

Міністерство освіти і науки України
Національний університет водного господарства та
природокористування

Навчально-науковий інститут енергетики, автоматики
та водного господарства
Кафедра енергетики

02/02-02М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та курсової роботи з
дисципліни

«Механічне та допоміжне обладнання гідроенергетичних установок»

для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня
за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика»
спеціальності 145

«Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика»
денної і заочної форм навчання

Рекомендовано науково-методичною
радою з якості ННІЕАВГ
Протокол № 1 від 23.09.2025 р.

Рівне – 2025

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та курсової роботи з дисципліни «Механічне та допоміжне обладнання гідроенергетичних установок» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Гідроенергетика» спеціальності 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика» денної і заочної форм навчання. [Електронне видання] / Філіпович Ю. Ю. – Рівне : НУВГП, 2025. – 46 с.

Укладач: Філіпович Ю. Ю., кандидат технічних наук, доцент кафедри енергетики.

Відповідальний за випуск: Василець С. В., доктор технічних наук, професор, в.о.завідувача кафедри енергетики

Керівник групи забезпечення
спеціальності 145 «Відновлювані
джерела енергії та гідроенергетика»: Галич О. О.

© Ю. Ю. Філіпович, 2025
© НУВГП, 2025

Зміст

Вступ.....	4
Вихідні дані	4
1. Визначення параметрів основного обладнання	5
2. Механічне устаткування	7
2.1. Сміттєзатримуючі решітки.....	7
2.2. Затвори водоприймача.....	12
2.3. Ремонтний затвор відсмоктувальної труби.....	14
3. Вантажопідйомне устаткування	15
3.1. Козлові крани.....	15
3.2. Індивідуальні підйомні механізми.....	16
3.3. Мостовий кран.....	18
3.4. Засоби малої механізації.....	19
4. Мазильне господарство	22
5. Пневматичне господарство.....	28
5.1. Система гальмування гідроагрегатів	28
5.2. Повітропостачання пневматичних інструментів.....	28
5.3. Повітропостачання системи створення ополонки.....	30
5.4. Повітропостачання пневмогідравлічної апаратури.....	31
5.5. Система відтиснення води із камери робочого колеса.....	31
5.6. Повітряпостачання гідроаккумуляторів маслонапірних установок.....	32
6. Система технічного водопостачання.....	32
7. Протипожежне водопостачання технологічного обладнання.....	39
8. Відкачування води із проточного тракту гідротурбін і дренажних колодязів.....	40
9. Монтажна площадка та допоміжні приміщення.....	42
9.1. Конструювання монтажної площадки.....	42
9.2. Допоміжні приміщення.....	43
Література.....	46

Вступ

Курс „Механічне і допоміжне обладнання гідроенергетичних установок (ГЕУ)” є інженерною освітньою компонентою і має на меті формування знань у бакалаврів напряму підготовки 145 «Відновлювані джерела енергії та гідроенергетика», G4.03 «Енерговиробництво (Відновлювані джерела та гідроенергетика)» щодо складу сучасного механічного і допоміжного устаткування та допоміжних приміщень гідроелектричних і гідроакумуючих електростанцій. Це потрібно для прийняття інженерних рішень при проектуванні будівель ГЕС, насосних станцій, ГАЕС тощо.

Освітньою програмою, навчальним планом та силабусом освітньої компоненти “Механічне і допоміжне обладнання ГЕУ” передбачено курсову роботу. Вона має своєю метою закріплення теоретичних знань і формування навичок із підбору та компонування механічного та допоміжного устаткування гідроенергетичної установки.

РОЗПОДІЛ БАЛІВ, ЩО ПРИСВОЮЮТЬСЯ СТУДЕНТАМ

(Форма контролю – курсова робота, максимальна сума балів – 60)

Курсова робота	Проміжний контроль (2 модулі)	Сума
До 60	До 40	100

Методичні вказівки призначені для виконання практичних занять, курсової роботи «Механічне і допоміжне обладнання», а також можуть використовуватися під час виконання відповідних розділів магістерської роботи.

Вихідні дані:

1. Установлена потужність ГЕС $N_y = 400$ МВт.
2. Кількість агрегатів ГЕС $z = 8$ шт.
3. Поперечний розріз та плани-розрізи ГЕС із відповідними розмірами та відмітками гідроенергетичної установки.

1. Визначення параметрів основного устаткування

Визначаємо напори, які діють на ГЕС:

$$\text{максимальний } H_{\text{макс}} = \nabla \text{НПР} - \nabla \text{НБ}_{\text{мін}} = 620 - 605 = 15 \text{ м},$$

$$\text{мінімальний } H_{\text{мін}} = \nabla \text{РМО} - \nabla \text{НБ}_{\text{ГЕС}} = 615 - 606 = 9 \text{ м},$$

$$\text{розрахунковий } H_p = \frac{H_{\text{макс}} + 2 \cdot H_{\text{мін}}}{3} = \frac{15 + 2 \cdot 9}{3} = 11 \text{ м},$$

де $\nabla \text{НБ}_{\text{мін}}$, $\nabla \text{НБ}_{\text{ГЕС}}$ – мінімальна та максимальна відмітки нижнього б'єфу при роботі усіх агрегатів ГЕУ, які приймаються графічно із вихідних даних.

Підбір гідротурбіни. Визначаємо потужність гідротурбіни

$$N_T = \frac{N_y}{z \cdot \eta_T} = \frac{400}{8 \cdot 0,97} = 51,6 \text{ МВт},$$

де N_y – установлена потужність ГЕУ, МВт; z – кількість турбін, шт; η_T = 0,96...0,98 – коефіцієнт корисної дії генератора.

За частковими графіками номенклатури турбін при відомому $H_{\text{макс}}$ встановлюємо тип гідротурбіни – ПЛ-20. За встановленими величинами розрахункового напору H_p та потужності турбіни N_T отримуємо її параметри: розрахунковий діаметр робочого колеса $D_1 = 9,5$ м; кількість обертів $n_0 = 50$ об/хв; повна висота відсмоктування $h_s = 0$ м.

Витрата гідротурбіни становить:

$$Q_T = \frac{N_T}{9,81 \cdot H_p \cdot \eta_T} = \frac{51,6 \cdot 10^3}{9,81 \cdot 11 \cdot 0,91} = 479 \text{ м}^3/\text{с},$$

де N_T – потужність гідротурбіни, кВт; $\eta_T = 0,90 \dots 0,92$ – коефіцієнт корисної дії гідротурбіни.

Відмітка осі гідротурбіни, $\nabla T = 601,5$ м, конструктивно приймається з поперечного перерізу будівлі ГЕС.

За додатком 6 [1] при визначеній марці гідротурбіни та відомому розрахунковому діаметрі робочого колеса D_1 отримуємо масу гідротурбіни $G_T = 1080$ т.

Вага робочого колеса гідротурбіни становить: для ПЛ-турбін – $G_{\text{РК}}^{\text{ПЛ}} = (0,15 \dots 0,25) \cdot G_T$; для РО-турбін – $G_{\text{РК}}^{\text{РО}} = (0,10 \dots 0,16) \cdot G_T$.

Вага робочого колеса гідротурбіни ПЛ-20 становить:

$$G_{\text{РК}}^{\text{ПЛ}} = (0,15 \dots 0,25) \cdot G_T = 0,2 \cdot 1050 = 210 \text{ т}.$$

Підбір генератора. При кількості обертання $n_0 > 200$ об/хв приймаємо підвісний гідрогенератор, при $n_0 < 150$ об/хв

використовуємо зонтичний генератор. При $n_0=150\ldots 200$ об/хв можливе використання як підвісного, так і зонтичного генераторів. При кількості обертання $n_0=50$ об/хв використовуємо генератор зонтичного типу.

Отримуємо розрахунковий діаметр розточки статора:

$$D_i = \frac{K}{n_0} = \frac{750}{50} = 15,0 \text{ м},$$

де K – коефіцієнт, що приймається рівний: $K=750\ldots 975$ для ПЛ-турбін, $K=1350\ldots 1500$ для РО-турбін.

Приймаємо стандартний розрахунковий діаметр D_i , см, згідно із рядом стандартних розрахункових діаметрів [1, 2] і заокруглюємо в більшу сторону: 250, 325, 425, 550, 650, 750, 900, 1000, 1100, 1250, 1400 см.

Застосовуємо максимальний стандартний розрахунковий діаметр $D_i=14,0$ м.

Активна потужність генератора N_r , кВт, становить

$$N_r = \frac{N_y}{z} = \frac{400}{8} = 50 \text{ МВт}.$$

Довжина активної сталі генератора l_a , м, становить

$$l_a = \frac{N_r}{C \cdot D_i^2 \cdot n_0 \cdot \cos \varphi} = \frac{50 \cdot 10^3}{5 \cdot 14^2 \cdot 50 \cdot 0,85} = 1,2 \text{ м},$$

де C – коефіцієнт, рівний: $C=5\ldots 7$ – при повітряному охолодженні, $C=11\ldots 13$ – при водяному охолодженні генератора; $\cos \varphi=0,8\ldots 0,85$ – коефіцієнт потужності.

Застосовуємо стандартну довжину активної сталі l_a , см, згідно із рядом стандартних довжин [1, 4] і заокруглюємо в більшу сторону: 33, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 67, 75, 82, 90, 100, 110, 122, 135, 150, 165, 182, 200, 220, 245, 270, 300 см.

Застосовуємо стандартну довжину активної сталі $l_a=1,2$ м.

Отримуємо загальну масу генератора G_r , т

$$G_r = \psi \cdot D_i \cdot l_a = 50 \cdot 14 \cdot 1,2 = 840 \text{ м},$$

де $\psi=48\ldots 58$ – для зонтичних генераторів, $\psi=44\ldots 50$ – для підвісних генераторів; D_i , l_a – розміри гідрогенератора, м.

Отримуємо загальну масу ротора генератора, т

$$G_p = (0,5\ldots 0,55) \cdot G_r = 0,5 \cdot 840 = 420 \text{ т}.$$

Підбір трансформатора. Необхідна потужність трансформатора, МВА, становить:

$$S_T = \frac{N_T}{\eta_T \cdot \cos \varphi} = \frac{50 \cdot 10^3}{0,97 \cdot 0,8} = 64433 \text{ кВ} \cdot \text{А},$$

де $\eta_T = 0,97 \dots 0,98$ – коефіцієнт корисної дії трансформатора.

Застосовуємо напругу на виводах трансформатора: при $N_y > 150 \text{ МВт}$ та $L_{\text{ЛЕП}} > 100 \text{ км}$, напруга $U = 220 \text{ кВ}$.

За необхідною електричною потужністю і напругою на виводах трансформатора, за [1] застосовуємо трифазний трансформатор ТДГ 65000/220 – трифазний із масляним охолодженням із дуттям повітря, грозозахисний.

Габаритні розміри трансформатора становлять: $l = 8,5 \text{ м}$, $b = 5,8 \text{ м}$, $h = 7,6 \text{ м}$, $G_T = 135 \text{ т}$.

2. Механічне устаткування ГЕУ

2.1. Сміттезатримуючі решітки

Під час вибору окреслення енергетичних водоприймачів основною задачею є максимальне зменшення втрат напору, вартості будівництва та устаткування.

Використовуємо вертикальні плоскі сміттезатримуючі решітки. Вони встановлюються у пазах бетонних бичків. Площа сміттезатримуючої решітки, яка перекриває проліт турбінного водоводу, становить

$$F_p = \frac{Q_T}{v_{\text{дон}}} = \frac{525,5}{1,2} = 437,9 \text{ м}^2,$$

Q_T – витрата гідротурбіни, $\text{м}^3/\text{с}$; $v_{\text{дон}}$ – допустима швидкість ($v_{\text{дон}} = 0,5 \div 0,8 \text{ м/с}$ – для глибинних, $v_{\text{дон}} = 0,8 \div 1,2 \text{ м/с}$ – для руслових водоприймачів).

Ширина турбінної камери становить: для металевих турбінних камер – $B_{cn} = B'_{cn} \cdot D_1$, для бетонних турбінних камер – $B_{cn} = R_{\text{вх}} + R_{\varphi-180}^0$, де $R_{\text{вх}}$, $R_{\varphi-180}^0$, B'_{cn} – конструктивні розміри турбінних камер (табл. 2.4.2 та 2.4.3 [1]), D_1 – розрахунковий діаметр робочого колеса.

Ширина турбінної камери приймається за планом-розрізом (вихідні дані) – вона становить $B_{cn} = 23,0 \text{ м}$.

Якщо $B_{cn} = 23,0 \text{ м} > 12 \text{ м}$, влаштовуємо конструктивно два проміжних бички з товщиною по $\delta_6 = 2,0 \text{ м}$, тоді

$$B'_{cn} = B_{cn} - 2 \cdot \delta_o = 23 - 2 \cdot 2 = 19 \text{ м.}$$

Отримуємо висоту входу у водоприймач (висоту решітки)

$$a_{ex} = H_p = \frac{F_p}{B_{cn}} = \frac{437,9}{19,0} = 23,0 \text{ м.}$$

Висота решітки приймається кратною 0,5 м – $a_{ex} = 23,0 \text{ м.}$

Відмітка входу у водоприймач, ∇B , м, становить

$$\nabla B = \nabla PMO - (0,5 \dots 2,0 \text{ м}) - H_p = 615 - 1 - 23 = 591 \text{ м.}$$

Глибина затоплення порогу водоприймача, h_t , м:

$$h_t = \nabla НПП - \nabla B = 620 - 591 = 29,0 \text{ м.}$$

Креслимо розрахункову схему водоприймача (рис. 1).

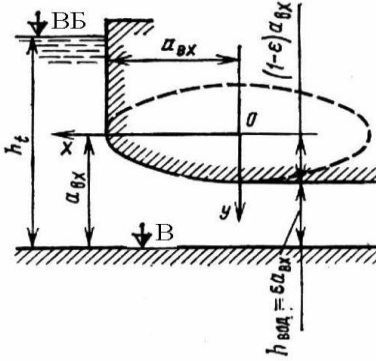


Рис. 1. Розрахункова схема окреслення водоприймача

Водоприймач буде мати мінімальні гідравлічні втрати, якщо поріг і стеля його початкових ділянок окреслені за еліптичними кривими. Коефіцієнт стиснення потоку у вертикальній площині

$$\varepsilon = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \eta} = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - 0,79} = 0,709,$$

де η – коефіцієнт, рівний співвідношенню

$$\eta = \frac{a_{ex}}{h_t} = \frac{23}{29} = 0,79.$$

Окреслення елементів водоприймача описується залежністю

$$\frac{x^2}{a_{ex}^2} + \frac{y^2}{(1 - \varepsilon)^2 a_{ex}^2} = 1, \text{ звідки}$$

$$y = \sqrt{(1 - \varepsilon)^2 \cdot a_{ex}^2 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{a_{ex}^2}\right)} = \sqrt{(1 - 0,709)^2 \cdot 23^2 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{23^2}\right)} = \sqrt{153,9 \cdot \left(1 - \frac{x^2}{529}\right)}.$$

Підставляємо у формулу значення координат x від 0 до $a_{\text{вх}}=H_P$ і визначаємо координати y – розрахунки виконуємо у табличній формі (табл.1). Будуємо окреслення стелі водоприймача та розміщуємо у ньому затвори і решітку (рис. 2).

Таблиця 1

x, м	0	2	4	6	9	15	17	20	23
y, м	12,31	12,26	12,12	11,88	11,32	9,30	8,26	6,03	0

Ширина паза затвору b_n , глибина паза t_n , ширина штраби $b_{\text{ш}}$ приймаються у залежності від прольоту між бичками B за табл.2: $b_n=1,5$ м, $t_n=0,9$ м, $b_{\text{ш}}=0,4$ м.

Таблиця 2

Ширина пазу b_n , глибина пазу t_n , ширина штраби $b_{\text{ш}}$
в залежності від прольоту між бичками B

B , м	2	4	6	8	10	15	20
b_n , м	0,5	0,7	0,9	1,1	1,2	1,4	1,5
t_n , м	0,25	0,4	0,5	0,6	0,65	0,75	0,9
$b_{\text{ш}}$, м	0,12	0,18	0,20	0,22	0,25	0,30	0,40

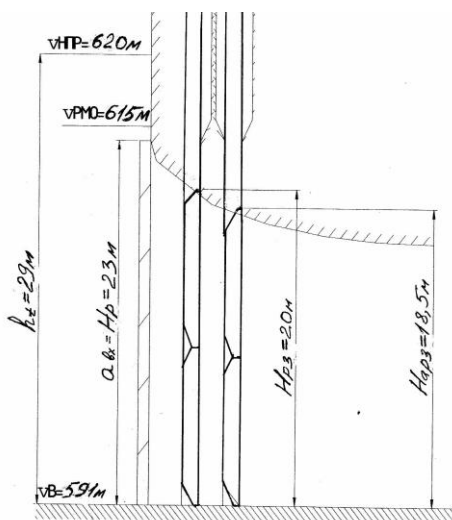


Рис. 2. Розрахункова
схема водоприймача

З рис. 2 графічно визначаємо висоту ремонтного $H_{pz}=20,0$ м та аварійно-ремонтного $H_{apz}=18,5$ м затворів.

Призначаємо відстань між стержнями решітки l . Для поворотно-лопатевих і пропелерних гідротурбін відстань приймається $D_1/20$ (D_1 — розрахунковий діаметр робочого колеса), але не більше 200 мм; для радіально-осьових і діагональних $D_1/30$, але не більше 100 мм.

$l=(1/20) \cdot 950=47,5$ см. Конструктивно встановлюємо $l=0,2$ м.

Кількість стержнів сміттєзатримуючої решітки по висоті

$$n_1 = \frac{a_{ax}}{l} = \frac{23}{0,2} = 115 \text{ шт.}$$

Кількість стержнів сміттєзатримуючої решітки по ширині

$$n_2 = \frac{B'_{cn}}{l} = \frac{19}{0,2} = 95 \text{ шт.}$$

В решітці застосовуємо стержні із товщиною $t=10 \dots 12$ мм напівциркульного окреслення. Тоді коефіцієнт гідравлічного опору решітки рівний

$$\Sigma \xi_p = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{1 - C_p - C_\varepsilon} \right)^2 + \psi \left(\frac{1}{1 - C_p - C_\varepsilon} - 1 \right)^2,$$

де φ_c — коефіцієнт швидкості ($\varphi_c=0,97$); C_ε — коефіцієнт відтиснення потоку від елементів решітки ($C_\varepsilon=0,06 \dots 0,08$); ψ — коефіцієнт повноти удару при раптовому розширенні ($\psi=1,1 \dots 1,2$); C_p — коефіцієнт затінення решітки елементами конструкції;

Ω — площа прольоту, який перекриває решітка

$$\Omega = a_{ax} \cdot B'_{cn} = 23 \cdot 19 = 437 \text{ м}^2,$$

ω_p — площа затінення решітки

$$\omega_p = \omega_{cm.6} + \omega_{cm.2} = 26,45 + 18,15 = 44,5 \text{ м}^2.$$

$\omega_{cm.6}$ — площа вертикальних стержнів

$$\omega_{cm.6} = n_1 \cdot a_{ax} \cdot t = 115 \cdot 23 \cdot 0,01 = 26,45 \text{ м}^2,$$

$\omega_{cm.2}$ — площа горизонтальних стержнів

$$\omega_{cm.2} = n_2 \cdot B_{cn} \cdot t = 95 \cdot 19 \cdot 0,01 = 18,05 \text{ м}^2,$$

$$C_p = \frac{\omega_p}{\Omega} = \frac{44,5}{437} = 0,102,$$

$$\sum \xi_p = \left(\frac{1}{0,97^2} - 1 \right) \cdot \left(\frac{1}{1 - 0,102 - 0,07} \right)^2 + 1,1 \cdot \left(\frac{1}{1 - 0,102 - 0,07} - 1 \right)^2 = 0,139.$$

Втрати напору на сміттєзатримуючій решітці рівні:

$$h_{peu} = \sum \xi_p \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 0,139 \cdot \frac{1,2^2}{2 \cdot 9,81} = 0,01 \text{ м},$$

де v – швидкість потоку води на решітці

$$v = \frac{Q_T}{\Omega} = \frac{525,5}{437} = 1,20 \text{ м/с}.$$

Потужність, необхідна для обігріву одного квадратного метра сміттєзатримуючої решітки рівна

$$N_{об} = k_{зан} \cdot 0,00116 \cdot \alpha (t_{peu} - t_{вод}),$$

де $k_{зан}$ – коефіцієнт запасу, $k_{зан} = 1,5 \dots 2$; t_{peu} – температура стержнів решітки, $t_{peu} = 0,01 \dots 0,03$ °C; $t_{вод}$ – температура переохолодженої води, $t_{вод} = (-0,07) \dots (-0,1)$ °C; α – коефіцієнт тепловіддачі від металу решітки до води, $\frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}$.

Щоб зменшити витрати енергії на обігрів, використовується диференціальний спосіб обігріву. Коефіцієнт тепловіддачі рівний

$$\alpha = 2400 \cdot \frac{v^{0,8}}{\chi^{0,2}} = 2400 \cdot \frac{1,2^{0,8}}{10,1^{0,2}} = 1748,6 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}},$$

де χ – периметр поперечного перерізу стержнів на один квадратний метр сміттєзатримуючої решітки, м:

$$\chi = \frac{2 \cdot (t+1)}{l} = \frac{2 \cdot (0,01+1)}{0,20} = 10,1 \text{ м}.$$

$$N_{об} = 1,7 \cdot 0,00116 \cdot 1748,6 \cdot (0,02 - (-0,1)) = 0,41 \text{ кВт}.$$

Повна потужність системи обігріву:

$$N_{об}^{peu} = z \cdot \Omega \cdot N_{об} = 8 \cdot 437 \cdot 0,41 = 1446,6 \text{ кВт}.$$

Враховуючи запас, загальна потужність системи електрообігріву сміттєзатримуючих решіток становить

$$N_{об}^{ГЕС} = (1,3 \dots 1,5) N_{об}^{peu} = 1,4 \cdot 1446,6 = 2025,2 \text{ кВт} \approx 2,0 \text{ МВт}.$$

Сміттєзатримуюча решітка по висоті складається із декількох секцій, з'єднаних між собою зчепленнями. Кожна така секція складається із каркасу, сміттєзатримуючих стержнів та опорно-ходових частин. Креслимо конструктивну схему сміттєзатримуючої решітки (рис. 3).

Для очищення передрешіткового простору і решітки на козловому крані, який обслуговує водоприймач, встановлено грейфер типу «Поліп», із гідравлічним приводом захватів. Схема грейфера наведена на рис. 4.

2.2. Затвори водоприймача

Проектуємо у водоприймачі ремонтний та аварійно-ремонтний затвори (плоскі, ковзаючі затвори ригельної конструкції).

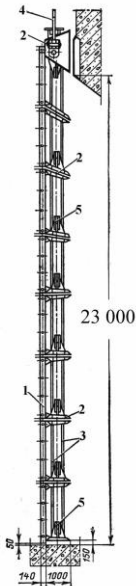


Рис. 3. Конструктивна схема сміттєзатримуючої решітки

- 1 – сміттєзатримуючі стержні;
- 2 – ригелі;
- 3 – стійки;
- 4 – пристрій для зчеплення із захватною балкою;
- 5 – розкоси ферм жорсткості

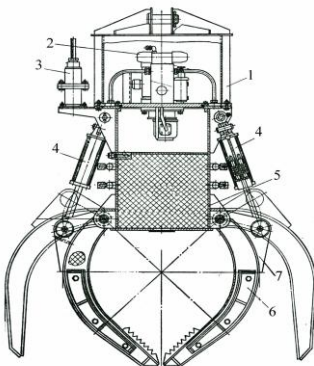


Рис. 4. Схема грейфера типу «Поліп»:

- 1 – ковпак;
- 2 – привід насосної установки;
- 3 – штепсельний роз'єм;
- 4 – гідроциліндр;
- 5 – бетонний баласт;
- 6 – черпак;
- 7 – захват

Ширина затвора рівна ширині спіральної камери $L_{омв}=B'_{cn}$. Якщо $B'_{cn}=19,0 \text{ м} \geq 10...12 \text{ м}$, встановлюємо два проміжних бетонних бички із товщиною по $\delta_0=2,0 \text{ м}$. Тоді ширина затвора приймається рівною половині ширині турбінної камери

$$L_{омв} = B_3 = \frac{B'_{cn}}{3} = \frac{19}{3} = 6,33 \text{ м.}$$

Висоту ремонтного H_{pz} та аварійно-ремонтного H_{arp} затворів отримано графічно з рис. 2: $H_{pz}=20,0 \text{ м}$, $H_{arp}=18,5 \text{ м}$.

Вага затворів, т, рівна:

$$G_{затв} = \left(\frac{Q \cdot L_{омв}}{a} \right)^b,$$

де a, b – коефіцієнти, для глибинних ковзаючих затворів: $a=49$, $b=0,7$ [1]; Q – прийняте навантаження на затвори, кН

$$Q = \frac{H_{H3}^2 - H_{B3}^2}{2} \cdot B_3,$$

де H_{H3}, H_{B3} – напори на низ та верх прольоту, який перекривається, м; B_3 – ширина затвора. Розрахунки виконуються на 1 м ширини.

Розрахунки проводимо окремо для аварійно-ремонтного і ремонтного затворів:

- для ремонтного затвору $H_{H3}=29,0 \text{ м}$, $H_{B3}=9,0 \text{ м}$ (рис. 2)

$$Q_{p.з.} = \frac{29^2 - 9^2}{2} \cdot 1,0 = 380 \text{ кН}, \quad G_{p.з.} = \left(\frac{380 \cdot 6,33}{49} \right)^{0,7} = 15,3 \text{ т},$$

- для аварійно-ремонтного затвору $H_{H3}=29,0 \text{ м}$, $H_{B3}=10,5 \text{ м}$ (рис. 2)

$$Q_{a.p.з.} = \frac{29^2 - 10,5^2}{2} \cdot 1,0 = 365,4 \text{ кН}, \quad G_{a.з.} = \left(\frac{365,4 \cdot 6,33}{49} \right)^{0,7} = 14,9 \text{ т}.$$

Необхідна вантажопідйомність вантажопідйомних механізмів для маневрування затворами [1]:

$$T = 1,1 \cdot G_{затв} + 1,2 \cdot T_{он},$$

де $T_{он}$ - сила тертя в опорно-ходових частинах затвора

$$T_{он} = f_{он} \cdot Q,$$

$f_{он}$ - максимальний коефіцієнт тертя у опорах ($f_{он}=0,13...0,23$ для ковзаючих ходових частин, $f_{он}=0,1$ для каткових ходових частин).

Для ремонтного затвору

$$T_{он.p.з.} = 0,15 \cdot 380 = 57 \text{ т}; \quad T_{p.з.} = 1,1 \cdot 15,3 + 1,2 \cdot 57 = 86,7 \text{ т}.$$

Для аварійно-ремонтного затвору

$$T_{оп.ар.з.}=0,15 \cdot 0,37=0,049 \text{ т}; \quad T_{ар.з.}=1,1 \cdot 14,9+1,2 \cdot 0,056=16,14 \text{ т.}$$

Конструкція ремонтного затвору наведена на рис. 5.

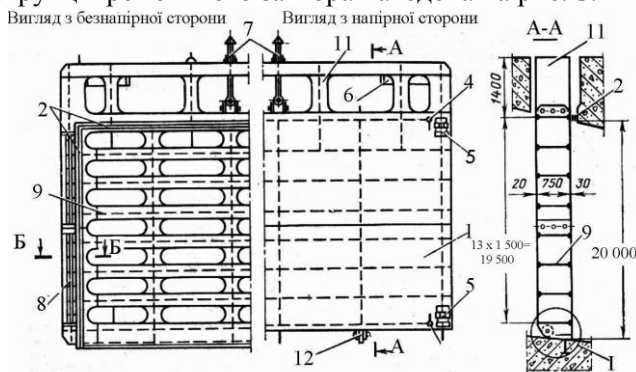


Рис. 5. Конструктивна схема ремонтного затвору:

- 1 – обшивка; 2 – контур ущільнення; 3 – гумовий елемент ущільнення; 4 – бокові упори; 5 – зворотні упори (розпірки); 6 – висувний підхват; 7 – підвіс для зчеплення із захватною балкою; 8 – опорно-ходова частина; 9 – ригелі; 10 – робочий шлях; 11 – надбудова; 12 – колеса

2.3. Ремонтний затвор відсмоктувальної труби

У відсмоктувальній трубі встановлюємо плоский ковзаючий затвор ригельної конструкції із конструктивними розмірами:

$$L_{зет} = B_5 \cdot D_1 = 2,38 \cdot 9,5 = 22,6 \text{ м};$$

$$h_{зет} = h_5 \cdot D_1 = 1,2 \cdot 9,5 = 11,40 \text{ м};$$

$$h = \bar{h} \cdot D_1 = 2,3 \cdot 9,5 = 21,85 \text{ м},$$

де B_5 , h_5 , $\bar{h}$ – конструктивні розміри відсмоктувальної труби, приймаються за табл. 2.7 [1].

Якщо $L_{зет} = 22,6 \text{ м} > 10 \dots 12 \text{ м}$, влаштовується проміжний бетонний бичок з товщиною 2,0 м, тоді $L'_{зет} = 11,3 \text{ м}$

Конструктивна відмітка верху фундаментальної плити, м

- для ПЛ-турбіни: $\nabla ВФП = \nabla T + h_1 - h$;

- для РО-турбіни: $\nabla ВФП = \nabla T - \frac{b_0}{2} - h$,

де ∇T – відмітка осі гідротурбіни, м; h_1 , b_0 – конструктивні розміри гідротурбіни, приймаємо за додатком 5.1 [1].

Відмітка верху фундаментної плити рівна, м

$$\nabla B\Phi\Pi = \nabla T + h_1 - h = 601,5 + 2,0 - 21,85 = 581,65 \text{ м},$$

Напір на низ затвора рівний

$$H_{\text{нз}} = \nabla H_{\text{БГБ}} - \nabla B\Phi\Pi = 606,0 - 581,65 = 24,35 \text{ м}.$$

Напір на верх затвора рівний

$$H_{\text{вз}} = H_{\text{нз}} - h_{\text{зат}} - 0,5 \text{ м} = 24,35 - 11,4 - 0,5 = 12,45 \text{ м}.$$

Навантаження на затвор становить

$$Q_{\text{БТ}} = 0,5 \cdot (H_{\text{нз}}^2 - H_{\text{вз}}^2) \cdot L_{\text{зат}} = 0,5 \cdot (24,35^2 - 12,45^2) \cdot 1,0 = 218,96 \text{ кН}.$$

Розрахунки виконуються на 1 м ширини затвора, $L_{\text{зат}} = 1,0$ м.

Маса затвора відсмоктувальної труби становить

$$G_3^{\text{БТ}} = \left(\frac{Q_{\text{БТ}} \cdot L_{\text{зат}}}{a} \right)^b = \left(\frac{218,96 \cdot 11,3}{49} \right)^{0,7} = 15,7 \text{ т},$$

де $L_{\text{зат}}$ – повна ширина затвора, м.

Тягове зусилля (вантажопідйомність) козлового крана, т

$$T_{\text{он}} = f_{\text{он}} \cdot Q_{\text{БТ}} = 0,15 \cdot 0,219 = 0,033 \text{ т},$$

$$T_{\text{ЗБТ}} = 1,1 \cdot G_3^{\text{БТ}} + 1,2 \cdot T_{\text{ОП}} = 1,1 \cdot 15,7 + 1,2 \cdot 0,033 = 17,32 \text{ т}.$$

3. Вантажопідйомне устаткування

3.1 Козлові крани

У водоприймачі для обслуговування сміттєзатримуючих решіток, маневрування затворами, виконання очищення передрешіткового простору від сміття і колод, що затонули і плавають, для проведення робіт із маневруванням затворами відсмоктувальних труб приймаємо козлові крани, які виготовляються за індивідуальним замовленням. Вантажопідйомність (тягове зусилля) козлового крана водоприймача вибираємо за потрібною вагою найважчого устаткування – ремонтного затвора $T_{\text{р.з.}} = 16,9$ т.

За додатком 16 [1] за аналогом вибираємо козловий кран з вантажопідйомністю 20 т і креслимо його схему (рис. 6). Розміри крана: $h = 1,84$ м, $h_1 = 1,64$ м, $B_{\text{к}} = 8,83$ м, $t = 4,62$ м, $L_1 = 7,1$ м, $B_1 = 7,2$ м, $H_1 = 10,28$ м, $H^*_1 = 12,75$ м, $l_1 = 2,25$ м, $l_2 = 1,8$ м, $l_3 = 2,25$ м, $l_4 = 1,8$ м. Козловий кран у водоприймачі обладнується головним і допоміжним гаками і грейфером для очищення сміттєзатримуючих решіток (рис. 6).

За відомою вагою затвора відсмоктувальної труби $T_{звг}=17,32$ т за додатком 16 [1] вибираємо козловий кран з вантажопідйомністю 20 т. Випишемо марку та конструктивні розміри. Проліт крана конструктивно приймаються $L_K=6\div 8$ м.

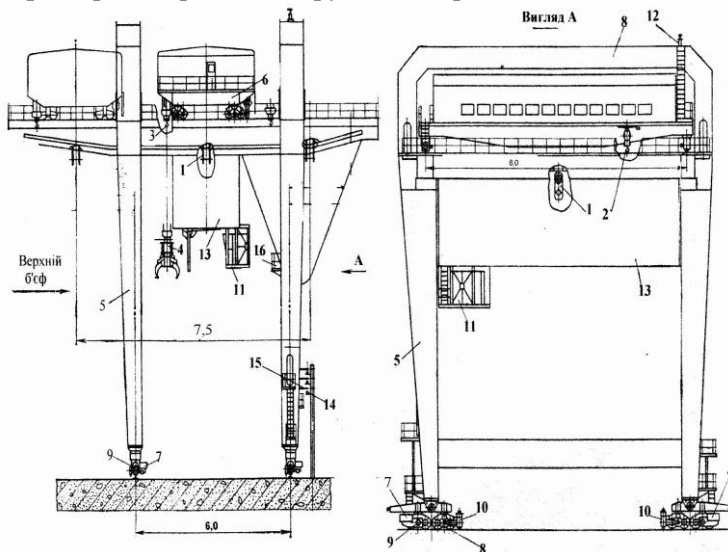


Рис. 6. Схема козлового крану:

1 – головний гак; 2, 3 – допоміжні гаки; 4 – грейфер; 5 – портал;
6 – вантажний візок; 7 – механізм пересування крана; 8 – холостий
балансир; 9 – привідний балансир; 10 – електропривід; 11 – кабіна
кранівника; 12 – анеометр; 13 – приміщення; 14 – тролей;
15 – кронштейни струмознімачів; 16 – посадочна площадка

3.2. Індивідуальні підйомні механізми

Для маневрування і обслуговування аварійно-ремонтних затворів передбачено встановлення гідроприводів із гідроциліндром. Вони служать для підйому і утримування затвора у верхньому відкритому положенні.

За табл. 3 вибираємо вертикальний гідроциліндр із одностороннім сприйняттям навантаження. Марка гідроциліндра визначається за вагою аварійно-ремонтного затвору $T_{арз}=16,46$ т=0,165 МН.

Таблиця 3

Параметри вертикальних гідроциліндрів [5]

Розрахунковий діаметр поршня, мм	Граничний хід поршня, м	Розрахунковий діаметр штока, мм	Номінальний тиск у штоковій порожнині, МПа	Теоретичне тягове зусилля, МН
320	7,5	125	10	0,68
			16	1,09
		140	20	1,30
400	10,6	160	10	1,06
			16	1,69
			20	2,21
			25	2,64
450	14	180	20	2,00
		180	25	3,34
		200	20	2,55
500		220	32	3,87
			32	2,95
560		250	20	4,72
			32	3,94
630		280	25	4,92
			32	5,90
		280	20	5,00
710		320	32	8,00
			32	7,40
		250	20	6,95
			28	9,72
800		320	32	10,1
			20	5,88
		360	32	9,40
			32	12,50
		400	20	7,54
			32	12,0

Вибираємо вертикальний гідроциліндр із одностороннім сприйняттям навантаження: розрахунковий діаметр поршня - 320 мм, граничний хід робочого поршня - 7,5 м, діаметр штока гідроциліндра – 125 мм, тиск (номінальний) у штоковій порожнині – 10 МПа, теоретичне тягове зусилля – 0,68 МН. Основним елементом гідроприводу є гідроциліндр, який

створює зусилля для підйому і утримання затвора при опусканні. Схема гідроциліндра показана на рис. 7.

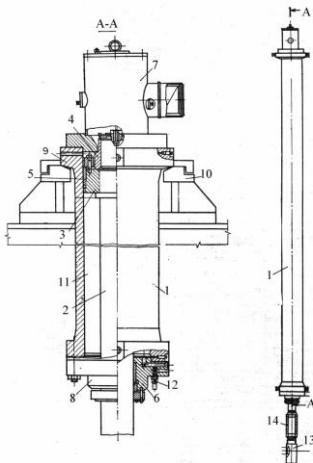


Рис. 7. Гідроциліндр
гідроприводу:

- 1- циліндр; 2 – шток;
- 3 – поршень; 4 – з'єднувальна гайка; 5, 6 – ущільнення поршня і штока; 7, 8 – верхня і нижня голівки; 9 – опорний фланець; 10 – опора;
- 11 – штокова порожнина;
- 12 – дросель; 13 – петля;
- 14 – муфта

3.3. Мостовий кран

Для виконання монтажно-демонтажних робіт і обслуговування устаткування машинного залу призначаємо мостовий електричний кран. Вантажопідйомність мостового крана приймається за вагою найбільш важкого устаткування (розділ 1). За вагою ротора генератора $G_P=420$ т, вибираємо мостовий кран 500/50 т із розмірами $H=8,0$ м, $h=2,35$ м, $h_1=-0,75$ м, $F=0,25$ м, $A_1=7,35$ м, $A_2=1,3$ м, $A_3=0,5$ м, $L_1=7,35$ м, $B_K=14,5$ м, $t=2,7$ м, $l_1=4,3$ м, $l_2=4,3$ м, $l_3=2,4$ м, $l_4=6,2$ м.

Схема мостового електричного крана зображена на рис. 8.

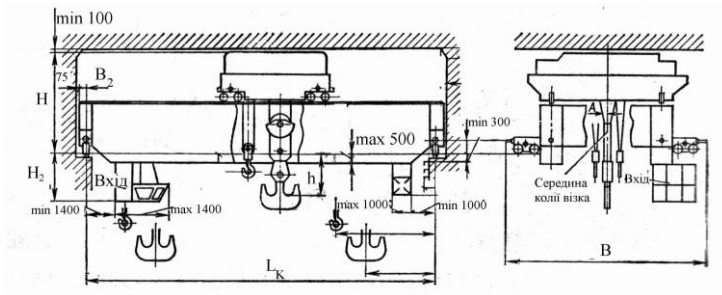


Рис. 8. Схема мостового електричного крана

Проліт крана рівний ширині машинного залу

$$L_{\kappa} = B_{\text{мз}} = D_{\text{кр}} + 2 \cdot b_{\text{пр}} = 1,5 \cdot 14,0 + 2 \cdot 2,0 = 25,0 \text{ м},$$

де $D_{\text{кр}}$ – розрахунковий діаметр кратера генератора, м;
 $D_{\text{кр}} = (1,4 \dots 1,5) \cdot D_{\text{г}}$, м; $b_{\text{пр}}$ – ширина експлуатаційних проходів між колонами і гідрогенератором, $b_{\text{пр}} = 1,5 \dots 2,0$ м.

3.4. Засоби малої механізації

Мала механізація широко використовується на гідроелектростанції під час монтажно-демонтажних і ремонтних робіт, які не потребують пересування габаритних і важких деталей і вузлів. Використовуються тельфери, ручні талі та однобалкові мостові крани.

Підвісні однобалкові мостові крани з вантажопідйомністю 0,5...5,0 т виконуються з ручним приводом механізмів підйому і пересування (рис. 9). Основні їх параметри наведені у таблиці 4.

Таблиця 4

Параметри однобалкових ручних кранів вантажопідйомністю 0,5÷5 т

Вантажо- підйомність крана, т	Проліт L_{κ} , м	H, мм	h, мм	L_1 , мм	Номер профіля шляху (за ГОСТ 19425-74*)
0,5	3,6-9,3	690	220	150	18 м; 24 м; 30 м
	10,2-11,4	730	280		
1,0	3,6-6,6	690	220	150	18 м; 24 м; 30 м
	7,2-11,4	780	280		
2,0	3,6-7,2	1020	280	200	24 м; 30 м; 36 м; 45 м
	8,1-11,4	1080	340		
3,2	3,6-5,7	1020	280	200	24 м; 30 м; 36 м; 45 м
	6,6-9,3	1080	340		
	10,2-11,4	1110	400		
5,0	3,6-5,7	1240	340	220	30 м; 36 м; 45 м
	6,6-9,3	1270	400		
	10,2-10,8	1316	440		

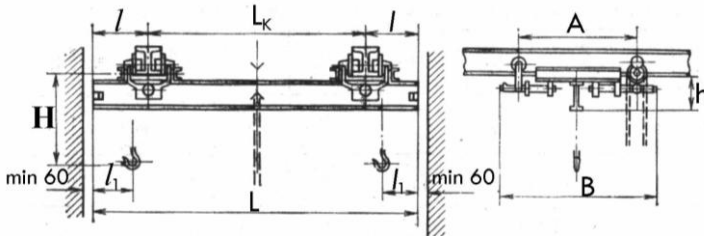


Рис. 9. Схема однобалкового крана:
 L_K , B , H , l , A , h – конструктивні розміри крана

Електрична канатна таль приймається за таблицями 5.1 та 5.2.

Таблиця 5.1

Параметри електричних канатних талей вантажопідйомністю 0,5÷5 т

Тип талі	Вантажопідйомність, т	Висота підйому, м	Швидкість, м/хв		Номер профіля шляху (за ГОСТ 19425-74*)	Вага талі, кг	
			підйому	пересування			
TE050-611	0,5	3	8	20; 32	18 м; 24 м	100	
TE100-611		4			18 м; 24 м; 30 м; 36 м	190	
TE100-621		9				210	
TE200-611	2,0	3		40	24 м; 30 м; 36 м	300	
TE200-621		6				330	
TE320-611	3,2	3		20; 32	30 м; 36 м; 45 м	495	
TE320-621		6				535	
TE500-611	5,0	3					775
TE500-621		6					825

Візок, до якого підвішується електрична таль, обладнаний електродвигуном і редуктором. Електричні талі вантажопідйомністю від 0,5 до 5 т рухаються монорейкою (рис. 10).

Таблиця 5.2

Розміри електричних канатних талей вантажопідйомністю 0,5÷5 т, мм

Тип талі	b	H	H_1	L	L_1	l	l_1
TE050-611	450	470	2400	560	735	310	310
TE100-611	325	530	3400	655	790	330	360
TE100-621			8400	870		440	
TE200-611	370	680	2500	800	900	400	450
TE200-621			5500	1020		500	
TE320-611	390	800	2700	915	1055	480	500
TE320-621			5700	1145		600	
TE500-611	400	840	2700	1040	1150	530	600
TE500-621			5700	1240		630	

З за вагою допоміжного устаткування вибираємо електричну канатну таль:

$$G_{\text{доп.об}} = (0,1 \dots 0,15) \cdot G_{PK} = 0,1 \cdot 210 = 21 \text{ т},$$

де G_{PK} – вага робочого колеса гідротурбіни, т.

За табл. 5.1 вибираємо електричну канатну таль TE500-621, із максимальною вантажопідйомністю 5т. Схема наведена на рис. 10.

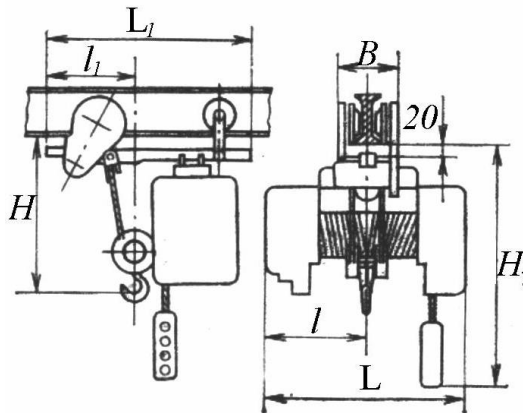


Рис. 10. Схема електричної талі

Допоміжне устаткування вагою важче, ніж 5 т буде переноситися мостовим електричним краном.

4. Мастильне господарство

Мастильне господарство потрібне для постачання та обслуговування маслом гідротурбін, гідрогенераторів, мастильних вимикачів, трансформаторів та іншого устаткування гідроенергетичних установок.

За табл. 6 для ПЛ-гідротурбін з відомим розрахунковим діаметром робочого колеса $D_I=9,5$ м, визначаємо кількість мастила у системі регулювання гідротурбіни, м^3 , і записуємо його у табл. 7.

Таблиця 6

Кількість мастила у системі регулювання гідрогідротурбіни

Вузол гідротурбіни	Кількість мастила у вузлах гідротурбіни, м^3									
	радіально-осьової із робочим колесом з розрахунковий діаметром D_I , м					поворотно-лопатевої із робочим колесом з розрахунковий діаметром D_I , м				
	4,0	4,5	6,0	7,5	5,0	6,0	7,5	8,5	10	
Маслоповітряний котел	2,0	2,8	5,6	7,0	3,2	8,0	8,0	14,4	12,0	
Зливний бак	2,8	2,8	5,6	7,0	3,2	6,4	8,0	12,8	12,8	
Трубопроводи, серводвигуни направляючого апарату	5,2	8,4	8,8	8,0	-	-	-	-	-	
Серводвигуни, трубопроводи і мастилоприймач	-	-	-	-	4,6	10	11	12,8	25,2	
Разом:	10	14	20	22	11	22,4	27	40	50	

Таблиця 7

Кількість мастила у системі регулювання турбіни

Тип турбіни	поворотно-лопатева із робочим колесом з розрахунковий діаметром $D_I = 9,5$ м
Маслоповітряний котел	12,0
Зливний бак	12,6
Серводвигуни, трубопроводи і мастилоприймач	25,4
Разом:	50

За потужністю агрегата $N_T=50$ МВт, за рис. 11 призначаємо потрібну кількість мастила, що заливається у один гідроагрегат – $W_{MA}=37,5$ м³.

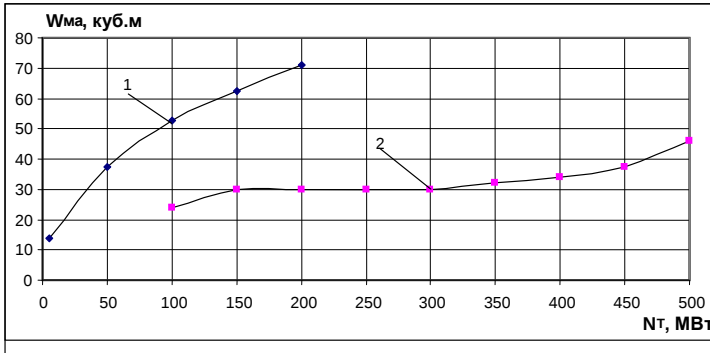


Рис. 11. Залежність кількості мастила, що заливається у гідроагрегат W_{MA} , м³, від потужності N_T , МВт, і типу турбіни: 1 – поворотно-лопатєва турбіна; 2 – радіально-осьова турбіни

За таблицею 8 визначаємо витрату консистентної змазки, г/год і витрату мастила у підшипниках, г/год.

Таблиця 8

Витрата змазки у підшипниках в залежності від розрахункового діаметра вала

Розрахунковий діаметр вала, мм	Витрата, г/год	
	мастила	консистентної змазки
10-15	1,5	0,5
25-50	2,5	0,9
50-75	3,3	1,2
75-100	4,5	2,0

Кількість мастила, що витрачається на 1 гідроагрегат, кг

$$G_m = k \cdot \frac{N_T \cdot \sqrt{D_1}}{\sqrt{H_{макс}}} = 1,1 \cdot \frac{50 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{9,5}}{\sqrt{15}} = 43801 \text{ кг},$$

де k – коефіцієнт, $k=0,45 \dots 0,65$ для РО-турбін, $k=0,9 \dots 1,1$ для ПЛ-турбін; N_T – номінальна потужність генератора (гідроагрегата), кВт; D_1 – розрахунковий діаметр робочого колеса гідротурбіни, м.

Загальна кількість змащувального мастила, кг, становить

$$G = z \cdot G_M = 8 \cdot 43801 = 350408 \text{ кг}.$$

Об'єм мастила в системі змащування, м^3

$$W_{зм} = \rho_{зм} \cdot G = 0,88 \cdot 350,41 = 308,35 \text{ м}^3,$$

де $\rho_{зм}$ - густина змащувального мастила, (0,874...0,912) т/м^3 .

Кількість трансформаторного мастила становить

$$G_{TM} = z \cdot G_{TP.a} = 8 \cdot 41 = 328 \text{ т},$$

де $G_{TP.a}$ - вага мастила в одному трансформаторі, приймається за додатком 13 [1].

Об'єм трансформаторного мастила, м^3 становить

$$W_{TM} = \rho_{TM} \cdot G_{TM} = 0,9 \cdot 328 = 295,2 \text{ м}^3,$$

де ρ_{TM} - густина трансформаторного мастила (0,885...0,895) т/м^3 .

Максимальна тривалість роботи маслоочищуючих апаратів складає для турбінного мастила – 11 днів, для трансформаторного мастила – 13 днів (при двохзмінній роботі).

Необхідна продуктивність маслоочищуючих установок, $\text{м}^3/\text{год}$ рівна:

- для турбінного мастила:

$$P_{зм} = \frac{W_{зм}}{t_{зм}} = \frac{308,35}{11 \cdot 24} = 1,17 \text{ м}^3/\text{год},$$

- для трансформаторного мастила:

$$P_{TM} = \frac{W_{TM}}{t_{TM}} = \frac{295,2}{13 \cdot 24} = 0,946 \text{ м}^3/\text{год},$$

де $t_{зм}$, t_{TM} - тривалість роботи маслоочисної апаратури, год.

Гарантійний термін зберігання мастила становить 5 років з дня його виготовлення. За табл. 10 вибираємо тип маслоочищуючого обладнання і виписуємо його параметри у таблицю 9.

Таблиця 9

Технічні параметри маслоочищуючих установок ГЕС

Устаткування	Тип, марка	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	Потужність, кВт
Для очищення турбінного мастила				
Регенераційна установка комплектно із насосом і електродігрівачем	-	1,4	1,6	14,5
Для очищення трансформаторного мастила				
Маслонасос ручний	БКФ-2	1,2	0,3	-

Таблиця 10

Технічні характеристики мастилоочищуючого устаткування

Устаткування	Тип, марка	Подача, м ³ /год	Тиск, МПа	Потужність, кВт
Мастилоочищуюча установка у комплекті із сепаратором, фільтр-пресом, масляними насосами, вакуум-насосом, електродвигуном і вакуумним бачком	ПСМ 1-3000	3,0	-	44,6
Мастилоочищуюча машина у комплекті із сепаратором, електродігрівачем і насосами	СМ 1-3000	3,0	-	44,5
Фільтр-прес у комплекті із насосом і фільтром	ФП 2-3000	3,0	-	17
Установка пересувна вакуумної обробки і азотування трансформаторного мастила	УВМ-1	2,0	-	100
Установка пересувна для підсушування повітря	«Суховій-СВ-3/50»	0,05	-	42
Установка для низькотемпературної обробки ізоляції силових трансформаторів	«Іній-1»	-	-	350
Регенераційна установка у комплекті із насосом і електродігрівачем	-	1,4	1,6	14,5
Пересувна цеолітова установка для сушіння трансформаторного мастила	МОО-2	2,5	-	50
Вакуумний насос із	НВЗ-50Д	3,5	-	7,5

електродвигуном				
Насос шестерневий із електродвигуном	Ш40-6	18	0,4	5
Насос шестерневий із електродвигуном	Ш8-25-2,8/2,5	5,8	0,25	2,5
Насос відцентровий із електродвигуном	2КМ-66	10	0,22	2,2
Масилонасос ручний	БКФ-2	1,2	0,3	-
Нагрівач мастила електричний із насосом	ЕНМ-80	3,0	-	82,4
Нагрівач мастила електричний	ТЕН-140Б13/1,25І220	-	-	1,25
Фільтр механічний	ФГН-30М	30	-	-

В будівлі ГЕУ дозволяється зберігати не більше 100 т турбінного мастила. На території: у наземних резервуарах – до 300т, у підземних – до 500т. За табл. 5.6 довідника у будівлі ГЕС розміщуємо чотири вертикальних циліндричних баки об'ємом по 75 м^3 з розрахунковий діаметром $D=3900$ мм та висотою бака $H=6254$ мм. Решту мастила із розрахунковим об'ємом

$$W=W_{зм}-4\cdot75=308,15-4\cdot75=8,15 \text{ м}^3,$$

зберігаємо на території ГЕС у вертикальному циліндричному бакові об'ємом 10 м^3 з розрахунковий діаметром $D=2000$ мм та висотою бака $H=5400$ мм.

Трансформаторне мастило з об'ємом $W_{\text{ТМ}}=285,2 \text{ м}^3$ зберігаємо на території ГЕС у горизонтальних підземних циліндричних баках, установлених під землею. Застосовуємо 6 мастильних баків об'ємом по 50 м^3 кожен. Розрахунковий діаметр бака становить $D=2500$ мм, довжина бака $A=10450$ мм.

Рівень мастила у баках визначається візуально за мастиломірним склом, виготовленим із напівпрозорої негорючої пластмаси. На мастильних баках установлюють реле рівня, яке сигналізує про мінімальний рівень мастила у баці або його переповнення.

Складаємо схему стаціонарного мастильного господарства (рис. 12).

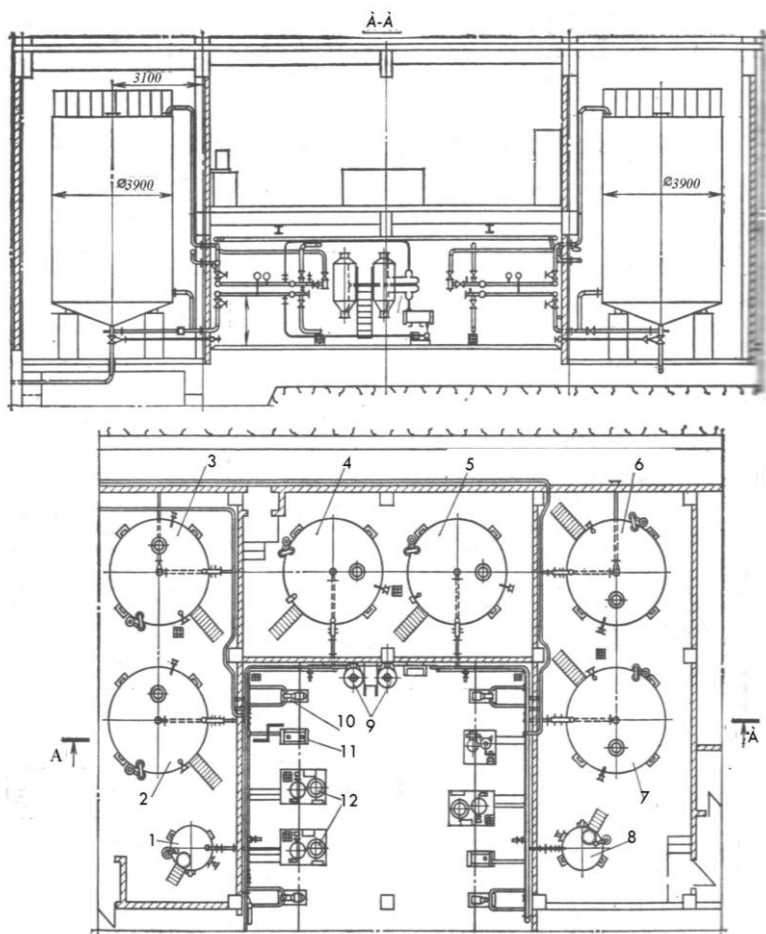


Рис. 12. Стационарне мастильне господарство:

1 – бак очищення трансформаторного мастила; 2 – бак експлуатаційного трансформаторного мастила; 3 – бак відпрацьованого трансформаторного мастила; 4 – бак чистого трансформаторного мастила; 5 – бак чистого турбінного мастила; 6 – бак відпрацьованого турбінного мастила; 7 – бак експлуатаційного турбінного мастила; 8 – бак порційного очищення турбінного мастила; 9 – дегазифікаційна установка; 10 – насос; 11 – фільтр-прес; 12 – мастилоочищуюча установка

5. Пневматичне господарство

5.1. Система гальмування гідроагрегатів

Ємність повітрязбірника розраховується на двократний цикл гальмування усіх агрегатів, з'єднаних у один електричний блок

$$V_{в.з.} = \frac{2 \cdot q_r \cdot z}{10 \cdot (p_1 - p_2)} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 8}{10 \cdot (0,8 - 0,7)} = 8,0 \text{ м}^3,$$

де q_r - об'єм повітря приймається рівним $0,5 \text{ м}^3$ при кількості гальм у генераторі до 24; p_1 - тиск, при якому вмикається компресор $p_1 = 0,8 \text{ МПа}$; p_2 - мінімальний допустимий тиск $p_2 = 0,7 \text{ МПа}$.

Подача компресорів визначається повітряпостачанням інших споживачів стисненого повітря низького тиску.

5.2. Повітропостачання пневматичних інструментів

Подача компресора визначається витратою повітря на одночасну роботу певної кількості робочих інструментів певного типу (таблиця 12)

$$Q_K = q_1 \cdot z_1 + q_2 \cdot z_2 + \dots + q_n \cdot z_n,$$

де q_n - витрата повітря робочих інструментів певного типу; z_n - кількість інструментів цього типу, які працюють одночасно.

Із таблиці 12 вибираємо кількість і тип одночасно працюючих пневмоінструментів. Випишуємо їх у таблицю 11, разом із розрахунковими значеннями витрати повітря. Визначаємо подачу компресора.

Таблиця 11

Характеристики пневмоінструментів, що працюють одночасно

Найменування	Тип	Витрата повітря, м ³ /хв
Машина ручна свердлильна пневматична	ІП-1019	0,9
Те ж по залізобетону	ІП-1023	1,2
Машина ручна шліфувальна пневматична	ІП-2203	1,6
Гайковерт ручний пневматичний ударний реверсивний прямий	ІП-3114	0,9
Ножиці ручні пневматичні ножові	ІП-5401А	0,8
Молоток рубильний пневматичний	ІП-4119	2,5
Лом ручний пневматичний	ІП-4607	1,6
Пневмопробійник	ІП-4603	4,5

$$Q_K = 0,9 + 1,2 + 1,6 + 0,9 + 0,8 + 2,5 + 1,6 + 4,5 = 14,0 \frac{м^3}{хв}.$$

Об'єм повітрозбірника, який живиться поршневими компресорами, необхідний для добового вирівнювання тиску стисненого повітря, що надходить до пневмоінструментів, $м^3$, становить

$$Q_{в.л.} = 1,6 \cdot \sqrt{Q_K} = 1,6 \cdot \sqrt{14,0} = 5,99 \frac{м^3}{хв}.$$

При тиску 0,6 МПа підбираємо поршневий компресор ПР-6м* та виписуємо його параметри: частоту обертів – 1800 об/хв; подача – 6,5 $м^3$ /хв; тиск нагнітання – 0,75 МПа; потужність електродвигуна – 85 кВт; маса агрегата – 1750 кг. Габаритні розміри компресора – 3,5х1,58х2,45 м. Система охолодження – повітряна.

Таблиця 12

Параметри пневматичних інструментів

Найменування	Тип	Технічна характеристика	Робочий тиск, МПа	Витрата повітря, $м^3$ /хв	Вага, кг
Машина ручна свердлильна пневматична	ПІ-1019	Розрахунковий діаметр свердла 12 мм	0,6	0,9	1,7
	ПІ-1020	Те ж	0,6	0,9	1,7
	ПІ-1024	Розрахунковий діаметр свердла 13 мм	0,6	1,0	2,8
	ПІ-1016А	Розрахунковий діаметр свердла 32 мм	0,6	1,95	8,3
Те ж кутова	ПІ-1103А	Те ж	0,6	2,0	7,5
Те ж по залізобетону	ПІ-1023	Розрахунковий діаметр свердла 25 мм Глибина свердління 220мм	0,6	1,2	5,3
Машина ручна шліфувальна пневматична	ПІ-2009А	Розрахунковий діаметр круга 63 мм	0,6	0,9	1,9
	ПІ-2203	Розрахунковий діаметр круга 125 мм	0,6	1,6	7,5
	ПІ-2015	Розрахунковий діаметр круга 150 мм	0,6	1,2	3,5

Гайковерт ручний пневматичний ударний реверсивний прямий	ІП-3112А	Розрахунковий діаметр різьби 14 мм	0,6	0,6	2,2
	ІП-3131А	Розрахунковий діаметр різьби 18 мм	0,6	0,7	2,7
	ІП-3114	Розрахунковий діаметр різьби 20 мм	0,6	0,9	4,5
	ІП-3105А	Розрахунковий діаметр різьби 36 мм	0,6	1,05	9,2
	ІП-3115	Розрахунковий діаметр різьби 52 мм	0,6	1,6	14, 5
Ножиці ручні пневматичні ножові	ІП-5401А	Товщина розрізного металу 2,5 мм, швидкість різання 2 м/хв	0,5	0,8	2,9
Те ж вирубні	ІП-5502	Товщина розрізного металу 2,5 мм, швидкість різання 1,2 м/хв	0,5	0,9	3,2
Молоток рубильний пневматичний	ІП-4119	Енергія удару 12,5 Дж, кількість ударів 38 Гц	0,5	2,5	5,5
Лом ручний пневматичний	ІП-4604	Енергія удару 90 Дж, кількість ударів 13 Гц	0,5	1,8	18
	ІП-4607	Енергія удару 90 Дж, кількість ударів 10 Гц	0,5	1,6	18
Пневмопробійник	ІП-4603	Розрахунковий діаметр пробитих отворів без розширювача 130 мм, із розширювачем 200 мм	0,6	4,5	90

5.3. Повітропостачання системи створення ополонки

Встановлюємо подачу компресора:

$$Q_{K, on} = q_n \cdot L = 0,025 \cdot 192 = 4,8 \frac{m^3}{xv},$$

q_n – питома витрата повітря на 1 м фронту ополонки перед водоприймачем (0,02÷0,03 м³/хв); L – довжина фронту ополонки перед водоприймачем, $L = z \cdot B_{\text{бл}} = 8 \cdot 24 = 192$ м; $B_{\text{бл}}$ – ширина блока гідроелектростанції, м; z – кількість гідроагрегатів, $z = 8$ шт.

Тиск повітря, необхідний для підтримування ополонки перед водоприймачем приймаємо рівним 0,4÷0,9 МПа.

Вибираємо за додатками поршневий компресор КСЄ-5м. Випикуємо його характеристики: частоту обертів – 735 об/хв; тиск нагнітання – 0,85 МПа; потужність електродвигуна – 42 кВт; маса – 1396 кг; витрата мастила – 30 г/год; кількість мастила, що заливається – 15 л. Система охолодження – повітряна.

5.4. Повітропостачання пневмогідравлічної апаратури

Об'єм повітрозбірника для повітропостачання пневмогідравлічної апаратури:

$$V_{\text{в.п.}} = \frac{q \cdot z \cdot t}{10 \cdot (p_1 - p_2)} = \frac{0,015 \cdot 8 \cdot 2,5}{10 \cdot (0,8 - 0,7)} = 0,3 \text{ м}^3,$$

де q – витрата повітря на 1 датчик тиску, $q=0,015 \text{ м}^3/\text{год}$; z – кількість датчиків $z=8$ шт; t – інтервал часу між включенням і виключенням, $t=2 \div 3$ год; p_1 – номінальний тиск у повітрозбірнику, $p_1=0,8$ МПа; p_2 – тиск, при якому вмикається компресор, $p_2=0,7$ МПа.

5.5. Система відтиснення води із камери робочого колеса

За методикою, розробленою в Гідропроекті отримуємо об'єм повітрозбірника для циклу відтиснення води з камери робочого колеса, м^3

$$V_{\text{в.в.}} = \frac{V_K \cdot P_K \cdot \alpha_{\text{в}} \cdot \alpha_t \cdot \alpha_n \cdot \alpha_{\text{ад}}}{P_{\text{в}}} = \frac{913 \cdot 0,14 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,14}{4,1} = 58,6 \text{ м}^3,$$

де V_K – об'єм стисненого повітря у камері; P_K – тиск у камері в кінці циклу відтиснення, $P_K=0,14$ МПа для ПЛ-турбін; $P_{\text{в}}=4,1$ МПа – номінальний тиск у повітрозбірнику; $\alpha_{\text{в}}$, α_t , α_n , $\alpha_{\text{ад}}$ – відповідно, коефіцієнт холостого викиду повітря у атмосферу, коефіцієнт співвідношення температур у камері робочого колеса і у повітрозбірнику, коефіцієнт використання номінального тиску $P_{\text{в}}$, коефіцієнт адіабатичності.

Отримуємо подачу компресора системи відтиснення води, $\text{м}^3/\text{хв}$

$$Q_K = \frac{1,09 \cdot V_K \cdot P_K \cdot \alpha_{\text{в}} \cdot z}{0,1 \cdot t_1} = \frac{1,09 \cdot 913 \cdot 0,14 \cdot 1,1 \cdot 1,0}{0,1 \cdot 60} = 25,5 \text{ м}^3/\text{хв},$$

де z – кількість агрегатів, що одночасно працюють із відтисненням води, шт; t_1 – тривалість відтиснення води, $t_1=60$ хв.

При турбіні ПЛ-20, розрахунковому діаметрі робочого колеса $D_I=9,5$ м, тиску $P_e=4,1$ МПа приймаємо розрахунковий діаметр магістральних повітропроводів $d_{TP}=200$ мм.

5.6. Повітропостачання гідроаккумуляторів маслонапірних установок

Подача робочого компресора рівна:

$$Q_{K,e.a.} = \frac{V_e \cdot P_e}{6 \cdot t} = \frac{512 \cdot 4,1}{6 \cdot 240} = 1,46 \text{ м}^3/\text{хв},$$

де P_e – номінальний тиск у гідроаккумуляторі $P_e=4,1$ МПа; t – тривалість зарядки акумулятора до номінального тиску $t=4$ год=240 хв; V_e – об'єм стисненого повітря, м³.

Крім робочих компресорів установлюємо один резервний компресор. На рис. 13 показано приклад компоновання компресорного устаткування у приміщеннях під монтажною площадкою будівлі гідроелектростанції.

6. Система технічного водопостачання

Споживачами *системи технічного водопостачання* (СТВ) на гідроенергетичних установках є: у гідромашині – водопостачання для змащення лабіринтних та інших ущільнень, підшипників, охолоджувачі мастила у системі регулювання та у ваннах підшипників із масляним змащенням; у гідрогенераторах (двигунах-генераторах) – охолоджувачі мастила у системах змащення повітряохолоджувачів, під'ятників і підшипників, системи охолодження тиристорних випрямлячів, теплообмінники системи внутрішньо провідникового рідинного охолодження ротора і статора; у трансформаторах – маслоохолоджувачі; у компресорному агрегаті – проміжні і кінцеві охолоджувачі; у насосному агрегаті – водопостачання підшипників із гумовими вкладишами; інше технологічне устаткування електростанції.

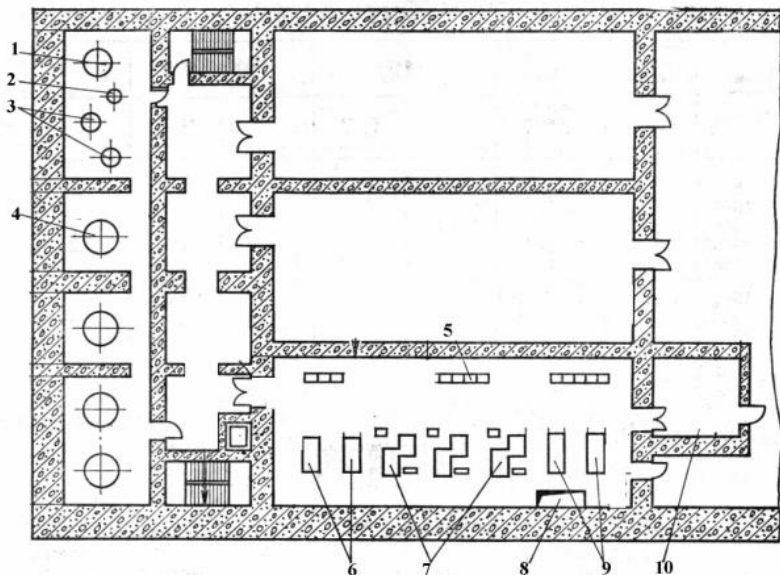


Рис. 13. Компонування компресорного устаткування у будівлі ГЕУ:

- 1 – повітрязбірник системи гальмування В-8,0; 2 – повітрязбірник системи повітропостачання пневмогідравлічної апаратури В-0,5; 3 – два повітрязбірники системи відтиснення води В-25,0; 4 – повітрязбірник системи повітропостачання гідроаккумуляторів маслонапірних установок В-25,0; 5 – шафи управління; 6 – компресор для повітропостачання пневматичних інструментів ПР-6м*; 7 – компресор для повітропостачання системи створення ополонки КСС-5м; 8 – прийомок; 9 – компресор для повітропостачання системи відтиснення води АВШ-1,5/45; 10 – ремонтна майстерня

Підшипники гідротурбін із обгумованими вкладишами для охолодження і змащення вимагають постійної подачі охолоджуючої води. Орієнтовно подача води становить

$$Q_{II} = (0,7 \dots 1,0) d_e^3 = 1,1,0 = 1,0 \frac{M^3}{20d},$$

де d_e – розрахунковий діаметр турбінного вала, см

$$d_e = (10 \dots 12) \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{\Gamma}}{n_0}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{50000}{50}} = 100 \text{ см},$$

де N_{Γ} – потужність гідрогенератора, кВт; n_0 – кількість обертів, об/хв.

Використовуємо розрахунковий діаметр вала генератора кратним 5 см при розрахункових діаметрах від 60 до 100 см, і кратним 10 см – при $d_B > 100$ см. Приймаємо розрахунковий діаметр вала генератора рівним $d_B = 100$ см.

Розрахунковий діаметр трубопроводу, що підводить воду до підшипника, мм, рівний

$$d_{тр} = (2,5 \dots 3,0) \cdot \sqrt{d_e} = 3 \cdot \sqrt{100} = 30,0 \text{ мм},$$

де d_e – розрахунковий діаметр турбінного вала, мм.

Приймаємо стандартний розрахунковий діаметр трубопроводу $d_{тр} = 30$ мм.

Подача води здійснюється безпосередньо із спіральної камери гідротурбіни. На рис. 14 наведено схему водопостачання підшипника гідротурбіни самотічним способом.

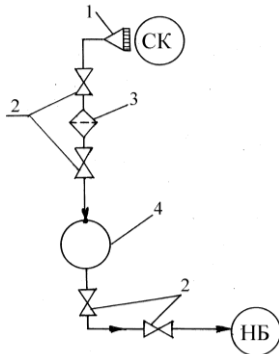


Рис.14. Схема самотічного технічного водопостачання підшипника

гідротурбіни:

СК – спіральна камера;

НБ – нижній б'єф;

1 – забір води;

2 – засувки;

3 – сітчатий фільтр;

4 – підшипник гідротурбіни

Повітроохолоджувачі генератора призначені для охолодження повітря, що циркулює у замкнених системах охолодження електричних машин. Дія повітроохолоджувача базується на принципі теплопередачі між охолоджуючою водою, яка рухається трубками, та гарячим повітрям, що їх обтікає. Різниця температур вхідної води і охолодженого повітря приймається рівною 10°C . Повітроохолоджувачі розташовуються по зовнішній стороні корпуса статора генератора, навпроти вікон для руху гарячого повітря. Орієнтовно подачу води можна вважати

$$Q_{по} = \frac{0,86 \cdot N_r \cdot (1 - \eta_r)}{\Delta t} = \frac{0,86 \cdot 50000 \cdot (1 - 0,97)}{5} = 258,0 \text{ м}^3 / \text{год},$$

де $Q_{по}$ – подача води до повітроохолоджувача, $\text{м}^3/\text{год}$; N_r – потужність гідрогенератора (номінальна), кВт; η_r – ККД гідрогенератора при номінальному навантаженні; Δt – температурний перепад води для охолодження на вході і виході з повітроохолоджувача, рекомендується приймати $\Delta t = 5^\circ\text{C}$ при розрахунковій температурі на вході до 20°C .

Призначаємо число повітроохолоджувачів $n_{по} = 10$ шт. Витрата одного повітроохолоджувача становить

$$Q_{по}^* = \frac{Q_{по}}{n_{по}} = \frac{258}{10} = 25,8 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Приймаємо тип повітроохолоджувача ВО-76/1010-58 із максимальною витратою $28,6 \text{ м}^3/\text{год}$ та мінімальною витратою $10,8 \text{ м}^3/\text{год}$. Максимальний гідравлічний опір повітряохолоджувача $80,2 \text{ кПа}$, мінімальний – 21 кПа . Розміри повітряохолоджувача: $L=1370 \text{ мм}$, $L_1=1010 \text{ мм}$, $H_1=960 \text{ мм}$, $h=295 \text{ мм}$, $h_1=160 \text{ мм}$, $D_y=80 \text{ мм}$.

Схема повітряохолоджувача наведена на рис. 15.

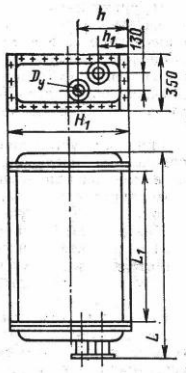


Рис.15. Повітроохолоджувач серії ВО

Таблиця 13

Параметри охолоджувачів генератора

Параметри охолоджувача	Корисна площа охолоджувача $f_{ох}$, м^2					
	0,85	1,1	1,7	2,05	2,8	4,9
Довжина, l , мм	1428	1928	1928	2928	2925	2915
Ширина, a , мм	1025	1025	1325	1025	1325	2376
Товщина, t , мм	350	350	350	350	350	375
Вага охолоджувача, кг	468	634	768	760	1007	1920
Вага охолоджувача з водою, кг	524	702	862	852	1133	2160

Повітроохолоджувач розміщуємо зовнішній корпусу статора генератора, навпроти вікон для руху гарячого повітря. Подача води до повітроохолоджувача виконується замкненим трубопроводом, відкрито прокладеним зовні вентиляційного кожуха. Підвід води до замкнутого трубопроводу здійснюється у одній точці (рис. 16).

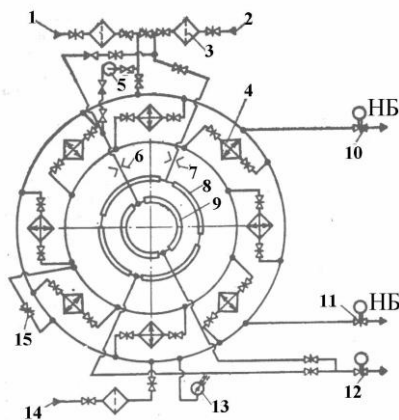


Рис. 16. Самопливна схема технічного водопостачання:
1, 14 – водозабори із спіральної камери;
2 – резервний водозабір;
3 – сітчастий фільтр;
4 – повітроохолоджувачі;
5 – насос для зарядки сифона;
6, 7 – вимірювальні шайби;
8 – мастилоохолоджувачі підп'ятника;
9 – мастилоохолоджувачі підшипника генератора;
10, 11, 12, 15 – засувки

Більш детально розрахунок системи технічного водопостачання ГЕС наведено в [14].

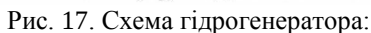
Маслоохолоджувачі підп'ятника призначені для охолодження мастила у масляній ванні. Вони розташовуються безпосередньо у його масляній ванні, у зоні циркуляції мастила. Необхідну подачу води до мастилоохолоджувачів встановлюють заводи-виробники генераторів на основі теплових розрахунків.

Схема охолодження підп'ятника наведена на рис. 17.

Подача води, м³/год, приймається рівною

$$Q_{MO} = \frac{8,6 \cdot 10^{-7} \cdot A \cdot G_{oc}^{\frac{3}{2}} \cdot n^{\frac{3}{2}}}{\Delta t},$$

де Q_{MO} – подача води до мастилоохолоджувача, м³/год; A – коефіцієнт, $A=5$ для зонтного генератора і $A=3,5$ для підвісного генератора; G_{oc} – розрахункове навантаження на підп'ятник, т; n – номінальна кількість обертання вала, об/хв; Δt – температурний перепад води для охолодження на вході і виході із мастилоохолоджувача, як правило, приймається 1,5÷2° С.



1 – сердечник статора; 2 – остов статора; 3, 12 – повітророзподільчі щити; 4 – верхня хрестовина; 5 – контактні кільця; 6 – регуляторний генератор; 7 – підп’ятник; 8 – масляна ванна; 9 – опора підп’ятника; 10 – гальмо; 11 – опора корпусу статора; 13 – повітроохолоджувачі; 14 – система пожежогасіння; 15 – труби охолодження направляючого підшипника; 16 – направляючий підшипник

Мастилоохолоджувачі генераторних підшипників
потрібні для охолодження мастила у масляних ваннах. Вони розміщуються у мастильних ваннах і з'єднуються послідовно у дві групи.

Маслоохолоджувачі трансформаторів із водяною системою охолодження роблять виносними. Вони зв'язані із баком трансформатора трубопроводами для циркуляції трансформаторного мастила. Регулювання подачі води при сезонних змінах температури води і навколишнього повітря, зазвичай здійснюється під'єднанням до роботи певної кількості маслоохолоджувачів. Попередньо можна прийняти подачу рівною $0,7 \div 0,8 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 МВ·А потужності при температурі охолоджуючої води 25°C .

$$Q_{TP} = 0,75 \cdot S_T = 0,75 \cdot 65,0 = 48,75 \text{ M}^3 / \text{год},$$

де S_T – необхідна потужність трансформатора, МВ·А, (розділ 1).

Будемо використовувати серійний мастилоохолоджувач МО-53-4 із витратою води, потрібною для охолодження 72 м³/год (рис. 18).

Отримуємо кількість маслоохолоджувачів на один трансформатор

$$z_{ox} = \frac{Q_{TP}}{72} = \frac{48,75}{72} = 0,677 \text{ шт.}$$

Застосовуємо 1 охолоджувач серії МО-53-4.

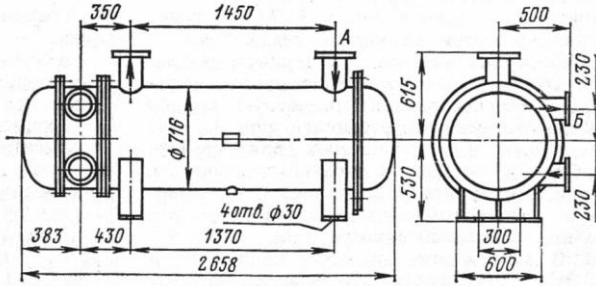


Рис. 18. Мاستилоохолоджувач МО-50-4:

А – вхід і вихід мастила, $D_y=150$ мм;

Б – вхід і вихід охолоджуючої води, $D_y=150$ мм

Розрахунок витрати технічної води. Розрахункова витрата технічної води на 1 гідроагрегат рівна

$$Q'_{p,т.в.} = Q_{II} + Q_{МП} + Q_{МО} + Q_{ПО} + Q_{TP} + Q_N,$$

де Q_{II} – подача води до підшипника гідрогідротурбіни; Q_{TP} – витрата води для охолоджувачів трансформатора; $Q_{МО}$ – витрата води для охолодження мастила у ванні маслоохолоджувача підп'ятника; $Q_{МП}$ – витрата води для охолодження мастила у ванні генераторного підшипника; $Q_{ПО}$ – витрата води для повітряохолоджувачів генератора; Q_N – решта необлікованих витрат, приймається рівною 10 % від основних витрат

$$Q_N = 0,1 \cdot (Q_{II} + Q_{МП} + Q_{МО} + Q_{ПО} + Q_{0,гпр}) = 0,1 \cdot 354 = 35,4 \text{ м}^3 / \text{год} ;$$

$$Q'_{p,т.в.} = 1,0 + 15,5 + 28,1 + 258,0 + 48,75 + 35,4 = 386,75 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

Розрахункова витрату технічної води на гідроелектростанції

$$Q_{p,ГЕС} = z \cdot Q'_{p,т.в.},$$

де $z=8$ шт – кількість агрегатів,

$$Q_{p,ГЕС} = 8 \cdot 386,75 = 3094,0 \text{ м}^3 / \text{год} .$$

7. Протипожежне водопостачання технологічного устаткування

Об'єктами автоматичного водяного пожежогасіння на гідроенергетичних установках є синхронні машини — гідрогенератори ГЕС і двигуни-генератори ГАЕС, трансформатори потужністю більше 63 МВ·А і напругою 110 кВ, кабельні споруди (галереї, коридори, шахти та ін.), підпультові поверхи.

Наближена розрахункова витрата води на пожежогасіння через одне дренчерне кільце різних розрахункових діаметрів для труби із найбільш розповсюдженим діаметром 50 мм при двохсторонньому підведенні води до нього і мінімальному тиску перед найбільш віддаленим дренчерним отвором 0,25 МПа [5] наведена у таблиці 14.

Таблиця 14

Розрахункові параметри системи пожежогасіння

Розрахунковий діаметр кільця, мм	8	9	10	12	14	16	18
Мінімальний тиск у точці підведення, МПа	0,27	0,27	0,27	0,28	0,29	0,31	0,33
Витрата води, л/с	26	28	32	34	44	48	56

Застосовуємо $d_k=12$ мм; мінімальний тиск 0,28 МПа; витрата води для пожежогасіння 34 л/с. Нормативна тривалість пожежогасіння приймається $5\div 10$ хв. Нормативна інтенсивність зрошення $\geq 0,2$ л/с на 1 м^2 .

Нормативний час пожежогасіння трансформатора, не рахуючи часу відкриття засувки і заповнення трубопроводів, становить 10 хв.

Найбільш надійним джерелом протипожежного водопостачання електростанцій є водосховище. Якщо за умови транспортування устаткування, що захищається, забезпечується розрахунковий тиск перед пристроями розпилення води - надається перевага самопливній системі. Креслимо схему самопливної системи пожежогасіння (рис. 19).

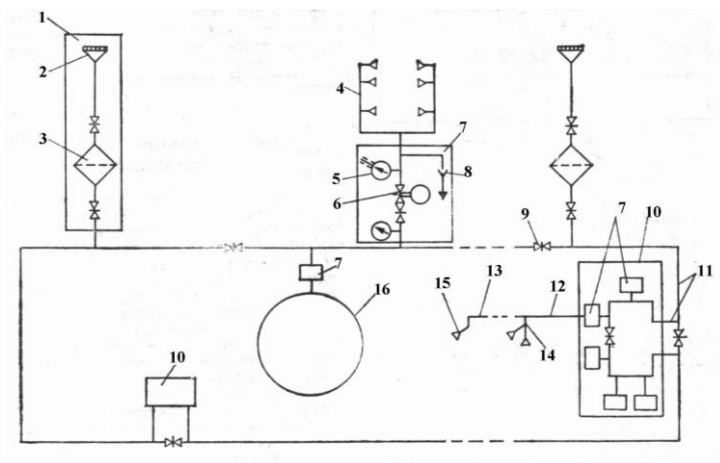


Рис. 19. Схема самопливної системи протипожежного водопостачання:

- 1 – джерело води; 2 – водозабір із решіткою; 3 – сітчастий фільтр;
- 4 – трубопроводи пожежогасіння трансформатора;
- 5 – електроконтактний манометр; 6 – автоматична засувка;
- 7 – запірно-пусковий вузол; 8 – дренажна воронка; 9 – ремонтна засувка; 10 – станція водяного пожежогасіння; 11 – підвідні трубопроводи; 12 – живильний трубовід; 13 – розподільчий трубовід; 14 – відгалуження розподільчого трубоводу; 15 – зрошувачі; 16 – дренчерні трубопроводи пожежогасіння генератора

8. Відкачування води із проточного тракту турбін і дренажних колодязів

Відкачувальне устаткування потрібне для видалення води зі турбінних камер і відсмоктувальних труб, турбінних водоводів, водозливних камер та водоскидів, тунелів тощо. Використовуємо схему відкачування води із горизонтальними насосами, які встановлюються у спеціальному приміщенні під монтажною площадкою (рис. 20).

Кількість води, яку необхідно відкачати, складається із об'єму води, що знаходиться у названих вище елементах після установки ремонтних затворів та із об'єму води, що просочується через ущільнення затворів та закриті засувки робочих гідроагрегатів.

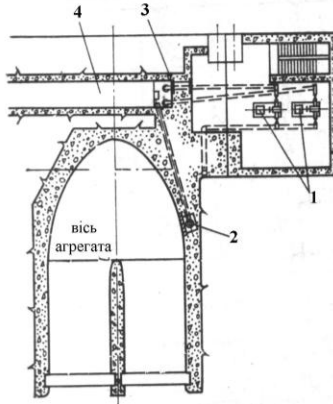


Рис. 20. Система відкачування води горизонтальними насосами:
1 – горизонтальні насоси; 2 – спускний клапан; 3 – герметичні двері; 4 – водозливна галерея

Витрата насосів, м³/год, рівна

$$Q = \frac{V}{t} + q_1 \cdot l_1 + q_2 \cdot l_2,$$

де V – сумарний об’єм води у напірному водоводі, спіральній камері та відсмоктувальній трубі, м³, визначається за рис. 20; t – тривалість відкачування води із проточної частини турбіни, $t=4\div 8$ год; q_1, q_2 – розрахункові значення протікань на 1 м довжини ущільнення затворів, $q_1=q_2=0,5$ л/с; l_1, l_2 – периметр ущільнення затворів, відповідно, зі сторони верхнього і нижнього б’єфів, м:

- для верхнього б’єфу:

$$l_1 = 2 \cdot (n \cdot H_{pz} + n \cdot B_{cn}) = 2 \cdot (3 \cdot 20 + 3 \cdot 6,33) = 157,98 \text{ м},$$

- для нижнього б’єфу:

$$l_2 = 2 \cdot (n \cdot L_{зет} + n \cdot h_{зет}) = 2 \cdot (2 \cdot 11,3 + 2 \cdot 11,4) = 68,2 \text{ м},$$

де $H_{pz}, B_{cn}, L_{зет}, h_{зет}$ – розміри затворів, визначені у розділі 2, n – кількість затворів

$$Q = \frac{13000}{6} + 1,8 \cdot 157,9 + 1,8 \cdot 68,2 = 2573,7 \text{ м}^3 / \text{год}.$$

Встановлюємо не менше двох горизонтальних насосів. Подача одного з насосів приймається рівною не менше годинної фільтраційної витрати води через ущільнення затворів після відкачування.

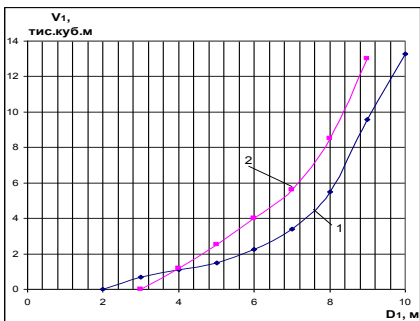


Рис. 21. Залежність об'єму води, відкачаної із спіральної камери і відсмоктувальної труби V_1 від розрахунковий діаметра робочого колеса D_1 поворотно-лопатевої (1) і радіально-осьової (2) турбін

Потрібний напір насосів H , м, визначається за формулою

$$H = H_r + h = 39,35 + 5 = 44,35 \text{ м,}$$

де H_r – геодезичний напір, $H_r = V_{НПР} - V_{ВФП} = 620,0 - 580,65 = 39,35$ м;
 h – сума втрат тиску на тертя і подолання місцевих опорів у всмоктувальній і напірній лініях насоса, кПа, $h = h_1 + h_M = 3 + 2 = 5$ м.

Втрати напору h , м, складаються із втрат напору на тертя по довжині трубопроводів $h_1 = 2,5 \dots 4,0$ м та місцевих втрат $h_M = 0,7 \dots 2,0$ м.

За каталогом насосів вибираємо відцентровий насос двостороннього входу Д 3200-33, $n = 980$ об/хв.

Об'єм дренажного колодязя проектується на регулярне притікання води за 20...30хв. Відцентрові насоси повинні включатися не більше трьох разів на годину.

9. Монтажна площадка та допоміжні приміщення

9.1 Конструювання монтажної площадки

Монтажна площадка потрібна для збирання на станції устаткування під час періоду будівництва або при виконанні ремонтних робіт. Тут виконуються також роботи із ревізії та збирання силових трансформаторів. Габарити монтажної площадки призначаються з умови одночасного збирання або розбирання одного гідроагрегата. Проектується монтажна площадка біля берега. Під'їзд до монтажної площадки проектується фронтально через ворота, розміри яких залежать від габаритів устаткування, що транспортується (найбільший розмір – це розрахунковий діаметр ротора генератора

$D_i=14,0$ м). Окремі ворота влаштовують для транспортування трансформатора. Трансформаторна платформа влаштовується у зоні дії гаків мостового крана. Ширина монтажної площадки проектується рівною ширині машинного залу $B_{МП}=B_{МЗ}=24,0$ м. Відмітка підлоги монтажної площадки призначається рівною відмітці машинного залу $\nabla_{МП}=\nabla_{МЗ}=617,6$ м. Довжина монтажної площадки призначається із умови розкладання устаткування одного гідроагрегату, при кількості z до 10 шт $L_{МП}=(1,2\div 1,5)\cdot B_{бл}=1,5\cdot 30=45,0$ м.

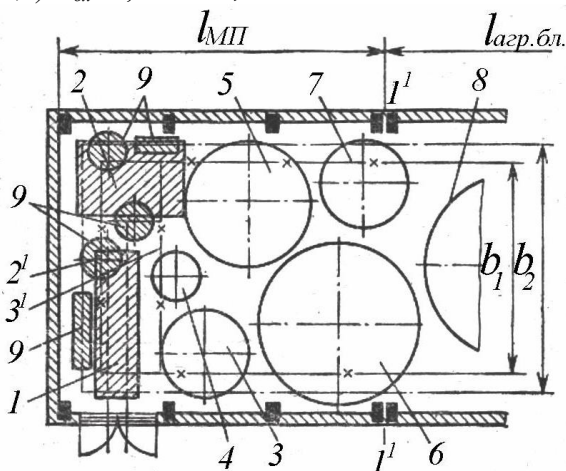


Рис. 22. Конструктивна схема монтажної площадки:

1– трансформаторна платформа; 2 – трансформаторна яма;
3 – робоче колесо гідротурбіни; 4 – підп'ятник із опорою; 5 – ротор генератора; 6 – хрестовина генератора; 7 – кришка гідротурбіни;
8 – агрегат; 9 – збуджувач, дзеркало п'яти, вал гідротурбіни та інші деталі; 1' – осадковий шов; 2' – зона дії основного крана; 3' – зона дії спареного крана; b_1 – зона дії головного гака; b_2 – зона дії допоміжного гака

9.2. Службові та допоміжні приміщення ГЕУ

Під монтажною площадкою влаштовують ряд допоміжних та службових приміщень. Вони призначені для зберігання матеріалів, розміщення майстерень, прилади системи осушення тощо. Головні прилади контролю і управління устаткуванням

розміщені на центральному пункті управління. Тут влаштовуються: головний пункт управління, засоби контролю устаткування, пристрої вмикання-вимикання, щити автоматики і телемеханіки, релейного захисту, сигналізації і власних потреб. Приміщення службового персоналу проектується у службово-виробничому корпусі.

У блоці монтажної площадки проектують такі приміщення:

- турбінний цех площею $140 \div 150 \text{ м}^2$;
- електротехнічний цех $120 \div 160 \text{ м}^2$;
- складські приміщення площею $20 \div 60 \text{ м}^2$;
- механічні майстерні площею $40 \div 100 \text{ м}^2$;
- акумуляторна площею $40 \div 60 \text{ м}^2$;
- інструментальна площею $20 \div 30 \text{ м}^2$;
- зарядна станція $20 \div 60 \text{ м}^2$;
- мастильне господарство площею $30 \div 40 \text{ м}^2$;
- пневматичне господарство площею $30 \div 40 \text{ м}^2$.

У агрегатних блоках ГЕУ влаштовують системи осушення проточної частини агрегатів та насосні станції технічного водопостачання.

Влаштування устаткування у майстернях повинне забезпечувати вільні проходи шириною не менше 1000 мм, і відстань від крайніх точок верстата до стіни не менше 700 мм. При вазі деталей, що встановлюють на верстат, більше 50 кг, верстат повинен знаходитися у зоні, яка обслуговується вантажопідйомним обладнанням. Двері та головний прохід у майстерні приймаються шириною не менше 1,5 м із розрахунку на в'їзд електрокара вантажопідйомністю до 2 т.

Ремонтні майстерні турбінних цехів ГЕУ призначені для проведення планових і позапланових ремонтів основного та допоміжного обладнання: розбирання і збирання окремих вузлів основного устаткування, виготовлення або підгонка окремих деталей і запасних частин, що не виявилися у комплекті. Ремонтна майстерня оснащується слюсарним, електрогазозварювальним, механічним, і ковальським цехами у необхідному обсязі. Поряд повинні влаштовуватися склади для матеріалів, запчастин, інструментів, пристроїв, такелажу тощо. Влаштовуються кімнати для майстрів. Крім майстерні

турбінного цеху, можуть передбачатися спеціалізовані майстерні гідроцеху, електротехнічні майстерні тощо.

Усі дільниці майстерні повинні бути зв'язані із виробничими приміщеннями зручними транспортними зв'язками: вантажними ліфтами, шляхами для електрокарів і електронавантажувачів, вантажними люками у зоні дії кранів і т.п.

Ковальську дільницю потрібно обладнати електропідігрівом, ковадлами і пневмомолотом або гідропресом. Вона розташовується у окремому приміщенні на нижньому поверсі у блоці монтажної площадки.

Механічна і слюсарна дільниці обслуговуються електричним однобалковим краном з вантажопідйомністю 1...2 т.

На *зварювальній дільниці* встановлюємо: стіл для електрозварювальних робіт; два одномісних зварювальних трансформатори; секційний стелаж; зварювальний перетворювач; шафи для сушіння електродів та інструментальні шафи; комплект газозварювального устаткування (ацетиленовий генератор, шланговий напівавтомат). Балони з газом зберігаються поза зоною зварювального посту.

У *центральному інструментальному складі* влаштовуємо стелажі для зберігання необхідного запасу ріжучих інструментів (різців, фрез, свердел, напилків, шаберів, зубил, ножівкових полотен тощо), вимірювальних інструментів (штангенциркулів, кронциркулів, мікрометрів, шабрувальних плиток тощо), спеціальних інструментів, які входять до комплекту із турбіною, а також наборів викруток, молотків, гайкових ключів, та інших інструментів. Також тут зберігають електрифіковані та пневматичні інструменти.

Література

1. Філіпович Ю. Ю. Механічне і допоміжне обладнання гідроенергетичних установок. Практикум : навч. посіб. Рівне : НУВГП, 2016. 211 с.
2. Самойленко Є. Г. Гідроенергетичне обладнання ГЕС/ГАЕС. МНО України. Запоріжжя, 2006.
3. Гідроенергетика / За ред. В. І. Обрезкова К. : Видавництво, 1981.
4. Сокол Є., Черкашенко М., Потетенко О., Дранковський В., Гасюк О., Гриб О. Гідроенергетика. Том 2. Гідравлічні машини. Харків : НТУ «ХП», 2020. 534 с.
5. Лутаєв В. В., Сінчук С. В. Гідроелектростанції : навчальний посібник. Рівне : НУВГП, 2013. 173 с.
6. Євтушенко А. О. Гідродинамічні машини і передачі : навчальний посібник. Суми : Сумський державний університет, 2005. С. 27–33.
7. Кулінченко В. Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривод : підручник. Київ : Центр навчальної літератури. 2006. 616 с.
8. Технічна термодинаміка, гідравліка і гідромашини : навч. посібник : у 2 ч. Ч. 2 : Гідродинаміка та гідравлічні машини / В. Е. Дранковський та ін. Харків : НТУ "ХП", 2020. 223 с.
9. Основи проектування гідроенергетичних вузлів / Самойленко С. Г. Запоріжжя, ЗДІА, 2011. 388 с.
10. Турбіни вертикальні гідравлічні. Контури проточної частини, розміри, ДСТ 108.122.01-76.
11. Барліт В. В. Гідравлічні турбіни. К. : Вища школа, 1977.
12. Кудря С. О., Головка В. М. Основи конструювання енергоустановок з відновлюваними джерелами енергії. К. : НТУУ «КПІ», 2009. 202 с.
13. Лежнюк П. Д. Проектування електричної частини електричних станцій : навчальний посібник / П. Д. Лежнюк, В. М. Лагутін, В. В. Тептя. Вінниця : ВНТУ, 2009. 194 с.
14. 02-04-12 Філіпович Ю. Ю. Методичні вказівки до виконання практичних занять та курсового проекту з дисципліни «Механічне та допоміжне обладнання гідроенергетичних установок» студентами напряму підготовки «Гідроенергетика» денної та заочної форм навчання. Рівне : НУВГП, 2014. 56 с.