td>15</td><td>7</td><td>4</td><td>3</td><td>2,5</td></tr> </tbody> </table>	$\alpha$ , град	5	10	20	30	40	50	60	70	80	85	$V$ , м/с	-	-	-	-	-	0,7	1	1,4	1,6	1,1	$\zeta$	2000	800	300	90	35	15	7	4	3	2,5								
$\alpha$ , град	5	10	20	30	40	50	60	70	80	85																																
$V$ , м/с	-	-	-	-	-	0,7	1	1,4	1,6	1,1																																
$\zeta$	2000	800	300	90	35	15	7	4	3	2,5																																
	<p>4.12. Зворотні затвори з ексцентричною віссю обертання [90, с 71]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">Зворотний затвор</th><th colspan="5">Швидкості рідини, <math>V</math>, м/с</th></tr> <tr> <th>1</th><th>2</th><th>3</th><th>4</th><th>5</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>З вигнуто-сферичною тареллю <math>D_y=1000</math> мм</td><td>6/30</td><td>1,8/8</td><td>0,7/3</td><td>0,7/3</td><td>0,7/3</td></tr> <tr> <td>ПТ 44007, <math>D_y=800</math> мм</td><td>12/60</td><td>2,2/12</td><td>0,7/3</td><td>0,6/2,8</td><td>0,6/2,8</td></tr> <tr> <td>ПФ 44025, <math>D_y=1000</math> мм</td><td>11/55</td><td>4/20</td><td>1,6/8</td><td>0,7/4</td><td>0,5/2</td></tr> <tr> <td>ПФ 44025, <math>D_y=800</math> мм</td><td>19/95</td><td>7/35</td><td>2/10</td><td>0,7/3</td><td>0,4/2</td></tr> </tbody> </table>	Зворотний затвор	Швидкості рідини, $V$ , м/с					1	2	3	4	5	З вигнуто-сферичною тареллю $D_y=1000$ мм	6/30	1,8/8	0,7/3	0,7/3	0,7/3	ПТ 44007, $D_y=800$ мм	12/60	2,2/12	0,7/3	0,6/2,8	0,6/2,8	ПФ 44025, $D_y=1000$ мм	11/55	4/20	1,6/8	0,7/4	0,5/2	ПФ 44025, $D_y=800$ мм	19/95	7/35	2/10	0,7/3	0,4/2						
Зворотний затвор	Швидкості рідини, $V$ , м/с																																									
	1	2	3	4	5																																					
З вигнуто-сферичною тареллю $D_y=1000$ мм	6/30	1,8/8	0,7/3	0,7/3	0,7/3																																					
ПТ 44007, $D_y=800$ мм	12/60	2,2/12	0,7/3	0,6/2,8	0,6/2,8																																					
ПФ 44025, $D_y=1000$ мм	11/55	4/20	1,6/8	0,7/4	0,5/2																																					
ПФ 44025, $D_y=800$ мм	19/95	7/35	2/10	0,7/3	0,4/2																																					
	<p>Примітка: В чисельнику <math>\zeta</math> в знаменнику – кут повороту тарелі <math>\theta</math></p>																																									
	<p>4.13. Зворотний клапан (тарілчастий) [142, с. 95]</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>b/d</math></th><th colspan="6">Відношення <math>h/d</math></th></tr> <tr> <th>0,1</th><th>0,12</th><th>0,14</th><th>0,156</th><th>0,20</th><th>0,25</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0,1</td><td>16,1</td><td>11,3</td><td>8,45</td><td>6,60</td><td>4,42</td><td>3,03</td></tr> <tr> <td>0,15</td><td>16,3</td><td>11,5</td><td>8,65</td><td>9,80</td><td>4,62</td><td>3,23</td></tr> <tr> <td>0,2</td><td>16,5</td><td>11,7</td><td>8,85</td><td>7,00</td><td>4,82</td><td>2,43</td></tr> <tr> <td>0,25</td><td>16,7</td><td>11,9</td><td>9,05</td><td>7,20</td><td>5,02</td><td>3,64</td></tr> </tbody> </table>	$b/d$	Відношення $h/d$						0,1	0,12	0,14	0,156	0,20	0,25	0,1	16,1	11,3	8,45	6,60	4,42	3,03	0,15	16,3	11,5	8,65	9,80	4,62	3,23	0,2	16,5	11,7	8,85	7,00	4,82	2,43	0,25	16,7	11,9	9,05	7,20	5,02	3,64
$b/d$	Відношення $h/d$																																									
	0,1	0,12	0,14	0,156	0,20	0,25																																				
0,1	16,1	11,3	8,45	6,60	4,42	3,03																																				
0,15	16,3	11,5	8,65	9,80	4,62	3,23																																				
0,2	16,5	11,7	8,85	7,00	4,82	2,43																																				
0,25	16,7	11,9	9,05	7,20	5,02	3,64																																				
	<p>4.14. Сальниковий компенсатор [145, м. 384; 56, с. 181]  <math>\zeta = 0,2</math>.</p>																																									
	<p>5. Відгалуження (трійники) і колектори</p> <p>5.1. Для наближених розрахунків трубопровідних систем використовують такі коефіцієнтів місцевих опорів [142, с. 97; 8, с. 44]. Уточнені значення <math>\zeta</math> приведені в [145, с. 273-317].</p>																																									



1	2																																																															
	<b>5.2. Трійник штаноподібний [145, с. 317]</b>																																																															
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\alpha</math>, град</th> <th colspan="6">Значення <math>\zeta</math> при <math>Q_o/Q_c</math></th> </tr> <tr> <th>0</th> <th>0,1</th> <th>0,2</th> <th>0,3</th> <th>0,4</th> <th>0,5</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15</td><td>-2,56</td><td>-1,89</td><td>-1,30</td><td>-0,77</td><td>-0,3</td><td>0,10</td> </tr> <tr> <td>30</td><td>-2,05</td><td>-1,51</td><td>-1,00</td><td>-0,53</td><td>-0,1</td><td>0,28</td> </tr> <tr> <td>45</td><td>-1,30</td><td>-0,93</td><td>-0,55</td><td>-0,16</td><td>0,2</td><td>0,56</td> </tr> </tbody> </table> <table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2"><math>\alpha</math>, град</th> <th colspan="5">Значення <math>\zeta</math> при <math>Q_o/Q_c</math></th> </tr> <tr> <th>0,6</th> <th>0,7</th> <th>0,8</th> <th>0,9</th> <th>1,0</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>15</td><td>0,41</td><td>0,67</td><td>0,85</td><td>0,97</td><td>1,04</td> </tr> <tr> <td>30</td><td>0,69</td><td>0,91</td><td>1,09</td><td>1,37</td><td>1,55</td> </tr> <tr> <td>45</td><td>0,92</td><td>1,26</td><td>1,61</td><td>1,95</td><td>2,3</td> </tr> </tbody> </table>	$\alpha$ , град	Значення $\zeta$ при $Q_o/Q_c$						0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	15	-2,56	-1,89	-1,30	-0,77	-0,3	0,10	30	-2,05	-1,51	-1,00	-0,53	-0,1	0,28	45	-1,30	-0,93	-0,55	-0,16	0,2	0,56	$\alpha$ , град	Значення $\zeta$ при $Q_o/Q_c$					0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	15	0,41	0,67	0,85	0,97	1,04	30	0,69	0,91	1,09	1,37	1,55	45	0,92	1,26	1,61	1,95	2,3
$\alpha$ , град	Значення $\zeta$ при $Q_o/Q_c$																																																															
	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5																																																										
15	-2,56	-1,89	-1,30	-0,77	-0,3	0,10																																																										
30	-2,05	-1,51	-1,00	-0,53	-0,1	0,28																																																										
45	-1,30	-0,93	-0,55	-0,16	0,2	0,56																																																										
$\alpha$ , град	Значення $\zeta$ при $Q_o/Q_c$																																																															
	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0																																																											
15	0,41	0,67	0,85	0,97	1,04																																																											
30	0,69	0,91	1,09	1,37	1,55																																																											
45	0,92	1,26	1,61	1,95	2,3																																																											
	<b>5.3. Колектори, які розташовані за межами будівель насосних станцій [22]</b>																																																															
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="3">Коефіцієнти опорів <math>\zeta</math></th> <th colspan="8">Схема</th> </tr> <tr> <th colspan="2">А</th> <th colspan="2">Б</th> <th colspan="4">В</th> </tr> <tr> <th colspan="8">Номери працюючих насосів</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,2</td><td>1</td><td>1,2</td><td>1</td><td>1,2,3</td><td>1,2</td><td>1,3</td><td>1</td><td>2</td> </tr> <tr> <td>0,4</td><td>0,36</td><td>0,44</td><td>0,43</td><td>0,42</td><td>0,38</td><td>0,46</td><td>0,45</td><td>0,32</td> </tr> </tbody> </table>	Коефіцієнти опорів $\zeta$	Схема								А		Б		В				Номери працюючих насосів								1,2	1	1,2	1	1,2,3	1,2	1,3	1	2	0,4	0,36	0,44	0,43	0,42	0,38	0,46	0,45	0,32																				
Коефіцієнти опорів $\zeta$	Схема																																																															
	А		Б		В																																																											
	Номери працюючих насосів																																																															
1,2	1	1,2	1	1,2,3	1,2	1,3	1	2																																																								
0,4	0,36	0,44	0,43	0,42	0,38	0,46	0,45	0,32																																																								
	<b>5.4. Колектор при з'єднанні напірних ліній під кутом 90° [22, 62, с. 71-73; 145, с. 320]</b>																																																															
	<table border="1"> <thead> <tr> <th rowspan="2">K</th> <th colspan="8">Значення <math>\zeta_{90}</math></th> </tr> <tr> <th>0,2</th> <th>0,3</th> <th>0,4</th> <th>0,6</th> <th>0,8</th> <th>1,0</th> <th>1,2</th> <th>1,4</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td><td>27,5</td><td>17,0</td><td>11,8</td><td>6,3</td><td>3,90</td><td>2,52</td><td>1,76</td><td>1,30</td> </tr> <tr> <td>0,3</td><td>27,2</td><td>17,3</td><td>12,0</td><td>6,60</td><td>4,12</td><td>2,78</td><td>1,97</td><td>1,44</td> </tr> <tr> <td>0,6</td><td>27,0</td><td>17,5</td><td>12,4</td><td>7,00</td><td>4,43</td><td>3,02</td><td>2,16</td><td>1,59</td> </tr> <tr> <td>0,9</td><td>27,0</td><td>48,0</td><td>12,8</td><td>7,42</td><td>4,77</td><td>3,28</td><td>2,37</td><td>1,77</td> </tr> </tbody> </table>	K	Значення $\zeta_{90}$								0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	0	27,5	17,0	11,8	6,3	3,90	2,52	1,76	1,30	0,3	27,2	17,3	12,0	6,60	4,12	2,78	1,97	1,44	0,6	27,0	17,5	12,4	7,00	4,43	3,02	2,16	1,59	0,9	27,0	48,0	12,8	7,42	4,77	3,28	2,37	1,77										
K	Значення $\zeta_{90}$																																																															
	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4																																																								
0	27,5	17,0	11,8	6,3	3,90	2,52	1,76	1,30																																																								
0,3	27,2	17,3	12,0	6,60	4,12	2,78	1,97	1,44																																																								
0,6	27,0	17,5	12,4	7,00	4,43	3,02	2,16	1,59																																																								
0,9	27,0	48,0	12,8	7,42	4,77	3,28	2,37	1,77																																																								
	$B = [1 + (D_n/d_n)^4 + \sum \zeta_m]^0,5; A = (n/B)^*(D_n/D_o)^2; K = I - (D_n/D_o)^2;$ де $n$ – кількість напірних ліній, які ідуть від насосів; $\sum \zeta_m$ – сума коефіцієнтів місцевих опорів трубопровідної апаратури, яка встановлена між насосом і колектором; $d_n$ – напірного патрубка насоса; $D_n$ – діаметр напірної лінії насоса; $D_k$ - діаметр трубопроводу на початку колектора; $D_o$ – діаметр трубопроводу в кінці колектора.																																																															
	<b>5.5. Колектор при з'єднанні напірних ліній під кутом 45° [22, 62, с. 72].</b>																																																															
	Коефіцієнт опору визначається як для схеми 5.4 з введенням поплавкового коефіцієнта 0,7																																																															
	$\zeta_{45} = 0,7 \zeta_{90}$																																																															
	<b>5.6. Колектор з підводом напірних ліній під кутом <math>\alpha=30^\circ</math> и <math>\alpha=45^\circ</math> [22, 62, с. 72]</b>																																																															
	Коефіцієнти опору визначаються як для схеми 5.4 з введенням поплавкових коефіцієнтів																																																															
	$\zeta_{30} = 0,65 \zeta_{90}; \quad \zeta_{45} = 0,6 \zeta_{90}$																																																															

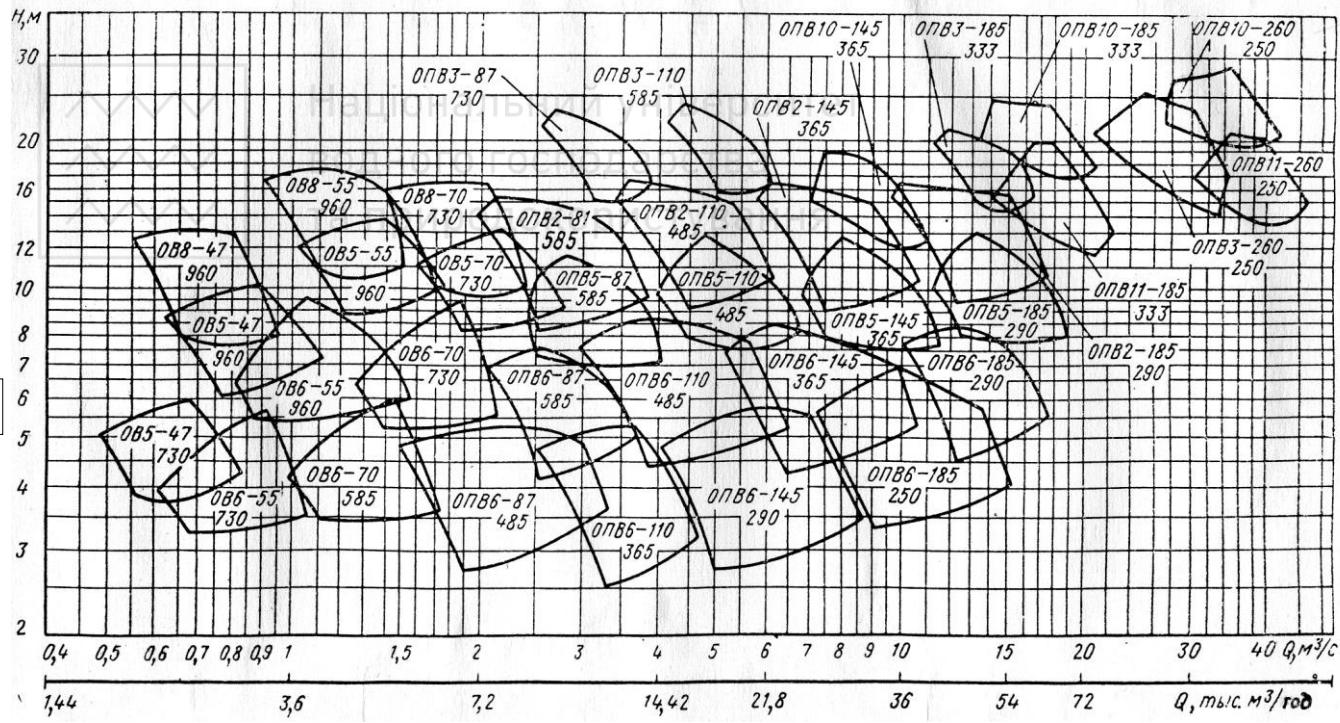


Рис. Д.2. Зведений графік полів  $Q - H$  осьових насосів типу „ОП” і „ОПВ”



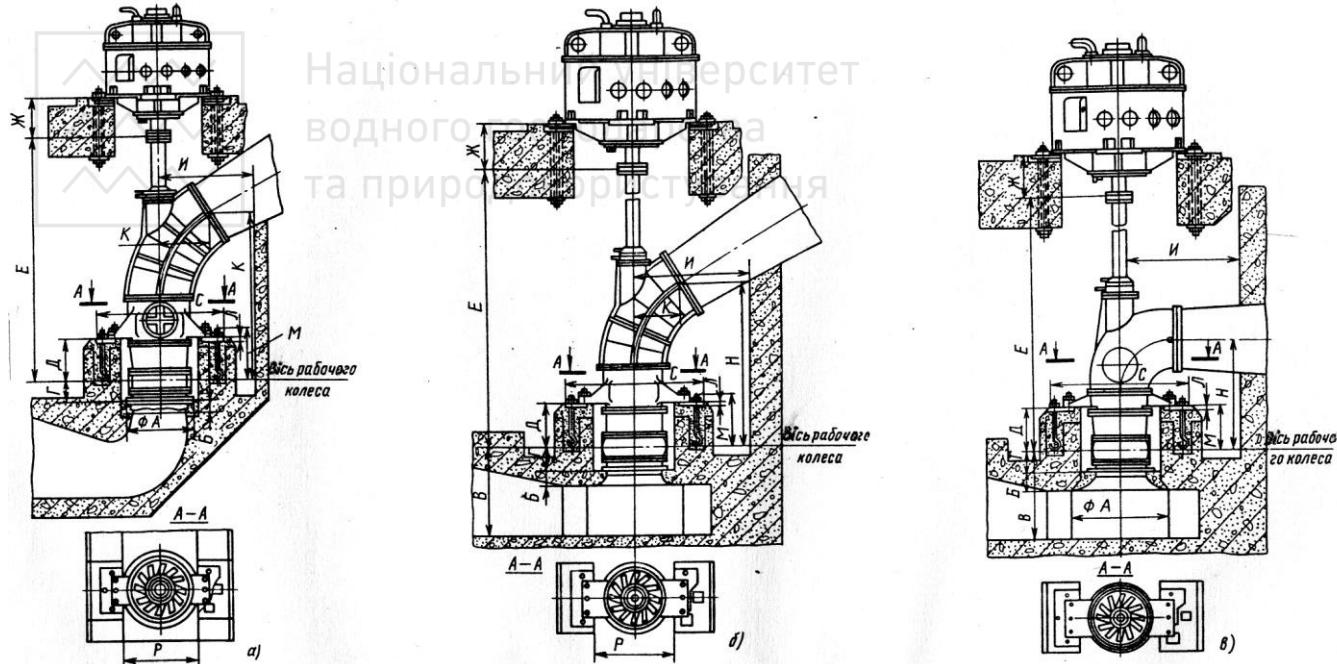


Рис. Д.3. Схема установки осьових насосів: а- з колінчастим підводом і відводом; б- з камерним підводом і колінчастим відводом; в- малогабаритного виконання

Таблиця Д.4. – Основні розміри осьових насосів

Типо- розмір насоса	Розміри, мм													
	A	B	V	Г	Д	E	Ж	I	K	Л	M	H	P	C
ОВ-87; ОПВ-87; ОПВ-87Э	1100	180		370	775	3850	600 800	1500	750	130	1000	2665	1360	830
ОВ-110; ОПВ-110; ОПВ- 110ЭГ	1400	190		500	940	4850	600 800	2000	900	130	1000	3350	1660	830
ОВ-145; ОПВ-145;	1820	320		570	1200	6850	800	2500	1375	135	1000	4650	2200	930
ОВ-185; ОПВ-185; ОПВ-185Э	2440	350	1200	2770		7915	2000 2260	3500	1850	3200		6165	-	-
ОВ-47К	890	180	850	225	697	2480	500	1000	455	95	800	1557	1290	670
ОВ-55К	1040	210	940	210	660	2480	500	1100	512	95	800	1700	1290	670
ОВ-87К	1590	265	1505	370	760	3850	600 800	1500	750	130	1000	2665	1360	830
ОВ-110К	2000	300	1903	530	940	4850	600 800	2000	900	130	1000	3350	1660	830
ОВ-87МК	1590	265	1505	370	760	3350	600 800	1500	970	130	1000	2020	1360	830
ОВ-110МК	2000	300	1903	530	870	4150	600 800	2000	1200	130	1000	2390	1660	830

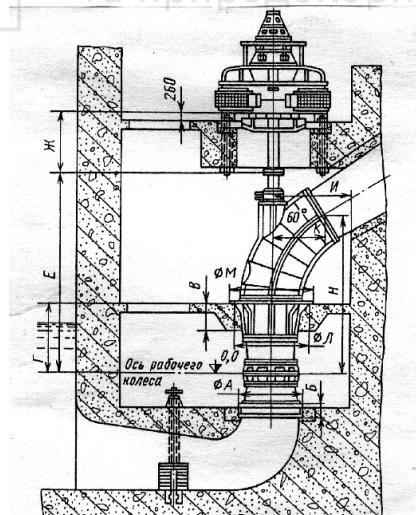


Рис. Д.4. Схема установки осьового насоса з робочим колесом діаметром 185 см

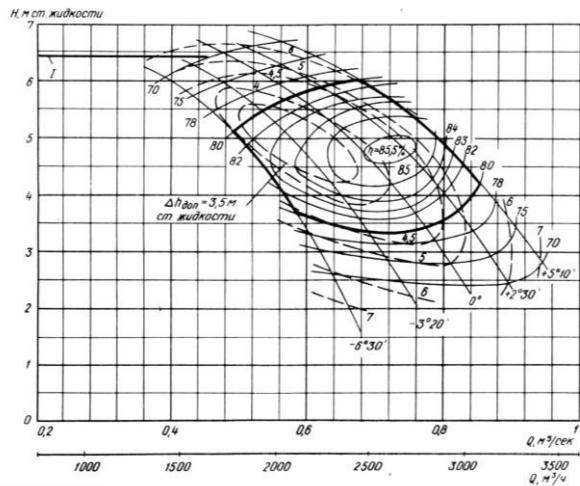


Рис. Д.5. Характеристика насоса О5-47;  $n = 750$  об/хв

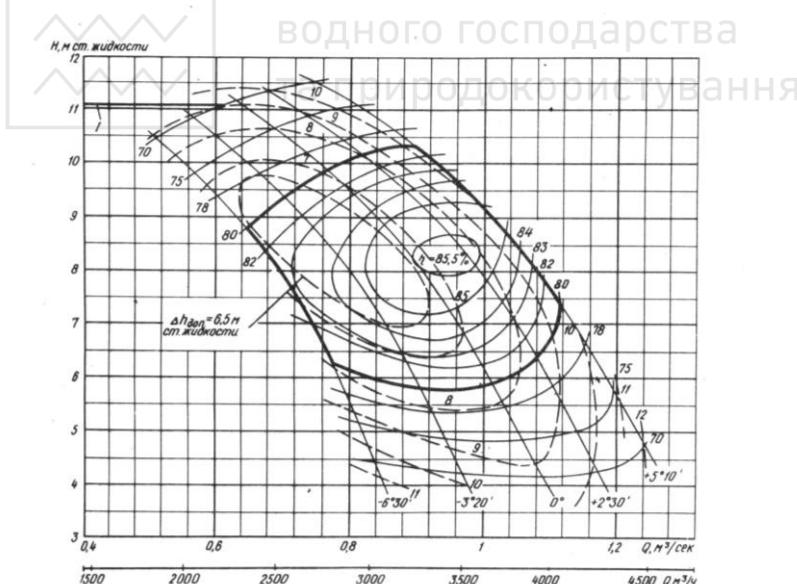


Рис. Д.6. Характеристика насоса О5-47;  $n = 960$  об/хв.



Н.м ст. жidкостi

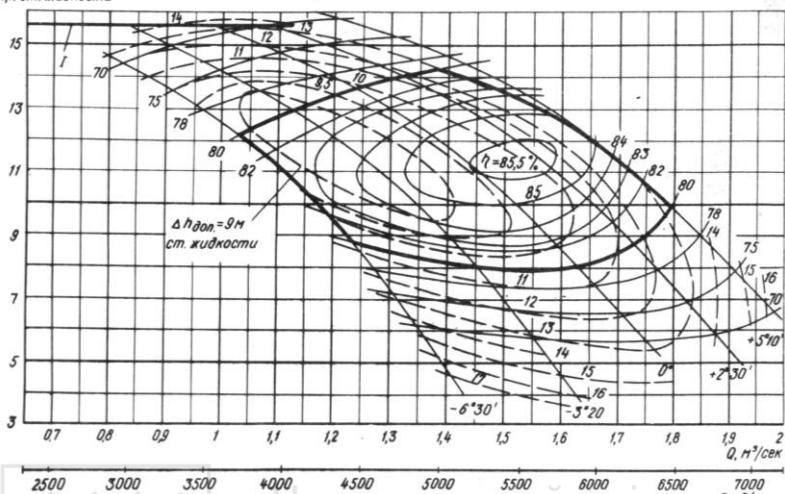


Рис. Д.7. Характеристика насоса О5-55;  $n = 960$  об/хв.

Н.м ст. жidкостi

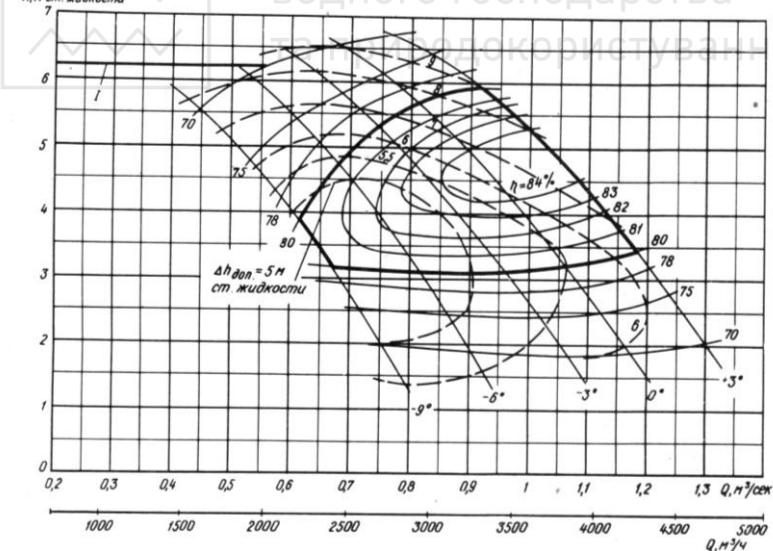


Рис. Д.8. Характеристика насоса О6-55;  $n = 960$  об/хв



Рис. Д.9. Характеристика насоса Об-55;  $n = 960$  об/хв.

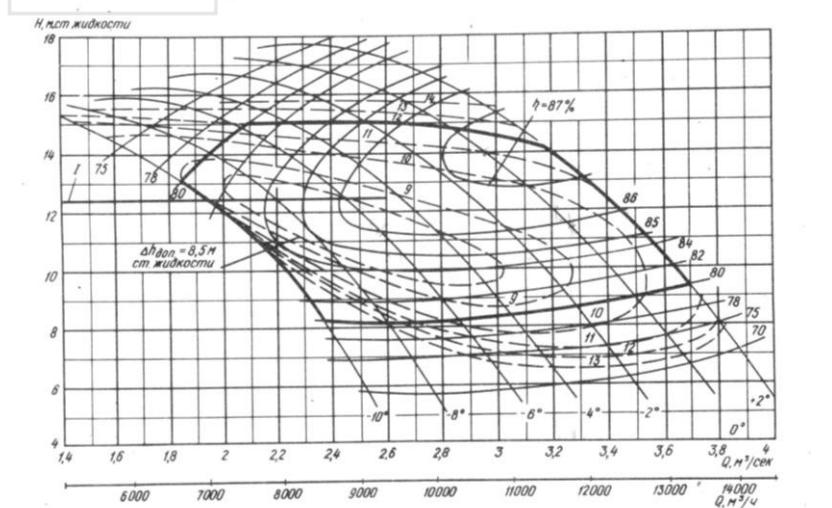


Рис. Д.10. Характеристика насоса ОП2-87;  $n = 585$  об/хв.

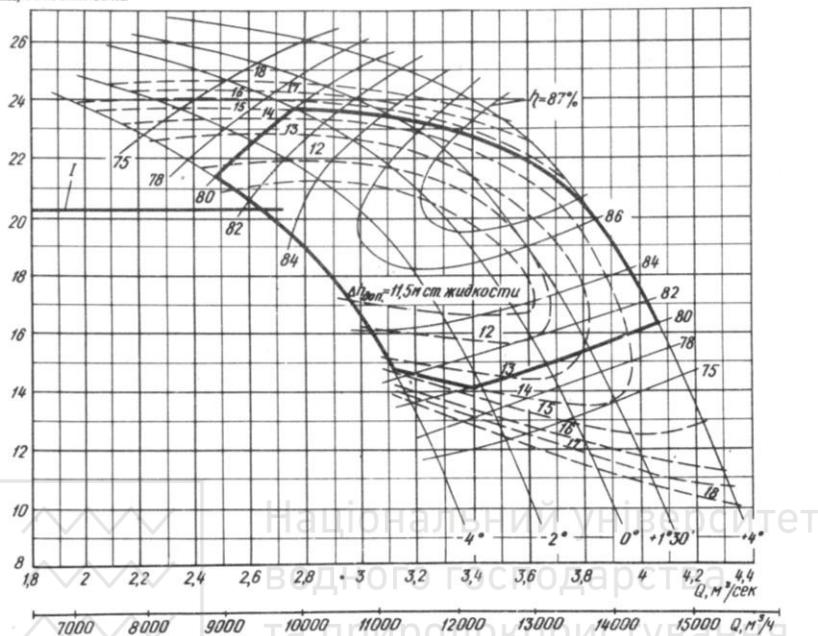


Рис. Д.11. Характеристика насоса ОПЗ-87;  $n = 730$  об/хв.

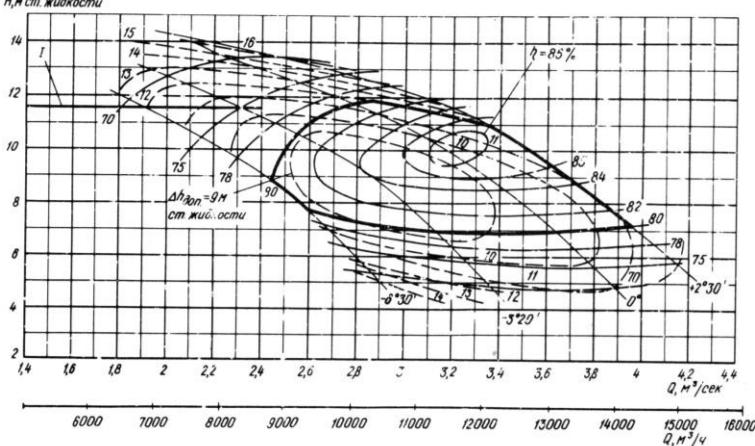


Рис. Д.12. Характеристика насоса ОП5-87;  $n = 585$  об/хв.



Н, м ст. жидкости

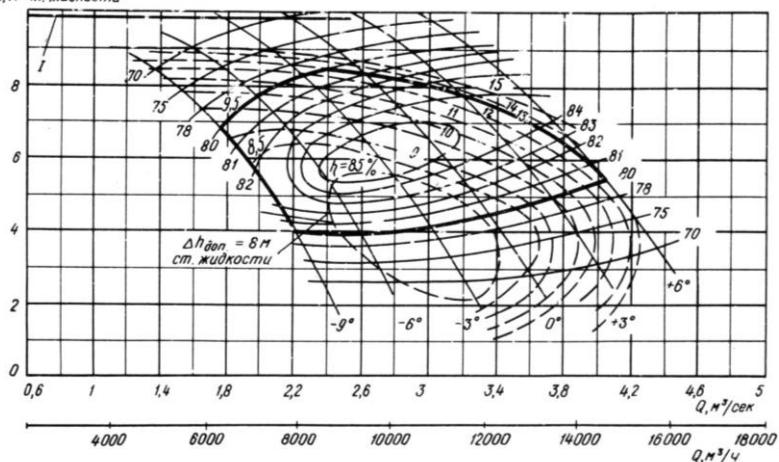


Рис. Д.13. Характеристика насоса ОП6-87;  $n = 585$  об/хв

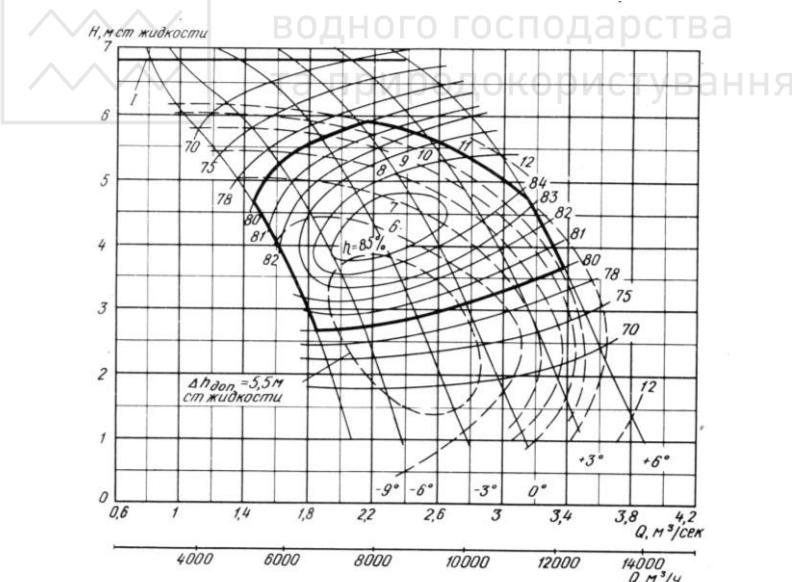


Рис. Д.14. Характеристика насоса ОП6-87;  $n = 485$  об/хв.

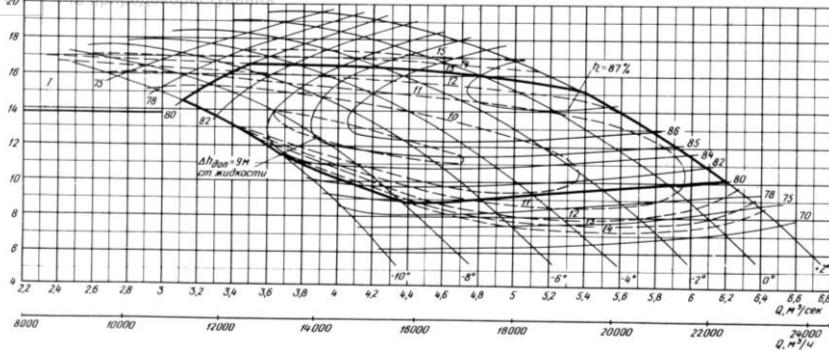


Рис. Д.15. Характеристика насоса ОП2-110;  $n = 485$  об/хв

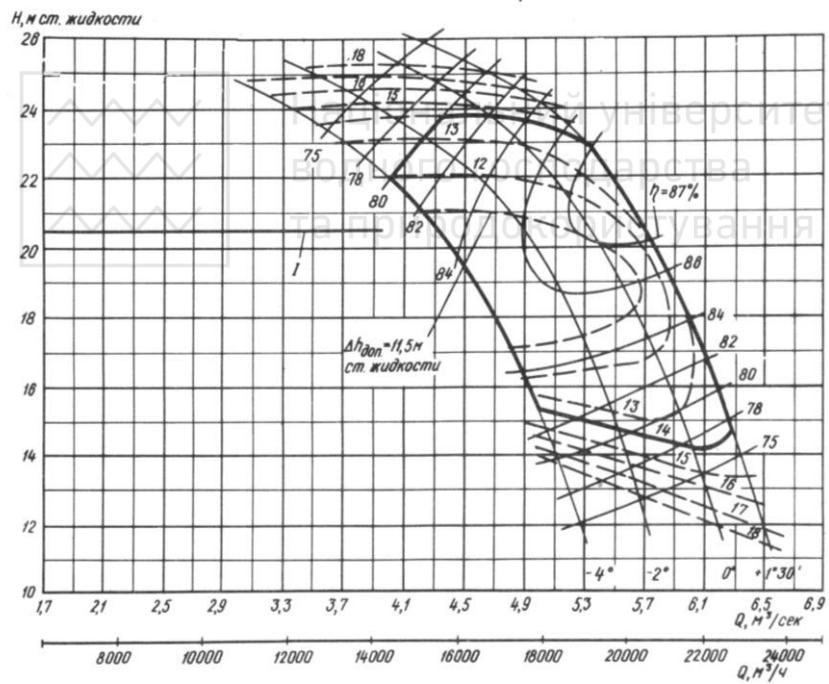


Рис. Д.16. Характеристика насоса ОП3-110;  $n = 585$  об/хв.

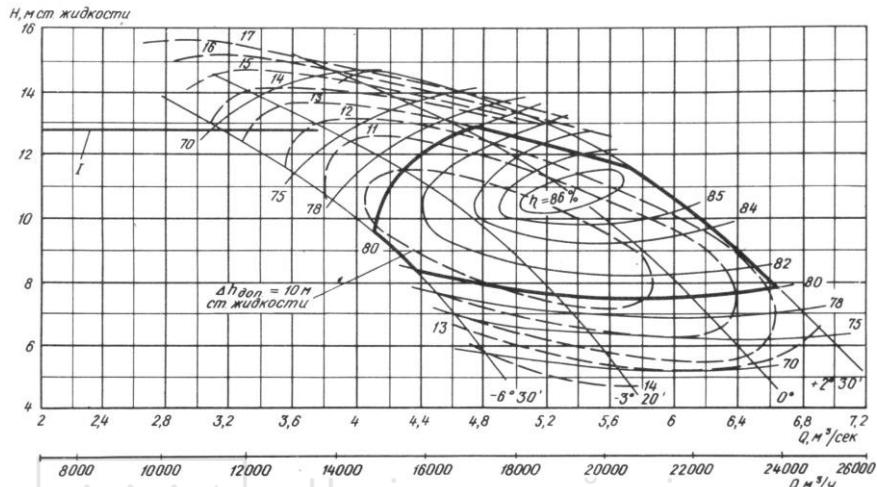


Рис. Д. 17. Характеристика насоса ОП5-110;  $n = 485$  об/хв

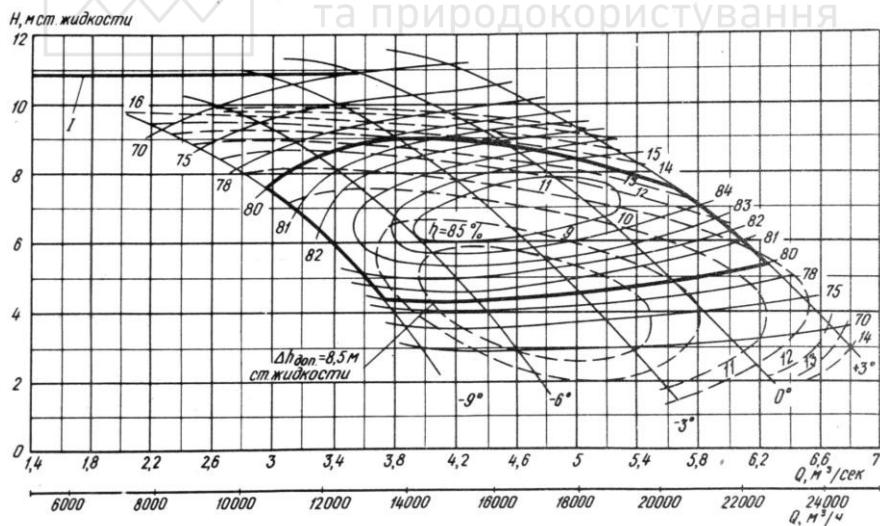


Рис. Д.18. Характеристика насоса ОП6 -110;  $n = 485$  об/хв



$H, \text{ м ст. жидкости}$

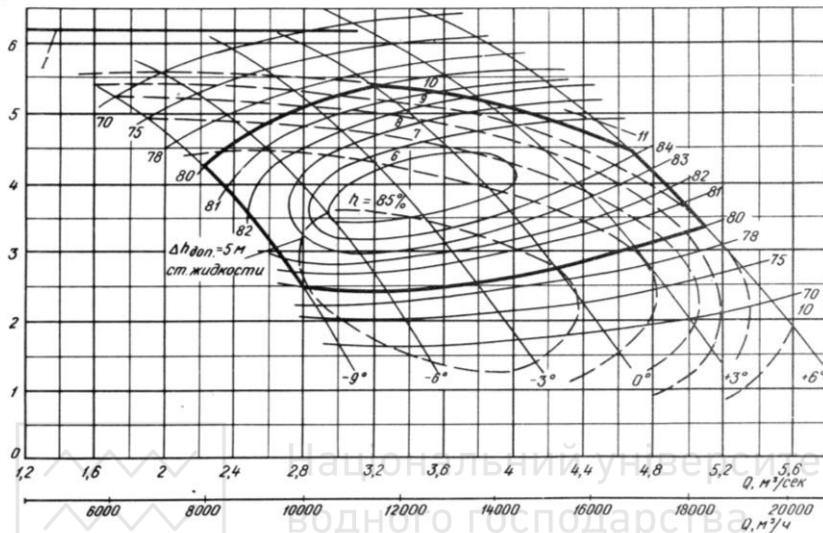


Рис. Д.19. Характеристика насоса ОП  $n = 365$  об/хв

$H, \text{ м ст. жидкости}$

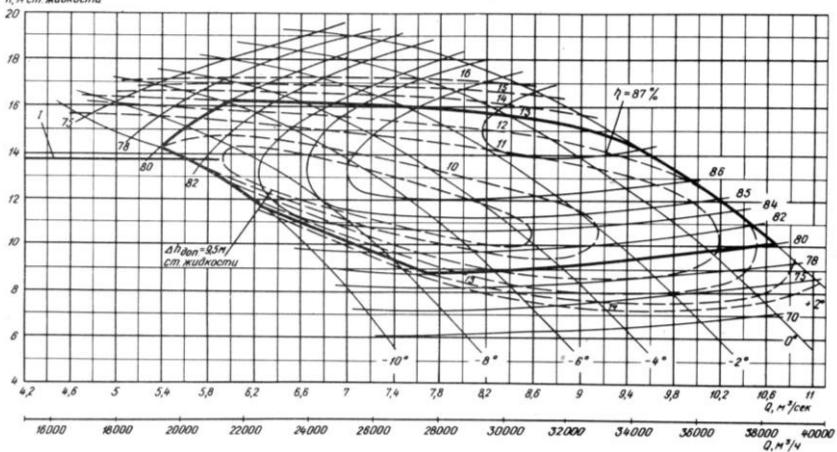


Рис. Д.20. Характеристика насоса ОП2-145;  $n = 385$  об/хв

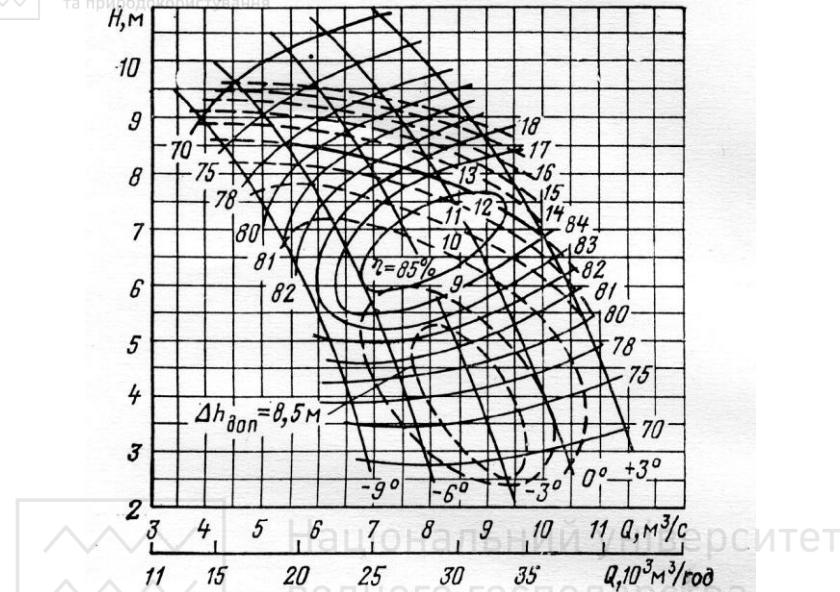


Рис. Д.21 Характеристика насоса ОПВ6-145Э,  $n = 290$  об/хв

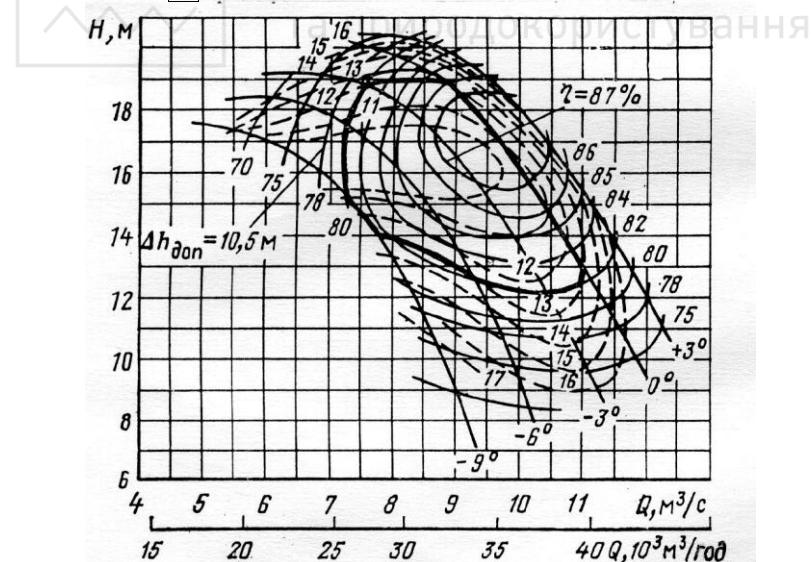


Рис. Д.22. Характеристика насоса ОПВ10-145Э,  $n=365$  об/хв

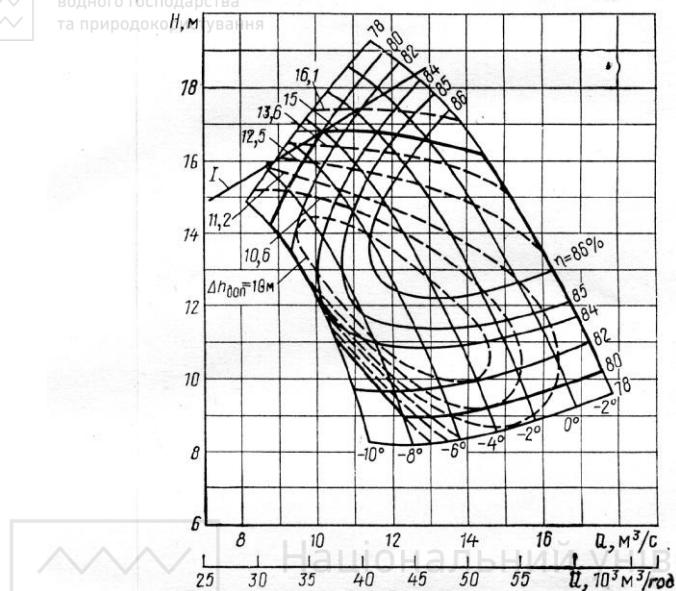


Рис. Д. 23 Характеристика насоса ОПВ2-185ЭГ,  $n=250$  об/хв

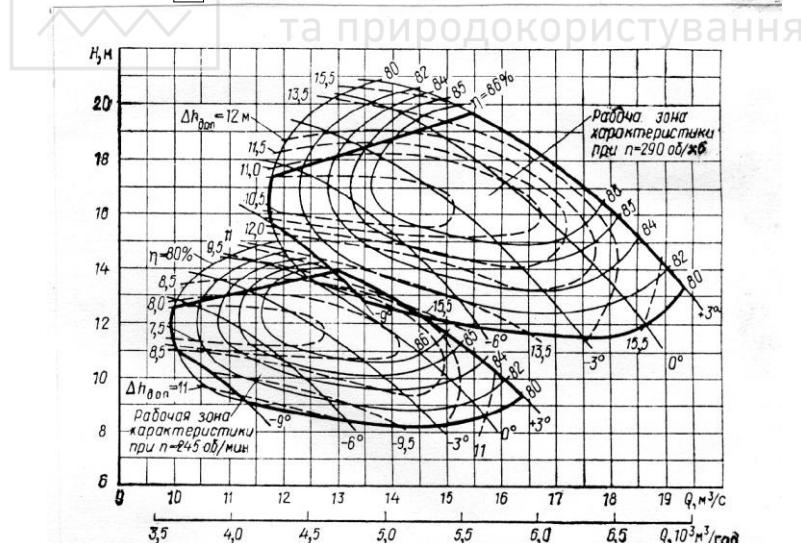


Рис. Д. 24. Характеристика насоса ОПВ10-185ЭГ,  $n=290$  об/хв., 245 об/хв

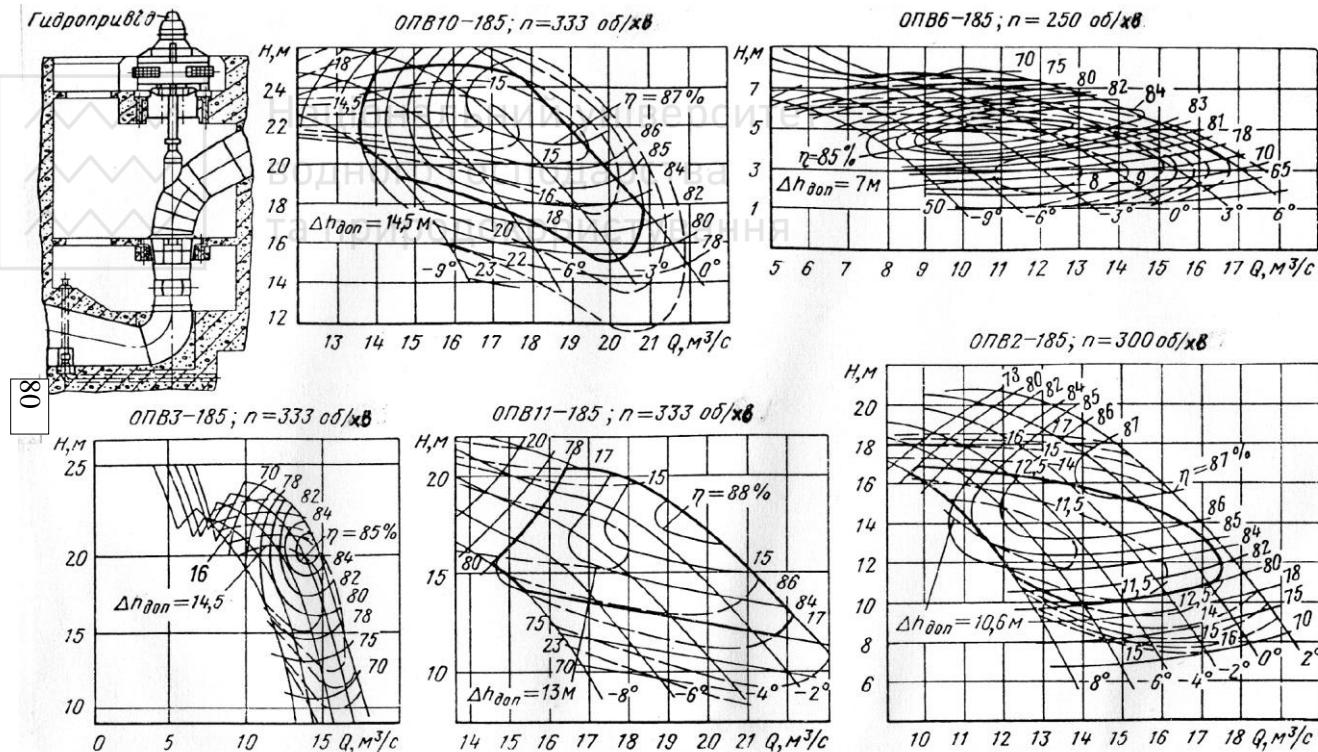


Рис. Д. 25. Характеристика насосів ОПВ10-185; ОПВ6-185; ОПВ11-185; ОПВ3-185



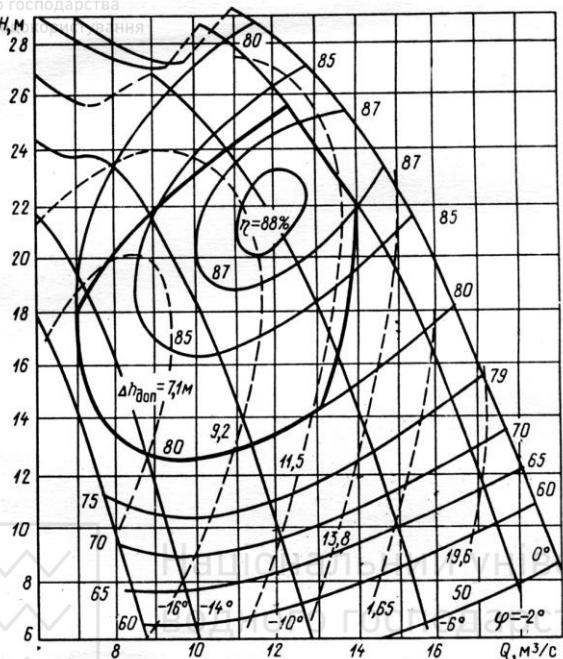


Рис. Д. 26 Характеристика насоса 170ДПВ при  $n = 300$  об/в

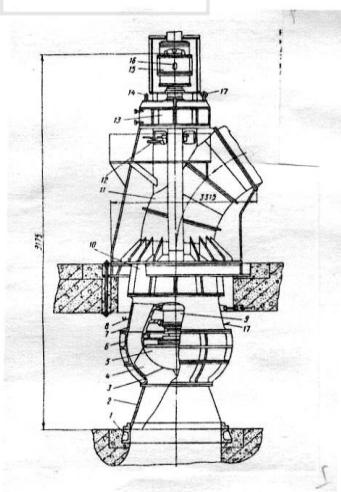


Рис. Д. 27. Переріз насоса 170  
ДПВ: 1- закладне кільце; 2- конфузори; 3- камера робочого колеса; 4- лопать робочого колеса; 5- втулка; 6- випрямний апарат; 8,12,14,17 – підвід і відвід води від підшипників; 9- нижній радіальний підшипник; 10- кільце установки насоса; 11- напрінє коліно; 13- радіально-опорний підшипник; 15- муфта; 16- покажчик кута повороту

Таблиця Д.5. – Параметри осьових насосів і їх привідних двигунів

Марка насоса	Подача, м <sup>3</sup> /год	На- пір, м	Частота обер- тання, об/хв	ККД Насоса % (не менше)	Допустимий кавітаційний запас, м, для:	Електродвигун					
						Номіналь- ного режimu	Гранич- ного режиму	Тип	Потуж- ність, кВт	Напру- га, В	Маса, кг
ОП (ОПВ) 2-145	30500	14,7	365	86	12	13		АВ17-49-16 ДВДА215/64-16- 20УХЛ4	1600 1400/700	6000 6000	16800 19500
ОВ (ОПВ)5-145	33500	10,5	365	85	11	14		АВ17-39-16 АВ17-49-16 СДВ17-39-16У4	1250 1600 1600	6000 6000 6000	15700 16800 15000
ОВ (ОПВ)10-145	33500	17	365	86	12	13		АВ17-69-16 СДВ17-59-16К ДВДА260/64-14-16К	2500 2500 320/2400	6000 6000 6000	21300 21600 37000
ОП (ОПВ)16-145	30500 24500	7,4 4,6	365 290	85 85	11,5 7	13 12		АВ17-31-16 ДВДА215/64-16- -20УХЛ4 АВ16-41-16УХЛ4	1000 1400/700 800	6000 6000 6000	14200 19500 11200
ОВ (ОПВ)2-185	50000	15,2	290	86	13	15		ВДС2-325/44-20УХЛ4 ДВДА260/79-20-24У3	4000 3200/1600	6000 6000	49400 43000
ОВ (ОПВ)10-185	57500	18,6	290	86	13	17		ВДС2-325/44-20УХЛ4 ДВДА260/99-20-24У3 ВДС2-325/44-18УХЛ4	4000 4000/2500 5000	6000 6000 6000	49400 48500 53560
ОВ (ОПВ) 11-185	68000	18	333	86	15	17		ВДС2-325/44-18УХЛ4	5000	6000	53560
ОВ (ОПВ)16-185	44000 49700	5,5 7,5	250 250	84 84	10 12	12 14		ДВДА260/79-20-24У3 ВДС2-325/44-20УХЛ4	3200/1600 4000	6000 6000	43000 49400
ОВ (ОПВ)10-260	117000	19	214	86	14	17		ВДС-375/130-24	12500	10000	136000
ОВ (ОПВ)11-260	124200	15	214	86	13	15		ВДС-375/130-24	12500	10000	126000



Таблиця Д.6.— Відносні приведені параметри розгинних режимів осьових насосів

Насос	$\theta$ , градуси	$(q/v)_p$	$(h/v^2)$	$S$
ОП 2	-9	0,94	0,345	1,0
	-6	0,97	0,325	1,0
	-3	0,95	0,318	1,0
	0	0,90	0,38	1,0
	+3	1,075	0,400	0,9
ОП 3	-4	0,90	0,300	1,0
	-2	0,94	0,300	1,0
	0	0,98	0,300	1,0
	+1,5	1,01	0,300	0,9
	+4	1,05	0,300	0,9
ОП 5	-6	0,835	0,300	1,0
	-3	0,875	0,290	1,0
	0	0,860	0,280	1,0
	+3	1,890	0,290	0,9
	+6	0,960	0,310	0,87
ОП 6	-9	0,94	0,340	
	-6	0,98	0,310	
	-3	0,995	0,330	
	0	1,02	0,370	
	+3	1,002	0,300	
	+6	1,002	0,300	
ОП 7	-6	1,080	0,330	
	-3	1,085	0,380	
	0	1,08	0,410	
	+3	1,09	0,360	
	+6	1,12	0,390	
ОП 10	-9	0,850	0,430	1,0
	-6	0,840	0,360	1,07
	-3	0,870	0,360	1,0
	0	0,855	0,370	1,0
ОП 11	-8	0,87	0,340	1,0
	-6	0,900	0,320	1,0
	-4	0,910	0,320	1,0
	-2	0,880	0,320	1,0
	0	0,975	0,310	1,07

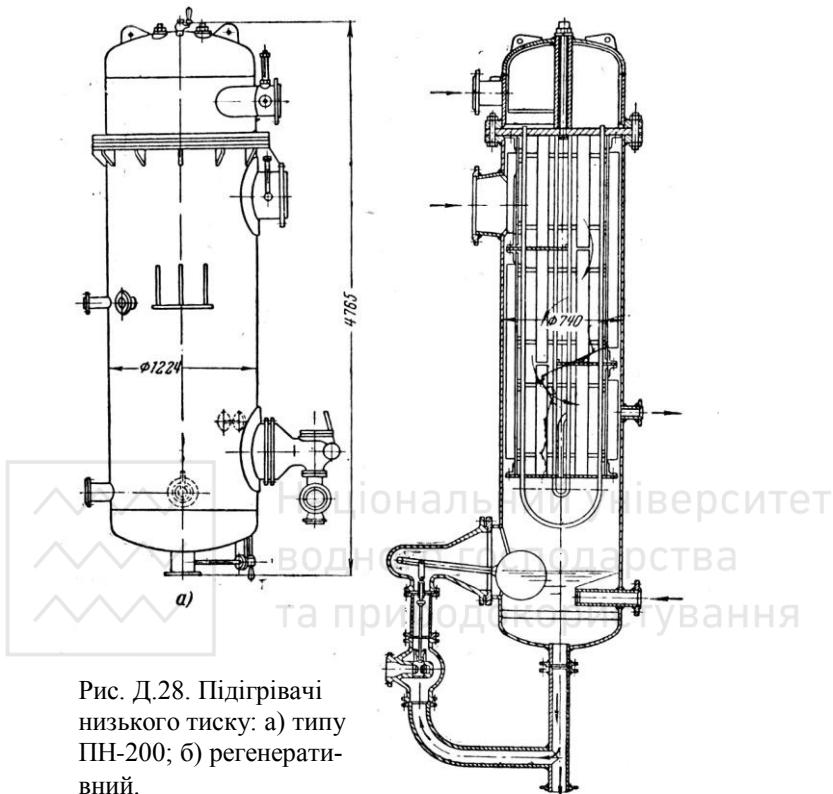


Рис. Д.28. Підігрівачі низького тиску: а) типу ПН-200; б) регенеративний.

Регенеративні підігрівачі призначаються для ступінчастого підігріву живильної води за рахунок використання схованого тепла при конденсації пари, яка відбирається з проміжних ступенів турбіни. Гріюча пара потрапляє в підігрівачі, омиваючи поверхні пучка труб, по яким проходить живильна вода. Конденсат граючої пари каскадно з підігрівача з більш високим тиском гріючої пари стікає в попередній по ходу живильної води підігрівач, який обігрівається парою з наступного відбору турбіни. Конденсат гріючої пари із групи підігрівачів високого тиску (ПВТ) звичайно іде в деаератор, а з групи підігрівачів низького тиску відводиться в конденсатор або повертається в трубопровід основного конденсату спеціальним насосом. Злив конденсату гріючої пари з підігрівачів здійснюється автоматично через конденсатовідвідники, які



На рис. Д.12 приведений розріз підігрівача низького тиску, а на рис. Д.13  
і таблиці Д.7 – наведені дані для підігрівачів високого тиску [24, с. 101].

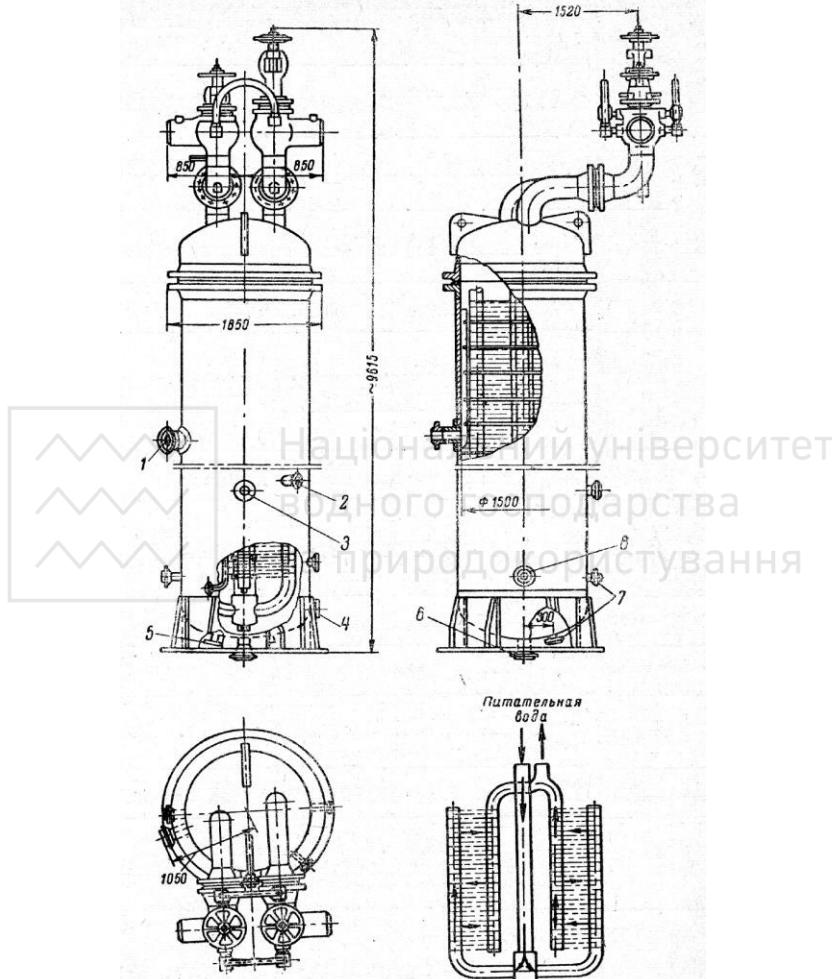


Рис. Д.29. Підігрівач високого тиску (ПВТ) типу ПВ-350/230:

- 1- вхід пари; 2- вхід повітря з попереднього підігрівача; 3- відсмоктування по-  
вітря; 4- водовказувач; 5- випуск конденсату; 6- відвід конденсату гріючої  
парі; 7- до поплавкової камери; 8- злив конденсату з підігрівача.



Таблиця Д.7. Технічні дані підігрівачів високого тиску.

Тип підігрівача	Тип турбіни	Про- дук- тив- ність по воді, т/год	Максимальні параметри			Гідрав- лічний опір, м вод. ст.
			По воді	По парі	На вході	
			Тиск, ата	Тиск, ата	Темпе- ратура, °C	
ПВ-6	-	10,5	55	5	-*	5,88
ПВ-10	-	18,1	55	5	-	3,6
ПВ-15	-	28	64	5	-	8
ПВ-30	-	60,2	64	5	-	-
ПВ-60-3	-	-	59	9	-	-
ПВД-100	-	-	80	15	-	6
ПВ 120/180 №1	ВК 25-2	106	180	18,3	350	19,5
ПВ 120/180 №2		106	180	31,5	415	19,5
ПВ 150/180 №1	ВК 50-3	187	180	18	350	20
ПВ 150/180 №2		187	180	34	415	20
ПВ 200/180 №1	ВР 25-4; ВР-6; ВК 50-3	200	180	18	358	23,5
ПВ 200/180 №2		200	180	29,6	435	
ПВ 200/180 №3		200	180	34	415	
ПВ 250/180 №1	ВК 100-6	363	180	12	290	27,1
ПВ 250/180 №2		363	180	21	350	27,1
ПВ 250/180 №3		363	180	33	410	27,1
ПВ 350/230 №1	ВПТ 50-2, 3 ВР 25-1, -2 ВРТ 25-1-2	375	230	21	355	35,5
ПВ 350/230 №2		375	230	21	355	35,5
ПВ 350/230 №3		375	230	36	375	35,5
ПВ 425/230 №1	ПВК-150	504	230	13,2	452	Блок 100,3
ПВ 425/230 №2		504	230	23	527	
ПВ 425/230 №3		504	230	35	389	
ПВ 470/85 №1	СВК 150-1 АК-70	500	85	8,3	357	21,7
ПВ 470/85 №2		440	85	16,3	445	27,1
ПВ 470/85 №3		440	85	34,7	353	21,7
ПВ 480/230 №1	ПВК 200	582	230	12	480	Блок 137,5
ПВ 480/230 №2		582	230	26	345	
ПВ 480/230 №3		582	230	38	395	

Примітка: 1. В опір блоку включені: опір трьох підігрівачів, впускного і зворотного клапанів і перепускних труб, які з'єднують підігрівачі.

2. Температура живильної води при розрахунку міцності трубної системи було прийнято 260°C.

3. Діаметр трубок спіралі 32/25 мм, (крім перших шести).



Продовження таблиці Д.7

Тип підігрівачів	По- верх- ня на- гріву, $m^2$	Чи сло хо- дів во- ди	Температура води на виході, °C	Діа- метр тру- бок	Кі- лькіс- ть спі- ралі або еле- мен- тів	До- вжи- на спі- ралі, м	Вну- трі- шній діа- метр кор- пу- су, мм	Маса підігрівача, запо- віченого волюю, Т
ПВ-6	5,6	Гвинтові, однозахідні.	146	25/21	4	-	-	0,5
ПВ-10	10,22		104	25/21	8			0,85
ПВ-15	14,5		147	30/25	8			-
ПВ-30	30		146	30/25	18			-
ПВ-60-3	60		175	16/13	-			3,01
ПВД-100	100		170	16/13	363			-
ПВ 120/180 №1	120	3	200	32/25	92	13,2	1500	18
ПВ 120/180 №2	120	3	230	32/25	92			20
ПВ 150/180 №1	150	1	200	32/25	56	26,4	1500	17,4
ПВ 150/180 №2	150	1	230		56			21,2
ПВ 200/180 №1	200	3	200	32/25	148	13,2	1500	19,7
ПВ 200/180 №2	200	3	230		148			24,1
ПВ 250/180 №1	250	2	250	32/25	208	-	-	24,7
ПВ 250/180 №2	250	2	250		208			24,9
ПВ 250/180 №3	250	2	250		208			28,3
ПВ 350/230 №1	350	3	250	35/25	252	13,2	1500	33
ПВ 350/230 №2	350	3	250		252			33
ПВ 350/230 №3	350	3	250		252			36
ПВ 425/230 №1	425	2	250	35/25	248	17,4	1700	41,7
ПВ 425/230 №2	425	2	250		248			44
ПВ 425/230 №3	425	2	250		248			44,8
ПВ 470/85 №1	470	1	-	35/25	140	34,8	1700	-
ПВ 470/85 №2	470	1	-		140			-
ПВ 470/85 №3	470	1	-		140			-
ПВ 480/230 №1	480	2	250	35/25	280	17,4	1700	45
ПВ 480/230 №2	480	2	250		280			46,1
ПВ 480/230 №3	480	2	250		280			49,3

Деаератори призначенні для видалення газів з живильної води. Принцип роботи деаератора полягає в нагріванні живильної води до температури кипіння в деаераційній колонці і вентиляції її газового простору. Вода, яка потрапляє на деаерацію, через штуцера вводиться в змішувальний пристрій, який розташовано в верхній частині колонки. Стікаючи вниз, вона розплюється в змішувальному пристрої, що полегшує виділення газів при її закипанні. Знизу назустріч воді через штуцера деаераційної колонки подається пара., рис. Д. 14.

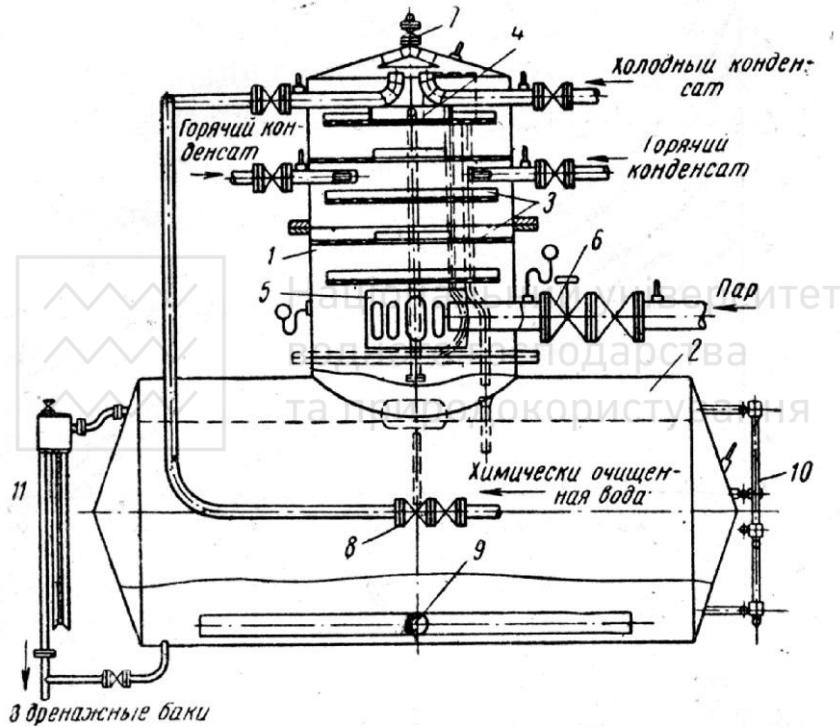


Рис. Д.30. Змішувальний деаератор струминного типу:  
1- корпус головки; 2- бак деаерованої води; 3- розподільчі сита; 4- головний розподілювач води; 5- розподілювач пари; 6- регулятор тиску; 7- випар і видалення газів; 8- регулятор живлення; 9- відвід води з бака; 10- водомірне скло; 11- гідролічний затвор

Кількість гріючої пари вибирається з таким розрахунком, щоб нагріти живильну воду до температури кипіння і разом з залишком пари видалити газ



Деаераційна живильна вода потрапляє в акумулятор деаератора, ємність якого слугує резервом і використовується в аварійних випадках; вона розрахована на роботу турбоустановки при максимальному режимі на протязі не менше 20 хвилин.

В термічних деаераторах при правильній їх конструкції і експлуатації з застосуванням автоматичного регулювання підводу гріючої пари отримують воду з залишковим вмістом кисню менше 0,02...0,03 мг/л. Технічні дані деаератора приведені в таблиці Д.8, [24, с. 97]

Таблиця Д.8. – Деаератори (технічні дані)

Тип деаератора	Номінальна продуктивність, т/год	Робочий тиск, ата	Корисний об'єм бака акумулятора, м <sup>3</sup>
ДСВ-5	5		4
ДСВ-10	10		7,5
ДСВ-15	15	0,5	10
ДСВ-25	25		15
ДСА-10	10		7,5
ДСА-25	25		15
ДСА-50	50		25
ДСА-75	75		35
ДСА-100	100	1,2	50
ДСА-150	150		75
ДСА-200	200		75
ДСА-300	300		75
ДСП-112	112		50
ДСП-160	160		75
ДСП-225	225	6	75
ДСП-315	315		100
ДСП-400	400		100
ДАП-500	500	7	120

### Живильні насоси

Живильні насоси призначенні для подачі хімічно очищеної живильної води в котел. Вони відносяться до основного енергетичного обладнання.

До живильних насосів пред'являється ряд специфічних вимог:

1. Конструкція насоса повинна мати зовнішню і внутрішню герметичність і допускати температурне розширення при зміній температурі перекачуваної рідини.



2. Насос повинен бути динамічно стійким в усьому діапазоні робочих режимів, а природокористування

3. Насоси повинні працювати надійно і тривало (не менше 10 тис. годин) без помітного зниження параметрів і заміни основних деталей і вузлів

4. Для стійкої роботи в системі, особливо при паралельному включення в систему, насоси повинні мати стабільну форму напірної характеристики в інтервалі подач від 30 % до номінальної з крутизною не більше 30 %.

5. Для попередження зворотного обертання і недопустимого нагріву води при малих подачах насоси повинні облаштовуватися зворотними клапанами з лінією рециркуляції.

Параметри живильних насосів, які визначаються ГОСТ 22337-77, приведені в табл. Д.9, [13, с. 73].

Таблиця Д.9. – Основні технічні характеристики живильних насосів

Типо розміри	Подача, $\text{м}^3/\text{с}$	Напір, м	Тиск на вході в на- сос, МПа	Тиск на вході в на- сос, МПа	Дол. кавіг запас, м ст. рідини	ККД, %	По- туж- ність, кВт	Маса насо- са, кг
ПЭ -65-45	0,018	440	3,9	0,68	4	65	108	1035
ПЭ -65-53	0,018	580	5,2	0,68	4	65	143	1163
ПЭ -100-53	0,028	580	5,2	0,68	4	68	210	1310
ПЭ -150-53	0,042	580	5,2	0,68	5	70	305	2047
ПЭ -150-63	0,042	700	6,2	0,68	5	70	370	2140
ПЭ -150-145	0,042	1580	14,2	0,68	8	71	825	4256
ПЭ -250-180	0,069	1975	17,6	0,78	11	75	1625	6340
ПЭ -270-150	0,075	1350	14,7	0,78	11	76	1445	6734
ПЭ -380-185	0,105	2030	18,1	0,98	12	77	2475	10920
ПЭ -380-200	0,105	2190	19,6	0,98	12	77	2670	11000
ПЭ -500-180	0,139	1975	17,6	0,98	15	78	3125	10850
ПЭ -500-185	0,161	2030	18,1	0,98	15	81	3590	10850
ПЭ -580-200	0,161	2190	19,6	0,98	15	81	3875	10930
ПЭ -600-300	0,167	3920	29,4	2,35	15	77	6360	12080
ПЭ -720-185	0,200	2030	18,1	0,98	15	82	4400	10930
ПЭ -780-185	0,217	2030	18,1	0,98	15	80	4890	16380
ПЭ -780-210	0,217	2330	20,6	0,98	15	80	5615	16600
ПЭ -900-185	0,250	2030	18,1	0,98	15	82	5500	16490

### Конденсатні насоси.

Конденсаційні насоси на теплових електростанціях є обладнанням, від якого в більший степені залежить надійність і економічність всього енергоблоку. Вони призначаються для відкачування порівняльно холодного конденсату (температура до 60°C) із конденсатора і подачі його в деаератор.



Конденсаційні насоси представляють особливу групу енергетичних насосів, які працюють в особливо несприятливих кавітаційних умовах з мінімальним наявним кавітаційним запасом. Цей запас обумовлений різницею відміток рівня вільної поверхні рідини в конденсаторі і центром тяжіння вхідного отвору робочого колеса першого ступеню насоса (геометричний підпір) і втратами у вхідному тракті насоса; відповідає умовам глибокого вакуума (94...97 %) при температурі конденсату наближеної до температури насичення. В залежності від режиму роботи і типу пароенергетичної установки (ПЕУ) конденсат має температуру від 25...35°C до 80...90° С. Степінь переохолодження конденсату незначна, тому конденсаційні насоси повинні розташовуватися нижче рівня води в конденсаторі і працювати при мінімально можливих підпорах, які складають 0,5 ...1,5 м.

Конденсаційні насоси призначенні для подачі конденсату відпрацьованої пари, конденсату гріючої пари із теплообмінних апаратів ТЕС, а також рідин, які схожі з конденсатом за в'язкістю і хімічною активністю.

Конденсаційні насоси повинні надійно працювати при наявності початкової або розвиненої кавітації в зоні робочого колеса. Такі умови роботи потребують для конденсаційних насосів відносно низької частоти обертання (до 1000...1500 об/хв), використання матеріалів, які стійкі до кавітаційного руйнування; використання для першого ступеню насоса робочих коліс спеціальної конструкції з високою засмоктуючою здатністю. Для покращення антікавітаційних властивостей насоса його першу ступінь, як правило, виконують двопоточною з розширенім входом або з наперед включеним робочим колесом. У зв'язку з цим конденсаційні насоси мають більш низьку економічність і більшу масу і вартість в порівняння зі звичайними насосами на аналогічні подачі і напори.

Основні технічні характеристики конденсаційних насосів приведені в таблиці Д.10, [13, с. 103].



Таблиця Д.10. – Основні технічні характеристики конденсаційних насосів

Тип насоса	Подача, м <sup>3</sup> /с	На- пір, м	Доп. кав. за- пас, м	Тиск на вході в насос, м	Час- тота обер- тання, об/хв	Поту- жність, кВт	ККД, %	Температура конденсата, °C	Маса насо- са, кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Kc-12-50	0,0033	50	1,6	0,392	3000	3,6	45	125	152
Kc-12-110	0,0033	110	1,6	0,392	3000	8,5	43		247
Kc-20-50	0,0055	50	1,8	0,392	3000	5,0	53		157
Kc-20-110	0,0055	110	1,8	0,392	3000	12,5	48		215
Kc-32-150	0,0088	150	1,8	0,392	3000	22,0	60	160	250
Kc-50-55	0,0138	55	1,8	0,98	1500	11,9	63	125	505
Kc-50-110	0,0138	110	1,8	0,98	1500	23,8	63		675
Kc-80-155	0,0222	155	1,6	0,98	3000	52,0	65	160	450
Kc-125-55	0,0347	55	1,6	0,392	3000	28,4	66	125	1115
Kc-125-140	0,0347	140	1,6	0,392	3000	77,0	62		1225
KcB-200-130	0,0555	130	2,0	0,392	1500	100,0	71		3225
KcB-200-220	0,0555	220	2,0	0,392	1500	168,8	71		3225
KcB-320-160	0,0888	160	1,6	0,980	1500	168,0	76	134	2840
KcB-500-85	0,1388	85	1,6	0,98	1000	154,0	75	125	3800
KcB-500-150	0,1388	150	1,6	0,98	1500	272,0	75		4060
KcB-500-220	0,1388	220	2,5	0,98	1500	400,0	75		4060
KcB-1000-95	0,2777	95	3,5	0,589	1000	342	76	333	-
KcB-1000-180	0,2777	180	3,5	0,294	1500	613	80		-
KcB-1000-220	0,2777	220	15,0	1,274	3000	750	80		-
KcB-1250-40	0,3472	40	3,5	0,245	1500	174,5	78	363	-
KcB-1250-90	0,3472	40	3,5	0,245	1500	383,0	80		-
KcB-1600-90	0,4444	90	2,8	0,589	1000	515,0	76	333	-
KcB-1600-140	0,4444	140	3,5	0,245	1500	762,5	80	398	-
KcB-1600-220	0,4444	220	17,5	1,274	3000	1170,0	82	333	-
KcB-2000-40	0,5555	40	4,5	0,294	1500	272	80	343	-
KcB-2000-140	0,5555	140	4,5	0,294	1500	953	80		-
KcB-2000-180	0,5555	180	4,5	0,294	1500	1225	80		-



Таблиця Д.11. – Основні дані по турбогенераторам трьохфазного струму-серії Т2 з повітряним охолодженням потужністю до 50 тис. кВт, [24, с.92].

Найменування	Тип генератора							
	T2-0,75-2	T2Б-1,5-2	T2-2,5-2	T2-4-2	T2-6-2	T2-12-2	T2-25-2	T2-50-2
Активна по-тужність, кВт	750	1500	2500	4000	6000	12000	25000	50000
Уявна потужність, кВт	938	1875	3125	5000	7500	15000	31250	58800
Коефіцієнт потужності, $\cos \varphi$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,85
Номінальне напруження, В	400/230; 525; 3150; 6300	400/525; 6300	3150; 6300	3150; 6300	3150; 6300	6300; 10500	6300; 10500	6300; 10500
Коефіцієнт корисної дії, %	93,5	94,5	95,0	96,0	96,4	97	97,4	97,6
Критична частота обертання, об/хв	4630	3000	3300	2400; 5500	2400; 5500	1850	1660; 4500	1455; 3990
Маховий мо-мент, $GD^2$ , $\text{т}\cdot\text{м}^2$	0,18	0,24	0,5	0,6	1,3	2,6	4,94	13,5
Маса, т Ротора статора	1,6; 3,6	2,3; 6,0	3,8; 10,5	4,1; 11,0	6,2; 16,2	9,5; 26,5	17,5; 46,0	31,9; 76,0
Тип збуджу-вача	ВТ-20-3000	ВТ-20-3000	ВТ-40-3000	ВТ-50-3000	ВТ-50-3000	ВТ-75-3000	ВТ-120-3000	ВТ-170-3000
Тип повіtroохолоджувача	ВПТ-108-1000	ВПТ-108-1000	ВОП-3	ВОП-3	2ВОП-3	ВОП-12	ВОП-25	ВОП-75

Примітка: 1. Дані дійсні при температурі охолоджуючого повітря +40°C.

2. Обертаючий момент короткого замикання прийнятий десятикратним.

3. Генератори розраховані на 3000 об/хв.

4. G – маса ротора, т; D – діаметр ротора, м.



Таблиця Д.12. – Турбогенератори трьохфазного струму серії ТВ з водневим охолодженням (технічні дані), [24, с. 94]

Тип генератора	ТВС-30	ТВ-50-2	ТВ-60-2	ТВ2-100-2	ТВ2-150-2	ТВВ-200-2	ТВГ-200
Активна потужність, кВт	30000	50000	60000	100000	150000	200000	200000
Уявна потужність, кВа	37500	62500	75000	117500	166500	235000	235000
Коефіцієнт потужності ( $\cos \phi$ )	0,8	0,8	0,8	0,85	0,9	0,85	0,85
Номінальне напруження, В	6300/10500	10500	10500	13800	18000	15750	15750
Тиск водню, аті	0,05	0,05	1	0,05	0,7	3	3
Коефіцієнт корисної дії, %	98,3	98,5	98,55	98,7	98,9	98,8	98,87
Критична швидкість обертання, об/хв	1600; 4500	1455; 3850	1320; -	1167; 3740	970; -	1350; 4300	1350; 4400
Маховий момент ( $GD^2$ ), тм <sup>2</sup>	5,4	13,5	13,5	21	30	22,4	29
Обертальний момент при короткому замиканні	Десятикратний					Восьми-кратний	-
Маса, т: ротора; статора; загальний зі збуджувачем	16,5 63 90	31 98,7 153,5	31 98,7 153,5	45,6 177 236	58,6 242 340	42 163 -	50 208 -
Тип збуджувача	ВТ-170-3000	ВТ-170-3000	ВТ-170-3000	ВТ-300-3000	ВТ-300-3000	ВГТ-500-2700	Збудж. іонне
Тип газоохолоджувача	ОПГ-30	ОПГ-50	ОПГ-50	ОПГ2-100	ОПГ2-150	-	-

Примітка: 1. Дані дійсні при температурі охолоджуючого повітря +40°C.

2. Чистота водню 95%.

3. При охолодженні повітрям потужність генератора серії ТВ складає не менше 60% номінальної.

4. Частота обертання всіх генераторів 3000 об/хв.

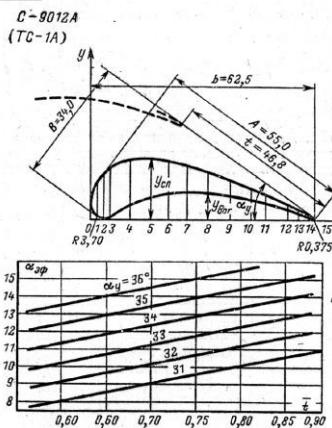


Рис. Д.31. Профіль С-9012А  
(ТС-1А)

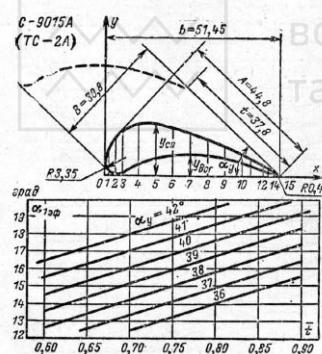


Рис. Д.32. Профіль С-9015А  
(ТС-2А)

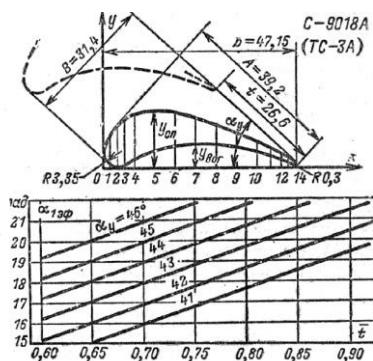


Рис. Д.33 Профіль С-9018А  
(ТС-3А)

До теперішнього часу розроблені і представлені в атласах і нормальях профілі ефективних турбінних решіток [26, с. 110-117]

На рис. Д.15...Д.17 приведені профілі і аеродинамічні характеристики решіток С-9012А (ТС-1А); С-9015А (ТС-2А); С-9018А (ТС-3А), а в таблиці Д.13 приведені координати профілів соплових решіток

На рис. Д.18 - Д.21 наведені профілі і аеродинамічні характеристики профілів робочих решіток турбін, а саме активних решіток Р-2617А (ТР-1А); Р-3021А (ТР-2А); Р-3525А (ТР-3А); Р-4629 (ТР-3А); Р4629А (ТР-4А).

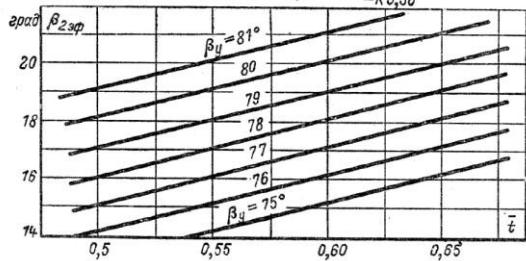
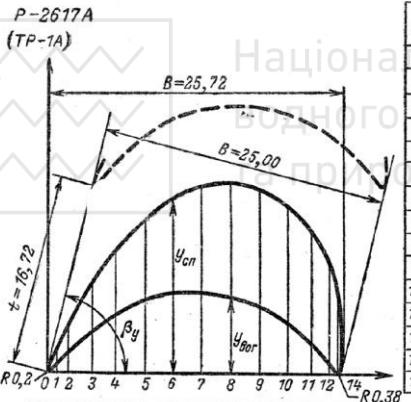


Рис.Д.34. Профіль Р-2617 (ТР-1А)

*P-3021A  
(TP-2A)*

N <sup>o</sup>	X <sub>3</sub> MM	y <sub>сп</sub> MM	y <sub>бар</sub> MM
0	0,00	0,20	0,20
1	1,00	2,25	0,85
2	2,00	6,04	1,96
3	4,00	7,35	3,57
4	6,00	10,03	4,70
5	8,50	12,70	5,64
6	11,00	14,47	6,12
7	13,50	15,30	6,77
8	16,00	15,43	5,80
9	18,50	14,87	5,00
10	21,00	13,40	3,65
11	23,00	11,40	2,07
12	24,50	7,95	0,45
13	25,10	5,45	0,00
14	25,05	2,53	0,53

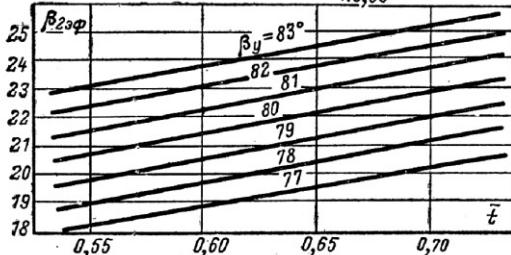
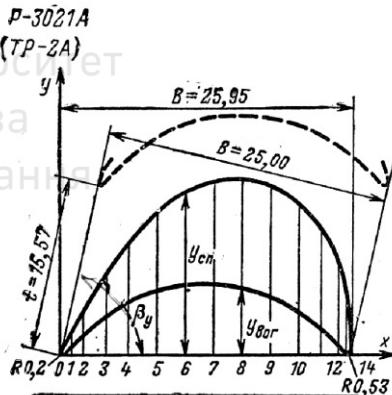


Рис.Д.35. Профіль Р-3021А (ТР-2А)

97

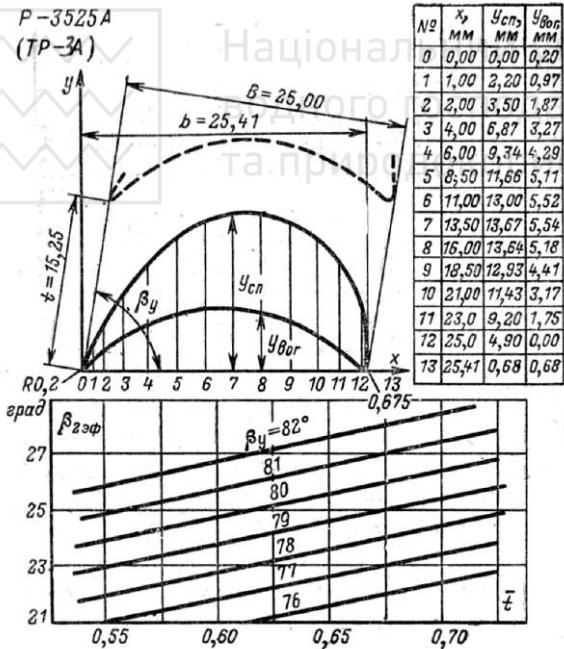


Рис. Д.36. Профіль Р-3525А (ТР-3А)

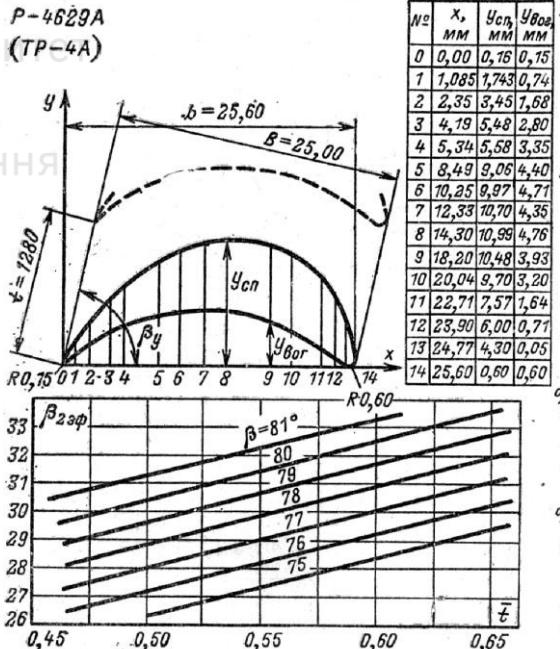


Рис. Д.37. Профіль Р-4629А (ТР-4А)

Таблиця Д.13. Координати профілів соплових решіток, мм

Координати профілю С-9012А (ТС-1А), $b = 56,58$ мм															
Номер точок	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$x$	0	1,5	3,35	5,0	10,0	15,0	20,0	25	30,0	35,0	40,0	45,0	50,0	52,0	55,0
$y_{cn}$	3,35	9,05	11,58	13,03	15,0	15,3	14,51	13,25	11,53	9,71	7,85	5,91	3,68	2,51	1,29
$y_{всег}$	3,35	0,56	0	0,42	3,75	5,25	6,49	6,92	5,76	6,10	5,06	3,85	2,31	1,42	0,50

Координати профілю С-9015А (ТС-2А), $b = 51,95$ мм															
Номер точок	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
$x$	0	1,5	3,35	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0	30,0	35,0	40,0	45,0	47,7	49,9	
$y_{cn}$	3,35	9,05	11,50	12,85	14,6	14,50	13,50	12,12	10,40	38,5	6,13	3,90	2,63	1,50	
$y_{всег}$	3,35	0,56	0	0,42	3,08	4,92	5,65	5,90	5,55	4,73	3,52	2,15	1,25	0,52	

Координати профілю С-9018А (ТС-3А), $b = 47,15$ мм															
Номер точки	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	
$x$	0	1,5	3,35	5,0	7,5	12,5	17,5	22,5	27,5	32,5	37,5	41,0	43,6	45,1	
$y_{cn}$	3,35	8,05	10,33	11,63	12,96	13,55	12,9	11,8	10,18	8,05	5,65	3,90	2,51	1,67	
$y_{всег}$	3,35	0,56	0	0,42	1,86	4,15	5,25	5,55	5,35	4,60	3,40	2,29	1,30	0,7	



Таблиця Д.14. – Технічні дані конденсаторів турбін високого тиску

Тип конденсатора	25-КЦС-6	25-КЦС-6	25-КЦС-8	K2-1750-1	K2-2000-1	50-КЦС-3	50-КЦС-4	50-КЦС-5
Поверхня охолодження, м <sup>2</sup>	2000	1750	2000	1750	2000	3000	3000	3000
Тиск в паровому просторі, ата	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,06	0,035
Питоме парове навантаження конденсатора при номінальній витраті пари, т/(м <sup>2</sup> год)	-	-	-	-	-	34,5	-	31
Тиск в водяному просторі, кг/см <sup>2</sup>	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	1,6	1,6
Витрата охолоджуючої води, м <sup>3</sup> /год	5000	5000	5000	5000	5000	8000	8000	8000
Гідравлічний опір при зазначеній витраті охолоджуючої води, м вод ст	2,74	3,5	2,74	3,6	2,8	3,6	3,6	3,6
Число потоків води	2	2	2	2	2	2	2	2
Число трубок	4420	3880	4420	3880	4420	5800	5800	5800
Довжина трубок, мм	6050	6050	6050	6050	6050	6650	6650	6650
Діаметр трубок $d_2 / d_1$ , мм	24/22	24/22	24/22	24/22	24/22	25/23	25/23	25/23
Розміри входного парового патрубка, мм	3950x 1650	3950x 1650	3950x 1650	3950x 1650	3950x 1650	5250x 2200	5250x 2200	5250x 2200
Вага конденсатора без води, т	32,1	30,1	32,1	29,5	31,5	53,5	54,6	57,6
Вага конденсатора з водою в водяному просторі, т	48,9	45,7	48,9	45,3	48,5	121,8	74,6	87,6
Вага конденсатора з водою в водяному і паровому просторі, т	83	81	83	81	83	150	159,6	162,6

Продовження таблиці Д.14.- Технічні дані конденсаторів турбін високого тиску.

Тип конденсатора	К2-3000-1	К2-3000-1	100-КЦС-2	100-КЦС-4	K100/150-3685	КГ2-6200-1	К-150-9115	200-КЦС-2
Поверхня охолодження, м <sup>2</sup>	3000	3000	3000x2	3000x2	3685x2	3100x2	9115	4500x2
Тиск в паровому просторі, ата	0,056	0,05	0,03	0,035	0,03	0,054	0,035	0,035
Питоме парове навантаження конденсатора при номінальній витраті пари, т/(м <sup>2</sup> год)	-	-	31	30	25,8	-	29,7	26,6
Тиск в водяному просторі, кг/см <sup>2</sup>	2,5	2,5/6*	2,5	1	2,5	2,5	2	1
Витрата охолоджуючої води, м <sup>3</sup> /год	7000	7000	16000	16000	16400	16000	20812	25000
Гідравлічний опір при зазначеній витраті води, м вод ст	4,25	3,8	3,6	3,6	3,285x2	4	4	3,73
Число потоків води	2	2	4	4	4	2	2	1
Число трубок	5410	5374	5800x2	5800x2	6380x2	9850	11712**	5970x2
Довжина трубок, мм	7500	7500	6650	6650	7495	7500	8850	8055
Розміри входного парового патрубка, мм	5530x1800	5330x1800	2/5300x2250	2/5250x2200	2/5810x2360	2/5580x1850	6240x5910	2/6950x2700
Вага конденсатора без води, т	52,5	55,1	58,1x2	69x2	71,85x2	67,5x2	192	109x2
Вага конденсатора з водою в водяному просторі, т	77,5	79,5	73,7x2	95,5x2	111x2	96,6x2	295	166,5x3
Вага конденсатора з водою в водяному і паровому просторі, т	130	145	166x2	200x2	140x2	206,5x2	578	361x2

Примітки: 1. Число ходів дорівнює двом. 2. Трубки розвальцьовані в обох трубних дошках. 3. Всі конденсатори розраховані для роботи на прісній воді. \* 2,5/6 ати тиск в просторі основного і вбудованого пучків.





## ЗАВДАННЯ

на виконання практичних робіт з дисципліни

„Нагнітачі та теплові двигуни” на тему

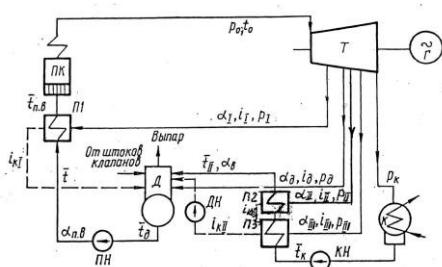
„Обґрунтування параметрів і вибір обладнання  
паротурбінної установки”

для студента групи ТЕ-3..., спеціальності „Теплоенергетика”

Студент ..... Варіант .....

Вихідні дані:

№ № п/п	Найменування	Позна- чення	Чисе- льне зна- чення	Оди- ниці вимірю- вання
1	Номінальна потужність	$N_e$	24,9	МВт
2	Початковий тиск пари	$p_o$	88,3	бар
3	Початкова температура пари	$t_o$	535	°C
4	Кількість регенеративних відборів	$Z_p$	3	шт
5	Температура підігрівання живиль- ної води	$t_{\text{пв}}$	215	°C
6	Температура охолоджувальної води	$t_{\text{ox}}$	18	°C
7	Частота обертання турбіни	$n$	3000	об/хв
8	Тиск пари в конденсаторі	$p_k$	0,054	бар



1. Попередня побудова теплового процесу в  $i-s$  діаграмі.
2. Тепловий розрахунок регенератив-  
ної системи турбоустановки.
3. Добір живильних насосів.
4. Розрахунок конденсатора.
5. Добір конденсаційних насосів.
6. Добір циркуляційних насосів.
7. Вибір турбогенератора.
8. Тепловий розрахунок багатоступін-  
частої турбіни (1, 2 і останній сту-  
пінь).
9. Детальний розрахунок ступенів  
турбіни (1, 2 і останній ступінь)

Рис.1.1. Теплова схема конденсаційної турбоустановки

Завдання склав доцент кафедри теплоенергетики, к.т.н. Герасимов Г.Г.



## ЗАВДАННЯ

на виконання практичних робіт з дисципліни

„Нагнітачі та теплові двигуни” на тему

### „Обґрунтuvання параметрів і вибір обладнання паротурбінної установки”

для студента групи ТЕ-3....., спеціальності „Теплоенергетика”  
Студент ..... Варіант.....

#### Вихідні дані:

№ № п/п	Найменування	Поз- на- чення	Чис- ельне зна- чення	Оди- ниці вимі- рю- вання
1	Номінальна потужність	$N_e$	50	МВт
2	Початковий тиск пари	$p_o$	34,3	бар
3	Початкова температура пари	$t_o$	435	°C
4	Кількість регенеративних відборів	$Z_p$	2	шт
5	Температура підігрівання живиль- ної води	$t_{\text{пв}}$	215	°C
6	Температура охолоджувальної води	$t_{\text{ox}}$	15	°C
7	Частота обертання турбіни	$n$	3000	об/хв
8	Тиск пари в конденсаторі	$p_k$	0,039	бар

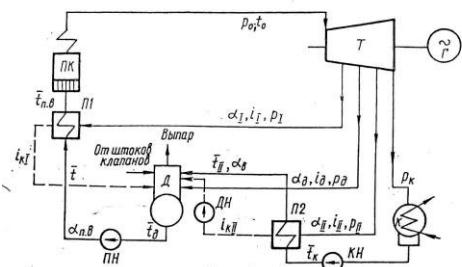


Рис.1.1. Теплова схема конденсаційної  
турбоустановки

тоступінчастої турбіни (1, 2 і останній ступінь).

9. Детальний розрахунок ступенів турбіни (1, 2 і останній ступінь).

#### Завдання роботи

1. Попередня побудова теплового процесу в  $i-s$  діаграмі.
2. Тепловий розрахунок регенеративної системи турбоустановки.
3. Добір живильних насосів.
4. Розрахунок конденсатора.
5. Добір конденсаційних насосів.
6. Добір циркуляційних насосів.
7. Вибір турбогенератора.
8. Тепловий розрахунок бага-

Завдання склав доцент кафедри теплоенергетики , к.т.н. Герасимов Г.Г.

Завдання видане „.....” ..... 20 ..... р.



Додаткове завдання  
на виконання практичних робіт  
на тему Обґрунтування параметрів і вибір обладнання  
паротурбінної установки  
Студенту.....групи.....ННІВГП  
ШИФР.....0..

1. ВИХІДНІ ДАННІ

Найменування заданих величин	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Остання цифра шифру									
Номер схеми НС	0									
Джерело водозабо- ру	Во- дос- хо- вище									
Максимальна відмі- тка води в нижньо- му б'єфі $\downarrow H_{max1\%}$ , м	206,75									
Відмітка води в відвідному каналі $\downarrow BB_m$	209,4									
Відмітка рівнів води в джерелі водозабору 50% забезпеченості, м:										
Січень, лютий	205,1									
Березень, квітень	206,5									
Травень, червень	205,2									
Липень, серпень	205,8									
Вересень, жовтень	206,1									
Листопад грудень	205,7									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Передостання цифра шифру									
Максимальне коливання рівнів води в джерелі водозабору $\Delta H$ , м	2,25	2,4	2,6	2,05	2,3	2,01	2,5	1,8	1,9	2,7
Довжина напірного трубопроводу від насосної станції до конденсатора $L_1$ , м	170	180	190	200	210	220	230	240	260	270
Кількість блоків теплової електростанції $Z_b$ , шт	2	3	4	2	3	4	2	3	4	2

Для всіх варіантів при визначенні  $D_{en}$  прийняти: Вартість 1 кВт·год електроенергії  $a=0,99$  грн; Норма дисконтування  $d=0,1\dots0,14$ ; Коефіцієнт корисної дії насоса  $\eta=0,8$ .



Продовження додаткового завдання

Найменування зада- них величин	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Третя з кінця цифра шифру									
Кількість насосів на один блок, $Z_{\text{бл}}$ , м	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Величина водопоживання в доліх від $Q_{\max}$										
Січень, лютий	1,0	0,77	0,79	0,95	0,63	0,52	0,97	0,89	0,67	0,69
Березень, квітень	0,67	0,49	0,37	0,76	0,68	1,0	0,71	1,0	1,0	0,6
Травень, червень	0,35	0,75	0,19	0,62	0,65	0,25	0,5	0,49	0,49	0,71
Липень, серпень	0,63	0,27	0,75	0,72	0,25	0,77	0,47	0,38	0,33	0,3
Вересень, жовтень	0,65	0,79	0,43	0,35	1,0	0,5	1,0	0,51	0,31	1,0
Листопад, грудень	1,0	1,0	0,68	0,49	0,71	0,75	0,6	0,65	0,64	0,72

**Завдання роботи**

- Попередня побудова теплового процесу в  $i-s$  діаграмі.
- Тепловий розрахунок регенеративної системи турбоустановки.
- Теплова схема турбоустановки (див. завдання).
- Вибір живильних насосів
- Розрахунок конденсатора.
- Вибір конденсаційних насосів.
- Обґрутування параметрів циркуляційного насоса
- Підібрати турбогенератор.
- Тепловий розрахунок багатоступеневої турбіни.
- Детальний розрахунок ступенів турбіни
- Список використаної літератури.

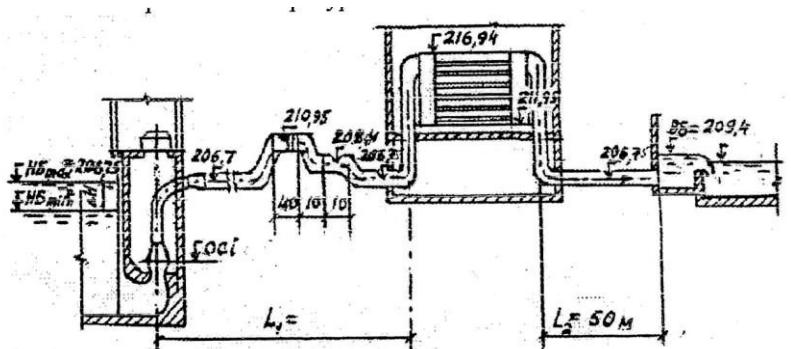


Рис..... Схема насосної установки технічного водопостачання ТЕС

Завдання склав доцент кафедри теплоенергетики, к.т.н Герасимов Г. Г.

Завдання видане „....” 20... р.; Термін здачі роботи „....” 20.... р.