

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

01-06-59М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання лабораторних робіт

з навчальної дисципліни
«Використання відновлювальних джерел енергії»
для здобувачів вищої освіти другого (магістерського) рівня за
освітньо-професійною програмою «Теплоенергетика»
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
денної, заочної та дистанційної форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною радою з якості
ННІВГП
Протокол № 7 від 16.02.2021 р.

Рівне – 2021

ВСТУП

У теперішній час в багатьох країнах світу концепції сталого розвитку економіки передбачають значне збільшення частки використання відновлюваних джерел енергії в енергетичному балансі. Широко використовуються такі альтернативні джерела енергії, як сонячні термічні та електричні системи, вітряні генератори і вітронасосні установки, енергетичні системи для використання можливостей біомаси різного походження, вироблення біогазу зі звалищ побутових відходів, малі гідроенергетичні установки, геотермальні установки.

У недалекому майбутньому основним джерелом енергії так і залишаться вуглеводні палива та ядерне паливо. Але людство вже наближається до такої межі підвищення сумарної потужності традиційних енергоустановок, подолання якої неминуче спричинить екологічну катастрофу. Тому сучасна нетрадиційна і відновлювана енергетика – це той резерв, який дає надію і можливість подолати багато проблем. Саме за використанням нетрадиційних джерел енергії велике майбутнє, і ми повинні якомога більше сприяти тому, щоб це майбутнє швидше ставало реальністю.

В методичних вказівках наведено розрахунки ефективності впровадження різного роду джерел енергії: геотермальної, сонячної, енергії вітру, енергії малих річок, енергії біопалива.

Студенти після розгляду методики розрахунків на заняттях отримують завдання для виконання лабораторної роботи за варіантами таблиць, які наведені в кінці кожного розділу.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ПОТОКУ СОНЯЧНОЇ РАДІАЦІЇ

Теоретична частина

Походження сонячної енергії

Сонце в нашому житті має виключно велике значення. Воно належить до класу карликових жовтих зірок спектрального типу dG, який більш багаточисельний ніж зірки інших класів. Для зірок типу Сонця характерна така еволюція: вони вступають у тривалий період відносної стійкості, на протязі якого дуже повільно стискаються, тому що сили стискання врівноважені силами тиску, що обумовлені випромінюванням, яке виходить із зірки [1].

Сонце – гігантське світило, яке має діаметр 1392 тис. км. Його маса ($2 \cdot 10^{39}$ кг) в 333 тисяч разів перевищує масу Землі, а об'єм в 1,3 млн. раз більше об'єму Землі [2].

Температура у центрі зірки досягає 10^7 °C; при такій температурі речовина вже не може зберігати звичайну впорядковану структуру з атомів і молекул. Воно стає плазмою, в якій ядра атомів рухаються окремо від електронів. При зіткненні таких вільних ядер виникають термоядерні вибухи. Спостерігаючи поведінку біля холодної речовини на видимій поверхні Сонця, науковці прийшли до висновку, що термоядерні реакції здійснюються в глибинах сонця. Температура видимої поверхні Сонця становить біля 5500 °C. Тепер вже встановлено, що на Сонці присутні майже 2/3 елементів з числа знайдених на Землі [1].

Хімічний склад Сонця 81,70% водню, 18,14% гелію і 0,1% азоту [2]. Це добре узгоджується з загальноприйнятим положенням, що основним джерелом енергії випромінювання Сонця є реакція синтезу ядер водню, яка приводить до утворення гелію. Ядра водню складається з однієї позитивно зарядженої частинки – протону. Звичайно однойменно заряджені частинки відштовхуються, але при достатньо високої температурі їх рух стає настільки швидким, що вони мають змогу наблизитися одна до

одної на відстань, при якій можливе їх злиття під дією сил притягання. При цьому з кожних чотирьох ядер водню утворюється одне ядро гелію, два нейтрино і деяка кількість γ – випромінювання. Нейтрино – це надзвичайно стабільні незаряджені частинки, які мають велику проникливу здібність. Вони одразу покидають межі Сонця і не приймають участі у подальших подіях, а γ – випромінювання набуває суттєвих змін. В ході такої реакції витрачається приблизно $\frac{3}{4}\%$ речовини. В результаті маса Сонця кожену секунду зменшується на $4 \cdot 10^6$ т, проте науковці вбачають, що його стан практично не зміниться ще на протязі мільярду років [1].

Сонячне випромінювання

Вихідне γ – випромінювання, проходячи $5 \cdot 10^5$ км через товщу сонячної речовини, набуває глибоких змін. Усі види електромагнітного випромінювання мають загальну хвильову природу і розрізняються між собою довжиною хвилі. γ – випромінювання найкоротше з них, довжина хвилі порядку 10^{-8} мм.

Випромінювання розглядають звичайно як таке, що складається з дискретних частинок – фотонів, кожна з яких характеризується визначеною кількістю енергії – квантом. Енергія фотона зворотно пропорційно довжині хвилі його випромінювання. Тому фотони найбільш короткохвильового γ – випромінювання мають найбільшу енергію. Рухаючись від центра Сонця, вони розсіюються і зштовхуються з іншими найближчими фотонами. Оскільки частина енергії при таких взаємодіях передається другим частинкам, то енергія фотона зменшується, і тепер їм відповідає більш довгохвильове випромінювання. Таким чином γ – випромінювання переходить в більш м'яке рентгенівське випромінювання, довжина хвилі якого лежить в діапазоні 10^{-6} . Потім воно переходить в характеристичне. Сонячне випромінювання, яке передається в зовнішній простір, характеризується широким спектром, причому максимум його інтенсивності приходить на діапазон 0,1 – 10 мкм. Такий розподіл за енергією наближується до енергетичного спектру класичного «чорного тіла» при температурі 5500 °С, рис. 1.1 [1, 2].

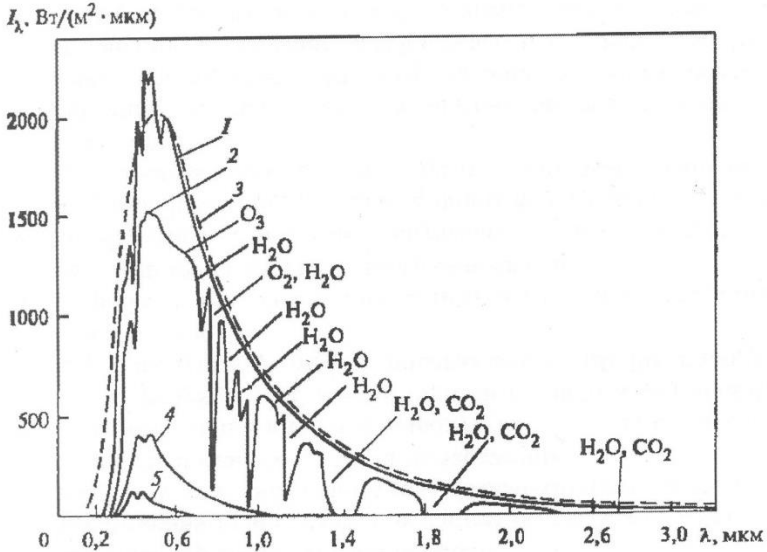


Рис. 1.1 – Спектральний розподіл інтенсивності сонячного випромінювання: 1 – за межами атмосфери Землі (S_0); 2 – на рівні моря ($I=S$) при $m = 1$; 3 – випромінювання абсолютно чорного тіла при температурі 5800 К (S_0, λ); 4 – дифузійна складова при легкій димці; 5 – дифузійна складова при ясному небі в залежності від довжини хвилі λ [5]

Половина всієї сонячної енергії зосереджена в інтервалі хвиль $0,35 \dots 0,75$ мкм, це видима область спектру, яка сприймається людиною. Решта сонячної енергії зосереджена в ультрафіолетовій сфері спектра з довжиною хвиль менше $0,3$ мкм і в інфрачервоній області спектра ($\lambda > 0,75$ мкм), остання дає нам тепло [1].

Крім радіації існує таке явище як *сонячний вітер* – це неупорядковане переміщення речовини, яка складається в основному з протонів, що набувають достатню енергію, щоб покинути границі Сонця і нестися далі через Сонячну систему зі швидкістю в сотні кілометрів в секунду. Взаємодія такого потоку з магнітним полем Землі обумовлює появу полярних сяїв і перешкоджає розповсюдженню радіохвиль [1].

Взаємодія сонячного випромінювання з атмосферою Землі

Сонячне випромінювання, розповсюджуючись зі швидкістю $3 \cdot 10^5$ км/с, вже через 8 хвилин досягає орбіти Землі, яка знаходиться на віддалі від Сонця на $1,5 \cdot 10^8$ км. Його вихідна інтенсивність настільки велика, що навіть на такий значній відстані вона складає біля 1300 Вт/м^2 , а точніше, щільність потоку сонячної енергії $I_0 = S_0$ у верхньої границі атмосфери на поверхню, яка розташована перпендикулярно напрямку сонячних променів становить $S_{max} = 1367 \text{ Вт/м}^2$ і називається *сонячною сталою* [1, 2, 6].

Максимальна інтенсивність сонячного випромінювання на поверхні Землі 1000 Вт/м^2 , однак тривалість його становить всього 1...2 години в літні дні. Середня інтенсивність сонячного випромінювання з урахуванням розсіювання і хмарності в більшості районів земної кулі становить $200 \dots 250 \text{ Вт/м}^2$. На рис. 1.2 показано розподіл сонячного випромінювання при проходженні від Сонця до Землі [3, 4].

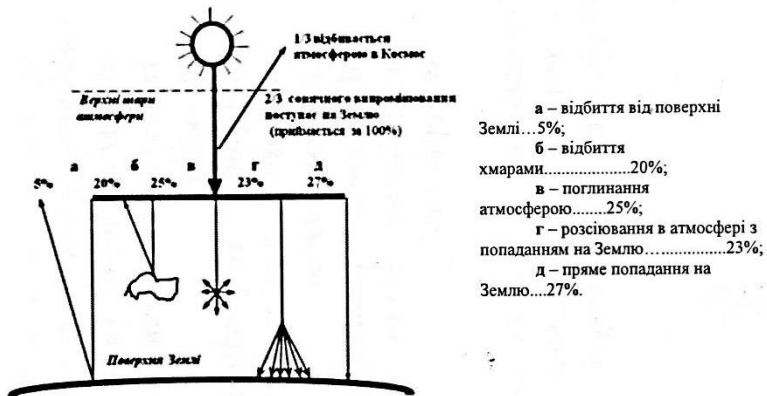


Рис. 1.2 – Розподіл сонячного випромінювання

Як видно, третина сонячної радіації відбивається атмосферою в космос. Дві третини сонячного випромінювання проходить через верхні шари атмосфери, і подальший розподіл сонячної енергії відбувається наступним чином: частина сонячної

енергії відбивається від поверхні Землі і повертається назад в космос (а – 5%), частина відбивається хмарами (б – 20%) і частина поглинається атмосферою (в – 25%). Безпосередньо на поверхню Землі попадає біля 50% від загальної кількості сонячного випромінювання, що проходить через верхні шари атмосфери, 23% з якого становить розсіяна сонячна радіація (г), і 27% – пряма сонячна радіація (д) [2, 3].

Уявне положення Сонця

Основні особливості складного руху Землі визначаються її щорічним обертанням навколо Сонця і одночасним обертанням відносно власної осі. Земна орбіта має еліптичну форму, але її ексцентриситет настільки малий, що вона майже не відрізняється від кругової. Величина радіусу земної орбіти, що складає біля $1,5 \cdot 10^8$ км, прийнята за астрономічну одиницю (а.о.); максимальні відхилення від цього значення не перевищують 1,5%. Таке відхилення настільки незначне, що не впливає на зміни сезонів. Останні обумовлені нахилом земної осі до площини її орбіти. рис. 1.3 [1].

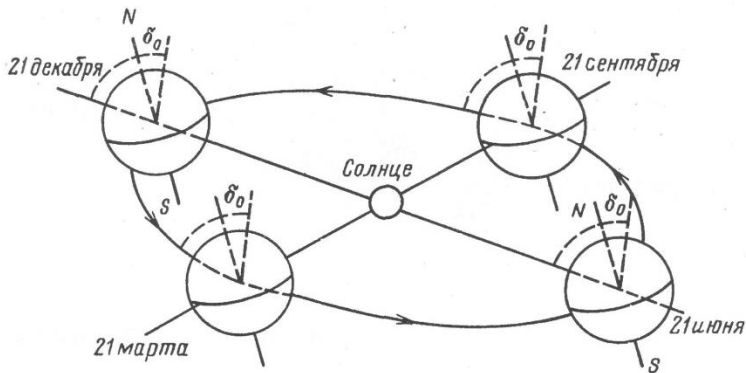


Рис. 1.3 – Схема обертання Землі навколо Сонця (не в масштабі). Суцільна лінія на поверхні Землі – екватор [5]

Земля обертається навколо сонця за рік. Напрямок земної осі залишається фіксованим в просторі під кутом $\delta_0 = 23,5^\circ$ до нормалі до площини обертання. Дні рівнодення – 21 березня та

23 вересня; дні сонцестояння – 22 червня та 23 грудня. Такий фіксований нахил осі Землі пояснює суттєві зміни тривалості світлового дня на протязі року [5].

Уявний рух Сонця, яке спостерігається з деякої точки Північної півкулі з широтою L , показано на рис. 1.4 [1].

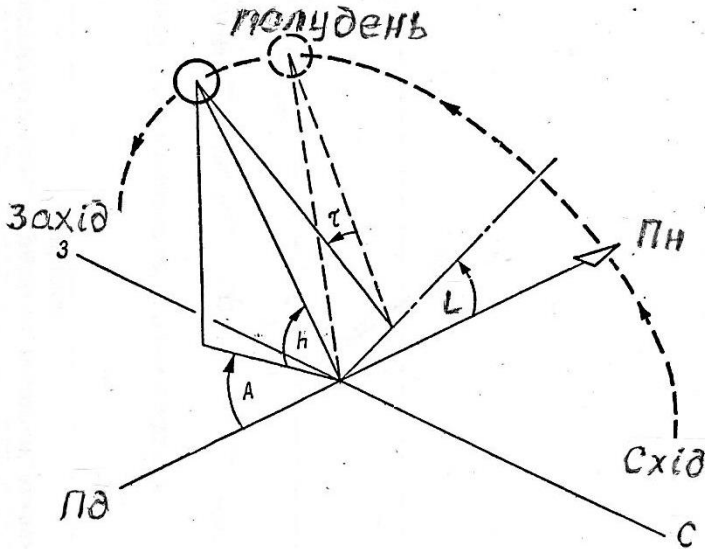


Рис. 4 – Уявний рух Сонця на широті L Північної півкулі

Завдяки обертанню Землі навколо своєї осі Сонце періодично через 24 години як би повторює свій рух, створюючи враження руху навколо Землі.

Уявне положення Сонця в деякій точці Землі визначається двома кутами: *висоти Сонця* h (між напрямом на Сонце з точки спостереження і горизонтальною площиною, яка проходить через цю точку) і *азимута* A (між площиною меридіана $Пн - Пд$ і вертикальною площиною, яка проведена через точку спостереження і Сонце). В полудень азимут дорівнює нулю, а висота Сонця максимальна. Полудень прийнятий за початок відліку другої половини доби. Якщо ми будемо кожний час вимірювати зміщення сонця відносно його положення в полудень, рис. 4, то

отримаємо ряд значень кута τ (рад), який характеризує його кутове переміщення в залежності від часу доби t [1, 6]

$$\tau = \frac{t-12}{24} \cdot 2\pi = \frac{\pi}{12}(t-12), \quad (1.1)$$

Оскільки повне обертання Сонця на 360° або 2π рад, здійснюється за 24 години.

Сезонна зміна уявного положення Сонця описується кутом *схилення* δ , який змінюється від $+23,5^\circ$ в літнє сонцестояння до $-23,5^\circ$ в зимнє сонцестояння, рис 1.3. В точках рівнодення $\delta = 0$ [1, 6].

Значення δ можливо оцінити з співвідношенням

$$\delta = 23,45 \sin [(2\pi/365) \cdot (284+N)], \quad (1.2)$$

де N – черговий номер дня року (починаючи з 1, що відповідає 1-му січня), рис. 1.5 і рис. 1.6 [1, 7].

Інтенсивність сонячного випромінювання на поверхні землі

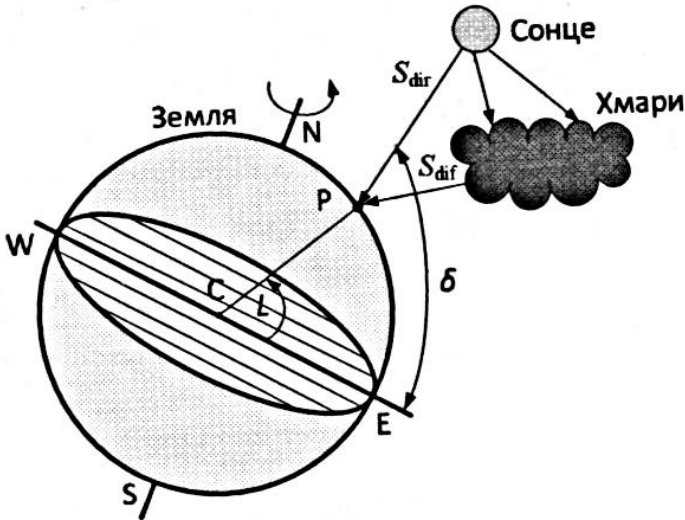


Рис. 1.5 – Пряма сонячна радіація S_{dir} , розсіяна радіація S_{dif} ,
 L – географічна широта, δ – схилення сонця [7]

Сонячна енергія досягає атмосфери Землі у вигляді направленого потоку сонячного космічного випромінювання.

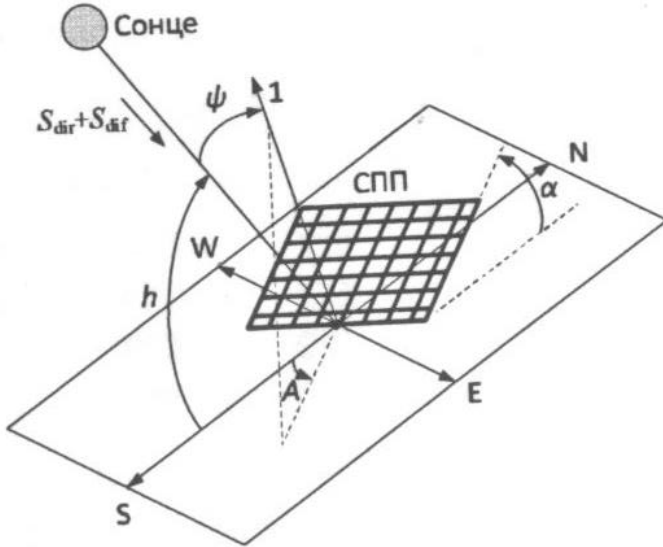


Рис. 1.6 – Параметри орієнтації сонячних панелей відносно горизонтальної площини: α - кут нахилу, A – азимут, ψ – кут падіння; h – кут висоти Сонця [7].

Поверхня землі отримує як пряму сонячну радіацію S_{dir} , так і розсіяну сонячну радіацію S_{dif} ; рис. 1.5, де центр Землі позначений точкою С. Точка Р на поверхні Землі вказує на місце розташування світлопоглинаючої панелі (СПП) і характеризується географічною широтою L . Кут між напрямом на сонце і екваторіальною площиною називається *схиленням* δ і є мірою сезонних змін [5].

На рис. 1.6 зображена СПП, що розміщена на поверхні Землі в точці Р, та горизонтальна площина, яка характеризується чотирма напрямками: західним – W, східним – E, північним – N, та південним S. Для нахиленої під кутом до горизонтальної площини СПП виділимо такі кути:

- α – кут нахилу (кут між СПП і горизонтальною площиною);
- A – азимут – відхилення від меридіана проекції на горизонтальну площину нормалі 1, проведеної до СПП (відхилення до заходу від напрямку на північ вважається додатним, відхилення до сходу – від’ємним);
- Ψ – кут падіння (кут між напрямком на Сонце з точки розміщення СПП та нормаллю 1 до неї);
- h – кут висоти Сонця (кут, який визначає висоту сонця над горизонтом у певний момент часу, тобто кут між напрямком на Сонце з точки спостереження і горизонтальною площиною [7]).

Для обчислення притоку прямої S_{dir} та розсіяної S_{dif} сонячної радіації на похилу СПП використовуємо методика [7, 8]. Згідно з цією методикою, сумарна сонячна радіація S дорівнює

$$S = S_{dir} + S_{dif} \quad (1.3)$$

Потік прямої сонячної радіації на похилу СПП буде

$$S_{dir} = S_{max} \cdot k_{at} \cdot \cos \Psi = 1367 \cdot k_{at} \cos \Psi, \quad (1.4)$$

де k_{at} – коефіцієнт атмосфери, який враховує поправку на повітряну масу, що необхідно пройти сонячному променю.

Косинус кута падіння сонячного випромінювання Ψ визначається виразом [7, 8]

$$\cos \Psi = \sin h \cdot \cos \alpha + \sin \alpha (\cos A \cdot \operatorname{tg} L \cdot \sin h + \sin A \cdot \cos \delta \cdot \sin \tau), \quad (1.5)$$

де τ – часовий кут, який залежить від конкретної години доби і визначається за формулою (1.1).

Важливо зауважити, що рано-вранці чи пізно ввечері, коли Сонце перебуває низько над горизонтом, кут падіння Ψ може перевищувати 90° (тобто косинус кута падіння Ψ стати від’ємним). У такому випадку сонячні промені не падають на фіксовану СПП [5].

Схилення сонця δ визначається за формулою (1.2).

Синус кута висоти Сонця h знаходимо за таким виразом:

$$\sin h = \cos \tau \cos \delta \cos L + \sin \delta \cos L. \quad (1.6)$$

На основі значення $\sin h$ коефіцієнт атмосфери описується співвідношенням

$$k_{at} = 1,1254 - 0,1366/(\sin h), \quad (1.7)$$

а притік розсіяної сонячної радіації на похилу СПП

$$S_{dif} = (137,1 - 14,82/(\sin h)). \quad (1.8)$$

Розглянуті залежності дають змогу погодинно розрахувати загальний потік енергії, який приноситься сонячною радіацією на довільно орієнтовану в просторі похилу СПП для ясного дня. Але важливим також є оцінка хмарності протягом цього ж дня. Для отримання погодинних даних про тривалість сонячного сьйва в інтервалах істинного сонячного часу T_b необхідно звертатися в центри з гідрометеорології. Інтервал часу в межах кожної години, протягом якого небо було захмарним, буде

$$T_c = 1 - T_b. \quad (1.9)$$

Отже, для погодинного обчислення реального притоку енергії сонячної радіації ΔW та її складових, необхідно врахувати T_b та T_c :

$$\Delta W = \Delta W_{dir} + \Delta W_{dif}, \quad (1.10)$$

$$\Delta W_{dir} = 3600 S_{dir} T_b, \quad (1.11)$$

$$\Delta W_{dif} = 3600 S_{dif} T_c. \quad (1.12)$$

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Розрахувати кут падіння потоку сонячної радіації, величину потоку сонячної радіації в ясну і хмарну погоду за t годину (сонячний час) заданого дня і заданого місяця на поверхню, яка розташована з координатами: L градусів північної широти і D градусів західної (+) або східної (-) довготи, і якщо вона орієнтована з відхиленням на A градусів від напрямку строго на північ і нахилена на α градусів до горизонтальної площини. Відносна тривалість сонячного сьйва на протязі заданого дня T_b .

Чисельні значення вихідних даних за варіантами наведені в таблицях 1.1 і 1.2.

Таблиця 1.1

Вихідні дані										
Варіант Пара- метри	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
t , година	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число місяця	1	1	10	15	20	1	10	15	20	1
Місяць	березень	лютий	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень	листопад
Широта північна L , градуси	50	52	45	43	46	44	48	47	51	49
Довгота, градуси	10	4	15	20	25	32	-10	-15	-20	-25

Таблиця 1.2

Вихідні дані										
Варіант Пара- метри	Передостання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Азимут градуси A ,	-25	-20	-15	-10	-5	0	10	20	30	4
Нахил СПП градусів α ,	45	40	50	55	40	35	30	42	47	52
Тривалість сонячного саява, T_b	0,5	0,4	0,6	0,3	0	0,2	0,5	0,4	0,6	0,8

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Час доби10 годин;

Число місяця1;

Місяцьлютий;

Широта північна, L 56 градусів;

Довгота західна, D 4 градуса;

Азимут східний, A -20 градусів;

Нахил СПП, α 40 градусів;

Тривалість сонячного саява, T_b 0,4

Розв'язання

Порядковий номер дати $N = 32$.

Схилення сонця за формулою (1.2)

$$\delta = 23,45 \sin [(2\pi/365) \cdot (284+N)].$$

$$\delta = 23,45 \sin [(2 \cdot 3,14/365) \cdot (284+32)] = -17,59 \text{ градусів.}$$

Часовий кут за формулою (1.1)

$$\tau = \frac{360}{24}(t-12) = 15(10-12) = -30 \text{ градусів.}$$

Синус кута висоти сонця за формулою (1.6)

$$\sin h = \cos \tau \cos \delta \cos L + \sin \delta \cos L.$$

$$\sin h = \cos(-30)\cos(-17,59)\cos 56 + \sin(-17,59)\cos 56 = 0,295.$$

Коефіцієнт атмосфери за формулою (1.6)

$$k_{at} = 1,1254 - 0,1366/(\sin h) = 1,1254 - 0,1366/0,295 = 0,662.$$

Приплив розсіяної сонячної радіації за формулою (1.7)

$$S_{dif} = (137,1 - 14,82/(\sin h)) = (137,1 - 14,82/0,295) = 86,87 \text{ Вт/м}^2.$$

Косинус кута падіння сонячного випромінювання за формулою (1.5)

$$\cos \Psi = \sin h \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \cdot (\cos A \cdot \text{tg} L \cdot \sin h + \sin A \cdot \cos \delta \cdot \sin \tau).$$

$$\cos \Psi = 0,295 \cos 40 + \sin 40 \cdot (\cos(-20) \cdot \text{tg} 56 \cdot 0,295 + \sin(-20) \cdot \cos(-17,59) \sin(-30)) = 0,592.$$

Кут падіння сонця $\Psi = \arccos \cos \Psi = 53,7$ градусів.

Потік прямої сонячної радіації за формулою (1.4)

$$S_{dir} = S_{max} \cdot k_{at} \cos \Psi = 1367 \cdot k_{at} \cos \Psi,$$

$$S_{dir} = 1367 \cdot 0,662 \cdot 0,592 = 536,37 \text{ Вт/м}^2.$$

Сумарний потік сонячної радіації за формулою (1.3)

$$S = S_{dir} + S_{dif} = 536,37 + 86,87 = 623,24 \text{ Вт/м}^2.$$

Приплив погодинної прямої сонячної радіації в хмарну погоду за формулою (1.11)

$$\Delta W_{dir} = 3600 S_{dir} T_b = 3600 \cdot 536,37 \cdot 0,4 = 772381 \text{ Дж/м}^2.$$

Приплив погодинної розсіяної сонячної радіації в хмарну погоду за формулою (1.12)

$$\Delta W_{dif} = 3600 S_{dif} T_c = 3600 \cdot 86,87 \cdot (1-0,4) = 187641 \text{ Дж/м}^2.$$

Сумарний приплив погодинної сонячної радіації в хмарну погоду за формулою (1.10)

$$\Delta W = \Delta W_{dir} + \Delta W_{dif} = 772381 + 187641 = 960022 \text{ Дж/м}^2.$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Бринкворт Б. Дж. Солнечная энергия для человека / Пер. с англ. В. Н. Оглоблева ; под ред. и с. предисл. В. В. Таринжевского. М. : Мир, 1976. 291 с.
2. Харченко Н. В. Индивидуальные солнечные установки. М. : Энергоатомиздат, 1991. 208 с.
3. Кудря С. О., Будько В. І. Вступ до спеціальності. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії : курс лекцій. Київ : НТУУ «КПІ», 2013. 387 с.
4. Кудря С. О. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії : підручник. Київ: НТУУ «КПІ», 2012. 492 с.
5. Твайделл Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер с англ. М. : Энергоатомиздат, 1990. 392 с.
6. Вікіпедія: Сонячна стала.
URL: <https://uk.wikipedia.org>.
7. Щур І. З., Климко В. І. Прогнозування ефективності роботи фотоелектричних панелей у місті Львові. Вісник національного університету «Львівська політехніка». Електроенергетичні та електромеханічні системи , 2014. № 785. С. 88–94.
8. Прогресс 21. Нові енергетичні системи: Розрахунок потоку сонячної радіації. URL: www.progress21.com.ua.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СОНЯЧНОЇ ВОДОНАГРІВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Теоретична частина

Геліоустановки, які дозволяють використовувати сонячне випромінювання для підігріву води в системах гарячого водопостачання та опалення житлових будинків відомі давно. Принципова схема такої установки показана на рисунку 2.1.

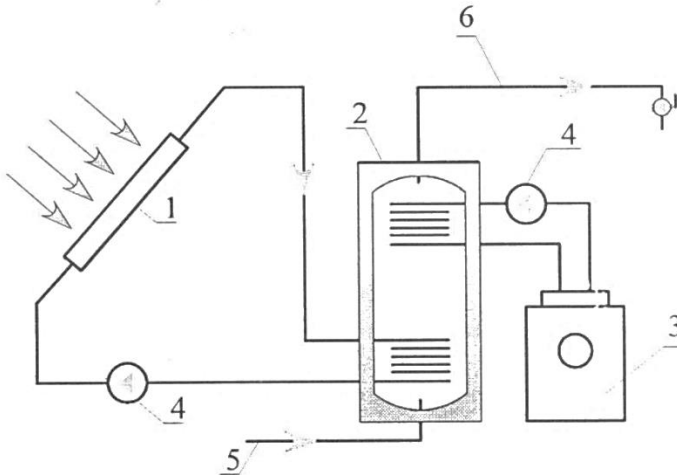


Рис. 2.1 – Розрахункова схема установки сонячного гарячого водопостачання: 1 – поле сонячних колекторів; 2 – бак акумулятор; 3 – дублююче джерело тепла; 4 – циркуляційні насоси; 5 – трубопровід холодної питної води; 6 – трубопровід гарячого водопостачання [1]

В теперішній час розроблено багато методів розрахунку систем сонячного гарячого водопостачання (ГВ) [2-11]. Кожен метод розрахунку має свої переваги, обмеження і доцільну область застосування. В залежності від типу системи, застосованого обладнання і ін. використовується відповідний спосіб розрахунку [9, 12,13].

Основним елементом сонячної нагрівальної системи є приймач – сонячний колектор (СК), в якому відбувається поглинання сонячного випромінювання і передача енергії рідині, який являє собою плоску коробчасту конструкцію, рис. 2.2, теплоізольовану з тильної сторони і зашклену з лицьової (краще мати подвійне зашклення). Сонячний колектор – пристрій, який служить для нагріву води потоком сонячної енергії [12]

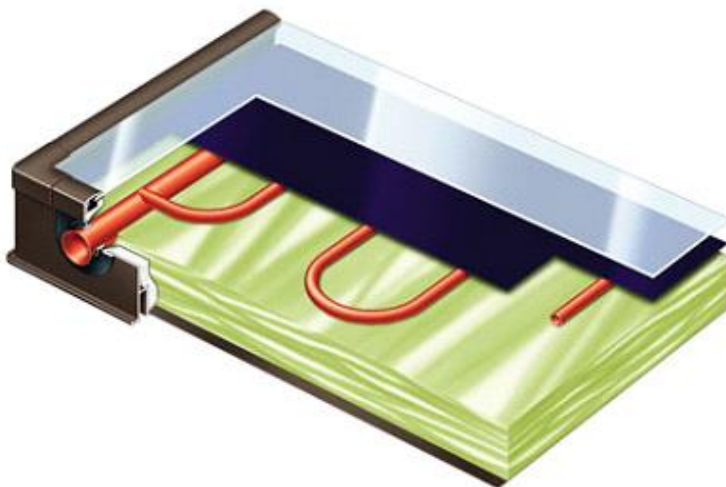


Рис. 2.2 – Плоский сонячний колектор [14]

Більшість плоских сонячних колекторів складається з чотирьох основних елементів:

- поглинальної панелі з каналами для теплоносія, на поверхню якої нанесено покриття, що забезпечує поглинання не менш 90% падаючого сонячного випромінювання;
- прозорій ізоляції, яка складається, як правило, з одного або двох шарів зашклення;
- теплової ізоляції, яка зменшує втрати теплоти в навколишнє середовище через днище колектора і його бокові грані;

- корпусу, де розташовані поглинальна панель і теплова ізоляція і який зверху закритий прозорою ізоляцією [12].

Робота СК заснована на парниковому ефекті, сонячні промені видимої частини спектру (короткі хвилі) вільно проходять скрізь скло і нагрівають теплоносії в середині СК, а інфрачервоне випромінювання нагрітого тіла (довгі хвилі) скло назад вже не випускає, тобто СК являє собою «пастку» для сонячних променів.

Типові конструкції поглинальних панелей наведені на рис. 2.3 [12].

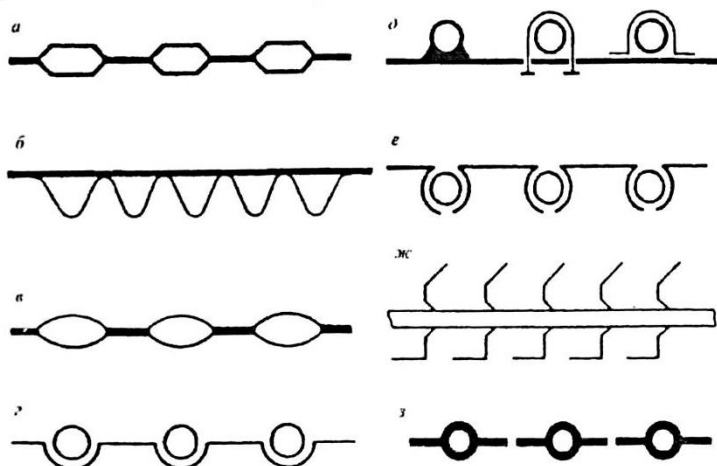


Рис. 2.3 – Конструкція поглинальних панелей колекторів (поперечний переріз): *а* – стандартний панельний опалювальний радіатор; *б* – панель з двох сталевих листів – гофрованого і плоского; *в* – прокатно-зварна алюмінієва панель; *г* – реєстр з труб з прикріпленим до них листом; *д* – способи з’єднання металевого листа і труби; *е* – реєстр з труб з розпираючими металевими пластинами; *ж* – реєстр з труб з поперечними ребрами; *з* – реєстр труб з подовжніми ребрами [13]

Можливість використання сонячної енергії на землі залежить від географічної широти L , рис. 1.5, пори року та сонячного сіяння [9, 13].

Річне надходження сумарної сонячної радіації в реальних умовах хмарності становить 1050...1400 кВт·год/м² при загальному збільшенні від $L = 52^\circ$ до $L = 43^\circ$ північних широт, в яких розташована Україна [12].

Оптимальні кути нахилу СК визначаються періодом роботи. Звичайно при цілорічному використанні плоского СК його розташовують під кутом α до горизонту, рис. 1.6, рівним широті даної місцевості L , тобто $\alpha = L$.

Якщо СК використовують тільки влітку, то кут його установки до горизонту зменшують на 15° ($\alpha = L - 15^\circ$), якщо СК використовують тільки зимою то кут установки збільшують на 15° ($\alpha = L + 15^\circ$) [1, 9, 13, 14].

При проектуванні системи перетворення сонячної енергії необхідно знати не тільки повну радіацію H_h , але й її складові: пряму B_h і дифузну (розсіяну) радіацію D_h .

$$H_h = B_h + D_h, \quad (2.1)$$

де H_h , B_h , D_h – середньомісячна добова радіація га горизонтальну поверхню землі: повна, пряма і дифузна відповідно.

Середньомісячне добове значення повної радіації на похилу поверхню СК для кожного місяця знаходять за виразом [9, 12]

$$I_c = B_h \cdot R_B + D_h \cdot R_d + H_h \cdot R_r, \quad (2.2)$$

де B_h , D_h і H_h – пряма, дифузна і повна радіація на горизонтальну поверхню, (кДж/м³·добу);

R_B – коефіцієнт нахилу СК, значення якого залежить від географічної широти L і кута нахилу α поверхні СК до горизонту, і значення якого береться з таблиці 2.1;

R_d – кутовий коефіцієнт дифузної радіації, який визначають за формулою

$$R_d = (1 + \cos \alpha)/2; \quad (2.3)$$

R_r – кутовий коефіцієнт прямої і дифузної радіації, який визначається за формулою

$$R_r = \rho_s(1 - \cos \alpha)/2, \quad (2.4)$$

де α – кут нахилу СК до горизонту;

ρ_s – коефіцієнт відбиття поверхні землі, який залежить від виду покриття і називається альbedo [9, 12]. Його значення можна взяти з таблиці 2.2.

Таблиця 2.1

Коефіцієнти R_B сонячного колектору

Місяць року	Широта $L = 40^\circ$		Широта $L = 50^\circ$	
	$\alpha = 40^\circ$	$\alpha = 60^\circ$	$\alpha = 50^\circ$	$\alpha = 70^\circ$
січень	2,28	2,56	3,56	3,94
лютий	1,80	1,90	2,49	2,62
березень	1,36	1,32	1,65	1,62
квітень	1,05	0,9	1,16	1,00
травень	0,88	0,66	0,90	0,64
червень	0,79	0,60	0,80	0,56
липень	0,82	0,64	0,84	0,62
серпень	0,96	0,78	1,02	0,83
вересень	1,24	1,12	1,44	1,32
жовтень	1,62	1,64	2,10	2,14
листопад	2,08	2,24	3,16	3,32
грудень	2,48	2,80	4,04	4,52

Таблиця 2.2

Коефіцієнти відбиття поверхні Землі ρ_s

Характер покриття поверхні	ρ_s
лід та сніг	0,7
пісок	0,4
трава	0,3
бетон	0,2
асфальт, темна поверхня землі і води	

Для знаходження складових B_h , D_h і повної радіації H_h необхідно знайти коефіцієнт чистоти небесної півсфери за формулою [12]

$$K_T = H_h/H_o, \quad (2.5)$$

де H_h – повна радіація на горизонтальну поверхню Землі за рис. 2.4 в залежності від широти L ;

H_o – позаатмосферна добова інсоляція для середніх чисел кожного місяця, визначається з рис. 2.5 в залежності від широти L .

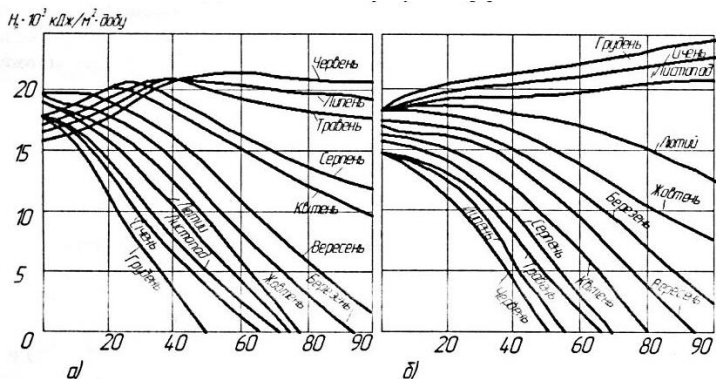


Рис. 2.4 – Повна добова радіація поверхні для середніх чисел кожного місяця для південної широти а) і для північної широти б)

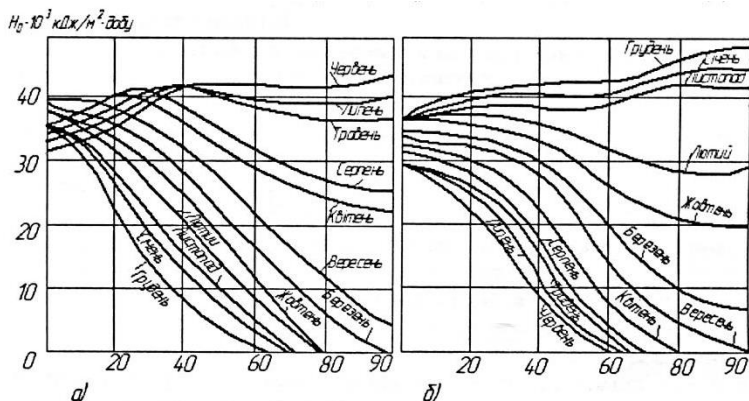


Рис. 2.5 – Позаатмосферна добова інсоляція поверхні для середніх чисел кожного місяця: а) південна широта, б) північна широта.

Потім з рис. 2.6 знаходять частку

$$D_H/H_h = f(K_T). \quad (2.6)$$

Звідки знаходять дифузну радіацію D_h , а потім і пряму радіацію

$$B_h = H_h - D_h. \quad (2.7)$$

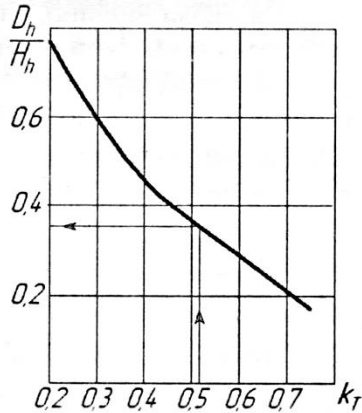


Рис. 2.6 – Залежність $D_h/H_h = f(k_T)$ [12]

Потік променистої енергії $Q_{нов}$, Вт, яка поглинається поверхнею приймача, складає [9, 12]

$$Q_{нов} = (\tau_{нов} \alpha_{нов}) \cdot A_h \cdot I, \quad (2.8)$$

де $\tau_{нов}$ – коефіцієнт пропускання сонячного випромінювання прозорим покриттям, приймається за технічними параметрами колектора, а при їх відсутності приймається рівним 0,9 для одинарного скляного покриття, 0,8 для подвійного скляного покриття, 0,81 для селективного скла;

$\alpha_{нов}$ – коефіцієнт поглинання приймальною поверхнею колектора сонячного випромінювання, приймається за технічними параметрами колектора, а при їх відсутності приймається рівним 0,9 для звичайної пластини і 0,95 для пластини з селективним покриттям;

A_h – площа освітленої поверхні колектора, м².

I – опроміненість поверхні сонячного колектора, Вт/м², причому $I = 1000 I_0 / (24 \cdot 3600)$;

$(\tau_{нов} \alpha_{нов}) = \eta_0$ – оптичний коефіцієнт корисної дії колектора.

В процесі поглинання енергії, температура поверхні нагрівача підвищується і стає істотно вищим за температури довколишнього повітря. Це призводить до виникнення зворотного теплового потоку в довкілля, який можна визначити

$$Q_{ном} = A_h \cdot (T_n - T_{o.c.}) / R_n, \quad (2.9)$$

де T_n – температура приймальної поверхні колектора, К;

$T_{o.c.}$ – температура довколишнього повітря, К;

R_n – термічний опір приймальної поверхні колектора, приймається за параметрами колектора або для типових колекторів можна прийняти рівним: $0,13 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ для одинарного скла; $0,22 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ – для двошарового скла; $0,4 \text{ м}^2 \cdot \text{К}/\text{Вт}$ – для селективного скла.

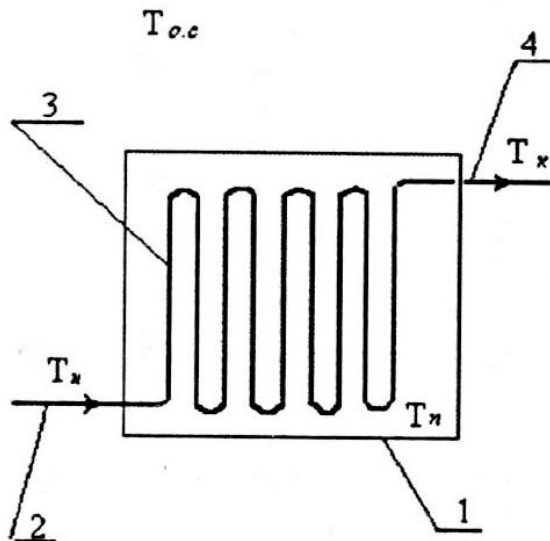


Рис. 2.7 – Схема для визначення теплового балансу сонячного колектору: 1 – корпус колектора; 2 – вхід теплоносія в колектор; 3 – трубки; 4 – вихід теплоносія з колектору

Рівняння сонячного колектора тоді можна представити

$$Q_{ск} = Q_{нов} - Q_{пот} = A_h \cdot [(\tau_{нов} \alpha_{нов}) \cdot I - (T_n - T_{o.c.}) / R_n]. \quad (2.10)$$

Проте не вся енергія, що отримується колектором, передається воді а лише її частина, що характеризується коефіцієнтом переходу k_j сонячної енергії, що показує долю теплового потоку $Q_{ск}$, яка передається рідині, приймається 0,85.

$$Q_{жс} = k_j \cdot Q_{ск}. \quad (2.11)$$

Коефіцієнт теплопередачі k_j залежить від швидкості вітру, кількості прозорих покриттів, відстані між ними, а також між внутрішнім склом і панеллю, від умов у повітряному проміжку колектора, ступеню чорноти поглинальної панелі в довгохвильовій частині спектру. При відсутності прозорої ізоляції швидкість вітру є визначальним фактором втрат. Вакуумування зазору призводить до різкого скорочення конвекційних втрат, а нанесення на поверхню панелей покриттів, які мають низьку ступінь чорноти в довгохвильовій частині спектру, суттєво зменшує втрати випромінюванням.

Кількість тепла, потрібного для нагріву рідини на певну різницю температур $Q_{жс}$. Вт можна записати у вигляді

$$Q_{жс} = Q_v \rho c (T_k - T_n), \quad (2.12)$$

де T_k – кінцева температура води, К; T_n – початкова температура води, К; ρ – щільність води, рівня, рівна 1000 кг/м^3 ; c – теплоємність води, рівна $4200 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)}$; Q_v – об'ємна витрата води, $\text{м}^3/\text{с}$.

Рівняння теплового балансу колектора можна записати у вигляді

$$k_j \cdot A_h \cdot [(\tau_{нов} \alpha_{нов}) \cdot I - (T_n - T_{o.c.})/R_n] = Q_v \rho c (T_k - T_n). \quad (2.13)$$

З рівняння балансу сонячного колектора визначаються всі основні характеристики, наприклад площа СК

$$A_h = Q_v \rho c (T_k - T_n) / \{ k_j \cdot [(\tau_{нов} \alpha_{нов}) \cdot I - (T_n - T_{o.c.})/R_n] \}. \quad (2.14)$$

У системах гарячого водопостачання теплоносій у колекторах повинен бути нагрітий до 50°C . Цей температурний рівень достатньо ефективно забезпечується застосуванням на теплосприймаючій поверхні панелі чорної фарби. Для опалення необхідна температура від 60 до 100°C . При температурах, вищих 60°C , у теплових втратах колектора помітну частку складає випромінювання з його теплосприймаючої поверхні. Суттєве зменшення цих втрат досягається при застосуванні поглинаючих покриттів теплосприймаючої поверхні панелі, які мають селективні оптичні властивості поглинальної здатності відносно сонячного випромінювання $\alpha_s > 0,91$ і ступінь чорноти в діапазоні довжин хвиль власного теплового випромінювання $\varepsilon < 0,2$.

Вода як теплоносій має хороші теплофізичні якості і недифіцитна, однак її суттєвим недоліком є відносно висока температура замерзання. Це утруднює експлуатацію систем при низьких

температурах. Тому при експлуатації установок сонячного водопостачання взимку рекомендується використовувати 60% розчин етиленгліколю або водно-сольові розчини з рецептурою (за масою %):

Калій вуглекислий, 1,5-водний – 51,6;
Натрій фосфорнокислий, 12-водний – 4,3;
Натрій кремнекислий, 9-водний – 2,6;
Натрій тетраборнокислий, 10-водний – 2,0;
Флуоресцеїн – 0,01;
Вода до 100

Фосфат, сілікат та тетраборат натрію застосовуються для захисту матеріалів колектора від корозії. Для індикації витоків теплоносія введений флуоресцеїн. Ці речовини дають високу ефективність при використанні в алюмінієвих колекторах. Для сталевих колекторів можна рекомендувати більш прості ететики: 29,9%-ий водний розчин CaCl_2 або Тосол. (Ететики – Суміш двох або декількох речовин у такому співвідношенні, за якого температура плавлення її найменша серед температур плавлення суміші цих самих речовин в інших співвідношеннях).

Тепловий баланс для бака акумулятора

$$I_c \cdot A_h = \rho \cdot V \cdot c (T_k - T_n), \quad (2.15)$$

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – густина води; $c = 4,2 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – теплоємність води; V – об'єм бака акумулятора, м^3 .

З рівняння (2.15)

$$V = \frac{I_c A_h}{\rho \cdot c (T_k - T_n)}. \quad (2.16)$$

Розглянемо конструкції, параметри і характеристики плоских сонячних колекторів, які освоєні промисловістю [15-19], таблиця 2.3.

Зазвичай спрощений варіант сонячних систем гарячого водопостачання (ГВП) з колекторами SintSolar СВ рекомендують використовувати в південних областях, де сонячна інсоляція вища ніж на півночі, що значно здешевлює вартість сонячних установок.

Системи сонячного ГВП на основі колекторів SintSolar СВ або інших типів дозволяють покривати до 75% теплових потреб при сезонному використанні та до 65% при цілорічному використанні, що зменшує час окупності таких установок до 2...3 років [15].

Таблиця 2.3

Параметри плоских сонячних колекторів

Параметри	Типи колекторів						
	Одиниці вимірювання	SsntSolar CB	SPK-F2MK	Hewalex KS2000 TP	Hewalex KS	Neon Neosol 250	Вакуум Helio-star 400 V
1	2	3	4	5	6	7	8
Джерело інформації	-	[15]	[17]	[18]	[19]	[16]	[16]
Виробник	-	Україна	Польща	Польща	Польща	Польща	Словачія
Вага (без теплоносія)	кг	45	40	40	-	59,4	49
Площа (габаритна)	м ²	2,051	2,0	2,095	-	2,7	2,03
Оптичний ККД, η_0	%	-	78,9	80,2	-	-	-
Температурний коефіцієнт	Вт/(м ² ·К)	3,2	3,327	3,8	-	-	-
Діаметр труб приєднання	мм	-	22	-	12	-	40
Корпус	-	Алюм.	Алюм.	-	-	-	Метал
Абсорбер: тип	-	-	-	арфа	арфа	меандр	меандр
матеріал	-	мідь	мідь	мідь	алюм.	мідь	Al, Mg
товщина	мм	-	0,3	0,2	1,0	0,2	-
покриття	-	селект	селект	селект	селект	селект	селект
Технологія зварювання	-	-	ультра зварка	ультра зварка	-	-	-
Коефіц. абсорбції	%	95	95	94,6	95	95,6	94
Коефіцієнт емісії	%	5	5	5,4	5	4,6	6
Ширина	мм	1017	964	1035	1140	1148	1040
Довжина	мм	2017	1964	2020	1740	2352	2040
Товщина	мм	95	-	90	104	100	-
Площа абсорбції	м ²	1,88	1,876	1,818	1,6	2,53	1,76
Об'єм теплообмінника	л	-	1,8	1,1	-	2,35	1,3
Температура стагнації	%	180	208	-	-	-	-
Номінальна витрата	л/год	-	60-90	-	-	-	30-100

продовження таблиці 2.3

1	2	3	4	5	6	7	8
Ізоляція: коеф. теп-лопровідності, Матеріал	Вт/(м·К)	-	0,035	0,067	-	-	-
...Товщина: нижня бокова	мм	-	40	55	Мін. вата	Мін. вата	Мін. вата
	мм	-	10	20	50	50	50
Тиск теплоносія в колекторі	МПа	0,7	-	0,6	-	1,0	0,6
Питомий об'єм каналів	л/м ³	0,73	-	-	-	-	-
Строк експлуатації	років	25	-	10	-	-	-
Число прозорих покриттів	шт				2		
Товщина скла	м				0,004	0,004	0,004
Товщина зазору склопакету	м				0,016		
Тепловий опір склопакету	м ² ·К/Вт				0,32		
Товщина зазору між склом і абсорбером	м				0,025		
Коефіцієнт пропускання скла	%				91,6		

Плоский сонячний колектор SPK-F2M (виробництво Польща) відрізняється високою ефективністю перетворення сонячної енергії в теплову завдяки мідному абсорберу товщиною 0,3 мм, покритому німецьким високо селективним покриттям Blue Tec Eta Plus. Мідний теплообмінник у формі арфи з'єднаний з абсорбером методом ультразвукового зварювання, що гарантує високу теплопередачу від абсорбера до теплоносія.

Патентований корпус колектора виконаний зі спеціального алюмінієвого профілю.

Для збільшення пропускання сонячного випромінювання колектор покритий спеціальним 4-міліметровим призматичним склом з пониженим вмістом заліза. 4 см мінеральної вати мінімізують теплові втрати колектора, забезпечуючи коефіцієнт те-

плопровідності навколишнє середовище на рівні 0,035 тВт/(м·К) [16].

Плоскі сонячні колектори KS2000 TP призначені для систем обігріву побутової гарячої води в приватних будинках, готелях, пансіонатах, дачах і ін. Також використовується для систем підігріву води в басейнах і в якості доповнення до опалювання приватних будинків.

Сонячний колектор Hewalex KS2000 TP є безкомпромісним рішенням з точки зору конструкції і параметрів в класі плоских сонячних колекторів. Абсорбер повністю виконаний з міді. З'єднання мідного трубопроводу з плитою абсорбера, виконується сучасним методом ультразвукового зварювання. Застосоване структурне скління найвищого класу U1 поглинання сонячної енергії, впливає на високий оптичний ККД 80,2%. Теплова ізоляція з мінеральної вати збільшеної до 55 мм товщини з ізоляцією стінок корпусу 20 мм, забезпечує низькі втрати тепла. Покритий порошковим лаком корпус забезпечує привабливий і прийнятний дизайн сонячного колектора [17].

Сонячний колектор Hewalex KS розроблений з метою отримати доступну ціну для клієнта, завдяки застосуванню алюмінієвої конструкції абсорбера замість мідної. Щоб не знижувати робочі характеристики, розробники провели збільшення товщини листа алюмінію, це компенсує низьку теплоємність алюмінію в порівнянні з листовою міддю. Схема трубопроводів виконана в вигляді арфи з міді. Виробництво абсорбера з алюмінію і міді можливо завдяки застосуванню найсучаснішого методу ультразвукового лазерного зварювання [18].

Сонячний колектор Neon neosol 250 – це модуль площею 2,7 м². В залежності від потреб у гарячій воді, визначається необхідна кількість сонячних колекторів, що поєднуються у групи і працюють у єдиній системі. Такі модулі можуть бути з'єднані між собою послідовно та паралельно. З'єднуючи колектори між собою, необхідно забезпечити рівний гідравлічний опір через однакові модулі для отримання однакового напору у всіх ланках системи [16].

Кроком уперед в технологіях використання сонячної енергії став плоский вакуумний колектор, що поєднує у собі переваги

технології плоских колекторів і вакуумної ізоляції, застосованої в трубчастих вакуумних колекторах. Прикладом такої конструкції є колектор із серії Heliostar словацької фірми Thermo-Solar. В цій серії колекторів замість зварювання або напаявання трубки до абсорбера застосовуються чисельні затискувачі. Таке рішення дає дві основні переваги: по-перше, близько 70% труби з теплоносієм прилягає до абсорбера, що значно підвищує теплопередачу; по-друге, така конструкція значно безпечніша з огляду на можливу аварію у системі циркуляції теплоносія (наприклад, аварія насосу влітку). Вакуум у 100 Па отримують при відкачуванні повітря з простору між абсорбером та склом. Завдяки такій конструкції ефективність установок зростає у порівнянні з конвекційними плоскими колекторами до 75% [16].

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Розрахувати площу і кількість плоских сонячних колекторів, якщо вони використовуються для нагріву води цілорічно при наявності дублюючого джерела теплової енергії. Вихідні дані наведені в таблицях 2.4 та 2.5. Знайти об'єм бака акумулятора.

Таблиця 2.4

Вихідні дані

Варіант Пара- метри	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Вид скла	одинарне вакуум	подвійне	селективне	одинарне вакуум	подвійне	селективне	одинарне вакуум	подвійне	селективне	одинарне вакуум
Характер покриття	пісок	лід, сніг	трава	бетон	грунт	пісок	трава	бетон	грунт	Лід, сніг
Місяць	березень	лютий	квітень	травень	червень	липень	серпень	вересень	жовтень	листопад
Широта північна L , градуси	50	52	45	43	46	44	48	47	51	49

Таблиця 2,5

Вихідні дані

Варіант Пара- метри	Предостання цифра залікової книжки										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Різниця температур води ($T_k - T_n$), град	5	8	10	12	14	16	18	20	25	28	
Різниця температур повітря і колектора ($T_o - T_{o.c.}$), град	7	9	8	10	6	7	8	9	10	6	
Витрата води L_v , кг/год	30	50	70	80	100	30	50	70	80	100	

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Місяць рокуквітень;
 Вид скласелективне;
 Північна широта L ,52 градуса;
 Характер покриттяпісок;
 Різниця температур води ($T_k - T_n$),16 градусів;
 Різниця температур повітря і
 колектора ($T_o - T_{o.c.}$),10 градусів;
 Масова витрата води L_m 80 кг/год.

Розв'язання

- 1) Приймаємо кут установки $\alpha = L = 52^\circ$;
- 2) Із таблиці 2.4 вибираємо коефіцієнт відбиття поверхнею сонячної радіації – для піску $\rho_s = 0.4$;
- 3) Середньодобову радіацію на горизонтальну площину знаходимо із рисунка 2.4 б для північної широти 52° $H_h = 9000$ кДж/(м²·добу);
- 4) Із рисунка 2.5 б для географічної північної широти 52° знаходимо позатмосферну добову інсоляцію H_i для середніх чисел квітня $H_i = 21000$ кДж/(м²·добу);

5) Коефіцієнт чистоти небесної півсфери
 $K_T = H_n/H_i = 9000/21000 = 0,428$.

6) Із рисунку 2.6 знаходимо частку
 $D_h/H_h = 0,43$; тоді $D_h = 0,43 \cdot 9000 = 3870$ кДж/(м²·добу);
 $B_h = H_h - D_h = 9000 - 3870 = 5130$ кДж/(м²·добу).

7) Знаходимо середньомісячну добову радіацію Сонця I_c
 кДж/(м²·добу), що падає на поверхню СК за формулами
 (2.2), (2.3), (2.4),

З таблиці 2.1 знаходимо $R_B = 0,9$.

$$R_d = (1 + \cos\alpha)/2 = (1+0.616)/2 = 0,808.$$

$$R_r = \rho_s(1 - \cos\alpha)/2 = 0,4(1 - 0.616)/2 = 0,077.$$

$$I_c = B_h \cdot R_B + D_h \cdot R_d + H_h \cdot R_r = 5130 \cdot 0,9 + 3870 \cdot 0,808 + 9000 \cdot 0,077 =$$

$$= 4617 + 3127 + 693 = 8437 \text{ кДж/(м}^2\text{·добу)}.$$

$$I = 1000 I_c / (24 \cdot 3600) = 1000 \cdot 8437 / (24 \cdot 3600) = 97,65 \text{ Вт/м}^2.$$

8) Приймаємо плоский сонячний колектор типу SPK-F2МК,
 для якого оптичний ККД $\eta_o = (\tau_{нов} \alpha_{нов}) = 0,789$ і площа
 абсорбера $A_a = 1,879$ м².

9) Термічний опір приймальної поверхні колектора для се-
 лективного скла $R_n = 0,4$ м²·К/Вт;

10) Коефіцієнтом переходу k_j сонячної енергії дорівнює
 0,85; густина води $\rho = 1000$ кг/м³; об'ємна витрата води
 $Q_v = L_v / (1000 \cdot 3600) = 80 / (1000 \cdot 3600) = 2,2 \cdot 10^{-5}$ м³/с; теп-
 лоємність води $c = 4200$;

11) Сумарна площа плоских сонячних колекторів за форму-
 лою (2.14)

$$A_h = Q_v \rho c (T_k - T_n) / \{ k_j \cdot [(\tau_{нов} \alpha_{нов}) \cdot I - (T_n - T_{o.c.}) / R_n] \}.$$

$$A_h = 2,2 \cdot 10^{-5} \cdot 1000 \cdot 4200 \cdot 16 / \{ 0,85 \cdot [0,789 \cdot 97,65 - 10/0,4] \} =$$

$$= 33,4 \text{ м}^2.$$

12) Кількість колекторів типу SPK-F2МК

$$Z = A_h / A_a = 33,42 / 1,879 = 17,78 \cong 18 \text{ шт.}$$

13) Об'єм бака акумулятора за формулою (2.16)

$$V = \frac{I_c A_h}{\rho \cdot c (T_k - T_n)} = \frac{8437 \cdot 33,4}{1000 \cdot 4,2 \cdot 16} = 4,2 \text{ м}^3.$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Шевченко Л. Ф. К расчету систем солнечного горячего водоснабжения. Одесская государственная академия строительства и архитектуры Украины. URL: <http://mx.ogasa.org.ua/bitstream/123456789/1455/1/%A4.pdf>
2. ДБН Н В.2.5-43:2010. Настанова з улаштування систем сонячного теплопостачання в будинках житлового і громадсько-го призначення. Національний стандарт України. К. : Мінрегіонбуд України. 2010. 45 с.
3. ВСН 52-86. Установки солнечного горячего водоснабжения. Нормы проектирования. М. : Госгражданстрой, 2000. 16 с.
4. Бекман У., Клейн С., Даффи Дж. Расчет систем солнечного теплоснабжения. Пер. с англ. М. : Энергоиздат. 1982. 80 с.
5. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии. Методические указания к курсовой работе для студ. спец. 1-43.01.06 «Энергоэффективные технологии и энергетический менеджмент». Минск : БНТУ, 2011. 36 с.
6. РД 34.20.115-80 Методические указания по расчету и проектированию систем солнечного теплоснабжения. С. : Служба передового опыта «Союзтехэнерго», 1990. 28 с.
7. Харченко Н. В. Индивидуальные солнечные установки. М.: Энергоатомиздат, 1991. 208 с.
8. Теоретические основы теплотехники. Технологический эксперимент. Справочник под. общей редакцией А. В. Клименко и В. М. Зорин. Книга 2. М. : Изд-во МЭИ, 2001. Раздел 9. Нетрадиционная энергетика. С. 477–524.
9. Твайделл Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер с англ. М. : Энергоатомиздат, 1990. 392 с.
10. Бринкворт Б. Дж. Солнечная энергия для человека. Пер. с англ. В. Н. Оглоблева. Под ред. и с. предисл. В. В. Таринжевского. М. : Мир, 1976. 291 с.
11. Кондратьев К. Я., Пивоварова М. П., Федорова М. П. Радиационный режим наклонных поверхностей Под ред. К. Я. Кондратьева. Л. : Гидрометеиздат, 1978. 170 с.
12. Сонячні колектори. Методичні вказівки до виконання практичної роботи з дисципліни «Альтернативні джерела енер-

гії». Розробники: Самойчук К. О., Ковальов О. О. Мелітополь: Таврійський державний агротехнологічний університет, 2018. 22 с.

13. Корчемний Микола, Федорейко Валерій, Щербань Володимир. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. Тернопіль : Підручники і посібники. 2001. 984 с.

14. Солнечные коллекторы для обогрева бассейнов, отопления и горячего водоснабжения. Бассейны. Павильоны. Бани. Фонтаны. Ландшафтный дизайн. 19 с. URL: <http://www.basserv.com/kategorii/solnechnye-kollektory>

15. Щербина Олександр. Енергія для всіх. Технічний довідник з енергоощадності та відновних джерел енергії. Видання 4-те. Ужгород : Видавництво Валерія Подяка, 2007. 338 с.

16. Титко Ришард, Калініченко Володимир. Відновлювальні джерела енергії. (Досвід Польщі для України). Варшава-Краків-Полтава, 2010. 533 с.

17. Плоский сонячний колектор SPK-F2M. ЕКОенергія. URL: <https://ecoenerhiiia.ua/geliosistemi/ploskij-sonjachnij-kolektor-spk-f2m.html>

18. Плоский сонячний колектор Hewalex KS2000 TP, поглинач: мідь-мідь, покриття: PVD
URL: <https://prel.prom.ua/p246060748-ploskij-sonyachnij-kolektor.html?gclid>

19. Порівняльний аналіз експлуатаційно-економічних параметрів і методик розрахунків різних типів сонячних колекторів. Магістерська робота. Свиначук М. С. URL: <http://ir.nmu.org.ua/xmlui/handle/123456789/151224?show=full>

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ СОНЯЧНОЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Теоретична частина

У баштових сонячних електростанціях використовується центральний приймач з полем геліостатів, що забезпечує ступінь концентрації в кілька тисяч. Система спостереження за сонцем досить складна, тому що потрібно обертання навколо двох осей. Управління системою здійснюється за допомогою ЕОМ. Як робоче тіло в тепловому двигуні зазвичай використовується водяна пара з температурою до 550°C , повітря та інші гази – до 1000°C , низько киплячі органічні речовини (у тому числі фреони) – до 100°C , рідкометалеві – до 800°C [1].

Приймач сонячного випромінювання (СВ) розміщується високо над Землею на башті (звідси і назва СЕУ – баштові), на якій концентрується СВ за допомогою великої кількості дзеркальних відбивачів (геліостатів). СВ концентрується на теплопоглинаючій поверхні центрального приймача (котла), де утворюється пара – теплоносій, який далі потрапляє напряму в парову турбіну або в теплообмінники. На одному валу з паровою турбіною розміщується ротор генератора, що виробляє електричний струм заданої напруги і частоти, рис.3.1 [2].

Найбільшу сонячну електростанцію у вигляді вежі запустила компанія Abengoa Solar. Її потужність складає 20 МВт. Сонячна вежа PS20 розташована недалеко від Севіль (Іспанія) та побудована поряд с раніше діючою вежею PS10 меншою потужності. Сонячна електростанція PS20 концентрує на вежі висотою 161 м сонячні промені від 1255 геліостатів. Кожне дзеркало геліостату площею 120 м^2 направляє сонячні промені на сонячний колектор, який розміщений на вершині. Дана електростанція була побудована в 2007 році, рис 3.2 [3].

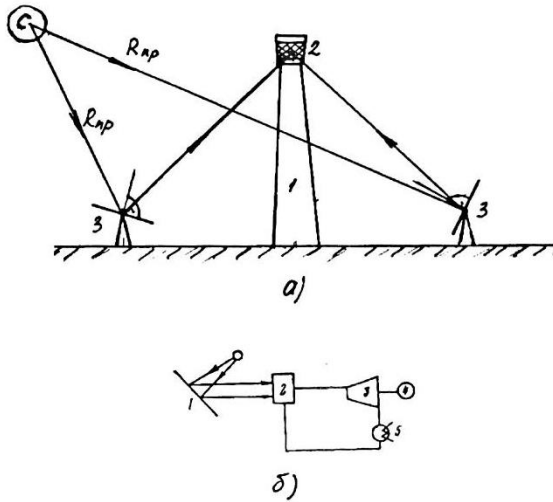


Рис. 3.1 – а) Основні споруди баштової сонячної електростанції (БСЕС): 1 – башта; 2 – котел-теплоприймач СВ; 3 – геліостати; б) Принципова схема перетворення сонячної енергії в електричну: 1 – геліостати; 2 – котел; 3 – турбіна; 4 – генератор; 5 – конденсатор [2].

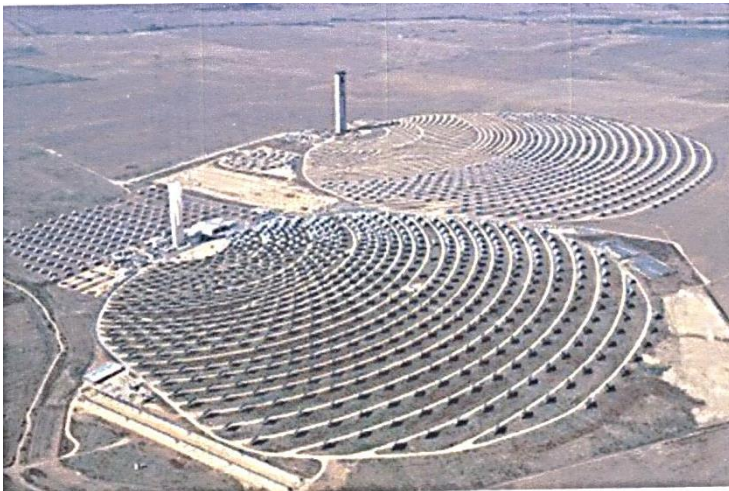


Рис. 3.2 – Сонячні вежі PS10 та PS20 [3]

Недоліком будь-якої сонячної станції є падіння її потужності внаслідок появи на небі хмар чи повне припинення роботи у нічний час. Для вирішення цієї проблеми, тобто вирівнювання за часом роботи БЕС запропоновано використовувати в якості теплоносія не воду, а розчин солей з великою теплоємністю. Розплавлена сонцем сіль направляєтся у сховище, яке побудоване у вигляді великого термоса та використовується для перетворення води на пару на протязі тривалого часу після того, як сонце сховається за горизонтом.

Завдяки акумулюванню тепла, вежі-електростанції стали унікальною геліотехнологією, рис 3.3.

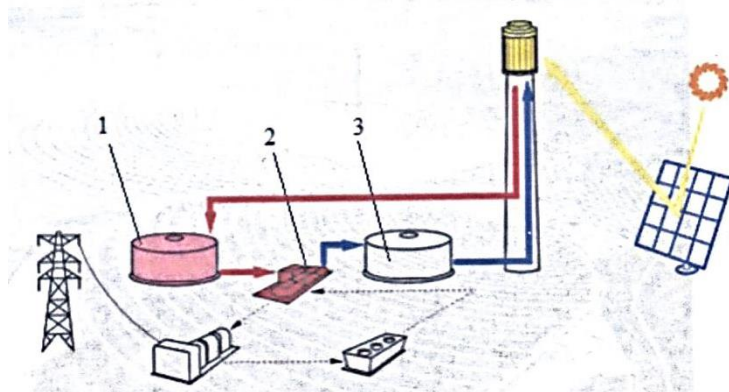


Рис. 3.3 – Принципова схема роботи сонячної вежі на розплавлених солях: 1 – сховище гарячої солі; 2 – парогенератор; 3 – сховище холодної солі [3]

При роботі такої вежі розплавлена сіль закачується із «холодного сховища» при температурі 288°C та проходить через приймач, де нагрівається до температури 585°C , а потім знову повертається в «гаряче сховище». Далі гарячу сіль застосовують для вироблення електроенергії. У сучасних моделях таких установок тепло зберігається протягом 3...13 годин. Будівництво такої електростанції в середньому коштує 5 мільйонів євро [3].

Загальна кількість теплоти, яка прийнята від геліостатів за 1 секунду центральним приймачем, тобто корисна теплова потужність БСЕС $N_{\text{БСЕС}}$ розраховується за формулою (кВт) [2]

$$N_{\text{БСЕС}} = R_{\Sigma} \cdot F_I \cdot r_I \cdot \cos \Psi \cdot K_{\text{зат}} \cdot K_{\text{бл}} \cdot K_{\text{III}} \cdot K_{\text{зан}} \cdot r_{\kappa}, \quad (3.1)$$

де R_{Σ} – інтенсивність сонячного випромінювання, кВт/м²; F_I – площа геліостатів, м²; r_I – відбивна здатність геліостатів (0,75); $\cos \Psi = 0,75 \dots 0,8$ – косинус реального кута падіння сонячного випромінювання на геліостати; $K_{\text{зат}}$ – коефіцієнт затінення геліостатів; $K_{\text{бл}}$ – коефіцієнт блокування геліостатів (звичайно $K_{\text{зат}} \cdot K_{\text{бл}} = 1$); $K_{\text{III}} = 0,85$ – коефіцієнт теплових втрат; $K_{\text{зан}} = 0,95$ – коефіцієнт запилення; $r_{\kappa} = 0,93 \dots 0,95$ – коефіцієнт поглинання сонячного випромінювання теплоприймачем котла.

Площа поверхні приймача F_{np} може бути визначена, якщо відома енегетична освітленість на ньому R_{np} , кВт/м²

$$F_{\text{np}} = N_{\text{БСЕС}} / R_{\text{np}}. \quad (3.2)$$

В загальному випадку температура поверхні приймача може досягати 1160 К, що дозволяє нагріти теплоносій до $t_{\text{np}} = 700^{\circ}$ С. Втрати тепла за рахунок випромінювання в теплоприймачі можна обчислити за законом Стефана-Больцмана

$$q_{\text{пром}} = e_{\text{np}} \cdot C_o (T/100)^4 = e_{\text{np}} C_o \left(\frac{t_{\text{np}} + 273}{100} \right)^4, \quad (3.3)$$

де T – абсолютна температура теплоносія, К; e_{np} – ступінь чорноти сірого тіла приймача, $e_{\text{np}} = 0,95$; C_o – коефіцієнт випромінювання абсолютно чорного тіла, $C_o = 5,67$ Вт/(м²К⁴) [1]. Тоді повні втрати тепла (Вт/м²)

$$q_{\text{пов}} = q_{\text{пром}} + q_{\text{кон}} = q_{\text{пром}} + q_{\text{пром}} \sqrt{2}. \quad (3.4)$$

Робота одного кілограма пари паротурбінної установки в циклі Ренкіна розраховується за формулою, кДж/кг [3]

$$l = h_1 - h_2, \quad (3.5)$$

а термічний ККД

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{\kappa}}, \quad (3.6)$$

де h_1 – ентальпія гострої пари, кДж/кг; h_2 – ентальпія відпрацьованої в турбіні пари, кДж/кг, (визначається за допомогою p - s діаграми водяної пари); h_{κ} – ентальпія

конденсату (визначається із таблиць термодинамічних властивостей води та водяної пари) [3].

Знаючи початкові і кінцеві параметри пари, за $h-s$ діаграмою знаходять загальний ізентропійний теплоперепад, кДж/кг, який приходить на турбіну

$$H_o = (h_1 - h_2). \quad (3.7)$$

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

Для добре виконаних парових турбін рекомендують наступні значення відносного ефективного ККД $\eta_{оef}$ в залежності від ефективної потужності турбіни N_{ef} , табл. 3.1.

Таблиця 3.1. – Відносний ефективний ККД турбіни

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

За вибраним $\eta_{оef}$ визначають відносний внутрішній ККД

$$\eta_{oi} = \eta_{оef} / \eta_m \quad (3.8)$$

де η_m - механічний ККД турбіни, який враховує втрати на тертя в підшипниках, затрату енергії на привід масляного, імпелерного насосів і ін. В таблиці 3.2 наведена залежність механічного ККД від електричної потужності турбіни N_e .

Таблиця 3.2 – Механічний ККД парової турбіни

N_e , МВт	5...10	10...25	25...100	> 100
η_m	0,97...0,98	0,98...0,985	0,985...0,99	0,99...0,995

Використаний тепловий перепад на турбіну становить, кДж/кг:

$$H_i = H_o \eta_{oi}, \quad (3.9)$$

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

Розрахункова потужність парової турбіни в циклі Ренкіна

$$N_e = G_o H_i \eta_{oi} \eta_m \eta_{n2}, \quad (3.10)$$

де N_e – розрахункова потужність турбіни, кВт; G_o – витрата свіжої пари на турбіну, кг/с; η_{ov} η_m – відносний внутрішній і механічний ККД турбіни; η_{ng} – ККД електрогенератора.

Приймаючи потужність турбіни (кВт)

$$N_e = N_{\text{БЕС}} - q_{\text{пов}} F_{\text{пр}} \cdot 10^{-3} \quad (3.11)$$

з формули (3.10) отримаємо

$$G_o = \frac{N_e}{\eta_{\text{г}} \eta_{\text{ов}} \eta_m \eta_{\text{нг}}}, \quad (3.12)$$

Теоретична потужність, кВт, сонячної енергетичної установки з фотоелектричними панелями розраховується за формулою [3]

$$N_{\text{фн}} = \eta_{\text{фн}} \cdot F_3 \cdot R_{\Sigma}, \quad (3.13)$$

де $\eta_{\text{фн}}$ – ККД фотоелектричних перетворювачів (0,13...0,18); F_3 – загальна площа електричних перетворювачів.

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Визначити теплоту, яка підводиться геліостатами до встановленого на вежі парогенератора паротурбінної сонячної електростанції, якщо задано кількість геліостатів n , площу одного геліостату F , інтенсивність сонячного випромінювання R_{Σ} , коефіцієнт запилення r_{κ} , косинус реального кута падіння сонячного випромінювання на геліостати $\cos \Psi$. Визначити площу і теплові втрати приймача СВ, якщо задані його енергетична освітленість $R_{\text{пр}}$ і температура теплоносія в приймачі $t_{\text{пр}}$. Також необхідно визначити термічний ККД η_t і масову витрату гострої водяної пари G_o , якщо задано параметри гострої пари: тиск p_1 , температура t_1 , тиск в конденсаторі p_2 , ККД генератора η_g . Як зміниться потужність сонячної енергетичної установки, якщо застосувати кремнієві фотоелектричні перетворювачі з ККД $\eta_{\text{фн}}$, які займають ту ж площу що і дзеркала геліостатів?

Числові значення заданих параметрів наведені в таблицях 3.3 і 3.4.

Таблиця 3.3

Вихідні дані

Параметри \ Варіанти	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кількість геліостатів n , шт	1250	1818	1600	256	201	112	300	93	807	263
Площа геліостату F , m^2	120	40,3	25,5	25	53,7	21,8	38	39	16	58
Коефіцієнт відбиття геліостату r_l	0,75	0,9	0,71	0,77	0,9	0,85	0,87	0,91	0,88	0,80
Температура приймача $t_{пр}$ °C	550	516	250	600	505	512	520	530	250	660
Інтенсивність сонячного випромінювання R_{Σ} , кВт/ m^2	0,6	0,58	0,56	0,54	0,52	0,50	0,45	0,40	0,35	0,65
Косинус реального кута падіння СВ $\cos \Psi$	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79	0,80	0,75	0,76	0,78	0,8
Коефіцієнт поглинання СВ r_k	0,93	0,94	0,95	0,93	0,94	0,95	0,93	0,94	0,95	0,95
Енергетичне освітлення приймача $R_{пр}$, МДж/ m^2	2,5	2,4	2,3	2,1	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1

Таблиця 3.4

Вихідні дані

Параметри \ Варіант	Передостання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Тиск гострої пари p_1 , бар	29	34,8	40	69,2	34,8	15	64	34,5	40	88,5
Температура гострої пари t_1 °C	400	435	151	505	435	350	284	435	151	535
Тиск в конденсаторі p_2 , бар	0,054	0,039	0,035	0,037	0,04	0,045	0,05	0,052	0,036	0,038
ККД генератора η_g	0,85	0,87	0,89	0,90	0,85	0,86	0,88	0,87	0,89	0,90
ККД фотоелектричного перетворювача $\eta_{фп}$	0,14	0,15	0,12	0,13	0,14	0,015	0,10	0,11	0,12	0,13

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Кількість геліостатів n , шт.	1250
Площа геліостату F , m^2	120
Коефіцієнт відбиття геліостату r_l	0,74
Температура приймача $t_{np}^\circ C$	670
Інтенсивність сонячного випромінювання R_Σ , кВт/ m^2 ..	0,55
Косинус реального кута падіння СВ $\cos \Psi$	0,82
Коефіцієнт поглинання СВ r_k	0,96
Енергетичне освітлення приймача R_{np} , МДж/ m^2	2,7
Тиск гострої пари p_1 , бар	88,5
Температура гострої пари $t_1^\circ C$	535
Тиск в конденсаторі p_2 , бар	0,056
ККД генератора η_r	0,91
ККД фотоелектричного перетворювача $\eta_{фп}$	0,16

Розв'язання

Загальна кількість теплоти, яка прийнята від геліостатів за 1 секунду центральним приймачем при $K_{зам} \cdot K_{бл} = 1$; $K_{ТП} = 0,85$; $K_{зан} = 0,95$; $F_l = F \cdot g = 120 \cdot 1250 = 150000 m^2$ за формулою (3.1)

$$N_{БСЕС} = R_\Sigma \cdot F_l \cdot r_l \cdot \cos \Psi \cdot K_{зам} \cdot K_{бл} \cdot K_{ТП} \cdot K_{зан} \cdot r_k$$

$$N_{БСЕС} = 0,55 \cdot 150000 \cdot 0,74 \cdot 0,82 \cdot 1 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,96 = 38807 \text{ кВт.}$$

Площа поверхні приймача F_{np} за формулою (3.2)

$$F_{np} = N_{БСЕС} / R_{np} = 38807 / (2,7 \cdot 10^3) = 14,37 m^2.$$

Втрати тепла за рахунок випромінювання в теплоприймачі за формулою (3.3)

$$q_{проп} = e_{np} \cdot C_o (T/100)^4 = e_{np} C_o \left(\frac{t_{np} + 273}{100} \right)^4.$$

$$q_{проп} = 0,95 \cdot 5,67 \left(\frac{670 + 273}{100} \right)^4 = 42594 \text{ Вт}/m^2.$$

Повні втрати тепла в теплоприймачі за формулою (3.4)

$$q_{пов} = q_{проп} + q_{кон} = q_{проп} + q_{проп} / 2 = 42594 + 42594 / 2 = 63891 \text{ Вт}/m^2.$$

За діаграмою $h - s$ у відповідності з параметрами гострої пари: тиском $p_1 = 88,5$ бар і температурою $t_1 = 585^\circ \text{C}$ знаходимо ентальпію гострої пари $h_1 = 3475$ кДж/кг, а ентальпія пари в конденсаторі при ізентропійному розширенні пари до тиску $p_2 = 0,056$ бар становить $h_2 = 2080$ кДж/кг.

Питома робота одного кілограма пари за формулою (3.5)

$$l = h_1 - h_2 = 3475 - 2080 = 1395 \text{ кДж/кг.}$$

Згідно таблиці сухої насиченої пари і води на лінії насичення [4, табл. 7, с.367] при тиску конденсату $p_2 = 0,056$ бар його ентальпія становить $h_k = h' = 165$ кДж/кг.

Терпічний ККД парової турбіни за формулою. (3.6)

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_k} = \frac{3475 - 2080}{3475 - 165} = 0,42.$$

Загальний ізентропійний теплоперепад, який приходиться на турбіну за формулою (3.7)

$$H_o = (h_1 - h_2) = 3475 - 2080 = 1395 \text{ кДж/кг}$$

В першому наближенні приймаємо $N_e = N_{\text{БСЕС}} = 38807$ кВт = 38,8 МВт. Тоді згідно таблиць 3.1 і 3.2 отримаємо $\eta_{\text{оef}} = 0,825$ і $\eta_m = 0,987$.

Відносний внутрішній ККД турбіни за формулою

$$\eta_{oi} = \eta_{\text{оef}} / \eta_m = 0,825 / 0,987 = 0,536.$$

Використаний тепловий перепад на турбіну за формулою (3.9) становить

$$H_i = H_o \eta_{oi} = 1395 \cdot 0,536 = 747,7 \text{ кДж/кг.}$$

Приймаючи потужність турбіни (кВт) в другому наближенні

$N_e = N_{\text{БСЕС}} - q_{\text{нов}} F_{\text{np}} \cdot 10^{-3} = 38807 - 63891 \cdot 14,37 \cdot 10^{-3} = 37889$ кВт, знаходимо масову витрату водяної пари за формулою ()

$$G_o = \frac{N_e}{H_i \eta_{oi} \eta_m \eta_{\text{nc}}} = \frac{37889}{747,7 \cdot 0,536 \cdot 0,987 \cdot 0,9} = 106,4 \text{ кг/с.}$$

Теоретична потужність, кВт, сонячної енергетичної установки з фотоелектричними панелями розраховується за формулою (3.13) при $F_3 = F_1 = 150000 \text{ м}^2$

$$N_{\phi n} = \eta_{\phi n} \cdot F_3 \cdot R_{\Sigma} = 0,16 \cdot 150000 \cdot 0,55 = 13200 \text{ кВт.}$$

Таким чином сонячна установка з баштовим концентратором за потужністю перевищує установку з фотоелектричними елементами в $N_e / N_{\phi n} = 37889 / 13200 = 2,87$ раза.

ЛІТЕРАТУРА

1. Методичні вказівки до проведення практичних робіт з курсу «Відновлювані джерела енергії». Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2012. 64 с.
2. Виссарионов В. И., Дерюгина Г. В., Кузнецова В. А., Малинин Н. К. Солнечная энергетика Учебное пособие для вузов / Под ред. В. И. Виссарионова. М. : Издательский дом МЭИ, 2008. 317 с.
3. Боблях С. Р., Мельнічук М. М., Мельник В. С., Ігнатюк Р. М. Відновлювані джерела енергії : монографія. Луцьк : Волинський національний університет ім. Лесі Українки, 2012. 227 с.
4. Герасимов Г. Г. Теоретичні основи теплотехніки : навчальний посібник. Рівне : НУВГП, 2011. 382 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ВІТРОВОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Теоретична частина

Енергія вітра є похідною енергії сонця і утворюється за рахунок нерівномірного нагрівання поверхні Землі. Кожну годину Земля отримує 100 000 000 000 000 кВтгод енергії сонця. Біля 1...2% сонячної енергії перетворюється в енергію вітра. Цей показник в 50...100 разів перевищує кількість енергії, яка перетворюється в біомасу всіма рослинами Землі. Вітрова енергія приваблива і з точки зору екології: при її використанні нема викидів в атмосферу, нема небезпечних радіоактивних відходів. Вітер, як первинне джерело енергії, не потребує фінансових витрат. До того ж, це джерело енергії може використовуватися децентралізовано [1].

Природно, що найбільший вітровий потенціал спостерігається на морському узбережжі, на підвищеннях і в горах. Енергія вітру підпорядкована сезонним змінам погоди: ефективність роботи вітростанції в липні 55% і в січні 100%, а фотоелектрична система навпаки ефективна на 18% в січні і на 100% в липні. Тому оптимальним варіантом є комбінування в одній системі вітрогенератора і сонячної установки [1].

Ротор віротурбіни «захоплює» енергію вітрового потоку, який проходить крізь нього. Зрозуміло, що чим більша площа ротора, тим більше електроенергії він може виробити. Через те, що площа ротора зростає пропорційно квадрату діаметра ротора, вітрогенератор вдвічі більший за розміром зможе виробити в чотири рази більше енергії. Але збільшення площі, яка охоплюється лопатями при обертанні, призводить до зростання навантаження на систему при тій же швидкості вітру. Для того, що б система витримала всі навантаження, необхідно підсилити всі її механічні компоненти, а це потребує додаткових фінансових витрат [1].

Швидкість вітру є найбільш важливим фактором, який впливає на кількість енергії, що вітрогенератор може перетвори-

ти в електроенергію. Енергія вітру змінюється пропорційно кубу швидкості вітру. Природні вітрові умови постійно міняються, змінюються також і швидкість вітру. Конструкція вітрогенератора розрахована для роботи при швидкості вітру в діапазоні 3...30 м/с. Більш висока швидкість вітру може зруйнувати вітряк, тому великі вітрогенератори оснащені гальмом. Малі вітряки можуть працювати при швидкостях вітру менше 3 м/с [1].

Енергію вітру найчастіше використовують для генерування електричної енергії із застосуванням вітроенергетичних установок (ВЕУ). Основним конструктивним вузлом ВЕУ є вітроагрегат до складу якого входять вітроколесо, мультиплікатор і генератор. Вітроколесо під дією вітру створює обертовий момент на валу генератора. Для узгодження частоти обертання вітроколеса і частоти мережі використовують мультиплікатор. Також ВЕУ комплектують системою керування роботою вітроагрегату і генератором. Існує два основних типи ВЕУ – з вертикальною, рис. 4.1 і горизонтальною віссю обертання, рис. 4.2 [2].

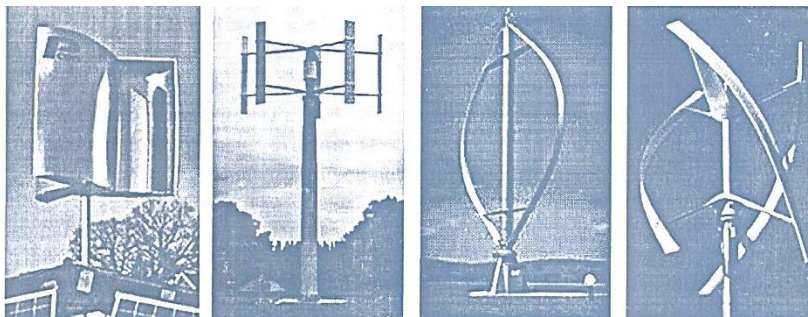


Рис. 4.1 – ВЕУ з вертикальною віссю обертання: а) з ротором Савоніуса; б) з ротором Масгрува; в) з ротором Дар'є; г) з гелікоїдним ротором

Ротор ВЕУ з вертикальною віссю обертається навколо осі, яка перпендикулярна напрямку повітряного потоку. Переваги ВЕУ з вертикальною віссю обертання:

-відсутність системи орієнтації за напрямом вітру, оскільки ефективність роботи ВЕУ з вертикальною віссю визначається лише швидкістю вітру і не залежить від його орієнтації;

-вісь обертання ротора генератора співпадає з віссю обертання вітроколеса, тому генератор і редуктор розміщують внизу ВЕУ;

-менше навантаження на опору ВЕУ [2].



Рис. 4.2 – ВЕУ з горизонтальною віссю обертання: а) однолопатева; б) дволопатева; в) трилопатева; г) багатолопатева

Незважаючи на ці переваги, ВЕУ з вертикальною віссю обертання не знайшли широкого застосування. Це пов'язано з тим, що ВЕУ з горизонтальною віссю обертання мають більший ККД і меншу вартість. За геометрією вітроколеса ВЕУ з горизонтальною віссю обертання поділяють на одно-, дво-, три- і багатолопатеві. Як правило багатолопатеві агрегати працюють з низькою швидкістю обертання, проте мають великий обертовий момент, тому їх використовують в якості приводів насосів та інших виконавчих пристроїв. Одно-трилопатеві ротори мають високу швидкість обертання, тому їх, як правило, під'єднують до електрогенераторів. Найчастіше використовують трилопатеві вітроколеса. Їх основним недоліком була висока стартова швидкість (4...6) м/с, у сучасних ВЕУ значення цього показника знижено до (2...3) м/с. Сучасні ВЕУ потужністю декілька мегават мають лопаті розміром 40...60 м [2].

Повітряний потік, як і любое рухоме тіло, має енергію руху, або кінетичну енергію. Одним із видів використання кінетичної енергії є перетворення її в механічну роботу. Згідно з законами механіки кінетичну енергію рухомої маси повітря можливо виразити таким рівнянням

$$E = mw^2/2, \quad (4.1)$$

де m – маса повітря, що рухається, кг; w – швидкість руху повітря, м/с. Маса повітря, яке проходить крізь контур площею F (m^2) за одну секунду визначається рівнянням

$$m = \rho_n Fw, \quad (4.2)$$

де ρ_n – густина повітря, кг/м³; F – площа поверхні, яка окреслюється колесом вітродвигуна, м²; рис. 4.3.

Підставивши (4.2) у (4.1), одержимо енергію, яка утримується у повітряному потоці, що проходить в одну секунду крізь контур площею F

$$N = E_c = \rho_n Fw^3/2 \quad (4.3)$$

З цього виразу видно, що енергія вітру пропорційна кубу швидкості. В механічну роботу вітродвигун може перетворювати тільки частину цієї енергії, яка визначається коефіцієнтом використання енергії вітру ξ . Тоді секундна робота, яка розвивається вітроколесом площею F , становить

$$N = E_c = \rho_n Fw^3 \xi/2 \quad (4.4)$$

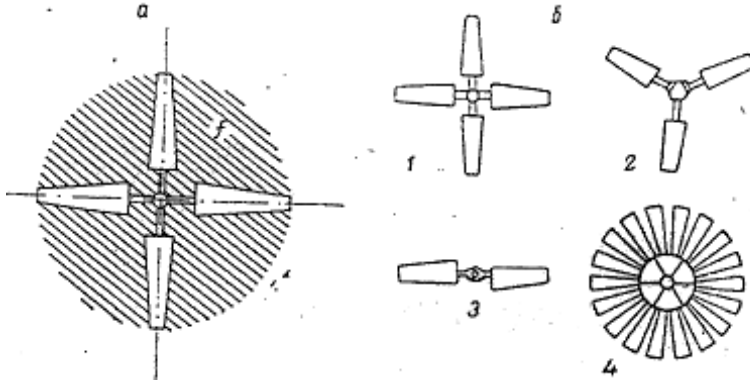


Рис. 4.3. – Типи крильчатих вітродвигунів: а – площа F , яка окреслюється колесом вітродвигуна; б – крильчатий вітродвигун, 1, 2, 3 – швидкохідні мало лопатеві, 4 – тихохідний багатолопатевий

Як відомо площа круга

$$F = \pi D^2 / 4 = \pi R^2, \quad (4.5)$$

де D – діаметр вітроколеса, м; R – радіус вітроколеса, м.

У реальних вітроагрегатів коефіцієнтом використання енергії вітру має значення в межах $\xi = 0,2 \dots 0,45$ [2-4].

Важливим параметром вітроколеса є його швидкохідність

$$Z = \omega R / w, \quad (4.6)$$

де ω – кутова швидкість вітроколеса.

Швидкохідність означає співвідношення лінійної швидкості кінця лопаті до швидкості повітряного потоку. За правильно обраного значення швидкохідності лопаті вітроколеса не потрапляє у турбулентний потік, створений попередньою лопаттю, оскільки цей потік встигає покинути область вітроколеса. Разом з тим не відбувається вільне проходження повітряного потоку через вітроколесо без взаємодії з лопатями. Для виконання цих умов співвідношення між швидкохідністю і кількістю лопатей $n_{\text{л}}$ є таким:

$$Z = 4\pi / n_{\text{л}}. \quad (4.7)$$

Коефіцієнт потужності $\xi = C_p$ залежить від швидкохідності Z . Функціональну залежність $C_p = f(Z)$ для вітроагрегатів різного типу показано на рис. 4.4 [2].

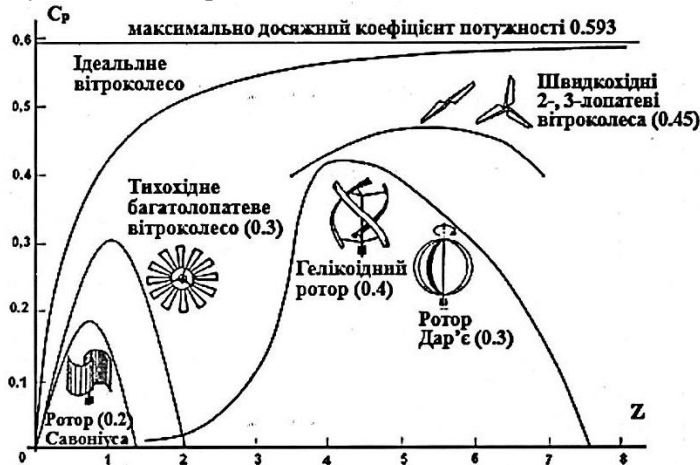


Рис. 4.4 – Значення коефіцієнту потужності різних типів вітроколес [2]

Потужність на валу вітроколеса (без врахування втрат в мультиплікаторі)

$$N_6 = N_n / \eta_c, \quad (4.8)$$

де N_n – вихідна потужність генератора; η_c – ККД генератора.

Радіус вітроколеса

$$R = \sqrt{\frac{2N_6}{C_{p\max} \rho \pi w^3}}, \quad (4.9)$$

де $C_{p\max}$ – максимальний коефіцієнт потужності для заданого типу вітроколеса.

Швидкість обертання вітроколеса n

$$n = \frac{Zw}{2\pi R}, \quad (4.10)$$

Передавальне число мультиплікатора (редуктора)

$$i = 50 / (n \cdot \eta_{mm}), \quad (4.11)$$

де η_{mm} – ККД мультиплікатора.

Експлуатаційні параметри вітроенергетичних установок характеризуються коефіцієнтом використання потужності вітродвигуна. Цей коефіцієнт визначається відношенням фактичного виробітку вітродвигуна за даний період T до того виробітку, який він міг би дати, якщо працював би весь цей період з встановленою потужністю (тобто з потужністю вітродвигуна при швидкості вітру 8 м/с).

$$K = A_{\text{фак}} / (N_y T) = N_{\text{сер}} / N_y, \quad (4.7)$$

де $A_{\text{фак}}$ – фактичний виробіток, кВт.год; N_y – встановлена потужність вітродвигуна, кВт; $N_{\text{сер}}$ – середня потужність вітродвигуна за період часу T , кВт; T – період часу, за який підраховується фактичний виробіток, год [2, 5].

Цей коефіцієнт змінюється в залежності від середньодобових, середньомісячних і середньорічних швидкостей вітру. Для закордонних вітроустановок він становить 0,25...0,3; а для умов України поки що 0,09...0,12.

Інтеграція ВЕУ та систем електроживлення в єдину енергосистему можлива лише за умови врахування їх нестабільної вихідної потужності і переходу від централізованої до децентралізованої структури енергосистеми [2].

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Визначити потужність вітрової електростанції, яка має n_y однотипних трилопатевих вітроустановок. Якщо задано довжину лопаті вітроколеса L , швидкість вітру на висоті 10 м – w_{10} , ККД вітродвигуна η_g , електричний ККД генератора та перетворювача η_z , температура повітря t , атмосферний тиск p .

Знайти швидкість обертання вітроколеса і передавальне число мультиплікатора, якщо ККД мультиплікатора η_{mt} .

Знайти виробіток електроенергії всією вітроелектричною станцією за місяць, якщо коефіцієнт використання потужності ВЕУ дорівнює K ,

Числові значення заданих параметрів наведені в таблицях 4.1 і 4.2.

Таблиця 4.1

Вихідні дані

Варіанти Параметри	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кількість ВЕУ n_y , шт	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
Довжина лопаті L , м	15	23	30	34	42	45	50	27	30	25
Швидкість вітру w_{10} , м/с	3,0	4,0	4,5	5,0	4,2	4,4	3,2	4,6	3,5	4,1
ККД вітродвигуна η_g	0,25	0,27	0,29	0,35	0,32	0,29	0,33	0,28	0,30	0,26
ККД генератора η_z	0,7	0,75	0,8	0,72	0,78	0,82	0,85	0,71	0,83	0,73
Температура повітря $t^\circ \text{C}$	18	17	20	22	28	26	25	21	19	24
Атмосферний тиск p , мм рт. ст.	750	755	760	765	768	750	755	762	765	768

Таблиця 4.2

Варіант Параметри		Вихідні дані Передостання цифра залікової книжки									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
ККД мультиплікатора η_{mt}		0,85	0,87	0,89	0,90	0,85	0,86	0,88	0,87	0,89	0,90
Коефіцієнт використання потужності ВЕУ K		0,14	0,15	0,12	0,13	0,14	0,015	0,10	0,18	0,12	0,20

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Кількість ВЕУ n_y , шт...../... 42

Довжина лопаті L , м 33

Швидкість вітру w_{10} , м/с 4,80

ККД вітродвигуна η_e 0,31

ККД генератора η_c ,0,77

Температура повітря t° C 23

Атмосферний тиск p , мм рт. ст.764

ККД мультиплікатора η_{mt} 0,91

ККД використання потужності ВЕУ K 0,17

Розв'язання

З рівняння стану для повітря як ідеального газу $p\nu = RT$ знаходимо густину повітря $\rho_n = 1/\nu = p/RT$, де p – атмосферний тиск, Па; $R = R_\mu/\mu = 8314/29 = 287$ Дж/(кг·К); T = абсолютна температура, К. $T = t + 273 = 23 + 273 = 296$ К. $p = (764/750)10^5 = 1,02 \cdot 10^5$ Па.

$$\rho_n = 1/\nu = p/RT = \frac{1,02 \cdot 10^5}{287 \cdot 296} = 1,2 \text{ кг/м}^3.$$

Площа, яка захоплюється вітроколесом, за формулою (4.5) при радіусі колеса $R = L = 33$ м

$$F = \pi D^2 / 4 = \pi R^2 = 3,14 \cdot 33^2 = 3419 \text{ м}^2.$$

Швидкохідність вітроколеса за формулою (4.7)

$$Z = 4\pi/n_l = 4 \cdot 3,14/3 = 4,2.$$

За графіком рис. 4.4 для трилопатевого колеса знаходимо коефіцієнт потужності

$$\xi = C_p = 0,45$$

Приймаємо висоту башти вітроустановки $H=2L = 2 \cdot 33 = 66$ м, тоді швидкість вітру на висоті башти

$$w = w_{10} \left(\frac{H}{10} \right)^{0,2} = 4,8 \cdot (66/10)^{0,2} = 7,0 \text{ м/с}$$

Потужність вітроколеса за формулою (4.4)

$$N = \rho_n F w^3 \xi / 2 = 1,2 \cdot 3419 \cdot 7^3 \cdot 0,45 / 2 = 316633 \text{ Вт} = 316,6 \text{ кВт}$$

З формули (4.8) вихідна потужність генератора N_n при потужності на валу вітроколеса $N_g = N$

$$N_n = N_g \cdot \eta_c = 316,6 \cdot 0,77 = 244 \text{ кВт.}$$

Швидкість обертання вітроколеса n за формулою (4.10)

$$n = \frac{Zw}{2\pi R} = \frac{4,2 \cdot 7}{2 \cdot 3,14 \cdot 33} = 0,141 \text{ 1/с} = 0,141 \frac{60}{2 \cdot 3,14} = 1,36 \text{ об/хв} = 0,0226 \text{ об/с.}$$

Передавальне число мультиплікатора (редуктора) за формулою (4.11)

$$i = 50/(n \cdot \eta_{mm}) = 50/(0,0226 \cdot 0,91) = 2430.$$

Середня потужність ВЕУ з формули (4.7) при $N_y = N_n$

$$N_{сер} = K \cdot N_y = 0,17 \cdot 244 = 41,5 \text{ кВт.}$$

Місячний виробіток електроенергії вітровою електростанцією

$$W_m = n_y \cdot N_{сер} \cdot t_{дн} \cdot 3600 = 42 \cdot 41,5 \cdot 24 \cdot 3600 = 150595200 \text{ кВт} \cdot \text{год.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Энергия ветра. URL: <http://teplonasos.ua/uk/raznoe/drugie-istochniki-energii/veter/>
2. Енергозбереження і енергоефективність-1. Конспект лекцій для студентів напрямку підготовки 6,050802 «Електронні пристрої та системи». К. : НТУУ «КПІ». 2014. 106 с.
3. Боблях С. Р., Мельнічук М. М., Мельник В. С., Ігнатюк Р. М. Відновлювані джерела енергії : монографія.

Луцьк : Волинський національний університет ім. Лесі Українки, 2012. 227 с.

4. Методичні вказівки до проведення практичних робіт з курсу «Відновлювані джерела енергії». Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2012. 64 с.

5. Яхно О. М., Таурит Т. Г., Грабар И. Г. Ветроэнергетика: конструирование и расчет ВЭУ : учебное пособие. Житомир : ЖГТУ, 2002. 255 с.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГЕОТЕРМАЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Теоретична частина

В ядрі нашої планети максимальна температура досягає 4000°C . Вихід тепла через тверді породи суходолу і океанічного дна відбувається головним чином за рахунок теплопровідності (геотермальне тепло) і рідше – у вигляді конвекційних потоків розплавленої магми або гарячої води. Середній потік геотермального тепла через земну поверхню становить приблизно $0,06\text{ Вт/м}^2$ при температурному градієнті менше 30°C/км . Проте є райони з підвищеними градієнтами температури, де потоки складають приблизно $10\dots 20\text{ Вт/м}^2$, що дозволяє реалізувати геотермальні станції (ГеоТЕС) тепловою потужністю 100 МВт/км^2 і тривалістю строку експлуатації не менше 20 років [1–7].

Область застосування геотермальної води при її температурі, $^{\circ}\text{C}$.

- Виробіток електроенергії.....більше 140°C ;
- Системи опалення будівель і споруд.....менше 100°C ;
- Системи гарячого водопостачання..... 60°C ;
- Системи геотермального теплопостачання
теплиць.....менше 60°C ;
- Геотермальні холодильні установки.....менше 60°C .

Значно підвищується ефективність застосування термальних вод при їх комплексному використанні.

Переваги геотермальної енергетики є її повна безпечність для довкілля. Кількість CO_2 , яке виділяється при виробництві $1\text{ кВт}\cdot\text{год}$ електроенергії з високотемпературних геотермальних джерел, становить від 13 до 380 г, в той час як для вугілля він складає 1042 г на $1\text{ кВт}\cdot\text{год}$ [8].

Недоліки геотермальної енергії:

- Необхідність зворотної закачки відпрацьованої води в підземний водоносний горизонт;
- Висока мінералізація термальних вод більшості родовищ;
- Наявність в воді токсичних сполук і металів.

Ці недоліки в більшості випадків, виключають можливість скидання відпрацьованих вод у розташовані на поверхні природні водні системи.

Для практичного використання теплоти геотермальних вод необхідні значні капітальні затрати:

- На буріння свердловин;
- Зворотнє закачування відпрацьованої геотермальної води;
- На створення корозійно-стійкого теплотехнічного обладнання.

Тепло Землі дуже «розосереджене» і в більшості районів може використовуватися дуже невелика частина енергії. З них придатні для використання геотермальні ресурси складають біля 1% загальної теплоємності верхньої 10-кілометрової товщі земної кори [8].

До останнього часу в термоенергетиці незаперечним вважався головний принцип роботи всіх геотермальних станцій, який полягав в використанні природного виходу пари з підземних резервуарів і джерел. Австралійці відійшли від цього принципу і вирішили самі створити потрібний «гейзер». Австралійці знайшли аномалію, де гранітні породи на глибині 4,5 км розігріваються до 270° С, і тому, якщо на таку глибину через свердловину закачати під великим тиском воду, то вона, повсюдно проникаючи в тріщини гарячого граніту, буде їх розширювати, одночасно нагріваючись, в потім за другою пробуреною свердловиною буде підніматися на поверхню. Принципова схема описаної установки наведена на рис. 4.1 [8].

Зазвичай товщина водоносного шару z менше глибини його залягання. Водоносний шар має пористу структуру – скельні породи мають пори, заповнені водою (пористість оцінюється

коефіцієнтом α . Середня густина твердих порід земної кори $\rho_{ep} = 2700 \text{ кг/м}^3$, а коефіцієнт теплопровідності $\lambda_{ep} = 2 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Зміна температури ґрунту у напрямі до земної поверхні характеризується температурним градієнтом (dT/dz), що вимірюється в $^\circ\text{C/км}$ або K/км . Найбільш поширені на земній кулі райони з нормальним температурним градієнтом (менше 40°C/км) з густиною вихідних в напрямку поверхні теплових потоків $\approx 0,06 \text{ Вт/м}^2$. Економічна доцільність вилучення тепла з надр Землі тут малоімовірна [9].

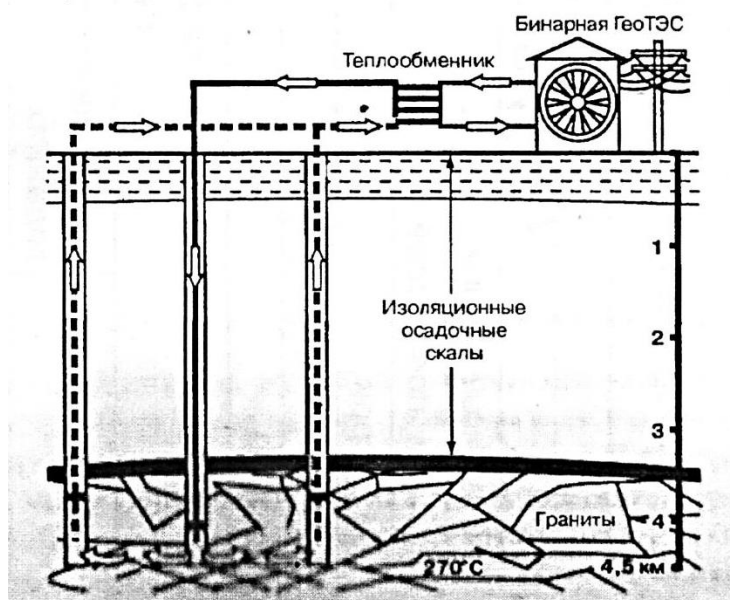


Рис. 5.1 – Схема отримання електроенергії зі штучно створеного підземного джерела теплоти [8]

У напівтермальних районах температурний градієнт дорівнює $40\dots 80^\circ\text{C/км}$ (наприклад Північний Кавказ). Тут доцільно використовувати тепло надр для опалення, в теплицях і ін.

У геотермальних районах (поблизу кордонів земної кори) градієнт більше 80° C/км , тому тут доцільно будувати ГеоТЕС [9].

За відомого температурного градієнта можна визначити температуру водоносного шару перед початком його експлуатації:

$$T_2 = T_o + \left(\frac{dT}{dz} \right) \cdot z, \quad (5.1)$$

де T_o – температура поверхні Землі, К.

На практиці характеристики геотермальної енергетики зазвичай відносять до 1 км^2 поверхні F . Теплоємність водоносного шару C_{nl} (Дж/К) можна визначити за рівнянням

$$C_{nl} = [\alpha \rho_g C_g + (1 - \alpha) \rho_{zp} C_{zp}] h F, \quad (5.2)$$

де ρ_g і C_g – відповідно густина і ізобарна питома теплоємність води; ρ_{zp} і C_{zp} – відповідно густина і питома теплоємність ґрунту (порід шару): зазвичай $C_{zp} = (820 \dots 850) \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}$.

Якщо задати мінімально допустиму температуру, за якою можна використовувати теплову енергію водоносного шару T_1 , то можна оцінити його тепловий потенціал до початку експлуатації (Дж)

$$E_o = C_{nl}(T_2 - T_1). \quad (5.3)$$

Постійну часу водоносного шару τ_o (час його використання, с) у разі відведення теплової енергії шляхом закачування в нього води з об'ємною витратою V ($\text{м}^3/\text{с}$) можна визначити за формулою

$$\tau_o = \frac{C_{nl}}{V \cdot \rho_g \cdot C_g}. \quad (5.4)$$

Вважають, що тепловий потенціал водоносного шару під час його розробки змінюється за експоненціальним законом

$$E_\tau = E_o e^{-\frac{\tau}{\tau_o}}, \quad (5.5)$$

де τ – число років з початку експлуатації; e – основа натуральних логарифмів [1, 9, 10].

Теплова потужність геотермального шару в момент часу τ (років з початку експлуатації) у Вт

$$\left(\frac{dE}{d\tau} \right)_{\tau} = \frac{E_0}{\tau_0} e^{-\frac{\tau}{\tau_0}}. \quad (5.6)$$

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Визначити початкову температуру t_2 та кількість геотермальної енергії E_0 (Дж) водоносного пласта товщиною h (км) при глибині залягання z (км), якщо задані характеристики породи пласта: густина $\rho_{ep} = 2700 \text{ кг/м}^3$; пористість α ; питома теплоємність C_{ep} (Дж/(кг·К)); температурний градієнт (dT/dz), який вимірюється одиницями ($^{\circ}\text{C/км}$). Середню температуру поверхні t_0 прийняти рівною 10°C . Питома теплоємність води $C_a = 4200 \text{ Дж/(кг·К)}$; густина води $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$. Розрахунок виконати відносно площі поверхні $F = 1 \text{ км}^2$. Мінімумально допустиму температуру пласта прийняти t_1 .

Також визначити постійну часу вилучення теплової енергії (τ_0) років) при закачуванні води в пласт та її витраті V ($\text{м}^3/(\text{с·К})$). Визначити якою буде теплова потужність, що отримується на початковому етапі ($dE/d\tau$) $_{\tau=0}$ та через 10 років ($dE/d\tau$) $_{\tau=10}$?

Числові значення заданих параметрів наведені в таблицях 5.1 і 5.2.

Таблиця 5.1

Вихідні дані

Варіанти Параметри	Остання цифра залікової книжки									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
І	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Товщина водоносного пласта h , км	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
Глибина залягання z , км	2,5	4,0	3,5	3,0	2,7	4,5	2,9	3,7	5,0	4,7
Пористість водоносного пласта α , %	5	6	7	5,5	6,5	7,5	5,2	6,4	7,8	5,7
Питома теплоємність ґрунту C_{ep} , Дж/(кг·К)	840	900	820	910	830	920	850	930	860	880
Витрата води при закачуванні її в пласт V , $\text{м}^3/(\text{с·км}^2)$	0,1	0,3	0,15	0,2	0,25	0,17	0,35	0,27	0,17	0,22

Таблиця 5.2

Варіант Параметри		Вихідні дані Передостання цифра залікової книжки									
		0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Температурний градієнт dT/dz , °С/км		70	65	75	80	85	67	69	72	76	82
Мінімально допустима температура пласта t_1 , °С		35	40	45	50	32	42	52	37	47	57

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Товщина водоносного пласта h , км0,85

Глибина залягання z , км4,6

Пористість водоносного пласта α , %6,2

Питома теплоємність ґрунту C_{zp} , Дж/(кг·К)870

Температурний градієнт dT/dz , °С/км85

Мінімально допустима температура пласта t_1 , °С ...42

Витрата води при закачуванні її в пласт

V , м³/(с·км²)0,23

Розв'язання

Визначаємо температуру водоносного пласта перед початком його експлуатації

$$t_2 = t_0 + (dT/dz) \cdot z = 10 + 85 \cdot 4,6 = 392,5^\circ \text{C}.$$

$$T_2 = t_2 + 273 = 665,5 \text{ K}.$$

Теплоємність пласта C_{nl} (Дж/К) визначають з виразу (5.2)

$$C_{nl} = [\alpha \rho_0 C_0 + (1 - \alpha) \rho_{zp} C_{zp}] h F.$$

$$C_{nl} = [0,062 \cdot 1000 \cdot 4200 + (1 - 0,062) \cdot 2700 \cdot 870] 850 \cdot 1 \cdot 10^6 = 2,97 \cdot 10^{15} \text{ Дж/К}.$$

Перевірка розмірності за формулою (5.2)

$$\left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} + \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \right] \cdot \text{м} \cdot \text{м}^2 = [\text{Дж} / \text{К}].$$

Теплова потужність, яка отримуються на початковому етапі E_o , визначається за формулою (5.3) при $T_I = t_I + 273 = 42 + 273 = 315$ К.

$$E_o = C_{nl}(T_2 - T_I) = 2,97 \cdot 10^{15}(665,5 - 315) = 1,04 \cdot 10^{18} \text{ Дж.}$$

Постійну часу вилучення теплової енергії пласта τ_o (можливий час використання, років) при виведенні теплової енергії та закачуванні у нього води із об'ємною витратою $V = 0,23 \text{ м}^3/\text{с}$. визначають за формулою (5.4)

$$\tau_o = \frac{C_{nl}}{V \cdot \rho_g \cdot C_g} = \frac{2,97 \cdot 10^{15}}{0,23 \cdot 1000 \cdot 4200} = 3,07 \cdot 10^9 \text{ с} = 97 \text{ років.}$$

Перевірка розмірності за формулою (5.4)

$$\left[\frac{\text{Дж}}{\text{К}} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}^3} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \cdot \frac{\text{кг} \cdot \text{К}}{\text{Дж}} \right] = \text{с.}$$

Теплова потужність на початковому етапі за формулою (5.6) буде рівною

$$\left(\frac{dE}{d\tau} \right)_{\tau=0} = \frac{E_o}{\tau_o} e^{-\frac{\tau}{\tau_o}} = \frac{1,04 \cdot 10^{18}}{3,07 \cdot 10^9} = 3,39 \cdot 10^8 \text{ Вт} = 339 \text{ МВт,}$$

а через 10 років

$$\left(\frac{dE}{d\tau} \right)_{\tau=10} = \frac{E_o}{\tau_o} e^{-\frac{\tau}{\tau_o}} = \frac{E_o}{\tau_o} e^{-\frac{10}{97}} = \left(\frac{dE}{d\tau} \right)_{\tau=0} \cdot e^{-\frac{10}{97}} = 339 \cdot 0,902 = 306 \text{ МВт.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Боблях С. Р., Мельничук В. С., Мельник В. С., Ігнатюк Р. М. Відновлювані джерела енергії : монографія. Луцьк : ВНУ, 2012. 227 с.
2. Ришард Титко, Володимир Калініченко. Відновлювальні джерела енергії. Варшава-Краків-Полтава, 2010. 533 с.
3. Щербина О. Енергія для всіх : Технічний довідник з енергоощадності та відновних джерел енергії. Ужгород : Видавництво Валерія Падяка, 2007. 336 с.

4. Будинок «ноль» енергії... тому що Земля і Сонце не виставляють рахунків: Збірник статей / Укладач О. Б. Денис. Львів : ЕКОінформ, 2009. 336 с.

5. Вступ до спеціальності. Нетрадиційні та відновлювані джерела енергії : курс лекцій / С. О. Кудря, В. І. Будько. К. : НТУУ «КПІ», 2013. 387 с.

6. Нетрадиционная энергетика: ресурсы, техника, экономика, экология. Сборник научных трудов по материалам Международной конференции «Современные проблемы нетрадиционной энергетике». Под ред. чл.- кор. РАН Ю. С. Васильева. С.-П. : из-во СПбГТУ, 1996. 126 с.

7. Твайделл Дж., Уэйр А. Возобновляемые источники энергии: Пер с англ. М. : Энергоатомиздат, 1990. 392 с.

8. Германович В., Турилин А. Альтернативные источники энергии. Практические конструкции по использованию энергии ветра, солнца, воды, земли, биомассы. СПб. : Наука и техника, 2011. 320 с.

9. Методичні вказівки до проведення практичних робіт з курсу «Відновлювані джерела енергії». Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2012. 64 с.

10. Сухоцкий А. Б., Фарфаронов В. Н. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : курс лекций. Минск : БГТУ, 2009. 246 с.

Лабораторна робота № 6

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ БІОГАЗОГЕНЕРАТОРІВ

Теоретична частина

Біопаливо – це паливо, яке має біологічне походження.

Біопаливо виробляється в результаті термічної обробки органічних сполук (біомаси) без доступу повітря, так званого *піролізу*. Біомасою прийнято визначати всі органічні речовини як рослинного, так і тваринного походження, джерелом яких служить нині існуюча біосфера нашої планети [1].

Термін «біопаливо» охоплює всі види транспортного або рідкого палива, які виробляють з біомаси. Форми біомаси для її використання як біопалива є досить різноманітними. Біомаса, як енергетичний ресурс може мати декілька напрямів використання: її можна спалювати (у вигляді тирси, деревини, паливних брикетів, гранул), переробляти у рідкі біопалива (біостанол, біодизель), а також виготовляти біогаз.

Класифікація біопалива можлива за такими видами, рис 6.1 [1].



Рис. 6.1 – Класифікація біопалива

Частка біопалива та відходів в структурі виробництва палива з відновлюваних джерел зросла до 81%. Біопаливо дозволило замінити 3,5 млрд м³ газу в Україні.

Анаеробний розклад – це розклад без доступу кисню у присутності спеціальних бактерій. За умови застосування анаеробного розкладу біомаса розкладається на метан CH₄ і оксид вуглецю CO₂. Частка енергії метану складає до 90 % від тієї, що містилась в первинній речовині. Суміш метану і оксиду вуглецю за наявності в невеликій кількості інших газів називають *біогазом*. Його склад: (55-80)% метану CH₄, (15-40)% вуглекислого газу CO₂, (0-1)% сірководню H₂S, (0-1)% азоту N₂, (0-1) % водню H₂. Теплота згорання залежно від складу становить (21-27) МДж/м³. Крім отримання біогазу анаеробний розклад повністю мінералізує азот, фосфор, калій та інші мікроелементи, завдяки чому вони краще засвоюються рослинами. Таким чином ця технологія дозволяє виробляти біопаливо і переробляє відходи на добриво.

Основна сировина для виробництва біогазу – це відходи тваринництва. Для цього також можна використовувати силос, солому і побутові відходи. З 1 тони відходів як правило можна отримати (250-500) м³ біогазу. Температура за якої проводять анаеробний розклад складає (20-70)°С. Процес анаеробного розкладу як правило триває (5-15) діб: за вищої температури розкладу, його тривалість зменшується. Схему біогазової установки показано на рис. 6.2 [2].

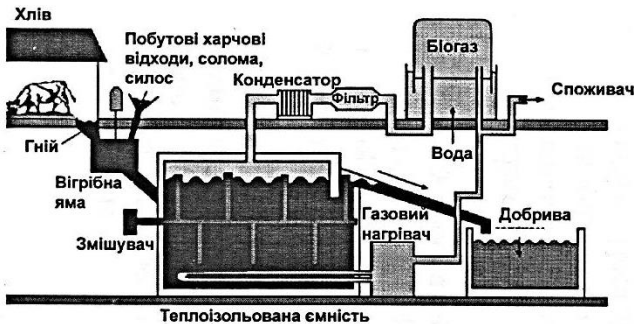


Рис. 6.2 – Схема біогазової установки [2]

Отримання біогазу в метантенках стає екологічно і економічно виправданим, коли метантенк переробляє потоки відходів, які близько розташовані. Наприклад, відходи тваринницьких ферм, боєнь, стоки каналізаційних систем і т. п. Економічність в цьому випадку пов'язана з тим, що немає потреби в попередньому зборі відходів, в організації та управлінні процесом їх подачі. ККД метантенка, який визначається як відношення енергії біогазу до енергії вихідного сухого матеріалу, досягає 60-90%. Схема біогазової установки представлена на рис. 3.11.

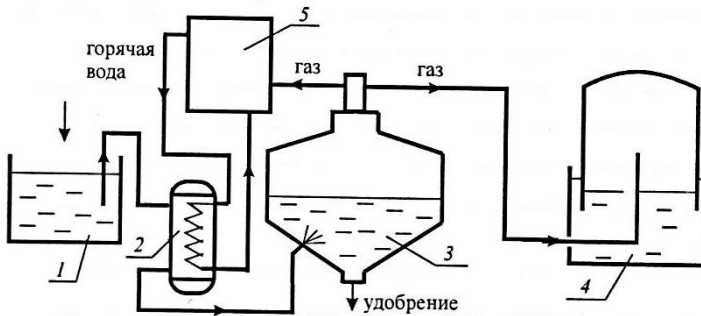


Рис. 6.3 – Схема біогазової установки [4]

Сировина, що містить 2-10% органічних речовин, з відстійника 1 через теплообмінник 2, де вона підігривається до температури ферментації, подається в метантенк 3.

Метантенки виконуються із залізобетону, сталі або полімерних матеріалів. Вони можуть мати різну форму і конструкцію, від кубічної до циліндричної, розташовані горизонтально або вертикально. Найбільшого поширення набули метантенки яйцеподібної і циліндричної конструкції з конусною підставою. Метантенки забезпечуються мішалками для перемішування зброджуваної маси з метою прискорення процесів і теплообмінниками для підтримання необхідної температури зброджуваної біомаси. Перемішування сприяє рівномірному розподілу поживних речовин в обсязі реактора і перешкоджає утворенню осаду на дні метантенка. За відсутності перемішування на поверхні біомаси спочатку утворюється піна, а потім тверда кірка, яка може привести до повної зупинки процесу зброджування.

Утворені гази видаляються через газовий ковпак, розташований у верхній частині метантенка. Газ по газопроводу надходить в котел 5 або в газосховище - газгольдер 4. З кожної тонни гною виділяється в середньому 50 м³ біогазу. Метанове бродіння – процес ендотермічний, вимагає постійного підігріву для підтримки необхідної температури ферментації. Як правило, метантенки та сировину підігрівають за рахунок спалювання утвореного біогазу. В середньому на підтримку потрібної температури ферментації витрачається від 15-20% (мезофільний процес) до 30-50% (термофільний процес) біогазу. Тому одним з важливих моментів експлуатації метантенків є їх хороша теплоізоляція. Процес бродіння біомаси в метантенку йде досить довго. Спочатку розпадаються органічні речовини з легким розкладанням і з найбільшим виходом біогазу, а потім починають розпадатися органічні речовини з більш тяжким розкладанням і з помітно меншою швидкістю виходу біогазу. Тому, виходячи з економічних міркувань, на практиці час тривалості процесу бродіння вибирають рівним часу розкладання до 40-50% органічних речовин (від 8 до 20 діб). У багатьох країнах світу створені і введені в експлуатацію малогабаритні фермерські та великі промислові установки по переробці гною в біогаз. Наприклад, в Швейцарії налічується понад 200 установок. Більшість з них працює при температурі 28-37° С.

Є установки, розташовані під підлогою корівника, що дозволяє максимально використовувати тепло гною. В Індії працює понад 500 тис. біогазових установок, і тому біогаз покриває на 44% потреби країни в електроенергії. Успішно використовуються біогазові установки в Голландії, Великобританії, Китаї та інших країнах [4].

Методика визначення технічних параметрів метантенку [4] зводиться до наступного:

1. Об'єм відстійника гною:

$$V_n = k \cdot m_d \cdot t_{c\sigma} / \rho_n, \dots\dots\dots(6.1)$$

де k – коефіцієнт, що враховує зміну щільності гною, в залежності від початкової вологості ($k = 1,5$); $t_{c\sigma}$ – період накопичення гною – тривалість зброджування в метантенку (від 8 до 20 діб);

m_{∂} - добовий вихід гною з початковою вологістю ω (близько 92%), кг / добу;

$$\omega = \frac{m_{\partial} - m_{\partial\partial}}{m_{\partial}}, \quad (6.1)$$

тоді

$$m_{\partial\partial} = m_{\partial}(1 - \omega), \quad (6.3)$$

де $m_{\partial\partial}$ - добовий вихід сухого зброджуваного матеріалу, кг / добу; ρ_n - щільність гною, кг/м³ ($\rho_n = 1020$ кг/м³).

2. Обсяг метантенка:

$$V_m = m_{\partial\partial} \cdot t_{c\partial} \cdot v, \quad (6.4)$$

де v - питома вага рідкої маси на 1 кг сухого зброджуваного матеріалу, $v = 0,02$ м³/кг.

3. Добовий вихід біогазу, м³/добу:

$$B_{\partial} = m_{\partial\partial} \cdot b, \quad (6.5)$$

де b - питома вихід біогазу, що припадає на 1 кг переробленого гною (від 0,2 до 0,4 м³/кг).

4. Загальна теплова енергія одержуваного біогазу, МДж/добу:

$$Q_{заг} = B_{\partial} \cdot Q_{\partial} \quad (6.6)$$

де $Q_{\partial} = 20-25$ МДж/м³ - теплота згоряння біогазу.

5. Витрата теплоти на нагрівання рідкої маси в метантенку (МДж/добу) з $t_1 = 15^{\circ}$ С до $t_2 = 35^{\circ}$ С (мезофільних режим).

$$Q_n = c_n \cdot m_{\partial\partial} \cdot v \cdot \rho_n (t_2 - t_1) / \eta, \quad (6.7)$$

де c_n - теплоємність рідкої маси ($c_n = 0,00406$ МДж/(кг·С)); η - ККД нагрівального пристрою ($\eta = 0,7$).

6. Витрата теплоти на власні потреби, МДж/добу:

$$Q_{в.п} = 1,06 Q_n, \quad (6.8)$$

де 1,06 - коефіцієнт, що враховує теплові втрати.

7. Загальна кількість біогазу, що йде на власні потреби, м³/добу:

$$B_{в.п} = Q_{в.п} / Q_{\partial} \quad (6.9)$$

8. Вихід товарного біогазу, м³/добу:

$$B_{\partial.m} = B_{\partial} - B_{в.п} \quad (6.10)$$

9. Коефіцієнт витрати біогазу на власні потреби (0,15-0,5):

$$\varphi_{\partial} = B_{в.п} / B_{\partial} \quad (6.11)$$

10. Об'єм газу в газгольдері, м³:

$$V_z = t_{н.б} \cdot B_{б.м}, \quad (6.12)$$

де $t_{н.б}$ – період накопичення біогазу, діб; $t_{н.б} = t_{с.б}$.

11. Теплова потужність пристрою (МДж/добу), що використовує біогаз, розраховується за наступною формулою [3, 5]

$$N = \eta_n \cdot Q_n^p \cdot B_{б.м} \cdot f_m, \quad (6.13)$$

де η_n – ККД пристрою для спалювання газу; Q_n^p – теплота згорання метану при нормальних фізичних умовах, $Q_n^p = 28$ МДж/м³; $f_m = r_{МН4}$ – об'ємна частка метану в біогазі.

Розрахунок газгольдера [4]

Тиск в газгольдері низького тиску визначається вагою дзвона або вантажу:

$$p_z = (mg)/S, \quad (6.14)$$

де m , S – маса і площа горизонтальної проєкції дзвона або вантажу відповідно.

Приймаємо дзвін газгольдера циліндричної форми з діаметром D і висотою $H = 1,5 D$. Тоді діаметр газгольдера можливо визначити з рівняння

$$1,2V_z = (\pi D^2/4) \cdot H = (\pi D^2/4) \cdot 1,5D. \quad (6.15)$$

Звідси

$$D = \sqrt[3]{1,02 \cdot V_z}. \quad (6.16)$$

Тоді

$$S = \pi D^2/4. \quad (6.17)$$

Об'єм металу в газгольдері V_m при товщині стінок $\delta = 6 \dots 12$ мм становить (м³)

$$V_m = 1,1[\pi D \cdot \delta \cdot H + (\pi D^2/4) \cdot \delta]. \quad (6.18)$$

Маса металу в газгольдері

$$m = \rho_m \cdot V_m. \quad (6.19)$$

де ρ_m – густина металу, $\rho_m = 2700$ кг/м³.

Маса газу в газгольдері визначається з рівняння Менделєєва-Клапейрона:

$$pV_z = m_z \cdot R \cdot T, \quad (6.20)$$

де m_z – маса біогазу; R – газова постійна біогазу; T – температура біогазу, p – абсолютний тиск в газгольдері, причому

$$p = p_z + p_{ам}, \quad (6.21)$$

де $p_{ам}$ атмосферний тиск, $p_{ам} = 101325$ Па.

Стала біогазу R залежить від його складу. Якщо склад біогазу заданий об'ємними частками r_{CH_4} та r_{CO_2} , то кіломоль суміші μ визначається за формулою

$$\mu = \mu_{CH_4} \cdot r_{CH_4} + \mu_{CO_2} \cdot r_{CO_2}. \quad (6.22)$$

Тоді газова стала біогазу (Дж/(кг·К))

$$R = R_{\mu}/\mu = 8314/\mu, \quad (6.23)$$

де R_{μ} – універсальна газова стала, $R_{\mu} = 8314$ Дж/(кг·К).

Температуру біогазу (К) приймаємо рівною температурі оточуючого середовища $T = T_{o.c.}$.

$$T_{o.c.} = t_{o.c.} + 273, \quad (6.24)$$

де $t_{o.c.}$ – температура оточуючого середовища, °С.

Перепад рідини зовні і під дзвоном в мокрому газгольдері визначається з основного рівняння гідростатики:

$$h = p_{\rho}/(\rho g). \quad (6.25)$$

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Визначити об'єм відстійника гною, об'єм біогазогенератора (метантенка), добовий вихід біогазу в установці, яка утилізує гній при періоді накопичення $t_{cб}$; добовому виході гною m_0 ; щільності гною $\rho_n = 1020$ кг/м³; питомій вазі рідкої маси на 1 кг сухого зброджуваного матеріалу $v = 0,02$ м³/кг; питомому виході біогазу, що припадає на 1 кг переробленого гною b (м³/кг).

Визначити загальну теплову енергію отриманого біогазу $Q_{заг}$, витрату теплоти на нагрівання рідкої маси в метантенку Q_n , витрату теплоти на власні потреби $Q_{в.н}$; загальну кількість біогазу, що йде на власні потреби $B_{в.н}$; вихід товарного біогазу $B_{б.т}$; об'єм газу в газгольдері V_2 ; теплову потужність пристрою, що використовує біогаз, N ; якщо склад біогазу заданий об'ємними частками r_{CH_4} та r_{CO_2} ; теплота згорання метану при нормальних фізичних умовах, $Q_{н}^p = 28$ МДж/м³; ККД пристрою для спалювання газу η_n .

Розрахувати розміри газгольдера, якщо температура оточуючого середовища $t_{o.c.}$.

Чисельні значення вихідних даних за варіантами наведені в таблицях 6.1 і 6.2.

Таблиця 6.1

		Вихідні дані									
Варіант Параметри	Остання цифра залікової книжки										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Період накопичення гною $t_{об}$, дб	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	
Добовий вихід гною m_0 , кг/доба	68	55	60	55	48	65	62	65	50	52	
Питомий вихід біогазу b , $m^3/кг.$	0,4	0,2	0,35	0,25	0,42	0,22	0,47	0,27	0,3	0,32	
Об'ємна частка біогазу r_{CH_4} , %	80	55	75	60	70	65	57	62	77	68	
Об'ємна частка біогазу r_{CO_2} , %	20	45	25	40	30	35	43	38	23	32	

Таблиця 6.2

		Вихідні дані									
Варіант Параметри	Передостання цифра залікової книжки										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
ККД пристрою для спалювання газу η_n	0,62	0,64	0,66	0,68	0,7	0,75	0,72	0,74	0,69	0,67	
Температура оточуючого середовища $t_{o.c.}$, °C	15	21	19	18	17	16	25	22	23	24	
Вологість гною ω	0,8	0,82	0,84	0,86	0,88	0,90	0,92	0,94	0,76	0,78	

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:

Період накопичення гною $t_{c\bar{o}}$, діб	21
Добовий вихід гною $m_{\bar{o}}$, кг/доба	52
Питомий вихід біогазу b , м ³ /кг	0,37
Об'ємна частка біогазу r_{CH_4} , %	72
Об'ємна частка біогазу r_{CO_2} , %	28
ККД пристрою для спалювання газу η_n	0,71
Температура оточуючого середовища $t_{o.c.}$ °C	26
Вологість гною ω	0,92

Розв'язання

Розрахунок метантенка

1. Об'єм відстійника гною за формулою (6.1):

$$V_n = k \cdot m_{\bar{o}} \cdot t_{c\bar{o}} / \rho_n = 1,5 \cdot 52 \cdot 21 / 1020 = 1,6 \text{ м}^3.$$

Добовий вихід сухого збродженого матеріалу, кг / добу
за формулою (6.3)

$$m_{o\bar{o}} = m_{\bar{o}}(1 - \omega) = 52(1 - 0,92) = 4,16 \text{ кг/добу}.$$

2. Об'єм метантенка за формулою (6.4) при $v = 0,02 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$V_m = m_{o\bar{o}} \cdot t_{c\bar{o}} \cdot v = 4,16 \cdot 21 \cdot 0,02 = 1,74 \text{ м}^3.$$

3. Добовий вихід біогазу за формулою (6.5):

$$B_{\bar{o}} = m_{o\bar{o}} \cdot b = 4,16 \cdot 0,37 = 1,54 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

4. Загальна теплова енергія одержуваного біогазу Q_{zag} за формулою (6.6) МДж/добу:

$$Q_{zag} = B_{\bar{o}} \cdot Q_{\bar{o}} = 1,54 \cdot 20,16 = 31 \text{ МДж/добу},$$

де $Q_{\bar{o}} = Q_n^p \mu_{CH_4} = 28 \cdot 0,72 = 20,16 \text{ МДж/м}^3$

5. Витрата теплоти на нагрівання рідкої маси в метантенку з $t_1 = 15^\circ \text{C}$ до $t_2 = 35^\circ \text{C}$ (мезофільних режим) за формулою (6.7) при $c_n = 0,00406 \text{ МДж/(кг}\cdot\text{C)}$, $\eta = 0,7$ і $\rho_n = 1020 \text{ кг/м}^3$

$$Q_n = c_n \cdot m_{o\bar{o}} \cdot v \cdot \rho_n (t_2 - t_1) / \eta = 0,00406 \cdot 4,16 \cdot 0,02 \cdot 1020 (35 - 15) / 0,7 = 9,84 \text{ МДж/добу}.$$

6. Витрата теплоти на власні потреби, за формулою (6.8)

$$Q_{в.н} = 1,06 Q_n = 1,06 \cdot 9,84 = 10,43 \text{ МДж/добу}$$

7. Загальна кількість біогазу, що йде на власні потреби за формулою (6.9) м³/добу:

$$V_{в.н} = Q_{в.н} / Q_{\bar{o}} = 10,43 / 20,16 = 0,517 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

8. Вихід товарного біогазу за формулою (6.10)

$$B_{\bar{o},m} = B_{\bar{o}} - B_{\bar{o},n} = 1,54 - 0,517 = 1,023 \text{ м}^3/\text{добу}.$$

9. Коефіцієнт витрати біогазу на власні потреби за формулою (6.11)

$\varphi_{\bar{o}} = B_{\bar{o},n} / B_{\bar{o}} = 0,517/1,54 = 0,336$: що знаходиться в рекомендованих межах (0,15-0,5).

10. Об'єм газу в газгольдері за формулою (6.12), м^3 : при $t_{n,\bar{o}} = t_{c,\bar{o}} = 21$ доба

$$V_z = t_{n,\bar{o}} \cdot B_{\bar{o},m} = 21 \cdot 1,023 = 21,48 \text{ м}^3.$$

11. Теплова потужність пристрою, що використовує біогаз, за формулою (6.13) при $\eta_n = 0,71$; $Q_n^p = 28 \text{ МДж/м}^3$; $f_m = r_{\text{CH}_4} = 0,72$

$$N = \eta_n \cdot Q_n^p \cdot B_{\bar{o},m} \cdot f_m = 0,71 \cdot 28 \cdot 1,023 \cdot 0,72 = 14,64 \text{ МДж/добу}.$$

Розрахунок газгольдера

Діаметр газгольдера за формулою (6.16)

$$D = \sqrt[3]{1,02 \cdot V_z} = \sqrt[3]{1,02 \cdot 21,48} = 2,8 \text{ м}.$$

Висота газгольдера $H = 1,5 \cdot 2,8 = 4,2 \text{ м}$.

Площа горизонтальної проекції дзвона S за формулою (6.17)

$$S = \pi D^2/4 = 3,14 \cdot 2,8^2/4 = 6,15 \text{ м}^2.$$

Об'єм металу в газгольдері V_m за формулою (6.18) при товщині стінок $\delta = 6 \text{ мм}$

$$V_m = 1,1[\pi D \cdot \delta H + (\pi D^2/4) \cdot \delta] = 1,1[3,14 \cdot 2,8 \cdot 0,06 \cdot 4,2 + 6,15 \cdot 0,06] = 2,84 \text{ м}^3.$$

Маса металу в газгольдері за формулою (6.19) при $\rho_m = 2700 \text{ кг/м}^3$

$$m = \rho_m \cdot V_m = 2700 \cdot 2,84 = 7668 \text{ кг}.$$

Тиск в газгольдері низького тиску визначається вагою дзвона за формулою (6.14)

$$p_z = (mg)/S = (7668 \cdot 9,81)/6,15 = 12231 \text{ Па}.$$

Абсолютний тиск в газгольдері за формулою (6.21) при $p_{at} = 101325 \text{ Па}$

$$p = p_z + p_{at} = 12231 + 101325 = 113556 \text{ Па}.$$

Кідомоль суміші μ як суміші ідеальних газів з об'ємними частками $r_{\text{CH}_4} = 0,72$ і $r_{\text{CO}_2} = 0,28$ визначається за формулою (6.22) при $\mu_{\text{CH}_4} = 16 \text{ кг/кмоль}$ і $\mu_{\text{CO}_2} = 44 \text{ кг/кмоль}$

$$\mu = \mu_{\text{MН4}} \cdot r_{\text{MН4}} + \mu_{\text{CO2}} \cdot r_{\text{CO2}} = 16 \cdot 0,72 + 44 \cdot 0,28 = 23,8 \text{ кг/кмоль.}$$

Газова стала біогазу R за формулою (6.23)

$$R = R_{\mu}/\mu = 8314/\mu = 8314/23,8 = 310 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{K)}$$

Температур біогазу (К) приймаємо за формулою (6.24) рівною температурі оточуючого середовища $T = T_{o.c.}$

$$T_{o.c.} = t_{o.c.} + 273 = 26 + 273 = 299 \text{ К.}$$

Маса газу в газгольдері з формули (6.20)

$$m_z = \frac{pV_z}{RT} = \frac{113556 \cdot 21,48}{310 \cdot 299} = 26,3 \text{ кг.}$$

Перепад рідини зовні і під дзвоном в мокрому газгольдері визначається з основного рівняння гідростатики (6.25)

$$h = p_z/(\rho g) = 12231/(1000 \cdot 9,81) = 1,25 \text{ м.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Гуцаленко Л. В., Фабіянська В. Ю. Стан та основні чинники розвитку виробництва біологічного палива в Україні і світі: Екологічні та економічні аспекти виробництва біопалива. *Наукові праці інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків*. Випуск 19. С. 168–174. URL: http://bioenergy.gov.ua/sites/default/files/articles/168_0.pdf

2. Енергозбереження і енергоефективність-1. Конспект лекцій для студентів напрямку підготовки 6.050802 «Електронні пристрої та системи». Київ: НТУУ «КПІ», 2014. 106 с. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/21708/1/EnergySaving%20I.pdf>

3. Методичні вказівки до проведення практичних робіт з курсу «Відновлювані джерела енергії». Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2012. 64 с.

4. 10. Сухоцкий А. Б., Фарфаронов В. Н. Нетрадиционные и возобновляемые источники энергии : курс лекций. Минск : БГТУ, 2009. 246 с.

5. Боблях С. Р., Мельничук В. С., Мельник В. С., Ігнатюк Р. М. Відновлювані джерела енергії : монографія. Луцьк : ВНУ, 2012. 227 с.

Лабораторна робота № 7

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МАЛОЇ ГЕС

Теоретична частина

В останні роки почався новий етап масового будівництва малих ГЕС на якісно новому технічному рівні. Сучасні досягнення в області автоматики і засобів керування дозволяють подолати деякі недоліки – створити малі ГЕС повністю автоматизованими [1].

Природні умови центральних і західних районів України сприяють будівництву тут малих і середніх гідроелектростанцій при порівняно невеликих капіталовкладеннях: долини річок не широкі, похили річок значні, береги та дно долин скелясті [2].

Згідно закону України «Про альтернативні джерела енергії» мікро ГЕС – до 200 кВт; міні ГЕС – до від 200 кВт до 1 МВт, малі ГЕС – від 1 до 10 МВт.

Гідроелектростанції (ГЕС), високоефективне джерело електроенергії, які використовують нескінчену енергію водотоків, являють собою складні комплекси інженерних споруд, гідроенергетичного, гідромеханічного та електричного устаткування. Складність проектування, зведення та експлуатації гідроелектричних станцій визначається тим, що їх параметри, компоновки і конструкції споруд, склад та параметри обладнання найтісніше залежать від природних умов, топографічних, геологічних, гідрологічних і інших характеристик ріки і зони будівництва [3].

Одним із важливих шляхів розвитку гідроенергетики є удосконалення гідроенергетичного обладнання з метою покращення параметрів гідравлічних та електричних машин, підвищення їх експлуатаційної надійності і збільшення ресурсу, підвищення рівня автоматизації, комп'ютерне керування окремими видами обладнання і гідроелектростанціями в цілому[4].

Підвищення рентабельності малих ГЕС може бути забезпечено шляхом використання типових проектів, застосуванням уніфікованих будівельних деталей і стандартизованого гідросилового обладнання, в тому числі комплексної заводської постав-

ки, зведення гідровузлів в короткі строки без тимчасових допоміжних споруд, з максимальним використанням місцевих будівельних матеріалів і ресурсів. Будівництво малих ГЕС в нових створах, використання перепадів на зрешувальних каналах, залучення водосховищ неенергетичного призначення, в також модернізація і відновлення законсервованих малих ГЕС на базі нової техніки спроможні внести помітний внесок в забезпечення надійного електрозабезпечення багатьох районів нашої країни [5].

Чехословацьким об'єднанням "Чкд-бланско" було розроблено кілька типів гідротурбін для малих ГЕС.

Прямоточна поворотно-лопатева горизонтальна гідротурбіна із чотирилопатевою робочим колесом з винесеним генератором і S-образною відсмоктувальною трубою показана на рис. 7.1.

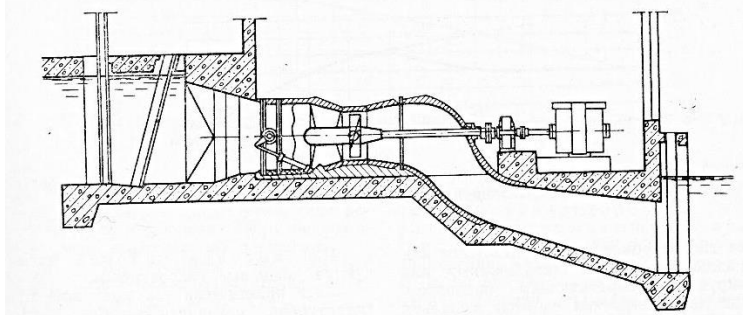


Рис. 7.1 – Гідроагрегат з горизонтальною турбіною з винесеним генератором і S-подібною всмоктувальною трубою [8]

На рис. 7.2. показана область застосування таких гідротурбін на напір від 2 до 10 м [8].

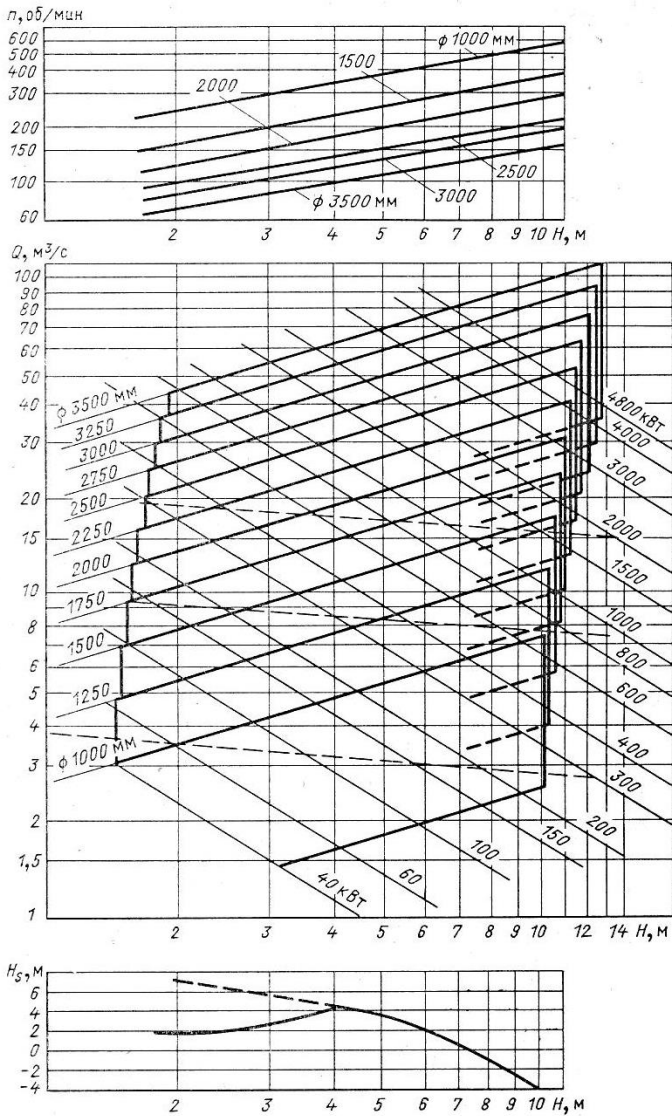


Рис. 7.2 – Область застосування горизонтальної прямоточної гідротурбіни з S-подібною відсмоктувальною трубою при напорі 2...10 м

Лопати робочого колеса регулюються гідравлічним сервомотором з подачею масла від насосної установки електрогідравлічного регулятора. Напрямний підшипник виготовлений з тефлоновим покриттям. Корпус робочого колеса безмасляний з використанням самозмашувальних вкладишів. Гідроагрегат з такою гідротурбіною рекомендується для паралельної роботи з енергосистемою з регулюванням лопатями робочого колеса від рівня верхнього б'єфа.

Гідроагрегат може працювати теж і на індивідуальне навантаження, однак для цього випадку він забезпечується електрогідравлічним регулятором з датчиком частоти обертання, розташованим на валу гідротурбіни. Кожний гідроагрегат забезпечується також датчиком, що подає сигнал на автоматичне відключення на закриття аварійного затвора перед турбіною. Відкриття затвора гідравлічне під дією тиску масла, закриття здійснюється під дією власної ваги з керуванням електромагнітом [5, 8, 9].

Підбір турбіни

Турбіну приймаємо за значеннями розрахункового напору H_p та розрахункової витрати агрегату Q_a ,

$$Q_a = Q_{ГЕС} / z \quad (7.1)$$

де $Q_{ГЕС}$ – загальна витрата ГЕС; z – кількість агрегатів малої ГЕС, попередньо приймається $z = 2 \div 3$ шт, а у випадку, якщо витрата агрегату Q_a не потрапляє в область застосування турбін, кількість агрегатів z збільшується [6]. За частковим графіком області застосування турбін, рис. 7.2, приймаємо прямоточний горизонтальний гідроагрегат з S-подібною відсмоктувальною трубою. За заданим напором H_p та витратою Q_a обираємо необхідні параметри [9].

На вісі абсцис шукаємо значення робочого напору H_p ; на осі ординат шукаємо позначку витрати Q_a . Точка перетину цих двох ліній визначає потужність турбіни N_T (кВт) і діаметр робочого колеса D (мм).

Маючи значення витрат та діаметру гідротурбіни можемо визначити частоту обертів турбіни. Для цього від позначки H_p на вісі абсцис піднімаємося вертикально вгору до прямої, яка відображає значення діаметру гідротурбіни D , а потім рухаємося

по горизонталі вліво до перетину з віссю ординат і отримаємо значення n (об/хв) [9]. Приймаємо найближче значення синхронної частоти обертання (об/хв) з наступного ряду 750; 600; 500; 428,6; 375; 333,3; 300; 250; 230,8; 214,3; 200; 187,5; 166,7; 150; 142,8; 136,4; 125; 115,4; 107,4; 100; 93,7; 88,2; 85,7; 83,3; 75; 71,4; 68,2; 62,5; 60; 57,7; 55,6; 53,5; 51,7; 50; 46,9 [8].

Потужність турбіни становить (кВт)

$$N_T = 9,81 \cdot Q_a \cdot H_p \cdot \eta_T, \quad (7.2)$$

де $\eta_T = 0,9 \div 0,92$ – ККД турбіни.

Визначаємо коефіцієнт швидкохідності турбіни, об/хв.:

$$n_s = n \cdot N_T^{0,5} \cdot H_p^{-1,25}, \quad (7.3)$$

де n – кількість обертів турбіни (із параметрів підбраного гідроагрегату), об/хв. Приведена витрата гідроагрегату, м³/с, визначається

$$Q_1' = Q_a \cdot D^{-2} \cdot H_p^{-1,5}, \quad (7.4)$$

де D – діаметр робочого колеса вибраної турбіни, м.

Висота відсмоктування турбіни

$$H_s < \frac{P_{at}}{\rho g} - \frac{P_{e,n}}{\rho g} - \sigma H, \quad (7.5)$$

де P_{at} – атмосферний тиск; $P_{e,n}$ – тиск насиченої пари рідини при заданій температурі; ρ – густина води, $\rho = 1000$ кг/м³; g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,81$ м/с²; σ – коефіцієнт кавітації; H – напір насоса [7].

Для холодної води можливо прийняти $P_{e,n}/(\rho g) = 0,3$ м. В цих умовах допустима висота відсмоктування

$$H_s \leq 10 - \frac{\downarrow HB}{900} - \sigma_T H_p, \quad (7.6)$$

де σ_T – розрахунковий коефіцієнт кавітації; $\downarrow HB$ – абсолютна відмітка нижнього б'єфа.

$$\sigma_T = k_{\sigma'} \cdot \sigma \quad (7.7)$$

де $k_{\sigma'}$ – коефіцієнт запасу, $k_{\sigma'} = 1,1 \dots 1,2$ [7].

Для горизонтальних турбін

$$H_s \leq 10 - \frac{\downarrow HB}{900} - \sigma_T H_p + \Delta - 1,5; \quad (7.8)$$

де Δ – для горизонтальних турбін, $\Delta = -D/2$.

Звичайно значення σ беруться з характеристик турбін. Узагальнена залежність $\sigma = f(n_{s\text{ ном}})$ для умов номінальної (максимальної) потужності турбіни за дослідними даними показана на рис. 7.3, причому показаний діапазон можливих відхилень для різних типів турбін.

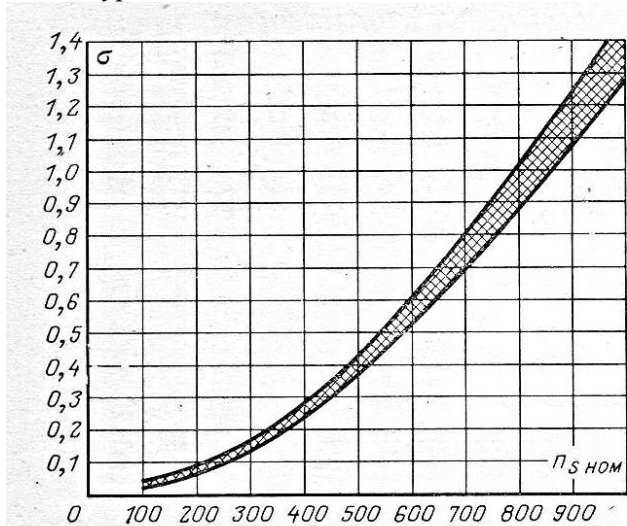


Рис. 7.3 – Залежність коефіцієнта кавітації від швидкохідності при номінальному (максимальному) навантаженні [7]

Середнє значення σ для цих умов можливо визначити за емпіричною формулою [7]

$$\sigma = \frac{(n_{s\text{ ном}} + 30)^{1,8}}{200000} \quad (7.9)$$

Уточнюємо значення σ за рис. 7.2.

Відмітка осі турбіни

$$\downarrow \text{осі} = \downarrow \text{НБ} + H_S \quad (7.10)$$

Підбір електричного обладнання

На малих ГЕС можуть застосовуватись генератори змінного або постійного струму. Визначаємо потужність генератора N_G (кВт)

$$N_G = N_T \cdot \eta_r \cdot \eta_{пер} \quad (7.11)$$

де η_r – ККД генератора, який становить $0,97 \div 0,98$; $\eta_{пер}$ – коефіцієнт корисної дії механічної передачі, який рівний $0,95 \div 0,97$ [6, 8].

У цьому варіанті потужність ГЕС рівна (кВт)

$$N_{ГЕС} = z \cdot N_G \quad (7.12)$$

В теперішній час найбільше застосування на малих ГЕС отримали синхронні генератори, в яких головний магнітний потік створюється намагнічуючою силою постійного струму збудження, що машина отримує від збуджувача. Основними технічними даними таких генераторів є потужність, напруга, частота обертання, $\cos \varphi$ і частота струму, маховий момент, коефіцієнт корисної дії

Номінальна потужність є активна (дійсна) потужність генератора. Розміри генератора визначаються повною (уявною) потужністю S , кВ·А,

$$N_G = S \cdot \cos \varphi = \frac{\sqrt{3}}{1000} UI \cos \varphi, \quad (7.13)$$

де $\sqrt{3}$ – коефіцієнт, який характеризує трифазну систему; U – номінальна лінійна напруга на виводах генератора, В; I – номінальна сила струму, А.

Частота змінного струму f , Гц, зв'язана з частотою обертання n генератора і числом пар полюсів p залежністю

$$f = pn/60. \quad (7.14)$$

Згідно таблиці 7.1 за активною потужністю добирають генератор і виписують його параметри.

Таблиця 7.1

Синхронні горизонтальні генератори [5]

Тип генератора	Активна потужність, кВт	Напруга, В	Сила струму, А	ККД, %	$\cos \varphi$	Маховий момент, кг·м ²	Маса, кг
1	2	3	4	5	6	7	8
ІН 472 350/12	100	400	180	89,69	0,8	36	2200
ІН 472 384/12	130	400	235	90,76	0,8	43	2400
ІН 472 422/12	160	400	289	91,75	0,8	51	2700

продовження таблиці 7.1

1	2	3	4	5	6	7	8
ІН 472 460/12	200	400	361	92,22	0,8	63	3100
ІН 490 470/12	260	400	476	92,38	0,8	75	4100
ІН 490 500/12	320	400	577	92,86	0,8	90	4000
ІН 490 540/12	400	400	722	93,13	0,8	110	5300
ІН 490 590/12	520	400	938	93,75	0,8	140	6200
ІН 540 502/12	700	6300	78	93,86	0,83	280	7900
ІН 540 530/12	800	6300	98	94,1	0,85	325	8600
ІН 540 562/12	1100	6300	119	94,43	0,85	390	9700
ІН 540 592/12	1300	6300	147	94,76	0,85	470	11000
ІН 580 562/12	1800	6300	206	95,26	0,8	980	15500
ІН 580 582/12	2100	6300	241	95,14	0,8	1100	17000
ІН 580 602/12	2400	6300	275	95,6	0,8	1200	18500
ІН 580 630/12	2800	6300	321	95,74	0,8	1370	20000

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Визначити розрахункову витрату гідроагрегату Q_a , потужність турбіни N_T , діаметр робочого колеса D і частоту обертання турбіни n , якщо задано загальну витрату ГЕС $Q_{ГЕС}$ і розрахунковий напір турбіни H_p .

Визначити коефіцієнт швидкохідності турбіни n_s , приведену витрату турбіни Q_l , висоту всмоктування турбіни H_s , якщо задано коефіцієнт запасу k_σ . Знайти відмітку осі насоса при відмітці нижнього б'єфу ↓НБ.

Визначити потужність генератора, потужність ГЕС, повну потужність генератора S і кількість пар полюсів p . Користуючись таблицею 7.1, підібрати марку генератора і визначити його параметри. Чисельні значення вихідних даних за варіантами наведені в таблицях 7.1 і 7.2.

Таблиця 7.1

Варіант		Вихідні дані									
		Остання цифра залікової книжки									
Параметри	1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Загальна витрата ГЕС $Q_{ГЕС}$, м ³ /с	10	20	25	30	15	12	22	27	33	17
Розрахунковий напір H_p , м	4	6	8	10	5	7	9	6	8	10	

Таблиця 7.2

		Вихідні дані									
Варіант Параметри	Передостання цифра залікової книжки										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Коефіцієнт запасу k_σ	1,1	1,15	1,2	1,1	1,15	1,2	1,1	1,15	1,2	1,1	
Відмітка ниж- нього б'єфу \downarrow НБ, м	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	

ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Вихідні дані:
 Загальна витрата ГЕС $Q_{ГЕС}$, м³/с60
 Розрахунковий напір H_p , м8
 Коефіцієнт запасу k_σ 1,1
 Відмітка нижнього б'єфу \downarrow НБ, м300

Розв'язання

Підбір турбіни

1. Розрахункова витрата гідротурбіни Q_a , визначається за формулою (7.1), приймаючи кількість турбін $z = 2$ шт

$$Q_a = Q_{ГЕС} / z = 60 / 2 = 30 \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. За частковим графіком області застосування турбін, рис. 7.2, приймаємо прямооточний горизонтальний гідроагрегат з S-подібною відсмоктувальною трубою. За заданим напором $H_p = 8$ м та витратою $Q_a = 30$ м³/с обираємо необхідні параметри гідротурбіни: потужність турбіни $N_T = 2300$ кВт, і діаметр робочого колеса $D = 2100$ мм, частота обертання турбіни $n = 250$ об/хв, що відповідає рекомендованим значенням, і висота відсмоктування $H_s = -1$ м.

3. Потужність турбіни становить за формулою (7.2) при ККД турбіни $\eta_T = 0,92$

$$N=9,81 \cdot Q_a \cdot H_p \cdot \eta_T = 9,81 \cdot 30 \cdot 8 \cdot 0,92 = 2166 \text{ кВт.}$$

4. Коефіцієнт швидкохідності турбіни за формулою (7.3)

$$n_s \cdot n \cdot N_T^{0,5} \cdot H_p^{-1,25} = 250 \cdot 2300^{0,5} \cdot 8^{-1,25} = 891,4 \text{ об/хв.}$$

5. Приведена витрата гідроагрегату, м³/с, визначається за формулою (7.4)

$$Q_1' = Q_a \cdot D^{-2} \cdot H_p^{-1,5} = 30 \cdot 2,1^{-2} \cdot 8^{-1,5} = 0,08 \text{ м}^3/\text{с.}$$

6. Коефіцієнт кавітації σ за графіком рис. 7.3 становить $\sigma = 1,1$.

7. Уточнюємо значення коефіцієнта кавітації σ за формулою (7.9)

$$\sigma = \frac{(n_{s\text{-ном}} + 30)^{1,8}}{200000} = \frac{(891,4 + 30)^{1,8}}{200000} = 1,08.$$

Тобто результат практично ідентичний.

8. Розрахунковий коефіцієнт кавітації σ_T за формулою (7.7) при $k_\sigma = 1,1$

$$\sigma_T = k_\sigma \cdot \sigma = 1,1 \cdot 1,08 = 1,19.$$

9. Висота всмоктування для горизонтальних турбін за формулою (7.8) при $\Delta = -D/2 = -2,1/2 = -1,05$.

$$H_s \leq 10 - \frac{\downarrow \text{НБ}}{900} - \sigma_T H_p + \Delta - 1,5 =$$

$= 10 - 300/900 - 1,19 \cdot 8 - 1,05 - 1,5 = -2,4 \text{ м.}$, що відрізняється від раніш отриманого за рис 7.2 значення $H_s = -1 \text{ м}$. Тому в подальших розрахунках приймаємо менше значення.

10. Відмітка осі турбіни за формулою (7.10)

$$\downarrow \text{осі} = \downarrow \text{НБ} + H_s = 300 - 2,4 = 297,6 \text{ м.}$$

Підбір електричного обладнання

1. Потужність генератора N_G за формулою (7.11) (кВт) при $\eta_G = 0,975$; $\eta_{пер} = 0,96$

$$N_G = N_T \cdot \eta_G \cdot \eta_{пер} = 2100 \cdot 0,975 \cdot 0,96 = 2153 \text{ кВт.}$$

2. Потужність ГЕС за формулою (7.12) рівна

$$N_{ГЕС} = z \cdot N_G = 2 \cdot 2153 = 4306 \text{ кВт.}$$

3. Згідно таблиці 7.1 приймаємо генератор марки ІН 580-602/12 с потужністю генератора $N_G = 2400 \text{ кВт}$. і відповідними параметрами: $U = 6300 \text{ В}$; $I = 275 \text{ А}$; $\eta_G = 95,6\%$;

$\cos \varphi; GD^2 = 1200 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; m = 18500 \text{ кг}.$

4. Число пар полюсів p із залежності (7.14)

$$p = 60 \cdot f / n = 60 \cdot 50 / 250 = 12 \text{ пар полюсів.}$$

ЛІТЕРАТУРА

1. Михайлов Л. П., Фельдман Б. Н., Марканова Т. К. Малая гидроэнергетика. Под ред. Л. П. Михайлова. М. : Энергоатомиздат, 1989. 184 с.

2. Кудін С. М., Подгорінов А. Л., Хілобоченко Л. С. Малі гідроелектростанції Української РСР. Київ : Держбудвидав УССР, 1960. 160 с.

3. Самойленко Є. Г. Основи проектування гідроенергетичних вузлів. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 388 с.

4. Самойленко Є. Г. Гідроенергетичне обладнання гідро- та гідроакумуючих електростанцій : підручник. Запоріжжя : Видавництво ЗЛІА, 2006. 410 с.

5. Карелин В. Я., Волшаник В. В. Сооружения и оборудование малых гидроэлектростанций. М. : Энергоатомиздат, 1986. 200 с.

6. Методичні вказівки до виконання практичних завдань, розрахунково-графічної роботи та самостійної роботи з дисципліни «Малі гідроелектростанції» для студентів спеціальності 7,05060201, 8.05060201 «Гідроенергетика» денної та заочної форм навчання. Упорядник Філіпович Ю. Ю. Рівне : НУВГП, 2014. 28 с. Шифр 01-07-03. URL: <http://ep3.nuwm.edu.ua/id/eprint/1354>

7. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учебник для вузов. М. : Энергоиздат, 1983. 320 с.

8. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций. Справочное пособие: В 2 т. Под ред. Ю. С. Васильева, Д. С. Щавелева. Т. 1. Основное оборудование гидроэлектростанций. М. : Энергоатомиздат, 1988. 400 с.

9. Проектування малої гідроелектростанції на Печенізькому водосховищі. URL: www.bestreferat.ru/referat-197881.html

Лабораторна робота № 8

ЗНЯТТЯ ОБОРОТНОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ КІВШЕВОЇ ГІДРОТУРБИНИ

Теоретична частина

Гідравлічна турбіна є найважливішою і невід'ємною частиною гідроелектростанції. Ківшеві турбіни – активні турбіни відносяться до високонапірних. Їх напір досягає понад тисячі метрів. Схема ківшевої турбіни наведена на рис. 8.1. Активні (ківшеві) турбіни не знайшли широкого розповсюдження в нашій країні, тому номенклатура на них поки не розроблена [1].

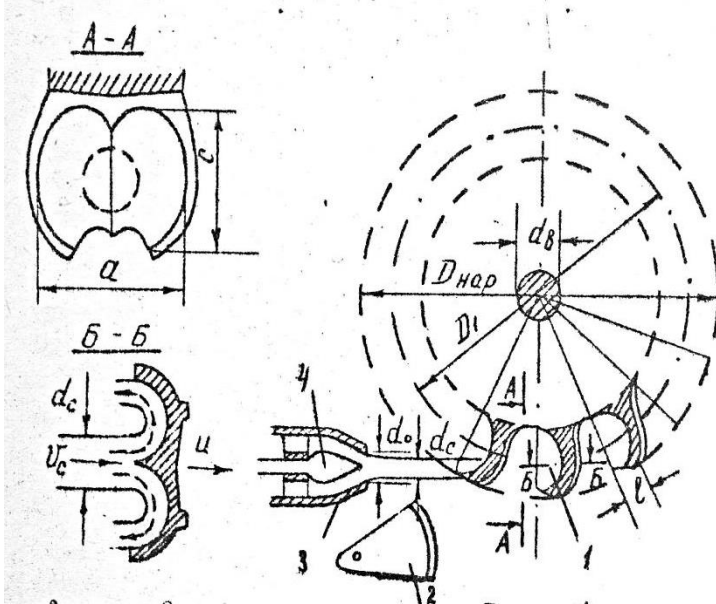


Рис. 8.1 – Основні розміри ківшевої гідротурбіни типу К:
1 – ківш; 2 – дефлектор; 3 – сопло; 4 – регулююча голка

На схемі гідротурбіни штриховими лініями показаний шлях руху рідини. На шляху руху її зустрічаються лопаті або ковші турбіни, окреслення яких такі, що потік при зустрічі з ними вимушений вигинатися (відхилитися). Принцип дії турбіни в тому і полягає, що потік при відхиленні здійснює тиск на лопать або ківш, в результаті чого створюється обертальний (крутячий) момент на колесі $M_{кр}$, під дією якого ротор турбіни приходить в обертальний рух з частотою ω . Потужність турбіни $N = \omega \cdot M_{кр}$ через вал турбіни передається гідрогенератору.

Оборотна характеристика турбіни, рис. 8.2, являє собою залежність виду $\eta = f(n_j)$, де η – коефіцієнт корисної дії (ККД) гідротурбіни, а n_j – напівприведена частота обертання, тобто частота, яка приведена тільки до одиниці напору, але не приведена до одиничного діаметру. Вона визначається за формулою

$$n_j = \frac{n}{\sqrt{H}}, \quad (8.1)$$

де n – частота обертання вала турбіни, об/хв; H – напір на турбіні, м.

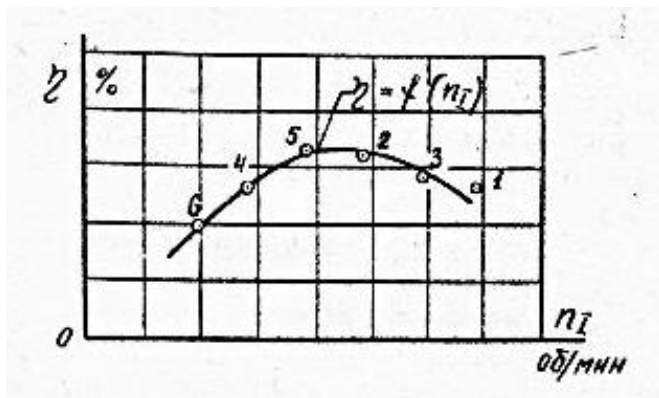


Рис. 8.2 – Оборотна характеристика турбіни

Значення напору чисельно дорівнює швидкісному напору на виході з сопла. В умовах дослідів встановити точно розміри перерізу струменя на виході з сопла не є можливим (особливо при малих відкриттях сопла з висунутою регулюючою голкою).

Тому значення напору H приймається рівним повному напору в створі встановлення манометра M на рис 8.3а

$$H = H_M + v^2/(2g), \quad (8.2)$$

де H_M – показ манометра, який виражено в метрах водяного стопа; v – швидкість води в створі встановлення манометра, де діаметр труби d ; g – прискорення сили тяжіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Коефіцієнт корисної дії турбіни являє собою відношення корисної потужності, тобто потужності на валу турбіни N_6 до потужності підхідного потоку або затраченої потужності N_3

$$\eta = N_6/N_3. \quad (8.3)$$

Корисна потужність визначається за формулою

$$N_6 = \omega \cdot M_{кр} = \frac{2\pi n}{60} (p_1 - p_2) \cdot R, \quad (8.4)$$

де ω – секундна (кутова) частота обертання турбіни, 1/с; $M_{кр}$ – крутячий момент турбіни (в умовах усталеного руху рівний гальмівному моменту), Дж; n – хвилинна частота обертання турбіни, об/хв; $p_1 - p_2$ – гальмівне зусилля, яке дорівнює різниці зусиль на динамометрі і навантаженні на барабані гальма, н; R – радіус гальмівного барабана або плече гальмівного пристрою, м.

Потужність підхідного потоку або затраченої потужності N_3

$$N_3 = \rho g Q H, \quad (8.5)$$

де ρ – густина води, $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$; Q – витрата води в струміні, яка виходить з сопла, $\text{м}^3/\text{с}$.

Практична частина

ЗАВДАННЯ

Побудувати оборотну характеристику $\eta = f(n_j)$ за результатами експериментального дослідження ківшевої гідротурбіни.

Схема експериментальної установки

Схема експериментальної установка наведена на рис. 8.3.

Вода з водопроводу трубою 1 з діаметром $d = 0,075 \text{ м}$ через відкриту засувку 2 підводиться до сопла турбіни 5 (діаметром $0,036 \text{ м}$), а звідти у вигляді вільного струменя 6 надходить на ківш робочого колеса 7.

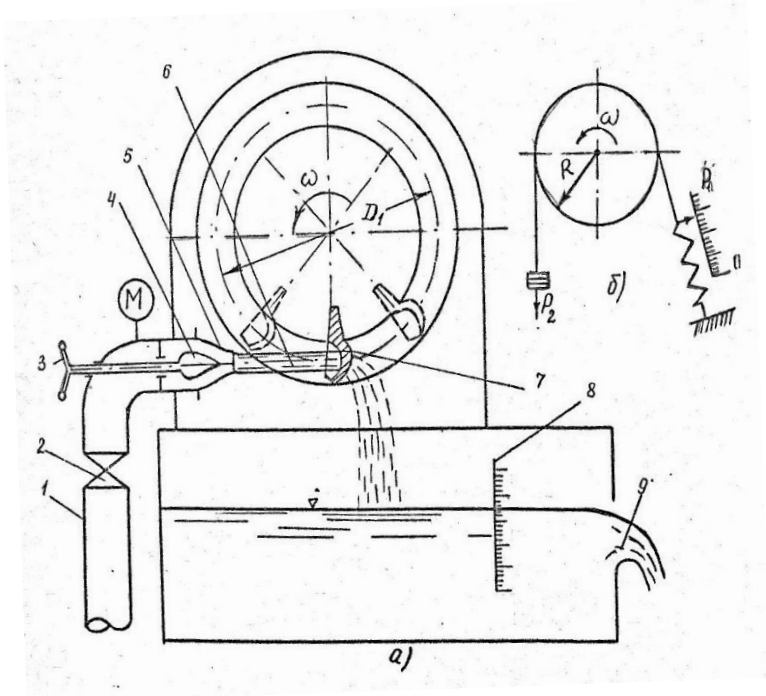


Рис. 8.3 – Схема експериментальної установки для дослідження роботи ківшевої гідротурбіни

Колесо має розрахунковий діаметр $D_1 = 0,36$ м; кількість ковшів – 20 шт.

Віддавши енергію робочому колесу, вода через мірний водозлив 9 скидається в систему водовідведення. Значення витрати води Q можливо змінювати обертанням штурвалу 3, що веде до зміни відкриття сопла.

Крутячий момент на валу турбіни вимірюється за допомогою гальмівного пристрою, який складається з барабана радіусом $R = 0,137$ м; динамометра, гальмівної стрічки, що завантажується набором гір різних мас.

Манометр, встановлений на трубі 1, проградуєований в атмосферах.

Витрата води Q вимірюється на установці за допомогою трикутного водозливу 9, рис 8.3а, і шкали 8 на водомірному склі. Нуль цієї шкали суміщений з відміткою гребеня водозливу, тому відлік за шкалою зразу визначає напір на водозливі h_6 . Витрата Q через h_6 визначається або за тарувальною кривою $h_6 = f(Q)$, яка є на установці, або за формулою Томсона [2]

$$Q = 1,4 \cdot h_6^{2,5}, \quad (8.6)$$

де h_6 – в метрах, Q – в м³/с.

Порядок проведення експериментальних досліджень

Досліди з отримання оборотної характеристики турбіни проводяться в наступному порядку. Обертанням штурвала 3, рис. 8.3а, створюється певне відкриття сопла 5, а завантаженням гальма p_2 встановлюється той чи інший гальмівний момент p_1 і p_2 , а за допомогою електроімпульсного лічильника обертів визначають n (рекомендується число імпульсів заміряти на протязі 0,5 хвилини і отриманий результат подвоювати). Потім знімаються покази манометра M , а після того як у відповідному баці режим встановиться (про це дізнаються за стабілізацією в часі показів рівня води на шкалі 8) переходять до заміру витрати Q . Останні дві величини M і Q залишаються постійними на протязі всієї лабораторної роботи.

Після того, як всі зазначені величини заміряні, змінюють завантаження гальма p_2 і виконують заміри нових значень p_1, p_2 і n (значення M і Q залишаються попередніми). Потім знову змінюють завантаження гальма – і проводять третій дослід, і т. д. Всього рекомендується провести 6...8 дослідів. Всі заміряні величини заносять в таблицю 8.1.

Таблиця 8.1

Параметри ківшевої гідротурбіни

№№ дос- лі- дів	Заміряні величини						Розраховані величини										
	p_1 , кГс	p_2 , кГс	n , об/хв	M , ат	h_6 , м	Q , л/с	p_1 , Н	p_2 , Н	P_1 , P_2 , Н	N_6 , Вт	v , м/с	$v^2/2g$, м	H_{st} , м	H_s , м	N_s , Вт	η , %	n_j , об/хв
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17

Камеральна обробка дослідних даних

Обробка дослідних даних виконується в табличній формі – продовження таблиці 8.1.

Зусилля p_1 , p_2 , які заміряні в кілограмах, переводяться в н'ютони згідно залежності $1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н}$. Визначається їх різниця. За формулою (8.4) визначають потужність на валу турбіни.

Швидкість v визначається за формулою

$$v = \frac{Q}{\pi d^2 / 4}, \quad (8.7)$$

де Q витрата, $\text{м}^3/\text{с}$; діаметр підвідного трубопроводу $d = 0.075 \text{ м}$.

Далі за значенням швидкості знаходять швидкісний напір $v^2/(2g)$. Покази манометра переводять в метри водяного стовпа за співвідношенням

$$1 \text{ ат} = 1 \text{ кгс}/\text{см}^2 = 10 \text{ м вод ст.} \quad (8.8)$$

Знаходять напір турбіни H за формулою (8.2), потужність підведеного потоку N_s за формулою (8.5) і ККД турбіни η визначають за співвідношенням (8.3).

Напівприведену частоту обертання робочого колеса гідротурбіни n_j визначають за формулою (8.1).

За даними таблиці 8.1 будують оборотну характеристику ківшевої гідротурбіни $\eta = f(n_j)$, рис. 8.2.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учебник для вузов. М. : Энергоиздат, 1983. 320 с.

2. Справочник по гидравлическим расчетам. Под редакцией П. Г. Киселева. Изд. 4-е перераб. и доп. М. : Энергия. 1972, 312 с.