

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та  
природокористування

Навчально-науковий інститут водного господарства та  
природооблаштування

Кафедра гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин

**01-06-53**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни  
*«Гідравлічні машини»* для здобувачів вищої освіти першого  
(бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою  
«Гідроенергетика» спеціальності 145 «Гідроенергетика» галузі  
знань 14 «Електрична інженерія» денної і заочної форм навчання

Рекомендовано науково-  
методичною  
радою з якості ННІВГП  
Протокол №7 від 24.03.2020 р.

Рівне – 2020

Методичні вказівки до виконання практичних робіт з навчальної дисципліни *«Гідравлічні машини»* для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика» спеціальності 145 «Гідроенергетика» галузі знань 14 «Електрична інженерія» денної і заочної форм навчання [Електронне видання] / Веремчук А. І. – Рівне : НУВГП, 2020. – 25 с.

Укладач: Веремчук А. І., канд. техн. наук, доцент кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Відповідальний за випуск: Рябенко О. А., докт. техн. наук, проф., завідувач кафедри гідроенергетики, теплоенергетики та гідравлічних машин.

Керівник групи забезпеченості спеціальності                      Рябенко О. А.

© Веремчук А. І., 2020  
© НУВГП, 2020

## ПЕРЕДМОВА

Дисципліна “Гідравлічні машини” є однією з перших профільюючих дисциплін, що вивчають студенти-гідроенергетики. Вона повинна надати майбутнім спеціалістам необхідні знання в області турбін і насосів, навчити їх правильно розуміти робочий процес в цих гідромашинах і вміло добирати їх при проектуванні будівель гідроелектростанцій, чим студенти займаються при освоєнні курсу “Гідроелектростанції”, а також при виконанні дипломних проектів.

Дані методичні вказівки, розраховані для студентів денної та заочної форми навчання, містять в собі рекомендації з добору і розрахунку проточної частини агрегатного блоку гідроелектростанції, а саме: добору гідротурбіни і проектуванню турбінної камери та відсмоктувальної труби.

## ВИХІДНІ ДАНІ

Розрахунки і проектування проточної частини гідроелектростанції кожним студентом виконуються за індивідуальними вихідними даними відповідно шифру. Шифром є три останні цифри номера залікової книжки студента.

Вихідні дані наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Цифра шифру	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
<b>Остання цифра шифру</b>										
$N_{\text{ест}}, \text{МВт}$	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	1500
$Z$ , шт	4	8	6	6	5	8	4	6	10	8
<b>Передостання цифра шифру</b>										
$\nabla \text{НПР}, \text{м}$	380	380	400	370	380	385	390	370	385	365
$\nabla \text{РМО}, \text{м}$	365	362	385	350	365	370	380	355	360	355
<b>Третя з кінця цифра шифру</b>										
$\nabla \text{НБ}_{\text{мін}}, \text{м}$	300	305	310	315	320	325	330	335	340	312
$\nabla \text{НБ}_{\text{макс}}, \text{м}$	305	310	315	320	325	330	335	340	345	317

### 1. ДОБІР ТУРБИНИ ДЛЯ ГІДРОЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Вид і тип гідротурбін визначається умовами їх роботи, які характеризуються напором, енергетичними і кавітаційними показниками, здатністю гідротурбіни даного виду працювати з високими коефіцієнтами корисної дії без значних пульсацій тиску в заданому діапазоні напорів і навантажень.

Для добору турбіни виконуються розрахунки в такій послідовності.

1. Статичні напори на ГЕС змінюються від максимального

$$H_{\text{ст.макс}} = \nabla \text{НПР} - \nabla \text{НБ}_{\text{мін}}$$

до мінімального

$$H_{\text{ст.мін}} = \nabla \text{РМО} - \nabla \text{НБ}_{\text{макс}},$$

- де  $\nabla\text{НПР}$  – відмітка нормального підпертого рівня води у верхньому б'єфі;  
 $\nabla\text{РМО}$  – відмітка рівня води мертвого об'єму у верхньому б'єфі;  
 $\nabla\text{НБ}_{\text{мін}}$  – відмітка мінімального рівня води у нижньому б'єфі (як правило при роботі одного агрегату ГЕС);  
 $\nabla\text{НБ}_{\text{макс}}$  – відмітка максимального рівня води у нижньому б'єфі (при роботі всіх агрегатів ГЕС);

2. Розрахунковий статичний напір

$$H_{\text{ст.р}} = (2H_{\text{ст.мін}} + H_{\text{ст.макс}})/3.$$

3. Корисні напори

$$H_{\text{макс}} = H_{\text{ст.макс}} - \sum h_w,$$

$$H_{\text{мін}} = H_{\text{ст.мін}} - \sum h_w,$$

де  $\sum h_w$  – втрати напору в підвідних комунікаціях.

$$\sum h_w = (0,05 \dots 0,07)H_{\text{ст.р}}.$$

4. Визначається коефіцієнт втрат напору

$$\kappa = \sum h_w / Q_T^2,$$

де  $Q_T$  – витрата однієї турбіни

$$Q_T = Q_{\text{гес}} / z,$$

де  $z$  – кількість агрегатів на ГЕС;

$Q_{\text{гес}}$  – розрахункова витрата ГЕС

$$Q_{\text{гес}} = N_{\text{вст}} / (9,81 H_{\text{ст.р}} \eta_T \eta_G),$$

де  $N_{\text{вст}}$  – встановлена потужність ГЕС;

$\eta_T = 0,90 \dots 0,95$  – коефіцієнт корисної дії гідротурбіни;

$\eta_G = 0,96 \dots 0,98$  – коефіцієнт корисної дії генератора.

5. Визначають діапазон зміни витрати турбіни:

$$Q_{\text{т.макс}} = a \sqrt{H_{\text{ст.макс}}},$$

$$Q_{\text{т.мін}} = a \sqrt{H_{\text{ст.мін}}},$$

де  $a$  – коефіцієнт пропорційності

$$a = Q_T / \sqrt{H_{\text{ст.р}}}.$$

6. Визначають фактичні втрати напору:

- при  $H_{\text{макс}}$   $\sum h'_w = \kappa Q_{\text{т.макс}}^2$ ;

- при  $H_{\text{мін}}$   $\sum h''_w = \kappa Q_{\text{т.мін}}^2$ .

7. Корисні напори

$$H_{\text{макс}} = H_{\text{ст.макс}} - \sum h'_w,$$

$$H_{\text{мін}} = H_{\text{ст.мін}} - \sum h''_w.$$

8. Тоді розрахунковий корисний напір

$$H_p = (2H_{\text{мін}} + H_{\text{макс}})/3.$$

9. За визначеною зміною діапазону напору, використовуючи зведені та часткові графіки областей застосування турбін, підбирається тип турбіни.

## 2. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ГІДРОТУРБИНИ

Основними параметрами гідротурбіни є:

- діаметр робочого колеса  $D_1$ ;
- синхронна частота обертання  $n$ ;
- коефіцієнт корисної дії  $\eta_T$ ;
- номінальна потужність  $N_{\text{н.о.}}$ ;
- висота відсмоктування  $H_s$ .

Визначення параметрів гідротурбіни виконується в такій послідовності.

1. Визначається потужність гідротурбіни такою залежністю

$$N_T = N_a / \eta_T = N_{\text{вст}} / (z \eta_T),$$

де  $N_a$  – потужність гідроагрегату;

$N_{\text{вст}}$  – встановлена потужність гідроелектростанції;

$z$  - кількість гідроагрегатів;

$\eta_T$  – коефіцієнт корисної генератора.

За визначеною потужністю  $N_T$  і розрахунковим напором  $H_p$ , використовуючи частковий графік області застосування турбіни, визначаються: діаметр робочого колеса турбіни  $D_1$ , частота обертання  $n$ . Висота відсмоктування на відмітці рівня світового океану  $h_s$  приймається за максимальним напором  $H_{\text{макс}}$ .

2. Уточняється діаметр робочого колеса турбіни за залежністю

$$D_1 = \sqrt{\frac{N_T}{9,81 Q'_{1p} H_p \sqrt{H_p \eta_T}}},$$

де  $\eta_T$  – коефіцієнт корисної дії турбіни, величина якого на даній стадії розрахунку приймається 0,87...0,90 для поворотно-лопатевих турбін і 0,90...0,92 для радіально-осьових.

$Q'_{1p}$  - зведена розрахункова витрата турбіни, значення якої приймається з універсальної характеристики турбіни (для поворотно-лопатевих турбін приймається максимальне значення).

3. Діаметр турбіни, як правило, приймається стандартним. Стандартні діаметри великих і середніх турбін наведені в таблиці 2

Таблиця 2

Нормальний ряд діаметрів $D_1$ , см							
180	190	200	212	224	236	250	265
280	300	315	335	355	375	400	425
450	475	500	530	560	600	630	670
710	750	800	850	900	950	1000	1050

4. Визначаються основні розміри турбіни і складається її конструктивне креслення (див. додаток рисую1 і 2 та табл. 7 і 8).

5. Частота обертання турбіни визначається формулою

$$n = n'_{\text{опт}} \sqrt{H_p} / D_1,$$

де  $n'_{\text{опт}}$  - оптимальна зведена частота обертання турбіни, величина якої приймається за універсальною характеристикою турбіни.

Оскільки турбіна і гідрогенератор з'єднуються загальним валом (винятком можуть бути капсульні агрегати і агрегати малих ГЕС), то турбіна повинна мати таку ж частоту обертання, що гідрогенератор, тобто синхронну. В табл. 3 наведені синхронні частоти обертання залежно від числа пар полюсів електричної машини при частоті струму 50 Гц.

6. Уточняється зведена частота обертання турбіни за прийнятою синхронною

$$n'_{1p} = n_0 D_1 / \sqrt{H_p}.$$

7. Визначається розрахунковий коефіцієнт корисної дії турбіни

$$\eta_{\text{тр}} = \eta_{\text{мр}} + \Delta\eta,$$

де  $\eta_{\text{мр}}$  - коефіцієнт корисної дії моделі турбіни, який визначається в режимній точці за уточненими обертами при  $Q'_{1\text{макс}}$  для турбіни ПЛ і на лінії 95% потужності для турбін РО;

Таблиця 3

Число пар полюсів	Синхронна частота обертання, об/хв.	Число пар полюсів	Синхронна частота обертання, об/хв	Число пар полюсів	Синхронна частота обертання об/хв
4	750	22	136,4	46	65,2
5	600	24	125	48	62,5
6	500	26	115,4	50	60
7	428,6	28	107,1	52	57,7
8	375	30	100	54	55,6
9	333,3	32	93,8	56	53,6
10	300	34	88,2	58	51,7
12	250	36	83,3	60	50
14	214,3	38	79	62	48,4
16	187,5	40	75	64	46,9
18	166,7	42	71,4	66	45,5
20	150	44	68,2	68	44,2

$\Delta\eta$  – поправка на різницю діаметрів робочих коліс і напорів модельної і натурної турбін

$$\Delta\eta = \eta_{\text{то}} - \eta_{\text{мо}};$$

$\eta_{\text{мо}}$  – оптимальний коефіцієнт корисної дії модельної турбіни, який визначається за універсальною характеристикою;

$\eta_{\text{то}}$  – оптимальний коефіцієнт корисної дії натурної турбіни.

Для поворотно-лопатевих турбін

$$\eta_{\text{то}} = 1 - (1 - \eta_{\text{мо}}) \left( 0,3 + 0,7^5 \sqrt{\frac{D_{1\text{м}}}{D_1}}^{10} \sqrt{\frac{H_{\text{м}}}{H_{\text{р}}}} \right).$$

Для радіально-осьових турбін

$$\eta_{\text{то}} = 1 - (1 - \eta_{\text{мо}})^3 \sqrt{\frac{D_{1\text{м}}}{D_1}}.$$

В наведених формулах  $D_{1\text{м}}$  і  $H_{\text{м}}$  – діаметр і напір модельної турбіни, значення яких наводяться на універсальній характеристиці.

8. Визначається номінальна потужність турбіни залежністю



$$N_{\text{то}} = 9,81 Q'_{1\text{р}} D_1^2 H_{\text{р}} \sqrt{H_{\text{р}}} \eta_{\text{тр}}.$$

9. Уточняється розрахункова витрата турбіни

$$Q_{\text{тр}} = \frac{N_{\text{то}}}{9,81 H_{\text{р}} \eta_{\text{тр}}}.$$

### 3. ПОБУДОВА РОБОЧОЇ ЗОНИ ТУРБИНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЇЇ ВИСОТНОГО ПОЛОЖЕННЯ

Робоча зона турбіни (див. додаток рис. 3 і 4) на головній універсальній характеристиці визначається багатокутником зі сторонами  $n'_1 = \text{const}$  при напорах  $H_{\text{мін}}$  і  $H_{\text{макс}}$  і вершинами  $Q'_1$  при вказаних напорах за умови забезпечення номінальної потужності турбіни  $N_{\text{то}}$  при розрахунковому коефіцієнті корисної дії  $\eta_{\text{тр}}$ .

При цьому з правої сторони зона обмежується лінією 5%-го запасу потужності (для турбін РО) і розрахунковою зведеною витратою (для турбін ПЛ). з лівої сторони зона обмежується лінією зміни зведеної витрати при відповідній мінімальній гарантованій потужності, яка задається заводом-виробником турбін за умови надійної роботи чи допустимої висоти відсмоктування.

Для поворотно-лопатевих турбін

$$N_{\text{т.гар.мін}} = 0,4 N_{\text{то}}.$$

Для радіально-осьових турбін

$$N_{\text{т.гар.мін}} = 0,6 N_{\text{то}}.$$

Побудова робочої зони проводиться в такій послідовності.

1. Визначаються зведені витрата і частота обертання турбіни у всьому діапазоні зміни напорів такими залежностями:

$$\begin{aligned} n'_{1\text{мін}} &= n_0 D_1 / \sqrt{H_{\text{макс}}}; \\ Q'_{1\text{мін}} &= \frac{N_{\text{то}}}{9,81 D_1^2 H_{\text{макс}} \sqrt{H_{\text{макс}}} \eta_{\text{тр}}}; \\ n'_{1\text{р}} &= n_0 D_1 / \sqrt{H_{\text{р}}}; \\ Q'_{1\text{р}} &= \frac{N_{\text{то}}}{9,81 D_1^2 H_{\text{р}} \sqrt{H_{\text{р}}} \eta_{\text{тр}}}; \\ n'_{1\text{макс}} &= n_0 D_1 / \sqrt{H_{\text{мін}}}; \\ Q'_{1\text{макс}} &= \frac{N_{\text{то}}}{9,81 D_1^2 H_{\text{мін}} \sqrt{H_{\text{мін}}} \eta_{\text{тр}}}. \end{aligned}$$

2. За вирахованими значеннями наноситься зона роботи турбіни на універсальну характеристику. Якщо робоча зона добре

охоплює область високих коефіцієнтів корисної дії, рахується, що турбіна добрана вдало. В іншому випадку положення робочої зони корегується зміною діаметра робочого колеса турбіни чи частоти обертання валу турбіни, чи одночасною зміною діаметра і частоти.

3. Положення точки Д відшукується геометричною побудовою. З точки В проводиться лінія, яка співпадає з напрямом лінії рівного відкриття напрямного апарату до перетину з горизонтальною лінією, яка відповідає максимальній зведеній частоті обертання.

4. Визначається мінімальна потужність турбіни

$$N_{\text{т.мін}} = 9,81 Q'_{1\text{С}} D_1^2 H_{\text{мін}} \sqrt{H_{\text{мін}}} \eta_{\text{ТС}},$$

і ступінь зниження потужності

$$\delta_N = N_{\text{т.мін}} / N_{\text{То}},$$

яка для турбін ПЛ повинна бути більшою 0,4, а для турбін РО – більшою 0,6.

5. Положення точок L і M визначається значеннями зведених витрат і відповідних зведених частот обертання.

Для турбін ПЛ

$$Q'_{1\text{мін.гар.}} = 0,4 Q'_{1\text{мін}}, \quad Q'_{1\text{макс.гар.}} = 0,4 Q'_{1\text{макс}}.$$

Для турбін РО

$$Q'_{1\text{мін.гар.}} = 0,6 Q'_{1\text{мін}}, \quad Q'_{1\text{макс.гар.}} = 0,6 Q'_{1\text{макс}}.$$

6. Висотне положення турбіни визначається допустимою висотою відсмоктування  $H_S$  за умови безкавітаційної роботи турбіни при всіх можливих режимах її роботи в межах робочої зони на головній універсальній характеристиці.

Ця умова задовольняється мінімумом алгебраїчної суми висоти відсмоктування і мінімального рівня води в нижньому б'єфі, тобто мінімальною конструктивною відміткою осі робочого колеса турбіни

$$\nabla_{\text{о.т.}}^{\text{к}} = \nabla \text{НБ}_{\text{мін}} + H_S^{\text{к}},$$

де  $H_S^{\text{к}}$  - конструктивна висота відсмоктування, яка визначається зручністю конструювання проточної частини турбіни.

Для поворотно-лопатевих турбін  $H_S^{\text{к}} = H_S$ , для радіально осьових -  $H_S^{\text{к}} = H_S + b_0/2$  ( $b_0$  – висота напрямного апарату), для горизонтальних турбін  $H_S^{\text{к}} = H_S - D_1/2$ .

Допустима висота відсмоктування  $H_S$  визначається положенням точки з найбільшою вірогідністю виникнення кавітації

$$H_S = 10 - k\sigma H - \nabla/900,$$

Де  $k = 1,05 \dots 1,1$  – коефіцієнт запасу;

$\sigma$  – кавітаційний коефіцієнт турбіни, який визначається за головною універсальною характеристикою;

$\nabla$  – відмітка осі робочого колеса турбіни відносно рівня води світового океану (на даному етапі розрахунку приймається рівною  $\nabla_{\text{НБ}_{\text{мін}}}$  ;

$H$  – напір турбіни.

Визначення відмітки осі робочого колеса турбіни рекомендується проводити в таблиці, в якій розглядаються різні режимні точки.

Таблиця 4

$H$ , м	$\nabla_{\text{НБ}}$ , м	Робоча точка	$\sigma$	$\sigma H$ , м	$k\sigma H$ , м	$\nabla/900$ , м	$H_S$ , м	$H^k_S$ , м	$\nabla^k_{\text{от.}}$ , м
		А В С(Д)							

За розрахункову приймається найменша  $\nabla^k_{\text{от.}}$

Примітка: відмітка осі робочого колеса турбіни повинна задовольняти умові мінімального затоплення вихідного перерізу відсмоктувальної труби під мінімальний рівень води в нижньому б'єфі на глибину 0,5...1,0 м, що перевіряється після добору і розрахунку відсмоктувальної труби і вертикальної компоновки агрегатного блоку будівлі гідроелектростанції.

#### 4. ДОБІР І РОЗРАХУНОК ТУРБІННОЇ КАМЕРИ

Турбінна камера є одним із основних елементів реактивної турбіни. Вона призначена для рівномірного підводу води до

робочого колеса турбіни з щонайменшими втратами. Розміри турбінної камери впливають на ширину агрегатного блока гідроелектростанції і довжину ГЕС в цілому.

Для вертикальних турбін застосовують такі турбінні камери:

- при напорах 4...80 м – залізобетонні спіральні камери трапецеїдального або таврового перерізу з кутом охоплення  $180...270^{\circ}$  ;
- при напорах 40...600 (700) м – металеві спіральні камери круглого перерізу з кутом охоплення  $315...360^{\circ}$  .

Кут охоплення спіральної камери приймається в залежності від напору і типу турбіни (при виконанні даної роботи студент вибирає його самостійно).

Форма перерізу залізобетонної спіральної камери визначається умовами компоновки агрегатного блоку будівлі ГЕС (при виконанні даної роботи задається викладачем).

Розрахунок турбінної камери рекомендується проводити за принципом сталості середньої швидкості у всіх перерізах спіралі і швидкості у вхідному перерізі камери.

Швидкість у вхідному перерізі визначається залежністю

$$V_{\text{сп.вх}} = k_{\text{ш}} \sqrt{H_p},$$

де  $k_{\text{ш}}$  – швидкісний коефіцієнт, який приймається рівним 1,0 при застосуванні швидкісних і 0,8 для тихохідних турбін.

Площа вхідного перерізу турбінної камери

$$F_0 = Q_0 / V_{\text{сп.вх}},$$

де  $Q_0$  – витрата у вхідному перерізі камери

$$Q_0 = Q_{\text{т.р.}} \cdot \varphi_{\text{макс}} / 360^{\circ},$$

Де  $Q_{\text{т.р.}}$  – розрахункова витрата турбіни;

$\varphi_{\text{макс}}$  – кут охоплення турбінної камери.

В подальшому визначаються розміри турбінної камери, причому розрахунки із визначення розмірів металевих і залізобетонних камер різняться між собою.

## А. ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ МЕТАЛЕВИХ КАМЕР

Розміри металевих турбінних камер рекомендується визначати в таблиці, де вони визначаються для перерізів, що знаходяться під різними кутами в проміжку від 0 до  $\varphi_{\text{макс}}$ .

Таблиця 5

$\varphi^0$	0							$\varphi_{\text{макс}}$
$Q_{\varphi}$ , $\text{м}^3/\text{с}$								
$F_{\varphi}$ , $\text{м}^2$								
$\rho_{\varphi}$ , $\text{м}$								
$R_{\varphi}$ , $\text{м}$								

Параметри, наведені в таблиці визначаються так:

- витрата в перерізі, що знаходиться під кутом  $\varphi^0$

$$Q_{\varphi} = Q_{\text{тр}} \varphi^0 / 360^0,$$

- площа перерізу

$$F_{\varphi} = Q_{\varphi} / V_{\text{сп.вх.}},$$

- радіус спіралі

$$\rho_{\varphi} = \sqrt{F_{\varphi} / \pi},$$

- зовнішній радіус спіралі

$$R_{\varphi} = R_a + 2\rho_{\varphi},$$

де  $R_a = D_a / 2$  –розмір статора турбіни.

За визначеними розмірами камери розробляється креслення спіральної камери в двох проекціях (див. додаток рис.5).

## ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ТУРБІННИХ КАМЕР

Перед визначенням розмірів залізобетонної спіральної камери, перш за все, вибирається форма вхідного перерізу, яка може бути трьох видів (див. додаток, рис. 4):

- а) трапецеїдальна з постійною відміткою підлоги;
- б) трапецеїдальна з постійною відміткою стелі;
- в) таврового перерізу.

При виконанні даної роботи, форма перерізу задається викладачем.

Розміри вхідного перерізу камери визначаються з урахуванням таких рекомендацій:

- $e/a = 1,5...2,2$ , а при плоских підлозі чи стелі –  $1,5...1,85$ ;
- $\delta = 20...35^{\circ}$  (приймають, як правило,  $30^{\circ}$ );
- $\gamma = 10...35^{\circ}$ , а при  $n = 0$  -  $\gamma = 10...15^{\circ}$ .

Визначати розміри спіралі в перерізах і побудову її в плані зручно графічним способом. Для цього для вхідного перерізу спіралі проводять пряму АС (див. додаток, рис. 4), яка визначає закон зміни форми перерізу вздовж спіралі. На цій лінії розташовують вершини зовнішніх кутів проміжних перерізів. Під вхідним перерізом спіралі в прямокутній системі координат за значеннями площ 3-х – 4-х довільних перерізів проводять допоміжну криву  $F = f(R)$ . Далі викреслюють другу допоміжну залежність  $F = f(\varphi)$  і на продовженні осі абсцис відкладають координатні кути проміжних перерізів спіралі  $\varphi$ , відрахованих від зуба спіралі. Оскільки швидкості руху води в будь-якому перерізі постійні, залежність  $F = f(\varphi)$  є прямою лінією, яка з'єднає точки з координатами:  $\varphi = 0, F = 0$  і  $\varphi_{\text{макс}}, F = F_0$ . Задаючи різні значення кутів  $\varphi$  і використовуючи побудовані допоміжні лінії, можна знайти розміри спіралі в будь-якому перерізі, побудувати її в плані та отримати будь-який вертикальний переріз (див. додаток рис.6).

## 5. ДОБІР І КОНСТРУЮВАННЯ ВІДСМОКТУВАЛЬНОЇ ТРУБИ

Відсмоктувальна труба є невід'ємним елементом проточної частини реактивної гідротурбіни. Вона служить для відводу води від робочого колеса турбіни в нижній б'єф з щонайменшими втратами енергії. Досягається це за рахунок відновлення більшої частини кінетичної енергії потоку, яка сходить з робочого колеса, в потенційну, яка використовується турбіною у вигляді енергії тиску. Крім того, у ряді випадків, робоче колесо турбіни вдається розташувати вище рівня води нижнього б'єфу без втрати частини напору.

На гідроелектростанціях застосовуються два види відсмоктувальних труб: прямовисні і вигнуті.

Прямовисні конічні відсмоктувальні труби найбільш прості за конструкцією і є найкращими в енергетичному відношенні. Їх застосовують для вертикальних радіально-осьових турбін з діаметром робочого колеса до 2 м, а для поворотно-лопатевих і пропелерних турбін – з діаметром робочого колеса до 1,6 м.

Вигнуті відсмоктувальні труби, які складаються з корпусу, коліна і відповідного дифузора застосовуються практично на всіх гідроелектростанціях з вертикальними турбінами.

На попередніх стадіях проектування тип відсмоктувальної труби визначається типом гідротурбіни, а її розміри визначаються в залежності від діаметра робочого колеса турбіни.

В таблиці 6 наведені розміри відсмоктувальних труб в долях діаметра робочого колеса турбіни  $D_1$ .

Таблиця 6

Розміри труби	Типи відсмоктувальних труб і рекомендовані напори для них				
	4Н	4Е	4С	4А	4Н
	$H=6...8$ м	$H=6...15$ м	$H=15...30$ м	$H=30...40$ м	$H=20...200$ м
$D_1$	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
$D_4$	1,352	1,23	1,17	1,1	1,352
h	2,7	2,5	2,3	1,915	2,5
$h_1$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
$h_2$	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15
$h_4$	1,352	1,23	1,17	1,1	1,352
$h_5$	1,31	1,2	1,2	1,0	1,31
$h_6$	0,67	0,617	0,584	0,55	0,67
L	4,5	4,5	4,5	3,5	4,5
$L_1$	1,75	1,59	1,5	1,417	1,75
$R_6$	1,16	1,06	1,0	0,94	1,16
$R_7$	0,815	0,745	0,703	0,66	0,815
$B_5$	2,74	2,5	2,38	2,2	2,74

При великій ширині вихідного отвору  $B_5$  (більше 10...12м) у відсмоктувальній трубі розташовують 1...2 проміжні бички товщиною 1,8...2,5м. Ці бички хоча і приводять до зниження коефіцієнта корисної дії турбіни на 0,5...2%, проте дозволяють зменшити розміри ремонтних загороджень і їх підйомних пристроїв. За врахуваними розмірами виконується конструктивне креслення відсмоктувальної труби в двох проєкціях (див. додаток, рис. 7).



## ЛІТЕРАТУРА

### Основна

1. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. М. : Энергоатомиздат, 1983. 320 с., ил.
2. Степанов М. Н. Гідравлічні машини. К. : Вища школа, 1994. 168 с., іл.

### Додаткова

1. Справочник по гидротурбинам / Под. ред. Н. Н.Ковалева. Л. : Машиностроение, 1984. 498 с.
2. Гидроэнергетические установки / Под. ред. Д. С.Щавелева. Л. : Энергоатомиздат, 1981. 517 с.

ДОДАТОК

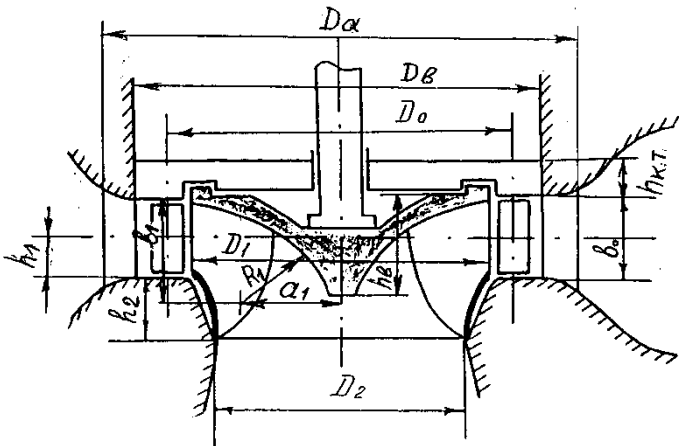


Рис. 1. Радіально-осьова турбіна.

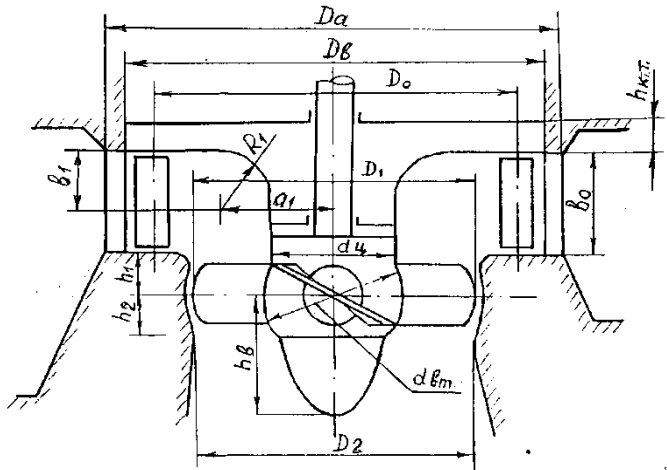


Рис. 2. Поворотно-лопатєва турбіна.

## ОСНОВНІ РОЗМІРИ РАДІАЛЬНО-ОСЬОВИХ ТУРБІН

Таблиця 7

Розміри турбіни в долях діаметра робочого колеса	Тип турбіни							
	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500
Висота напрямного апарата, $b_0$	0,35	0,3	0,25	0,2	0,16	0,12	0,1	0,08
Висота втулки обтікача, $h_0$	0,309	0,309	0,309	0,309	0,309	0,309	0,309	0,309
Розміри робочого колеса:	$h_1$	0,06	0,06	0,06	0,06	0	0	0
	$h_2$	0,16	0,19	0,19	0,19	0,15	0,14	0,12
	$D_2$	1,15	1,1	1,0	0,95	0,9	0,78	0,7
Розміри спряжених поверхонь:	$a_1$	0,384	0,384	0,384	0,384	0,765	0,505	
	$b_1$	0,276	0,276	0,276	0,276	0,275	0,439	
	$R_1$	0,276	0,276	0,276	0,276	0,475	0,375	
Розташування колон статора і лопаток напрямного апарата:	$D_a$	1,64	1,64	1,64	1,7	1,7	1,7	1,7
	$D_b$	1,38	1,38	1,38	1,4	1,4	1,4	1,4
	$D_0$	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Висота кришки турбіни, $h_{к.т.}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25

## ОСНОВНІ РОЗМІРИ ПОВОРОТНО-ЛОПАТЕВИХ ТУРБІН

Таблиця 8

Розміри турбіни в долях діаметра робочого колеса	Тип турбіни									
	ПЛ10	ПЛ15	ПЛ20	ПЛ30	ПЛ40	ПЛ50	ПЛ60	ПЛ70	ПЛ80	
Висота прямого апарата, $b_0$	0,45	0,45	0,4	0,4	0,375	0,375	0,35	0,35	0,35	
Діаметр втулки, $d_{вт}$	0,33	0,35	0,37	0,42	0,46	0,5	0,54	0,57	0,6	
Діаметр цапфи, $d_{ц}$	0,28	0,3	0,32	0,36	0,40	0,45	0,50	0,52	0,56	
Висота втулки обтікача, $h_b$	0,31	0,33	0,35	0,4	0,45	0,49	0,54	0,57	0,6	
Розміри камери робочого колеса $h_1$	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	
$h_2$	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	0,21	
$D_2$	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97	
Розміри спряжених поверхонь: $a_1$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	
$b_1$	0,36	0,35	0,32	0,32	0,3	0,28	0,25	0,24	0,22	
$D_2$	0,36	0,35	0,32	0,32	0,3	0,28	0,25	0,24	0,22	
Розташування колон статора і лопаток прямого апарата: $D_a$	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	1,56	
$D_b$	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	1,34	
$D_0$	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	

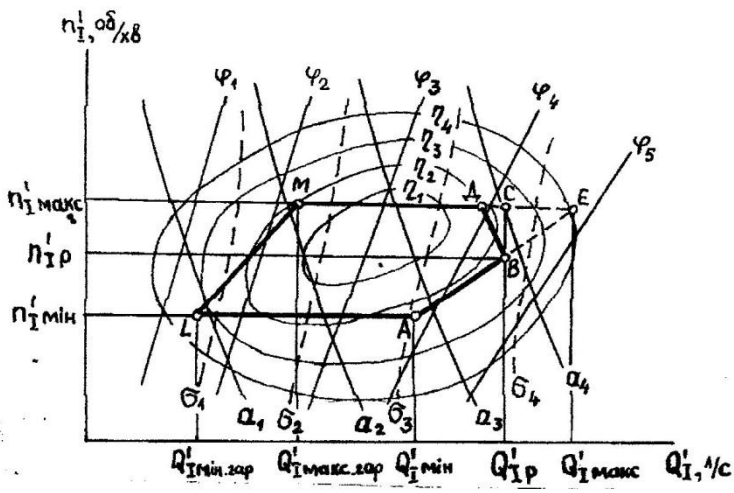


Рис. 3. Робоча зона поворотно-лопатеві турбіни

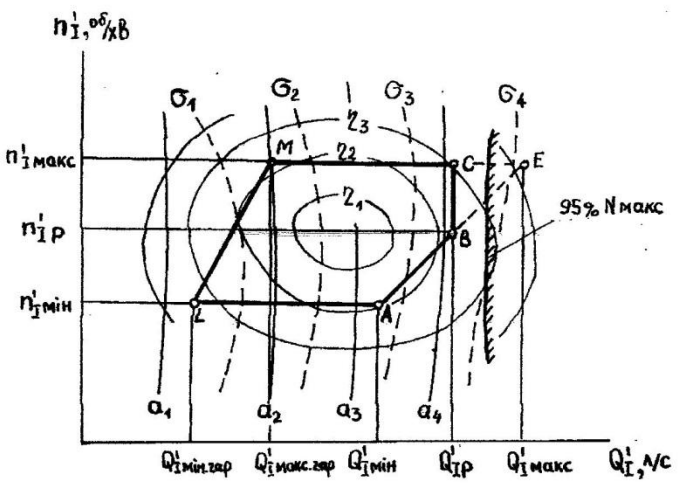


Рис. 4. Робоча зона радіально-осьові турбіни

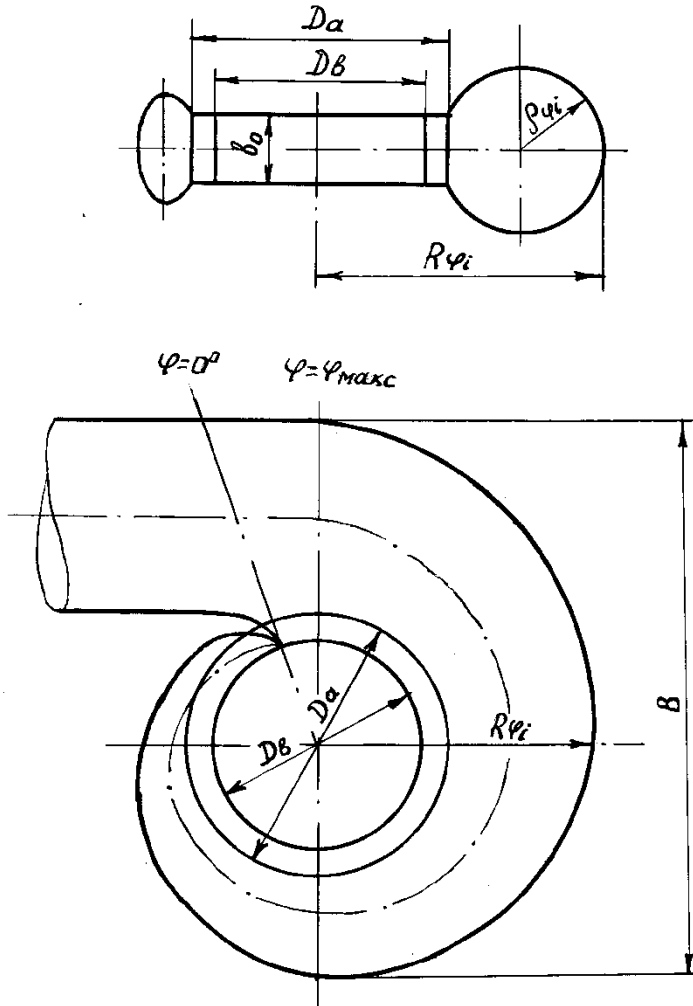


Рис. 5. Металева турбінна камера.

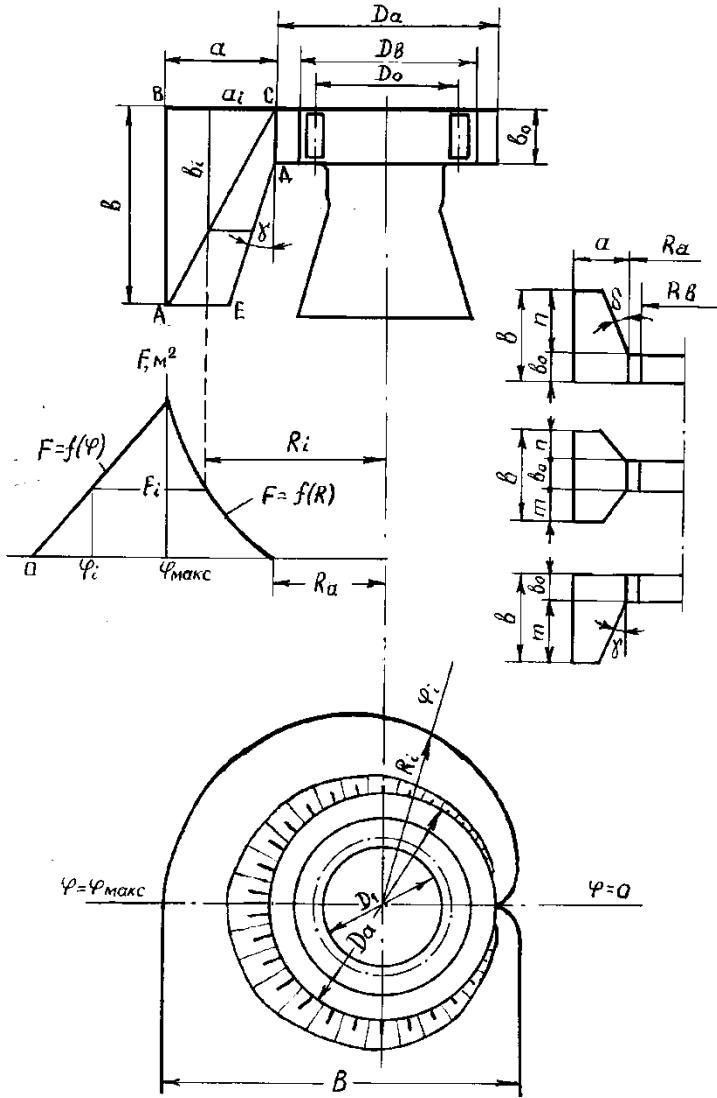


Рис. 6. Бетонна турбінна камера

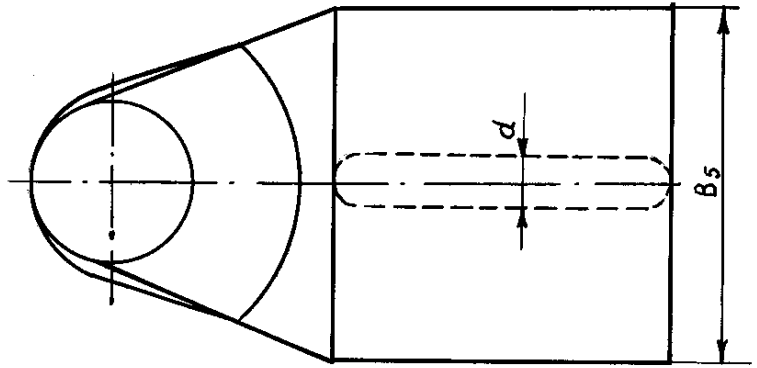
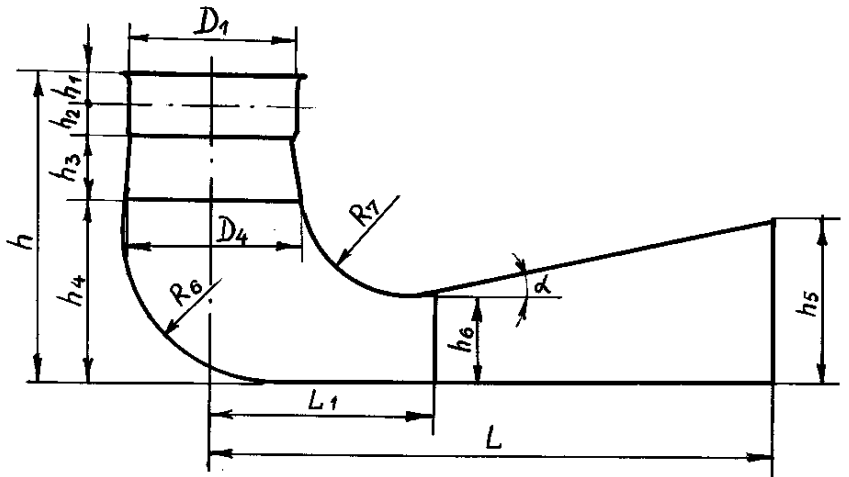


Рис. 7. Вигнута відсмоктувальна труба.



## ЗМІСТ

Передмова.....	3
Вихідні дані.....	4
1. Добір турбіни для гідроелектростанції.....	4
2. Розрахунок основних параметрів гідротурбіни.....	6
3. Побудова робочої зони та визначення висотного положення турбіни.....	9
4. Добір і розрахунок турбінної камери.....	12
5. Добір і конструювання відсмоктувальної труби.....	15
Література.....	17
Додаток.....	18