

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до проведення практичних занять та організації самостійної роботи
з навчальної дисципліни

**«СУЧАСНІ МЕТОДИ ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ
ТА НАСОСНИХ СТАНЦІЙ»**

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти денної форми
навчання зі спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія
та водні технології)*

Харків
ХНУМГ ім. О. М. Бекетова
2024

Методичні рекомендації до проведення практичних занять та організації самостійної роботи з навчальної дисципліни «Сучасні методи проектування гідравлічних та насосних станцій» (для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти денної форми навчання зі спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія та водні технології) / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова ; уклад. А. О. Мозговий. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2024. – 38 с.

Укладач д-р техн. наук, доц. А. О. Мозговий

Рецензент

І. В. Храпатова, кандидат технічних наук, доцент кафедри геотехніки, підземних споруд та гідротехнічного будівництва Харківського національного університету міського господарства імені О. М. Бекетова

Рекомендовано кафедрою геотехніки, підземних споруд та гідротехнічного будівництва, протокол № 6 від 02.02.2024.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Загальні відомості про ГАЕС.....	5
Практичне заняття № 1 Підбір радіально-осьової насоса-турбіни методом ЛМЗ.....	7
Практичне заняття № 2 Підбір радіально-осьової насоса-турбіни методом Г. І. Кривченко.....	12
Практичне заняття № 3 Визначення розмірів проточного тракту оборотної гідромашини.....	15
Практичне заняття № 4 Підбір оборотної електричної машини ГАЕС.....	20
Список посилань.....	33
Додаток А.....	35

ВСТУП

Гідравлічна енергія як енергоресурс має принципові переваги порівняно з вугіллям або ядерним паливом. Її не потрібно добувати, як-небудь обробляти, транспортувати, її використання не дає шкідливих відходів і викидів в атмосферу. У деяких випадках греблі гідроелектричних станцій дозволяють регулювати річковий стік, вони надійні, прості в експлуатації порівняно з тепловими електричними станціями (ТЕС) або атомними електричними станціями (АЕС), дешеві.

Доцільним є використання гідравлічних акумулюючих електростанцій (далі – ГАЕС). ГАЕС – це комплекс гідротехнічних споруд, гідравлічних та електричних машин, які виконують функції перерозподілу вироблення і споживання електроенергії впродовж доби або більшого часу. У години малих навантажень в енергосистемі гідроагрегати ГАЕС перекачують воду з низової водойми у верхову, а в години підвищених навантажень використовують запасену воду для вироблення пікової енергії. Для цього потрібні реверсивні напірні водоводи і робота основного доволі специфічного обладнання, як в насосному, так і в турбінному режимах.

На сьогодні в Україні працюють такі ГАЕС: Київська, Новодністровська, Ташлицька та заплановано будівництво Канівської ГАЕС.

Під час вирішення питань розробки і проектування ГЕС / ГАЕС широко використовують розрахункові й експериментальні методи дослідження. В останнє десятиліття проглядається тенденція розширення розрахункових досліджень (так званого чисельного експерименту) з метою скорочення обсягу фізичного експерименту на гідродинамічних стендах. Такий підхід забезпечує розробку проточних частин із високими енергокавітаційними показниками, скорочення термінів і вартості проєктних робіт. Посилення ролі чисельного експерименту стало можливим у зв'язку з розробкою досконаліших математичних моделей течії, гідродинамічних методів проєктування проточних частин і розрахунку потоку, а також чисельних методів і алгоритмів. Це дозволяє впроваджувати в інженерну практику автоматизовані системи проєктування для розрахунку гідромашин за допомогою сучасних програмних комплексів.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ГАЕС

Залежно від зони напорів ГАЕС можуть бути радіально-осьовими, діагональними або осьовими. На ГАЕС із низькими напорами, які не перевищують 10–20 м, застосовують осьові поворотно-лопатеві оборотні машини. За напорів до 15 м може бути раціональним використання достатньо потужних (до 50 МВт) оборотних горизонтальних капсульних гідроагрегатів. Але особливо широкий інтервал напорів (від 30 м до 600 м) охопили радіально-осьові оборотні гідромашини.

За конструктивною схемою з'єднання і взаємодією гідравлічної та електричної машин гідроагрегати ГАЕС поділяють на три групи (рис. 1): чотиримашинні, тримашинні і двомашинні.

Чотиримашинна (роздільна) схема (рис. 1, а) передбачає установку двох незалежних пар машин, одна з яких складається з електродвигуна і насоса, а друга – з турбіни і генератора. За роздільної схеми агрегати зазвичай компонуються в горизонтальному, рідше – у вертикальному варіантах. Водночас встановлюються радіально-осьові або ковшові турбіни з гідрогенератором для роботи в турбінному режимі і багатоступінчасті насоси з електродвигунами для роботи в насосному режимі.

Тримашинна схема відрізняється тим, що дві гідравлічні машини (турбіна і насос) встановлюють на загальній вертикальній або горизонтальній осі з єдиною оборотною синхронною електричною машиною (рис. 1, в, г). Гідроагрегат як у турбінному, так й у насосному режимі обертається в один бік (нереверсивний або ізожир). У складі тримашинного гідроагрегату іноді передбачають на валу керовану муфту для вимкнення насоса при роботі агрегату в турбінному режимі.

Двомашинна схема (рис. 1, б) базується на використанні властивості реактивної гідравлічної машини обертатися з турбіни на насос і навпаки, а також на властивості оборотності синхронної електричної машини. Гідроагрегат складається з двох машин: гідравлічної – насоса-турбіни і електричної – двигуна-генератора. Під час роботи із сумісною спіральною камерою турбіна і насос мають протилежні напрямки обертання, тому електрична машина має бути реверсивною. Загалом таку установку називають оборотним гідроагрегатом, який найчастіше виконують з вертикальною компоновкою [1–3].

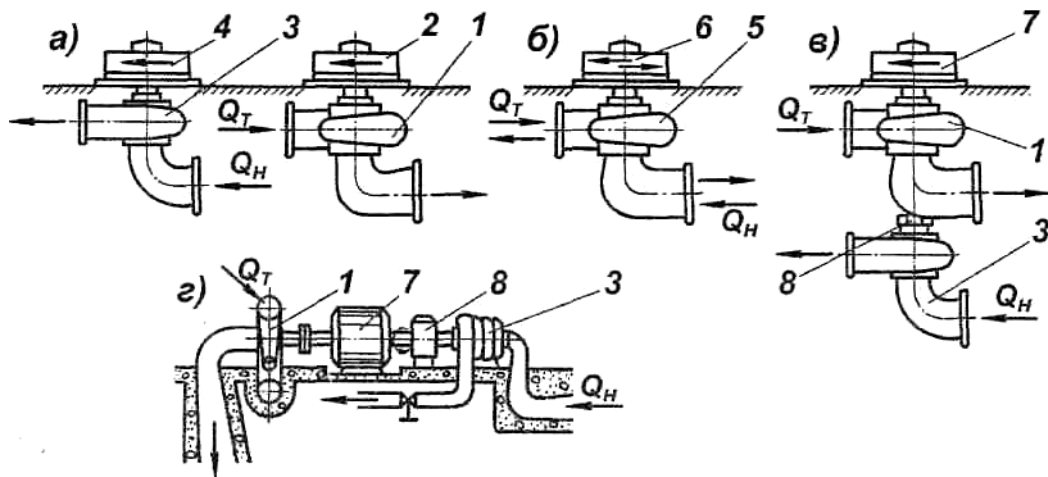


Рисунок 1 – Конструктивні схеми оборотних гідроагрегатів ГАЕС:
а – чотиримашинна схема; *б* – двомашинна схема; *в* – тримашинна вертикальна схема; *г* – тримашинна горизонтальна схема; 1 – турбіна; 2 – генератор; 3 – насос; 4 – двигун; 5 – насос-турбіна; 6 – двигун-генератор реверсивний; 7 – двигун-генератор неревверсивний; 8 – муфта зчеплення

По схемі акумулювання розрізняють:

- а) ГАЕС простого акумулювання – без притоку води у верхній б’єф, коли він виконаний у формі штучної водойми;
- б) ГЕС-ГАЕС змішаного типу – коли притік води у верхній б’єф, достатній для його спрацювання тільки у турбінному режимі;
- в) ГАЕС у схемі перерозподілу стоку – коли будівлі насосної і гідроенергетичної станції розміщені роздільно.

За тривалістю акумулювання ГАЕС бувають добового, тижневого і сезонного акумулювання [4, 5].

Контрольні запитання

1. Обґрунтувати вибір типу агрегату залежно від зони напорів ГАЕС.
2. Навести конструктивні схеми оборотних гідроагрегатів ГАЕС.
3. Надати класифікацію ГАЕС по схемі акумулювання.

Завдання для самостійної роботи Теми рефератів

1. Провідні проєктні організації України в галузі проєктування ГАЕС.
2. Перспективи будівництва ГАЕС у світі.
3. Компонувальні рішення ГАЕС побудованих в Україні.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1

ПІДБІР РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ НАСОСА-ТУРБІНИ МЕТОДОМ ЛМЗ

Підбір оборотної гідромашини методом ЛМЗ. Підбір основного гідроенергетичного обладнання виконується після водноенергетичних розрахунків, у результаті яких встановлюється режим роботи ГАЕС у графіку добового навантаження енергосистеми, та зміна потужності, напорів, подач і витрат води на ГАЕС у насосному і турбінному режимах на протязі доби.

Підібрати оборотну гідромашину означає визначити діаметр робочого колеса D_1 , частоту обертів n_0 і допустиму висоту всмоктування H_s при заданій потужності турбінного агрегату $N_{a.m.}$, і розрахункового напору $H_{m.p.}$, а також максимального і мінімального напорів у насосному режимі $H_{н.макс}$ та $H_{н.мін}$.

За наявності номенклатури для ГАЕС або основних номенклатурних розрахункових параметрів [6–17], для радіально-осьових насосів-турбін (РОНТ) оборотну гідромашину рекомендується підбирати при вихідному насосному режимі. Послідовність розрахунків приймається відповідно до методики Ленінградського металічного заводу (ЛМЗ).

Порядок розрахунку

1. Для заданого чи прийнятого на основі техніко-економічних розрахунків кількості агрегатів ГАЕС Z_a , визначаємо розрахункову подачу одного агрегату ГАЕС у насосному режимі:

$$Q_{a.n.p.} = \frac{Q_{н}^{ГАЕС}}{Z_a}. \quad (1.1)$$

Попередньо кількість агрегатів можна призначити за співвідношенням максимальної і мінімальної подач води ГАЕС у насосному режимі:

$$Z_a = \frac{Q_{н.макс}^{ГАЕС}}{Q_{н.мін}^{ГАЕС}}, \quad (1.2)$$

і округлити до цілого числа в більшу сторону.

2. Із графіка зміни напорів нетто ГАЕС у насосному режимі визначаємо розрахунковий напір $H_{н.p.}$, прийнявши його рівним середньому напору $H_{н.ср}$ або напору, який відповідає моменту завершення дії мінімального навантаження.

Таблиця 1 – Параметри радіально-осьових насосів-турбін

Ч. ч.	Параметр	Тип робочого колеса гідромашини						
		РОНТ- 115	РОНТ- 140	РОНТ- 170	РОНТ- 230	РОНТ- 310	РОНТ- 400	РОНТ- 500
1	Діапазон напорів H , м	80–115	100–140	130–170	160–230	220–310	290–400	380–500
2	Коефіцієнт швидкохідності в насосному режимі при $\eta_{н.макс}$, n_{SH} об/хв.	220–185	205–170	175–155	160–140	140–120	125–110	115–100
3	Внутрішній діаметр робочого колеса $\bar{D}_2 = D_2/D_1$	0,82– 0,72	0,8– 0,7	0,73– 0,65	0,68– 0,6	0,62– 0,55	0,6–0,52	0,55–0,5
4	Висота напрямного апарата $\bar{b}_0 = b_0/D_1$	0,16	0,14	0,12	0,11	0,09	0,08	0,07
5	Приведена частота обертів у насосному режимі при $\eta_{н.макс}$, $n'_{1.н.опт.}$, об/хв.	95–90	94–89	93–88	92–87	91–85	90–84	89–82
6	Приведена подача в насосному режимі при $\eta_{н.макс}$, $Q'_{1.н.опт.}$, м ³ /с	0,44– 0,32	0,38– 0,28	0,28– 0,24	0,25– 0,19	0,20– 0,16	0,16– 0,13	0,13– 0,11
7	Максимальний коефіцієнт кавітації в насосному режимі $\sigma_{н.макс}$	0,27– 0,23	0,26– 0,21	0,21– 0,19	0,19– 0,16	0,17– 0,14	0,14– 0,12	0,13– 0,11
8	Діаметр розташування осей лопатей напрямного апарата $\bar{D}_0 = D_0/D_1$	$D_0 = 1,2$ (Для усіх типів робочих коліс)						
9	Діаметр входу статорних колон D_a , м	$D_a = (1,3 + 0,000\ 67 \cdot H_{T.макс}) D_1$						
10	Висота робочого колеса, b_2 , м	$b_2 = (5,4 \dots 5,8) \times 10^{-3} \cdot D_1 n_{ST}^{0,8}$						
11	Коефіцієнт швидкохідності у турбінному режимі n_{ST} , об/хв	$n_{ST} = \frac{(1200 \dots 1500)}{H_{T.макс}^{0,4}}$ або $n_{ST} = \frac{n_{SH}}{(0,85 \dots 0,95)}$						

3. Перевіряємо допустимість межі коливання напорів у насосному режимі за співвідношеннями (1.3): визначаємо із п. 2 таблиці 1 значення n_{SH} :

$$H_{H.макс} = \frac{H_{H.мін}}{0,7 \div 0,9} \text{ або } \frac{2(H_{H.макс} - H_{H.мін})}{(H_{H.макс} + H_{H.мін})} \leq 0,07 n_{Sn}^{0,25}, \quad (1.3)$$

і за $H_{H.p}$ з урахуванням $H_{H.макс}$, використовуючи дані таблиці 1, вибираємо тип робочого колеса.

4. Використовуючи формулу швидкохідності гідромашини в насосному режимі, визначаємо частоту обертів робочого колеса

$$n = \frac{n_{SN} H_{H.p}^{3/4}}{3,65 \sqrt{Q_{a.n.p.}}} \quad (1.4)$$

Отримане значення округлюємо згідно з таблицею 2 до синхронної частоти n_0 в більшу сторону.

Таблиця 2 – Ряд синхронних частот обертів робочого колеса гідромашини, об/хв

33,3	34,1	34,9	35,1	36,6	37,6	38,5	39,5	40,5	41,7
42,5	44,1	45,5	46,9	48,4	50,0	51,7	53,6	55,8	57,7
60,0	62,5	65,2	68,2	71,4	75,0	78,9	83,3	88,2	93,7
100	107,1	115,4	125	136,4	150	166,7	187,5	214,3	250
300	333,3	375	428,5	500	600				

5. Визначаємо діаметр робочого колеса гідромашини, D_1 , м, за формулою

$$D_1 = \frac{n'_{I.n.онт} \sqrt{H_{H.p.}}}{n_0} \quad (1.5)$$

Значення D_1 , приймаємо кратним 0,05 м.

6. Обчислюємо подачу агрегату в насосному режимі $Q_{a.n.}$, м³/с, і перевіряємо виконання умови $Q_{a.n.} \geq Q_{a.n.p.}$

$$Q_{a.n.} = Q'_{I.n.p.} D_1^2 \sqrt{H_{H.p.}}, \quad (1.6)$$

де $Q'_{I.n.p.}$ – приведена витрата агрегату в насосному режимі, що обчислюється за залежністю $Q'_{I.n.p.} = (1,15 \dots 1,25) Q_{I.n.онт}$.

Якщо подача $Q_{a.n.}$ набагато перевищує необхідне розрахункове значення, необхідно її зменшити завдяки зміні діаметру робочого колеса, частоти його обертів або приведеної витрати.

7. Уточнюємо розрахункову потужність агрегату ($N_{a.n.}$, кВт) і ГАЕС в цілому ($N_n^{\text{ГАЕС}}$, кВт) у насосному режимі

$$N_{a.n.} = \frac{9,81Q_{a.n.}H_{n.p.}}{\eta_n}; \quad N_n^{\text{ГАЕС}} = Z_a \cdot N_{a.n.}, \quad (1.7)$$

де η_n – коефіцієнт корисної дії агрегату в насосному режимі.

8. Визначаємо розрахунковий напір нетто агрегату ГАЕС у турбінному режимі за залежністю

$$H_{T.P.} = H_{T.CT.P.} - h_T, \quad (1.8)$$

де $H_{T.CT.P.}$ – розрахунковий статичний напір у турбінному режимі (визначається за формулою (1.9) або приймається з графіка $H_m = f(t)$ із водноенергетичних розрахунків);

h_T – втрати напору на ГАЕС у турбінному режимі (приймаються 5–8 % до 10 % від $H_{T.CT.P.}$ залежно від компонування блока ГАЕС):

$$H_{T.CT.P.} = \frac{H_{T.CT.MAKC} + 2 \cdot H_{T.CT.MIN}}{3}. \quad (1.9)$$

Уточнюємо витрату агрегату в турбінному режимі

$$Q_{a.T.} = Q'_{T.P.} D_1^2 \sqrt{H_{T.P.}}, \quad (1.10)$$

де $Q'_{T.P.}$ – приведена витрата агрегату в турбінному режимі обчислюється за залежністю $Q'_{T.P.} = (1,15 \dots 1,25) Q'_{T.OPT}$, а оптимальна приведена витрата агрегату в турбінному режимі знаходиться за залежністю $Q'_{T.OPT} = (1,15 \dots 1,25) \cdot Q'_{IH.OPT}$, а величина $Q'_{IH.OPT}$ – приведена подача у насосному режимі при $\eta_{n.MAKC}$ (згідно з п. 6 табл. 1).

10. Уточнюємо розрахункову потужність агрегату ($N_{a.T.}$, кВт) і ГАЕС в цілому ($N_n^{\text{ГАЕС}}$, кВт) у турбінному режимі

$$N_{a.T.} = \frac{9,81Q_{a.T.}H_{T.P.}}{\eta_T}; \quad N_n^{\text{ГАЕС}} = Z_a \cdot N_{a.T.}, \quad (1.11)$$

де η_T – коефіцієнт корисної дії агрегату в турбінному режимі.

11. Якщо отримана потужність ГАЕС у турбінному режимі виявилася меншою, ніж необхідна, необхідно розглянути варіанти її збільшення завдяки установці прямих турбінних агрегатів сумарною потужністю $\Delta N_T = N_{\text{необ.}} - N_{\text{а.т.}}$.

12. Визначаємо мінімальну допустиму висоту всмоктування (H_S , м) і відповідну їй відмітку робочого колеса ($\nabla PK_{\text{м}}$):

$$H_S = 10 - k\sigma_{\text{н.макс}} H_{\text{н.р.}} - \frac{\nabla HB_{\text{мін}}}{900}, \quad (1.12)$$

$$\nabla PK = \nabla HB_{\text{мін}} + H_S, \quad (1.13)$$

де $k=1,05 - 1,1$ – коефіцієнт запасу;

$\sigma_{\text{н.макс}}$ – максимальний коефіцієнт кавітації (приймається із табл. 1);

$\nabla HB_{\text{мін}}$ – мінімальна відмітка нижнього б'єфу ГАЕС, м.

На цьому підбір оборотної гідромашини за узагальненими і номенклатурними показниками завершено. Складаємо схему оборотної гідромашини (рис. 2).

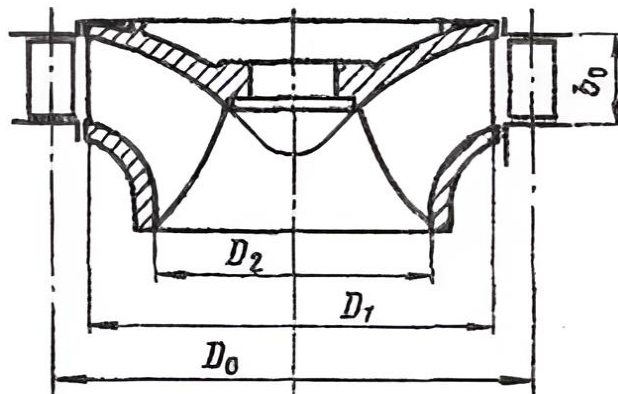


Рисунок 2 – Схема оборотної гідромашини

Контрольні запитання

1. Навести послідовність підбору оборотної гідромашини методом ЛМЗ.
2. Як визначити потужність ГАЕС у турбінному режимі?
3. Як визначити частоту обертів робочого колеса?

Завдання для самостійної роботи Теми рефератів

1. Провідні проектні організації України в галузі проектування оборотних гідромашин.
2. Перспективи удосконалення конструкцій і характеристик оборотних гідромашин.
3. Конструктивні рішення оборотних гідромашин побудованих в Україні ГАЕС.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2 ПІДБІР РАДІАЛЬНО-ОСЬОВОЇ НАСОСА-ТУРБИНИ МЕТОДОМ Г. І. КРИВЧЕНКО

В основу розрахунків оборотної гідромашини методом Г. І. Кривченко покладено варіант роботи ГАЕС у турбінному режимі.

Порядок розрахунку

1. Визначаємо витрату ГАЕС у турбінному режимі

$$Q_{TP} = \frac{N_{a.T}}{9.81 H_{T.P} \cdot \eta_T \cdot \eta_G}, \quad (2.1)$$

де коефіцієнти корисної дії турбіни і генератора приймаються, відповідно, $\eta_T = 0,90 \dots 0,92$ і $\eta_G = 0,97 \dots 0,98$.

2. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності оборотної гідромашини в турбінному режимі залежно від напору

$$\text{при } H_{T.P.} \leq 300 \text{ м} \quad n_{ST} = \frac{1550}{H_{TP}^{0.4}}, \quad (2.2)$$

$$\text{при } H_{T.P.} > 300 \text{ м} \quad n_{ST} = \frac{15000}{H_{TP}^{0.8}}. \quad (2.3)$$

3. Визначаємо коефіцієнт швидкохідності у насосному режимі

$$n_{SH} = (0,85 \dots 0,95) n_{ST} \quad (2.4)$$

4. Визначаємо коефіцієнт напору в насосному режимі

$$K_H = 1,2 e^{-\frac{n_{SH}}{500}}. \quad (2.5)$$

5. Обчислюємо приведену частоту обертів робочого колеса у насосному режимі

$$n'_{IH} = 84,8 / \sqrt{K_H}. \quad (2.6)$$

6. Визначаємо приведену витрату гідромашини в турбінному режимі, підставляючи отримане із (2.2) значення n_{ST} , і приймаючи, що приведена частота обертів робочого колеса гідромашини у насосному і турбінному режимах рівні ($n'_{IH} = n'_{IT}$):

$$Q'_{IT} = \left(\frac{n_{ST}}{3,65 n'_{IT}} \right)^2 \cdot \frac{1}{\eta_T}. \quad (2.7)$$

7. Визначаємо діаметр робочого колеса гідромашини, який потім заокруглюємо в більшу сторону до 0,05 м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{Q_{T.P.}}{Q'_{IT} \sqrt{H_{T.P.}}}}. \quad (2.8)$$

8. Визначаємо частоту обертів робочого колеса гідромашини і приймаємо найближче синхронне значення (n_0) із таблиці 2.2:

$$n = \frac{n'_{IT} \sqrt{H_{T.P.}}}{D_1}. \quad (2.9)$$

9. Визначаємо приведену подачу гідромашини в насосному режимі:

$$Q'_{IH} = \left(\frac{n_{SH}}{3,65 n'_{IH}} \right)^2. \quad (2.10)$$

10. Обчислюємо середній напір у насосному режимі

$$H_{H.сер} = 0,5(H_{H.макс} + H_{H.мін}). \quad (2.11)$$

11. Середня подача насосного режиму визначається за залежністю:

$$Q_{H.сер} = Q'_{IH} D_I^2 \sqrt{H_{H.сер.}}. \quad (2.12)$$

12. Виконуємо перевірку допустимості межі коливань напорів у насосному режимі за умовою

$$\frac{H_{н.макс.} - H_{н.мін.}}{H_{н.сер.}} \leq n_{SH}^{0.25}. \quad (2.13)$$

Якщо це співвідношення не виконується, потрібно прийняти обернену гідромашину іншого типу (із більшим значенням n_{SH}).

13. Визначаємо відносне розрідження у гідромашині від гідравлічних втрат у всмоктувальній лінії

$$\Delta\sigma_{всм} = h_{всм} / H_{н.р.}. \quad (2.14)$$

При цьому втрати $h_{всм}$ визначаються як добуток коефіцієнта втрат напору $\xi_{ГАЕС}$ на напір, що діє на ГАЕС.

14. Визначаємо коефіцієнт кавітації у насосному режимі

$$\sigma_n = \frac{n_{SH}^{4/3}}{6400} + \Delta\sigma_{всм}. \quad (2.15)$$

15. Визначаємо розрахунковий коефіцієнт кавітації насосного режиму

$$\sigma_{н.р.} = (1,5 \div 2,0)\sigma_n. \quad (2.16)$$

16. Визначаємо допустиму висоту всмоктування

$$H_s = 10 - \sigma_{н.р.} H_{н.сер.} - \frac{\nabla H_{Б_{мін}}}{900}. \quad (2.17)$$

17. Визначаємо відмітку робочого колеса оборотної гідромашини:

$$\nabla_{РК} = \nabla_{НБД} + H_s. \quad (2.18)$$

Варто зауважити, що за напорів більших, ніж 500 м, вибрати основні характеристики гідромашини важко через відсутність номенклатурних параметрів як у турбінному, так і у насосному режимах. У цьому випадку основні параметри агрегатів – Q'_1, n'_1 – рекомендується визначати так:

$$Q_1' = \frac{56\,000}{H} + 33, \quad n_1' = \frac{27\,000}{H} + 15. \quad (2.19)$$

Інші параметри можна визначити за емпіричними залежностями:

$$\sigma = kn_s^{4/3}; \quad H = \frac{10-H_s}{\phi_k kn_s^{4/3}} \quad (2.20)$$

приймавши коефіцієнти $k = (1,1 \dots 1,4) \cdot 10^{-4}$; $\phi_k = 1,5 \dots 2,0$.

Контрольні запитання

1. Як обчислити середній напір у насосному режимі?
2. Навести послідовність підбору оборотної гідромашини методом Г. І. Кривченко.
3. Як визначити відмітку робочого колеса оборотної гідромашини?

Завдання для самостійної роботи

Теми рефератів

1. Провідні проєктні організації України в галузі виробництва оборотних гідромашин.
2. Навести класифікацію обернених гідромашин.
3. Конструктивні рішення оборотних гідромашин побудованих у світі ГАЕС.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3

ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ПРОТОЧНОГО ТРАКТУ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Проточний тракт оборотної гідромашини складається із підводу / відводу, робочого колеса і всмоктувально-відсмоктувальної труби.

Підвід / відвід оборотної гідромашини складається із спіральної камери, статора і напрямного апарата [6–17]. По спіральній камері відбувається подача води до робочого колеса у турбінному режимі, а в насосному режимі – відведення води від насоса-турбіни у напірний трубопровід. Статор оборотної гідромашини є конструктивною частиною спіральної камери, він призначений для об'єднання основних деталей гідротурбіни в єдину конструкцію, передачі осьових навантажень на основу будівлі станції. Напірний апарат регулює

витрату води через насос-турбіну, закрутку потоку при зміні потужності гідроагрегату у турбінному режимі і є запірним органом для припинення підведенню води і зупинки гідроагрегату (у насосному режимі він виступає тільки як запірний орган). Всмоктувально-відсмоктувальна труба призначена для відводу рідини та перетворювання кінетичної енергії потоку в енергію тиску у турбінному режимі і для підводу води у насосному режимі. З цією метою всмоктувально-відсмоктувальна труба проєктується як вигнутий дифузор, який поновлює кінетичну енергію у турбінному режимі [6–17].

На рисунку 3 наведено схему проточного тракту оборотної гідромашини.

При вихідному турбінному режимі основні розміри проточного тракту визначаються за такими залежностями:

– внутрішній діаметр робочого колеса

$$D_2 = (0,05 \dots 0,06) D_1 \sqrt{n_{ST}}; \quad (3.1)$$

– висота робочого колеса біля напрямного апарата

$$b_1 = b_0 = (0,08 \dots 0,12) \cdot 10^{-3} \cdot D_1 \cdot n_{ST}^{1,4}; \quad (3.2)$$

– повна висота робочого колеса

$$b_2 = (5,4 \dots 5,8) \cdot 10^{-3} \cdot D_1 \cdot n_{ST}^{0,8}; \quad (3.3)$$

– діаметр розташування осей напрямних лопаток

$$D_0 = (1,16 \div 1,2) D_1; \quad (3.4)$$

– зовнішній діаметр статорних колон

$$D_{ст} = (1,3 + 0,00067 \cdot H_{Т.макс}) D_1. \quad (3.5)$$

При вихідному насосному режимі співвідношення D_2/D_1 та D_0/D_1 наведено у таблиці 3 за відсутності таких даних діаметри D_2 та D_1 можуть визначатися за залежностями

$$D_2 = k \cdot \sqrt[3]{\frac{QH}{n_s}}; \quad D_1 = \frac{D_2}{k_1 \cdot n_s^k}, \quad (3.6)$$

де прийнято такі коефіцієнти: $k = 4,5 \div 5,5$; $k_1 = 0,043 \div 0,047$ і $k_2 = 0,053$.

Основні габарити проточного тракту в плані (рис. 3.1) визначаються за залежностями:

$$D_{6x} = \sqrt{\frac{0,481 Q_T}{H_{Т.Р.}^{0,3}}}, \quad (3.7)$$

$$A = D_{ст}/2^{-D_{вх}}; \quad C = D_{ст}/2^{+0,7 \cdot D_{вх}}; \quad (3.8)$$

$$G = D_{ст}/2^{+0,87 \cdot D_{вх}}; \quad E = D_{ст}/2^{+0,55 \cdot D_{вх}}. \quad (3.9)$$

Кут дифузорності патрубка всмоктувально-відсмоктувальної труби θ змінюється у межах $8-10^\circ$, а його довжина призначається виходячи із конструктивних міркувань.

Під час призначення розмірів радіально-осьових гідромашин варто пам'ятати те, що рекомендовані для насосів і турбін розміри деяких елементів всмоктувально-відсмоктувальних труб відрізняються, про що свідчить таблиця 3.

Таблиця 3 – Розміри деяких елементів всмоктувально-відсмоктувальних труб

Гідромашина	h_2	L_5	$F_5 = b_5 \cdot h_5$
Турбіна	$(2,0 \div 2,8)D_1$	$(4,5 \div 5,0)D_1$	$(2,9 \div 3,3)D_1^2$
Насос	$(1,85 \div 3,0)D_1$	$(3,5 \div 4,5)D_1$	$(1,0 \div 3,0)D_1^2$

При вихідному насосному режимі розміри турбінної камери можуть бути визначені методами, які рекомендовані для турбін з $n_s = 100...300$ об/хв при середній кільцевій швидкості у спіральній камері ($v_{cn}, \text{м/с}$), яку можна обчислити за формулою:

$$v_{cn} = K \frac{D_2 \sqrt{2gH}}{D_1 \cdot n_{SH}}, \quad (3.10)$$

де коефіцієнт K визначається інтерполяцією ($K = 8$ за $n_s = 100$ об/хв, $K = 10$ за $n_s = 300$ об/хв).

Розміри проточного тракту оборотної гідромашини, які подані на рисунку 3, можна представити також у вигляді функцій D_2 і $n_{ст}$:

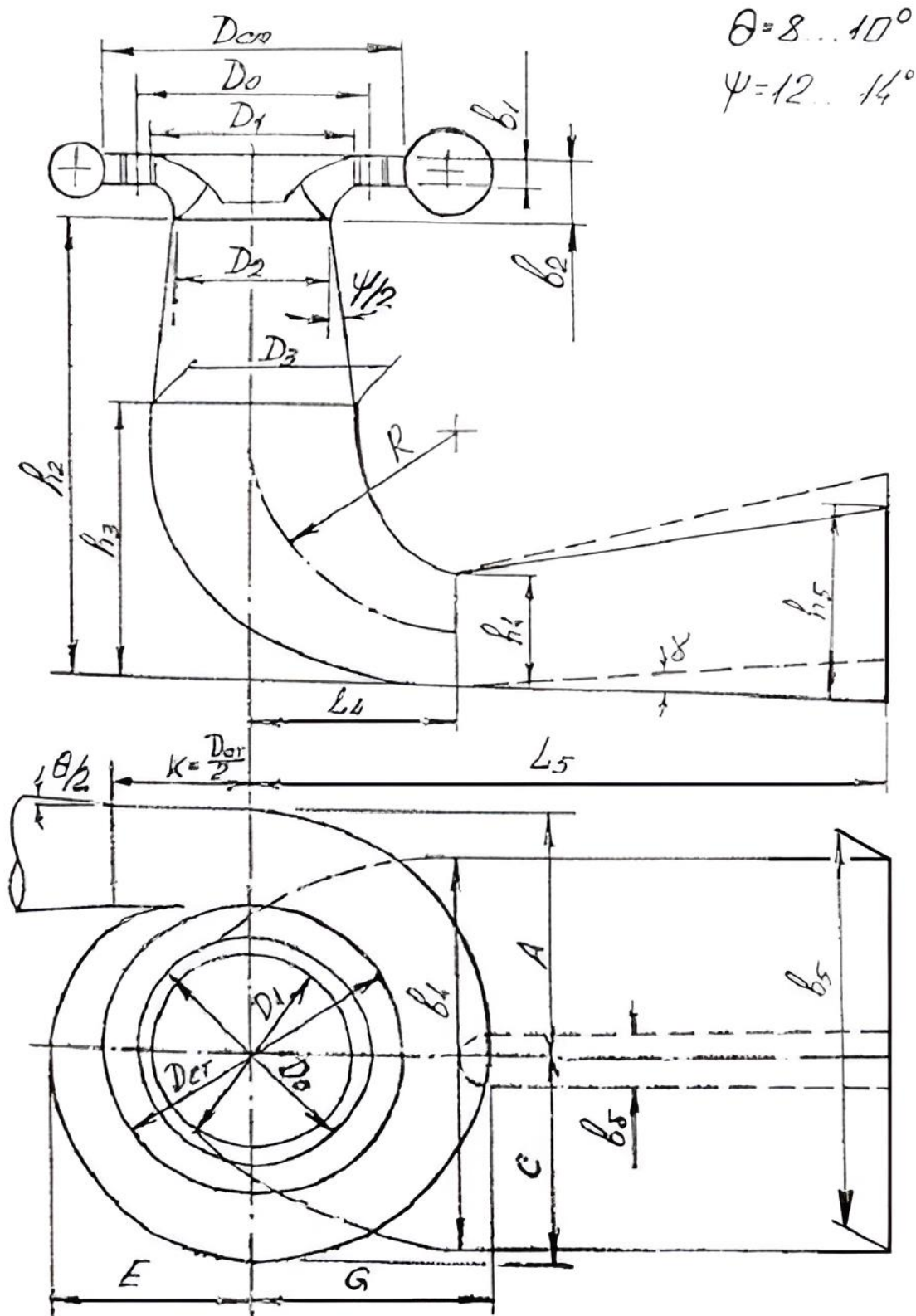


Рисунок 3 – Схема проточного тракта ГАЭС

$$\left. \begin{aligned} h_2 &= \left(1,54 + \frac{204}{n_{ST}}\right) \cdot D_1; h_3 = \left(0,83 + \frac{141}{n_{ST}}\right) \cdot D_1; \\ h_4 &= \left(0,58 + \frac{23}{n_{ST}}\right) \cdot D_1; h_5 = \left(1,6 - \frac{0,0013}{n_{ST}}\right) \cdot D_1; \\ L_4 &= (1,54 + 0,0002 \cdot n_{ST}) \cdot D_1; L_5 = \left(\frac{n_{ST}}{0,25n_{ST}-9,28}\right) \cdot D_1; \\ b_\delta &= (0,51 - 0,001 \cdot n_{ST}) \cdot D_1; R = (1,37 - 0,0006 \cdot n_{ST}) \cdot D_1; \\ b_4 &= \left(2,63 + \frac{34}{n_{ST}}\right) \cdot D_1; b_5 = \left(2,2 + \frac{108}{n_{ST}}\right) \cdot D_1 \end{aligned} \right\} (3.11)$$

Ширина спіралі у вхідному перерізі ($B_{\text{сн,м}}$) визначається за залежністю:

$$B_{\text{сн}} \left(2,2 + 0,85K_c \sqrt{D_2/D_1 \cdot n_{\text{SH}}^{2,3}} \right) \cdot D_1, \quad (3.12)$$

де коефіцієнт K_c визначається інтерполяцією ($K_c = 0,025$ за $n_s = 100$ об/хв, $K_c = 0,022$ за $n_s = 300$ об/хв).

Контрольні запитання

1. Навести послідовність конструювання проточного тракту оборотної гідромашини.
2. Надати основні технічні характеристики робочого колеса проточного тракту оборотної гідромашини.
3. Надати основні технічні характеристики проточного тракту оборотної гідромашини.

Завдання для самостійної роботи

Теми рефератів

1. Розглянути і порівняти основні технічні характеристики проточного тракту оборотних гідромашин побудованих ГАЕС.
2. Перспективи удосконалення конструкцій і характеристик проточних трактів оборотних гідромашин.
3. Перспективи удосконалення конструкцій і характеристик робочих коліс проточних трактів оборотних гідромашин.

ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4 ПІДБІР ОБОРОТНОЇ ЕЛЕКТРИЧНОЇ МАШИНИ ГАЕС

Як зазначалося у вступі, за схемою сполучення гідравлічних і електричних машин ГАЕС бувають чотири-, три- і двомашинні.

Чотиримашинна схема, що складається з насоса з електродвигуном і гідротурбіни з генератором, тобто із двох окремих агрегатів, дозволяє використовувати переваги обох гідромашин, кожна з яких спроектована на свій режим роботи і, отже, має властивий їй високий коефіцієнт корисної дії. У цьому випадку забезпечується висока оперативність переходу з одного режиму роботи на інший шляхом увімкнення або вимкнення цілого гідроагрегата. При роздільній схемі необхідний час переведення ГАЕС на роботу в турбінному режимі становить усього 45–60 с, що є однією із основних переваг цієї схеми. Особливими умовами для застосування чотиримашинної схеми є значна різниця напорів у турбінному й насосному режимах, а також пов'язана з цим необхідність встановлення різної швидкості обертання гідроагрегатів для роботи в кожному з режимів.

Роздільні схеми придатні для високих напорів і дають можливість застосування ковшових турбін та високонапірних багатоступінчастих відцентрових насосів (до 8–9 ступенів), освоєних для напорів до 1 000 м і більше. Кожна ступінь багатоступінчастого насоса розраховується на створення напору зазвичай в 100–200 м, а іноді й більше (до 250–275 м). За світовими даними одноступінчасті відцентрові насоси можуть розраховуватися на подолання напору до 400 м. Найбільш потужні і високонапірні насоси, особливо відцентрові, застосовуються у складі гідроенергетичного обладнання (тримашинних і чотиримашинних оборотних гідроагрегатів) ГАЕС.

Проте значною вадою для широкого використання роздільної конструктивної схеми є те, що вона призводить до збільшення металоємкості основного обладнання і потребує більших площ машинних залів. Тому із чотиримашинною схемою успішно конкурує конструктивна схема тримашинних оборотних гідроагрегатів.

Тримашинна схема у світовій практиці будівництва ГАЕС має широке застосування. Агрегатний склад її відрізняється від чотиримашинної лише єдиною оборотною електромашиною, що не пов'язано зі значними конструктивними ускладненнями. Тримашинним агрегатам властиві всі переваги чотиримашинних стосовно маневреності основного обладнання і високого загального ККД. За тримашинної схеми на загальному горизонтальному або вертикальному валу встановлюються три машини – насос,

турбіна й оборотна синхронна електромашина, які становлять єдиний агрегат, що працює то в турбінному, то в насосному режимі. Єдиний вал має незмінний напрям обертання в обох режимах, що спрощує конструкцію підп'ятника і знижує вартість двигуна-генератора.

Така схема забезпечує прості умови пуску в насосному режимі, коли синхронний двигун розкручується до нормальної швидкості обертання за допомогою гідротурбіни. Після увімкнення двигуна в електромережу закривається затвор на турбінному водоводі й відкривається на насосному, тобто створюється можливість оперативного переведення агрегату з турбінного режиму в насосний і навпаки відповідним перемиканням затворів турбіни і насоса без зупинки ротора.

Але тримашинною таку схему можна називати лише умовно, а насправді є і четверта «машина» – муфта зчеплення, яка із урахуванням передачі великих обертових моментів і жорстких динамічних умов роботи є технічно достатньо складним пристроєм. Муфта необхідна для вимкнення насоса під час роботи в турбінному режимі, щоб уникнути зайвих втрат, а в насосному режимі вода у турбіні відтискується нижче лопатей робочого колеса за допомогою стисненого повітря.

При горизонтальному компоюванні посередині встановлюється синхронна електромашина, що працює то як генератор, то як двигун. До неї з одного боку жорстко приєднана турбіна, а з другого – насос через муфту зчеплення.

При вертикальному компоюванні висотне положення агрегату визначається параметрами насоса, для якого за умов безкавітаційної роботи необхідно більше заглиблення під рівень нижнього б'єфа, ніж для турбіни. Зрозуміло, що загальна висота такого агрегату доволі велика і незручна. Вона призводить до значних ускладнень з монтажу агрегату, високих вимог до центрування його ротора, до збільшення (іноді – невиправданого) висоти машинного залу.

Вибір числа обертів і по можливості найбільш оптимальних умов роботи турбіни й насоса тримашинного агрегату повинні виконуватися паралельно, оскільки вони будуть працювати на одному валу із синхронною електромашиною зазвичай за постійної швидкості обертання. Але, виходячи з оптимальних умов роботи турбіни й насоса, останній повинен був би мати швидкість на 15–25 % більшу, або приблизно на стільки ж меншу подачу, ніж витрата турбіни. Оскільки оборотна насос-турбіна є єдиним цілим, вибір оптимальних умов її роботи як у турбінному, так і у насосному режимах стає складним завданням знаходження компромісу.

Всі згадані вище переваги тримашинного гідроагрегату, за винятком пуску двигуна за допомогою турбіни, властиві й чотиришаринній схемі, яка у деяких

випадках (при високих напорах) за вартістю гідроагрегату може виявитися навіть дешевше тримашинної.

Двомашинні оборотні гідроагрегати – гідроагрегати з двома оборотними машинами (гідрравлічною й електричною) широко застосовуються. Зона використання двомашинної схеми з одно- й багатоступінчастими насосами-турбінами та синхронними електричними машинами реверсивної дії поступово розширюється вбік більш високих напорів. Це пояснюється насамперед їхніми економічними показниками. Практика будівництва ГАЕС, обладнаних оборотними гідроагрегатами, свідчить про те, що порівняно з тримашинною схемою висота двомашинних гідроагрегатів зменшується на 30–35 %, вартість знижується на величину до 20–30 %, а економія в цілому по будинку ГАЕС із урахуванням будівельних робіт – до 15–20 %.

Залежно від зони напорів насоси-турбіни можуть бути радіально-осьовими, діагональними або осьовими. На ГАЕС із низькими напорами, які не перевищують 10–20 м, застосовують осьові поворотно-лопатеві оборотні машини. При напорах до 15 м може бути раціональним використання достатньо потужних (до 50 МВт) оборотних горизонтальних капсульних гідроагрегатів. Але особливо широкий інтервал напорів (від 30 м до 600 м) охопили РОНТ гідромашини (рис. 4), у проектуванні і виготовленні яких у світовій практиці досягнуто значних успіхів [6–17].

При напорах до 150 м із РОНТ успішно конкурують поворотно-лопатеві діагональні (далі – ПЛДНТ), які у згаданій зоні напорів (за умов значних коливань напору) своїми експлуатаційними показниками вигідно відрізняються і від осьових, і від радіально-осьових гідромашин. ПЛДНТ (рис. 5) є більш досконалими порівняно з РОНТ, оскільки завдяки повороту лопатей вони зберігають високі значення ККД при достатньому діапазоні коливань напору і потужності. У насосному режимі поворот лопаті дозволяє шляхом зміни кута змінювати гідродинамічну характеристику машини в бік підвищення напору. При цьому відпадає необхідність збільшення швидкості обертання у насосному режимі і забезпечується надійне регулювання напору і витрати за постійної кількості обертів і достатньо ККД. Для переходу з насосного режиму в турбінний і навпаки достатньо змінювати напрямок обертання та кут повороту лопатей.

Основні переваги ПЛДНТ властиві і поворотно-лопатевим осьовим, але конструкція діагонального робочого колеса, втулка якого винесена за межі потоку, дає можливість виконувати більш міцним механізм повороту лопатей і застосовувати машину на більш високі напори без втрати швидкохідності. За кавітаційними властивостями діагональна поворотно-лопатєва гідромашина дещо поступається радіально-осьовій лише в зоні мінімального напору, але за цим показником вона значно виграє порівняно з осьовою.

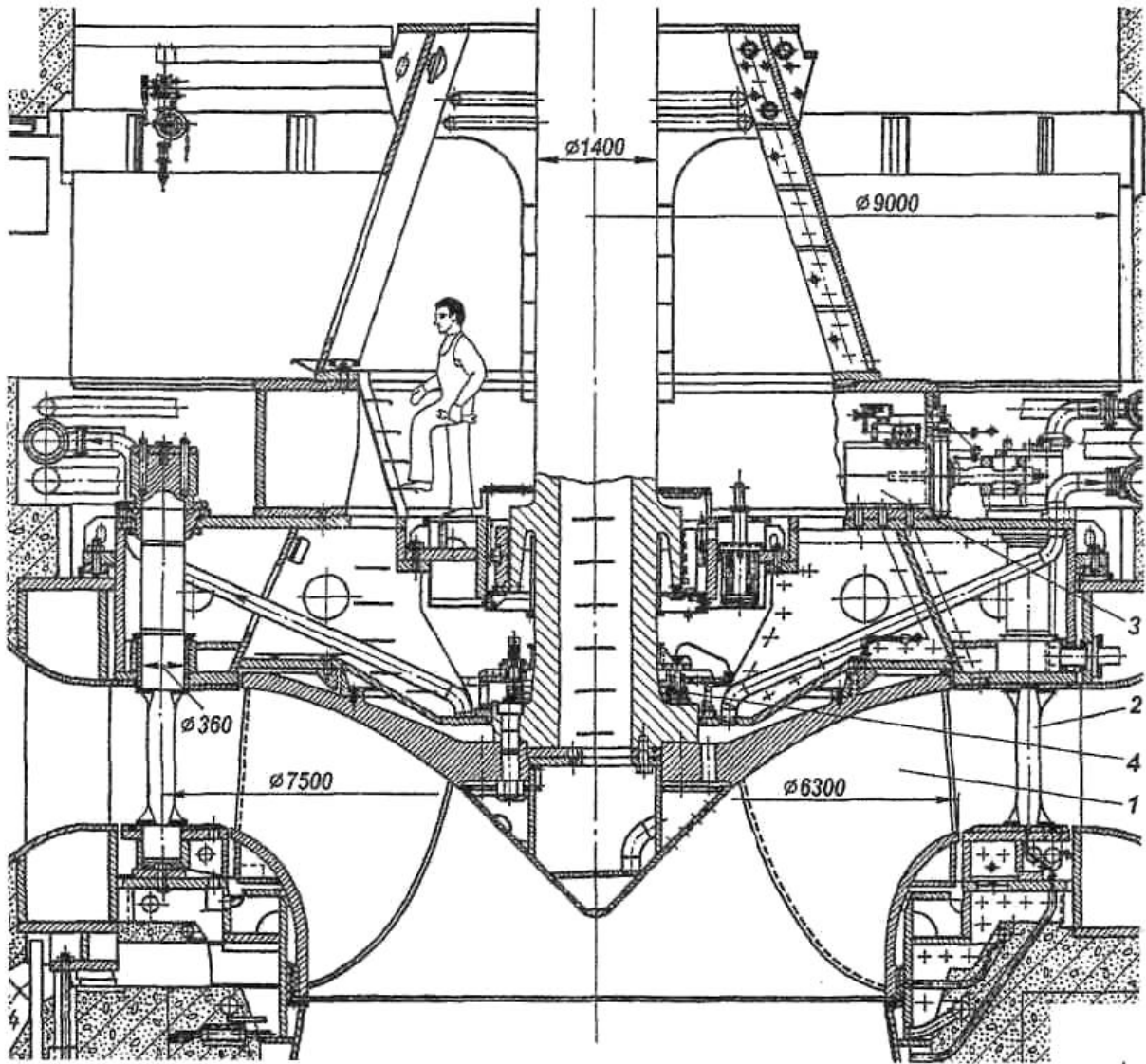


Рисунок 4 – Двомашинний оборотний гідроагрегат типу РОНТ-115:
 1 – робоче колесо; 2 – напрямний апарат; 3 – індивідуальний сервомотор на кожну лопатку; 4 – спеціальне ущільнення

У вітчизняному енергобудівництві найбільше поширилися одноступінчасті РОНТ. Це пояснюється порівняно низькою їхньою вартістю, надійністю і відносною простотою цих машин в експлуатації, а також тим, що за природними умовами у нас можна було будувати ГАЕС переважно з напорами не вище 110–130 м.

До основних недоліків двомашинних оборотних гідроагрегатів відносяться трохи менший ККД і більш тривалий час пуску та переведення їх із одного режиму в інший, який може досягати 5–10 хв. Значним недоліком є й те, що обертання ротора у таких машин зазвичай реверсивне, а це також ускладнює

деякі вузли й механізми гідроагрегату і не дає можливості використовувати турбіну для пуску синхронної машини як двигуна.

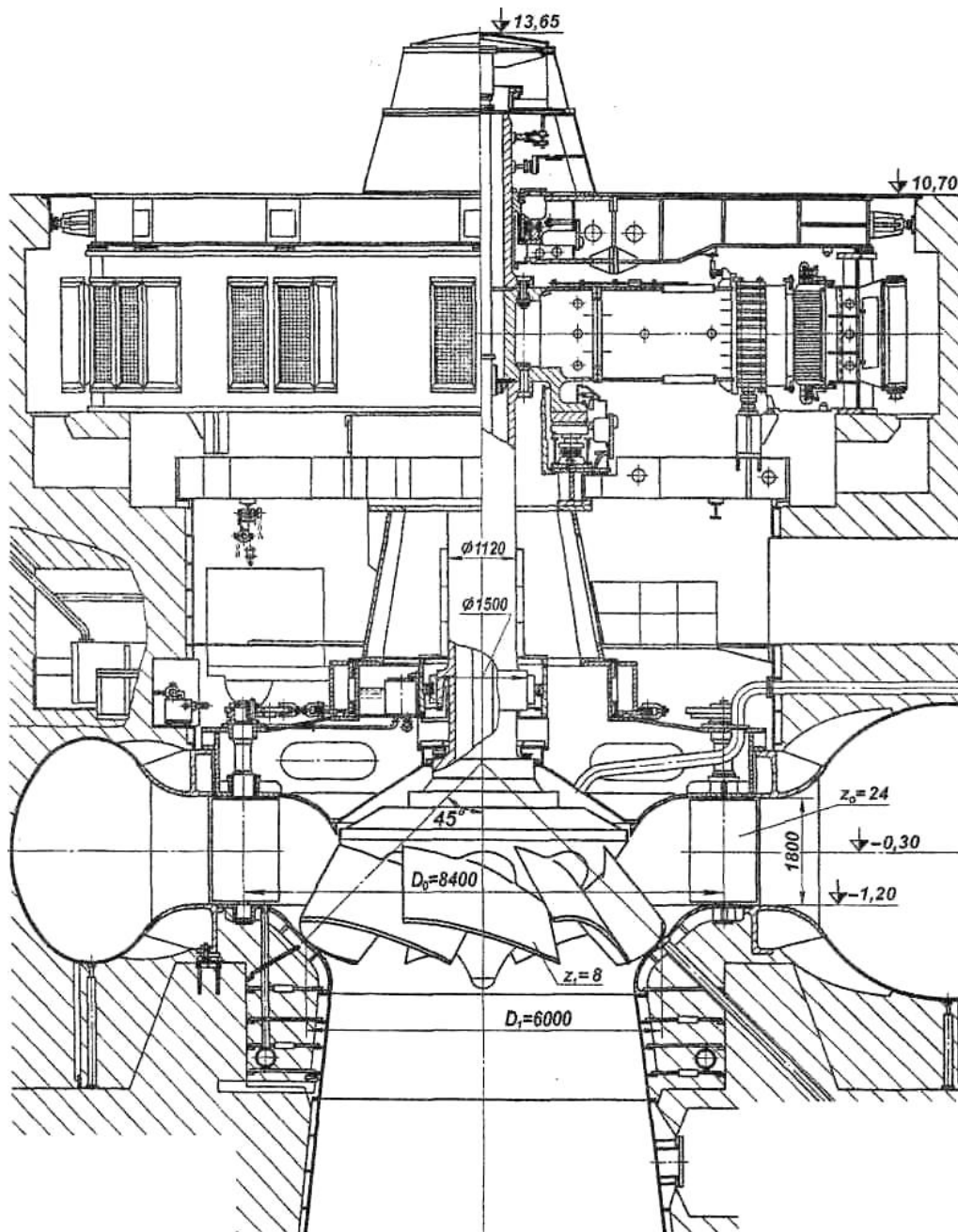


Рисунок 5 – Двомашинний оборотний гідроагрегат типу ПЛДНТ 50

При модельних випробуваннях насоси-турбіни в лабораторії турбінного заводу отримують універсальну характеристику, але вона має дві частини: для турбінного й насосного режимів. Такими характеристиками зручно користуватися під час розрахунків основних параметрів оборотної гідромашини, вибираючи з характеристик наведених параметрів відповідно до заданих конкретних умов роботи. Універсальні характеристики зручні також для оцінки

роботи гідромашини в турбінному й насосному режимах. Для зручності користування насосна характеристика будується аналогічно до турбінної у вигляді залежностей η_n , n'_{I_n} і σ_n від Q'_{I_n} для ряду постійних значень відкриття напрямного апарата a_0 .

Приклади універсальних характеристик ГАЕС наведено у додатку А.

Гідроакумуючі станції з три- та двомашинною схемами оснащуються оборотними електричними машинами (двигунами-генераторами), які працюють як генератори у турбінному режимі і як двигуни – у насосному. При двомашинному компонуванні агрегатів з оборотною гідромашиною двигун-генератор виконується реверсивним, тобто з обертанням у різні боки в турбінному і насосному режимах [6–17].

На ГАЕС поширене вертикальне компонування гідроагрегатів.

Незважаючи на специфічні умови роботи оборотних електричних машин, конструктивно вони мало чим відрізняються від звичайних генераторів. Вертикальні двигуни-генератори виконуються парасольчастого та підвісного типів з двома чи трьома напрямними підшипниками. При цьому, враховуючи меншу розгінну частоту обертів високонапірних гідромашин, застосування парасольчастих генераторів можливе за номінальних частот обертів до 500 об/хв.

У зв'язку із відсутністю каталогу двигунів-генераторів, усі їхні параметри визначаються розрахунком як для неосвоєних промисловістю електричних машин або методом перерахунку з машин-аналогів.

Як і у генераторів гідроелектричних станцій, основними розмірами синхронних двигунів-генераторів є діаметр розточки статора D_i довжина (висота) активної сталі l_a , діаметр активної сталі D_a , кількість полюсів p . Ці параметри так чи інакше відображені у марці двигуна генератора, наприклад СВФ $\frac{D_i}{l_a} - p$, через них зазвичай визначаються всі інші розміри оборотної електричної машини (рис. 6).

Діаметр розточки статора (D_i , м) можна визначити за залежністю (4.1)

$$D_i = K/n_0, \quad (4.1)$$

де n_0 – номінальна синхронна частота обертів агрегату оборотної гідромашини (див. п. 2), об/хв;

K – коефіцієнт, що визначається механічною міцністю ротора за допустимої кільцевої розгінної швидкості $u_{розг} \leq u_{доп}$.

Для дискових роторів $u_{доп} = 180...185$ м/с.

Кільцева розгінна швидкість ротора визначається за формулою:

$$u_{\text{розг}} = \frac{\pi D_i n_{\text{розг}}}{60}, \quad (4.2)$$

де $n_{\text{розг}} = n_{\text{розг}} \cdot n_0$, а $n_{\text{розг}}$ – коефіцієнт розгону, який визначається по головній універсальній характеристиці гідромашини і знаходиться в межах $n_{\text{розг}} = 1,45–1,7$. Допустимий коефіцієнт розгону зараз приймається $n_{\text{розг, доп.}} \approx 1,6$.

З урахуванням вказаного вище, коефіцієнт K у формулі (4.1) рекомендується приймати у межах $K = 1\,750–2\,300$.

Отримане значення D_i необхідно округлити до стандартного. При цьому необхідно врахувати, що при напорах 100–500 м (коефіцієнт швидкохідності оборотних гідромашин $n_s = 100–200$ об/хв), діаметр розточки статора D_i може виявитися меншим, ніж діаметр робочого колеса D_1 . У цьому винятковому випадку необхідно передбачити спеціальну схему монтажу робочого колеса при знятому конусі відсмоктувальної труби. Крім того, діаметр повинен бути пов'язаний з розмірами інших деталей, які монтуються при встановленому статорі

$$D_i \geq D_{ш} + z, \quad (4.3)$$

де z – запас, який рівний: $z = 0,2$ м для парасольчастих генераторів з опорою на кришку турбіни, $z = 0,6$ м – за наявності нижньої хрестовини; $z = 2,0$ м – при монтажі ротора у кратері двигуна-генератора; $D_{ш} \approx D_в = (1,34–1,40)D_1$ – діаметри турбінної шахти і внутрішніх граней статора гідромашини.

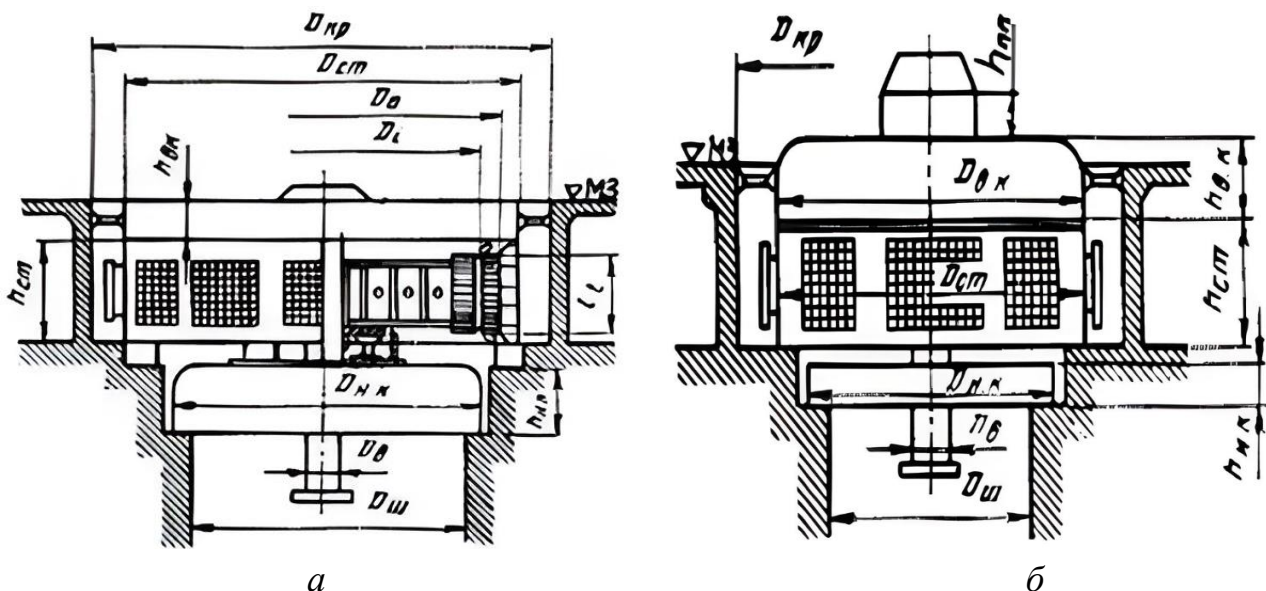


Рисунок 6 – Конструктивні схеми габаритних параметрів двигунів-генераторів ГАЕС:

a – парасольчастого виконання, *б* – підвісного виконання

Ряд стандартних діаметрів розтки статора двигуна-генератора (D_i , см) можна прийняти аналогічно генераторному: 250, 325, 425, 550, 650, 750, 900, 1 000, 1 100, 1 250, 1 400 см.

Діаметр активної сталі (D_a) пов'язаний із діаметром розтки статора співвідношенням $D_a = D_i + a$, де $a = 50 \dots 90$ см для вертикальних гідромашин і $a = 30 \text{--} 40$ см для горизонтальних, зокрема і для капсульних агрегатів.

Довжина активної сталі l_a визначається за залежністю (4.4), яка пов'язує геометричні й енергетичні параметри електричної машини:

$$S = \frac{N}{\cos \phi} = c l_a D_i^2 n_0, \quad (4.4)$$

де S і N – повна й активна потужності машини, відповідно кВА і кВт;

$\cos \phi$ – коефіцієнт потужності, у генераторному режимі приймається $\cos \phi = 0,8 \dots 0,9$;

C – коефіцієнт використання активних матеріалів, $\text{kBa}/(\text{м}^3 \cdot \text{об/хв})$; він залежить від виду охолодження і приймається $C = 9$ – для електромашин з повітряним охолодженням і $C = 15$ – при водяному охолодженні.

Таким чином

$$l_a = \frac{S}{c D_i^2 n_0} = \frac{N}{c D_i^2 n_0 \cos \phi}. \quad (4.5)$$

При використанні аналогів, у яких необхідні параметри не співпадають, довжина активної сталі $l_{a.\text{необ.}}$ може бути визначена по (4.4) і з умови електричної подібності машин (при однакових C , D_i , $\cos \phi$) – по залежності (4.6):

$$l_{a.\text{необ.}} = l_{a.\text{ан.}} \frac{N_{\text{необ.}}}{N_{\text{ан.}}} \cdot \frac{n_{\text{необ.}}}{n_{\text{ан.}}}, \quad (4.6)$$

де індекс «необ.» означає необхідні параметри електричної машини, індекс «ан.» – параметри машини-аналога.

Висота активної сталі (l_a , см) приймається стандартною із ряду: 33, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 67, 75, 80, 90, 100, 110, 122, 135, 140, 150, 165, 175, 182, 190, 200, 210, 220, 230, 245, 250, 275, (300) см.

У цей ряд включені також існуючі аналоги. Довжина активної сталі більша за 275 см приймається при спеціальному обґрунтуванні.

Після визначення параметрів l_a і D_i уточнюємо тип конструкції електричної машини: за $l_a/D_i > 0,25$ рекомендується двигун-генератор

підвісного виконання, за $l_a/D_i < 0,2$ – парасольчастого. За $l_a/D_i = 0,20-0,25$ і $n_0 > 400-500$ об/хв приймається підвісне виконання, а за $n_0 \leq 400-500$ об/хв – парасольчасте виконання.

Кількість полюсів двигуна-генератора $p = 2\Pi$ визначається із співвідношення:

$$\Pi = \frac{p}{2} = \frac{f \cdot 60}{n_0}, \quad (4.7)$$

де Π – «пара полюсів»; f – частота струму в енергосистемі, Гц.

В Україні прийнята частота $f = 50$ Гц. Кількість полюсів приймається парною, а за великої кількості полюсів – кратна чотирьом, і узгоджується із допустимим питомим навантаженням на один полюс і розмірами дуги обода ротора [2].

З метою оцінки можливості використання для двигунів-генераторів генераторних співвідношень виконано порівняльний аналіз. У табл. 4 наведено розміри і конструкцію уніфікованого двигуна-генератора підвісного типу. На рисунку 6, а і у таблиці 5 наведено розміри і конструкцію уніфікованого двигуна-генератора парасольчастого типу.

У таблицях 3, 4 у чисельнику наведено заводські розміри, а у знаменнику їхні співвідношення, обчислені за емпіричними залежностями для генераторів.

Таблиця 4 – Основні розміри двигунів-генераторів у підвісному виконанні

Ч. ч.	Елемент електричної машини	Параметр	Співвідношення параметрів електромашини
1	2	3	4
1	Статор	Діаметр розточки статора D_1	Обчислюється по (4.1)
		Довжина активної сталі l_a	Обчислюється по (4.6, 4.7)
		Діаметр активної сталі D_a	$D_a = D_i + (0,5...0,9)l_a$
		Діаметр корпусу статора $D_{ст}$	$D_{ст} = (1,12...1,15)D_a$
		Висота корпусу статора $h_{ст}$	$h_{ст} = (1,7...1,9)l_a$
2	Верхня хрестовина	Висота $h_{в.х.}$	$h_{в.х.} = (0,2...0,25)D_i$
		Діаметр $D_{в.х.}$	$D_{в.х.} = D_{ст}$

Продовження таблиці 4

1	2	3	4
3	Підп'ятник	Висота h_n	$h_n = (0,2...0,25)D_i$
		Діаметр D_n	$D_n = (0,4...0,5)D_i$
4	Нижня хрестовина	Висота $h_{н.х.}$	$h_{н.х.} = (0,1...0,12)D_{ш}$ $D_{ш} \approx D_{\epsilon}$
		Діаметр $D_{н.х.}$	$D_{н.х.} = D_{ш} + (0,4...0,6)M$ $D_{ш} \approx D_{\epsilon}$
5	Надбудова	Висота h_0	$h_0 = 0,3...0,5 \text{ м}$
		Діаметр d_0	$d_0 = (0,2...0,25)D_i$
6	Кратер	Діаметр $D_{кр}$	$D_{кр} = (1,5...1,85)D_i$
		Мінімальний прохід у кратері b	$b = 0,5(D_{кр} - D_{ст})$ — $-b_{ох} - b_n \geq b_{мін}$
7	Вал	Діаметр (зовнішній) d_{ϵ}	$d_{\epsilon} = (12...14)\sqrt[3]{N/n_0}$, см
		Довжина l_{ϵ}	$l_{\epsilon} = h_0 + h_n + h_{вх} + h_{ст} + h_{их} + c = 1,5M$

З енергетичного погляду на ГАЕС з оборотними агрегатами доцільно встановлювати двошвидкісні двигуни-генератори, які дозволяють забезпечувати роботу оборотної гідромашини з максимальним ККД у турбінному і насосному режимах, що наблизитиме за енергетичними показниками двомашинний агрегат до три- і навіть до чотиримашинного. Проте виникають такі недоліки, як зменшення ККД двигуна-генератора, збільшення його маси і вартості, ускладнення його експлуатації – що стримує, поки що, застосування двошвидкісних агрегатів. У світовій практиці є лише поодинокі випадки їхнього застосування за відносно невеликої потужності агрегатів до 50–60 МВт.

Таблиця 5 – Основні розміри двигунів-генераторів у парасольчастому виконанні

Ч. ч.	Елемент електричної машини	Параметр	Співвідношення параметрів електромашини
1	2	3	4
1	Статор	Діаметр розточки статора D_1	$D_1 = 9,35 \text{ м.}$ Обчислюється по (4.1)
		Довжина активної сталі l_a	$l_a = 2,45 \text{ м.}$ Обчислюється по (4.6, 4.7)
		Діаметр активної сталі D_a	$D_a = D_i + 0,8 = 10,15 \text{ м,}$ $D_a = D_i + (0,5...0,9) \text{ м}$
		Діаметр корпусу статора $D_{ст}$	$D_{ст} = 1,18D_a = 12,0 \text{ м}$ $D_{ст} = (1,12...1,18)D_a, \text{ м}$
		Висота корпусу статора $h_{ст}$	$h_{ст} = 1,6 \cdot l_a = 4,0 \text{ м,}$ $h_{ст} = (1,7...1,9)l_a, \text{ м}$
2	Верхня хрестовина	Висота $h_{в.х.}$	$h_{в.х.} = 0,11D_i = 1,0 \text{ м}$ $h_{в.х.} = (0,1...0,12)D_i, \text{ м}$
		Діаметр $D_{в.х.}$	$D_{в.х.} = D_{ст} = 12,0 \text{ м}$ $D_{в.х.} = D_{ст}.$
3	Підп'ятник	Висота h_n	$h_n = 0,15D_i, \text{ м}$ $h_n = (0,15...0,2)D_i, \text{ м}$
		Діаметр D_n	$D_n = 0,54D_i = 5,0 \text{ м}$ $D_n = (0,4...0,55)D_i, \text{ м}$
4	Нижня хрестовина	Висота $h_{н.х.}$	$h_{н.х.} = 0,3 \text{ м} - \text{констр.}$ $h_{н.х.} = (0,25...0,3)D_{ш}^{**}, \text{ м}$
		Діаметр $D_{н.х.}$	$D_{н.х.} = D_{ш}$ $D_{н.х.} = D_{ш} + (0,4...0,6) \text{ м}$
5	Надбудова	Висота h_0	$h_0 = 1,74 \text{ м}$ $h_0 = 0,3...0,5 \text{ м}$
		Діаметр d_0	$d_0 = 0,4D_i = 3,5 \text{ м}$ $d_0 = (0,2...0,25)D_i, \text{ м}$
6	Кратер	Діаметр $D_{кр}$	$D_{кр} = 1,55D_i = 14,5$ $D_{кр} = (1,4...1,55)D_i$
		Мінімальний прохід у кратері b	$b = 0,9 \text{ м} \geq b_{\text{мін}},$ $b = 0,5(D_{кр} \cdot D_{ст}) \cdot$ $\cdot b_{\text{ох}} - b_n \geq b_{\text{мін}}$

Продовження таблиці 5

1	2	3	4
7	Вал	Діаметр (зовнішній) d_g	$d_g = 120 -$ з'єднувальний вал $d_g = (12...14)^3 \sqrt{N/n_0}, \text{см}$
		Довжина l_g	Виконується переважно безвалової конструкції
<p>* По залежності для генераторів, $D_{ст} = 12,2 \text{ м}$.</p> <p>** При опорі підп'ятника на нижню хрестовину. При опорі підп'ятника на кришку турбіни встановлюється конструктивна розпірна хрестовина.</p> <p>*** Розміри надбудови суттєво залежать від компонування системи збудження і пуску електричної машини, тому бажано приймати $h_0 = 0,5 - 1,5 \text{ м}$, $d_0 = (0,2-0,4)D_1$.</p>			

Порівняння заводських розмірів і розмірів, обчислених по залежностях для генераторів відповідного типу, показує допустиму їхню збіжність і дозволяє рекомендувати залежності, які використовуються і для генераторів, для визначення розмірів двигунів-генераторів. Під час проектування ГАЕС визначаються такі параметри електричної машини, як маховий момент ($GD^2, \text{т} \cdot \text{м}^2$), маса ротора ($G_p, \text{т}$), загальна маса ($G_0, \text{т}$), постійна механічної інерції агрегату ($T_a, \text{с}$).

Нижче наведено залежності для їхнього визначення у генераторному режимі:

$$GD^2 = jD_i^3 l_a, \text{ або } GD^2 = 2,9D_i^4 l_a \phi_i, \quad (4.8.1)$$

при повітряному охолодженні:

$$GD^2 = \frac{310 \cdot 10^3 S^{1,25}}{n_0^{1,85}}, \quad (4.8.2)$$

$$G_0 = \psi l_a D_i, \quad (4.9)$$

$$G_p \approx (0,45...0,55)G_0, \quad (4.10)$$

$$T_a = \frac{GD^2 n_0^2 \eta_a}{365N}. \quad (4.11)$$

У залежностях (4.9) – (4.11) приймаються такі позначення: $j = 4,9-5,1$ – коефіцієнт для вертикальних агрегатів, для горизонтальних і капсульних $j =$

2,6–2,8; $\psi = 44–50$ і $\psi = 48–58$ – коефіцієнти відповідно для парасольчастих і підвісних електричних машин; φ_i приймаємо рівним 0,75 за $\Pi < 32$; за $\Pi > 32$ ϕ_i обчислюється за залежністю

$$\phi_i = 0,95 - 0,0633\sqrt{\Pi - 22}. \quad (4.12)$$

Інші позначення пояснено раніше у тексті, причому l_a і D_i , у рівняння підставляються у метрах, активна потужність електромашини N у кВт, повна потужність S – у кВА. Значення T_a має бути більшим необхідного з умов гарантій регулювання. У разі невиконання цієї вимоги потрібно відкорегувати значення l_a і D_i , із умови (4.5).

Для двигунів-генераторів визначається також гранична потужність (S_{gp} , МВА), яка визначається частотою обертів і системою охолодження:

$$S_{gp} = A/n_0, \quad (4.13)$$

де A – коефіцієнт, який залежить від системи охолодження: $A = 120 \times 10^3$ при повітряному охолодженні; $A = 180 \times 10^3$ при форсованому повітряному і $A = 200 \times 10^3$ при водяному охолодженні.

Крім того, у турбінному режимі завдяки меншій тривалості безперервної роботи агрегатів можна прийняти граничну потужність на 10–15 % більшу номінальної.

Контрольні запитання

1. Навести основні параметри гідрогенератора.
2. Навести послідовність вибору конструктивної схеми гідрогенератора.
3. Навести типи гідромашин, які використовують як насоси-турбіни.

Завдання для самостійної роботи Теми рефератів

1. Розглянути двомашинний оборотний гідроагрегат, його характеристику і компоновку.
2. Розглянути тримашинний оборотний гідроагрегат, його характеристику і компоновку.
3. Розглянути чотирьохмашинний оборотний гідроагрегат, його характеристику і компоновку.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Дистанційний курс «Сучасні методи проектування гідравлічних та насосних станцій». URL: <https://dl.kname.edu.ua/course/view.php?id=3422>
2. Erbisti P. C. F. Design of hydraulic gates. 2-nd ed. Lisse, Netherlands : Balkema, 2014. 417 p.
3. Hydraulic structures: textbook / Novak P., Moffat A. I. B., Nalluri C., Narayanan R. A. I. B. 4-th ed. New York : Taylor & Francis, 2017. 700 p.
4. ДБН В.2.4-3:2010. Гідротехнічні споруди. Основні положення. [Чинний від 2011-01-01]. Вид. офіц. Київ : ДП «Укрархбудінформ», 2010. 37 с. (Державні будівельні норми України).
5. Правила експлуатації водосховищ Дніпровського каскаду / А. В. Яцик та ін. Київ : Генеза, 2003. 176 с.
6. Engineering guidelines for the evaluation of hydropower : Chapter 1. Washington : FERC, 2016. 77 p. (Federal energy regulatory commission, Division of dam safety and inspections).
7. Zhang, J., Qiu, W., Wang, Q., Yao, T., Hu, C., & Liu, Y. Extreme water level of surge chamber in hydropower plant under combined operating conditions. *Chaos, Solitons & Fractals*. Amsterdam, 2024. Vol. 178. P. 114362.
8. Vorlet S. L., De Cesare G. A comprehensive review on geomembrane systems application in hydropower. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. Amsterdam, 2024. Vol. 189. P. 113951.
9. Bonilla B. A., Freire L. O., Quinatoa C. I. Flow Prediction Models for a Mini Hydroelectric Power Station // International Conference on Intelligent Manufacturing and Energy Sustainability : materials of the conference. Singapore, 2023. P. 349–360.
10. Riabenko, O., Panasenko, A., Olefir, D., & Tymoshchuk, V. Improving the Efficiency of Using Water Resources for the Production of Electricity in Market // International Conference Current Issues of Civil and Environmental Engineering Lviv-Košice–Rzeszów : materials of the conference. Cham, 2023. P. 337–350.
11. Wu, R., Mao, H., Yang, Y., Zhang, Q., Tong, K., Li, X., & Lin, Y. Performance assessment of hydropower generator unit with the nonlinear transmissibility function method. *Measurement Science and Technology*. Bristol, 2023. Vol. 35, No 1. P. 015028.
12. Chanda N., Chintalacheruvu M. R., Choudhary. Performance Appraisal of Ravi Shankar Sagar Project Using Comparative Indicators // International Conference on Science, Technology and Engineering : materials of the conference. Singapore, 2023. P. 101–110.
13. Huang, K., Mu, Z., Shi, X., Ai, X., Guo, J., & Ding, J. Comparative Study on Real-Time Economic Operation Algorithm of Three Gorges Hydropower Station //

International Conference on Advances in Civil and Ecological Engineering Research : materials of the conference. Singapore, 2023. P. 266–277.

14. Liu, K., Lin, Y., Ji, B., Cheng, Y., Liu, D., Ding, J., & Chen, H. Revealing the pressure pulsations that can cause water column separation in pump-turbine. *Journal of Fluids and Structures*. Amsterdam, 2023. Vol. 123. P. 103989.

15. Wang, S., Gao, X., Ren, Z., & Xiao, Y. A method for calculating the moisture load in the tailrace surge tank of underground hydropower station based on field tests. *International Journal of Thermal Sciences*. Amsterdam, 2023. Vol. 193. P. 108538.

16. Wang, N. F., He, J. X., Du, X. X., Cai, B., & Zhao, J. J. Deformation and failure mechanism of Yanjiao rock slope influenced by rainfall and water level fluctuation of the Xiluodu hydropower station reservoir. *Journal of Mountain Science*. Luxembourg, 2023. Vol. 20, No 1. P. 1–14.

17. Hämmerling M., Walczak N., Kałuża T. Analysis of the Influence of Hydraulic and Hydrological Factors on the Operating Conditions of a Small Hydropower Station on the Example of the Stary Młyn Barrage on the Głomia River in Poland. *Energies*. Basel, 2023. Vol. 16, No 19. P. 6905.

ДОДАТОК А

Приклади універсальних характеристик ГАЕС

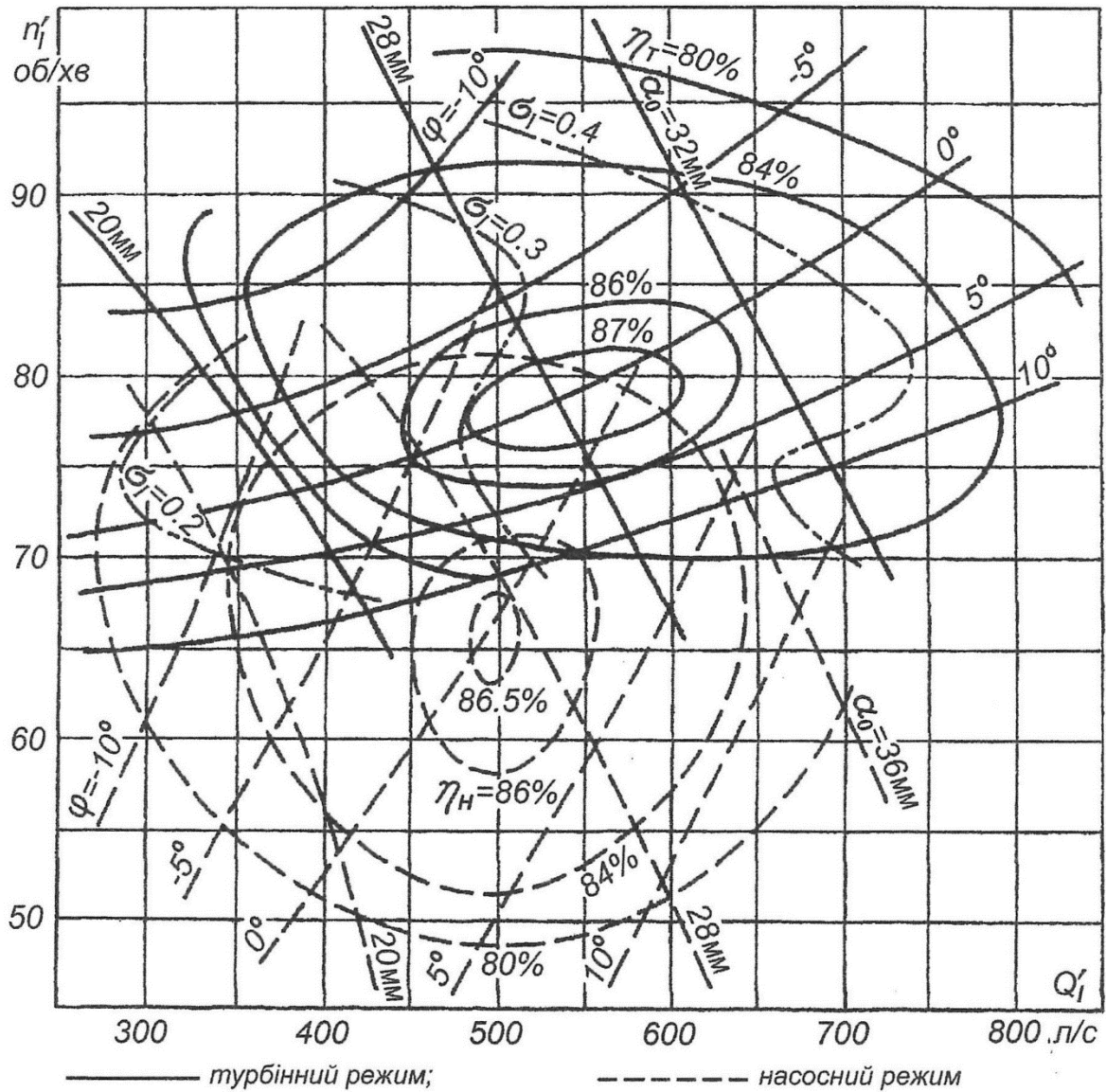
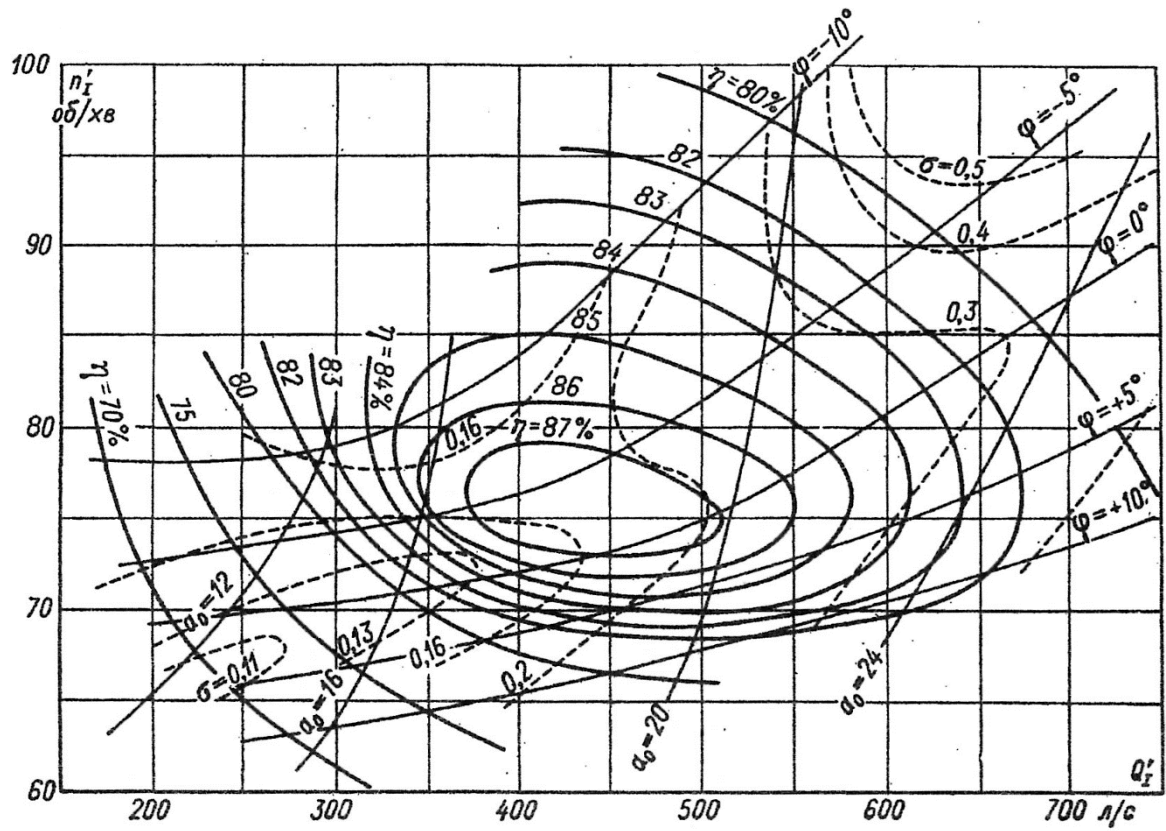
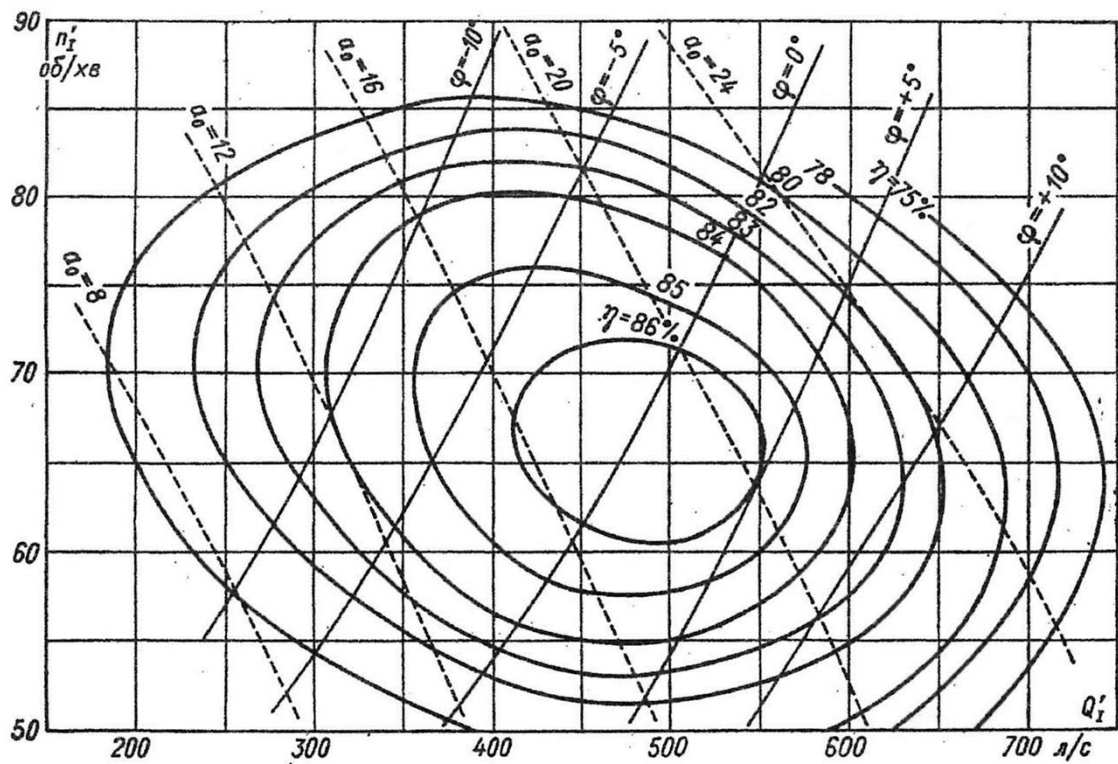


Рисунок А.1 – Універсальна характеристика ПЛДНТ 115



а)



б)

Рисунок А.2 – Універсальна характеристика ПЛДНТ 170:
а – насосний режим, б – турбінний режим

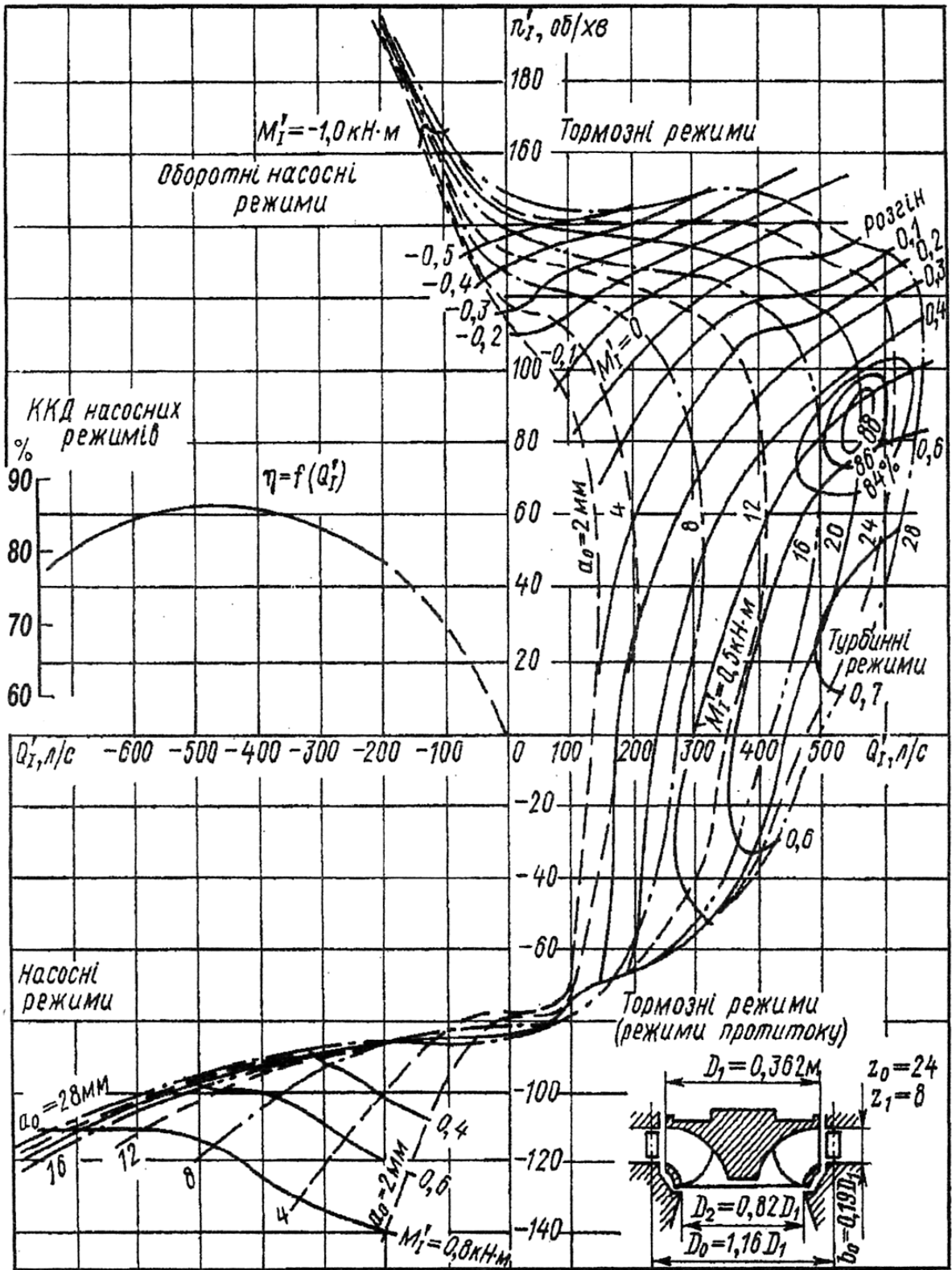


Рисунок А.3 – Чотириквартна характеристика РОНТ-115

Електронне навчальне видання

Методичні рекомендації
до проведення практичних занять та організації самостійної роботи
з навчальної дисципліни

**«СУЧАСНІ МЕТОДИ ПРОЄКТУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ
ТА НАСОСНИХ СТАНЦІЙ»**

*(для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти денної форми
навчання зі спеціальності 194 – Гідротехнічне будівництво, водна інженерія
та водні технології)*

Укладач **МОЗГОВИЙ** Андрій Олексійович

Відповідальний за випуск *В. А. Александрович*

Редактор *О. В. Михаленко*

Комп'ютерне верстання *А. О. Мозговий*

План 2024, поз. 11М

Підп. до друку 17.04.2024. Формат 60 × 84/16.

Ум. друк. арк. 2,2.

Видавець і виготовлювач:

Харківський національний університет
міського господарства імені О. М. Бекетова,

вул. Маршала Бажанова, 17, Харків, 61002.

Електронна адреса: office@kname.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:

ДК № 5328 від 11.04.2017.