

УДК 621.311.25

Дослідження роботи конденсаційної установки енергоблоку з ВВЕР-1000

Study of the operation of a condensing unit of a power unit with the VVER-1000

Науковий керівник – Дубковський В'ячеслав Олександрович

Доктор технічних наук, професор, професор кафедри атомних електростанцій

Supervisor – Dubkovsky Vyacheslav Alexandrovich

Doctor of engineering, professor, department of nuclear power plants

ORCID 0000-0002-4955-7104

Соцький Денис Сергійович

Бакалавр

Sotsky Denis Sergeevich

Bachelor

Досліджено роботу конденсаційної установки при стандартному завантаженні ядерним паливом енергоблоку з ВВЕР-1000, виконано аналіз впливу експлуатаційних факторів на роботу конденсаційної установки з урахуванням експлуатаційних даних.

The work of the condensing plant at standard loading of the nuclear fuel of the WVER-1000 power unit was investigated, the influence of operational factors on the operation of the condensing plant was considered, taking into account operational data.

Ключові слова: відновлення і розвиток економіки, складний теплоенергетичний комплекс, АЕС мають високу потенційну ядерну та радіаційну небезпеку, виявлення і кількісна оцінка надійності обладнання.

Keywords: economic recovery and development, complex thermal power complex, NPP have high potential nuclear and radiation hazards, detection and quantification of equipment reliability.

Проблеми забезпечення надійності та безпеки АЕС, як володіють вищим пріоритетом над усіма іншими проблемами ядерної енергетики, визначають можливість не тільки практичного використання її, а й взагалі існування ядерної енергетики. Тому вирішення цих проблем приділяється особлива (державна) увага.

Таке понад увагу до ядерної енергетики України, надзвичайна актуальність використання її і проблеми надійності та безпеки АЕС пояснюються наступним чином. Як відомо для забезпечення життєдіяльності людей необхідно мати нормальну економіку, розвинену енергетику і чисту екологію. В даний час в Україні економіка, енергетика та екологія знаходяться у важкому (кризовому) стані. Однак без енергетики неможливо відновлення і розвиток економіки (навіть при позитивних соціально-економічних умовах) і забезпечення нормальної екології.

Структура, стан і можливості енергетики України характеризуються такими даними:

По основних фондів і розташовується потужності ТЕС складають близько 70%, а АЕС - близько 25% (16 енергоблоків, 5 АЕС, працюють 13 енергоблоків). При цьому АЕС виробляють близько 50% всієї електроенергії України. Запаси ядерного палива (у вигляді твелів) практично є, а запаси органічного палива на ТЕС дуже обмежені (всього на 1-2 місяці).

В даний час потреби України за рахунок власних органічних енергоресурсів задовольняються лише на 42%. Це сильно позначається на економіці країни.

Детальний порівняльний аналіз ТЕС і АЕС показує, що за всіма характеристиками (техніко-економічним, вартісним, екологічним) АЕС за нормальних умов експлуатації перевершують ТЕС. Цілком очевидно, що ядерній енергетиці немає альтернативи в Україні. АЕС забезпечують чисту екологію при нормальній роботі, практично не дають ніяких викидів в атмосферу. А ТЕС при спалюванні органічного палива викидають в атмосферу оксиди і діоксиди вуглецю, озоту, сірки; в сотні разів більше радіоактивних нуклідів (U^{238} , Pu^{239} , Tr^{232} , Cs , Sr , Rd) в сажі і золи; кислотні дощі; сприяють утворенню «парникового ефекту».

Крім того розвідані запаси нафти, газу в Україні незначні, а вугілля має глибоке залягання, пласти вузькі і обладнання старе. При цьому 20-30% всіх вантажних перевезень залізничним транспортом припадає на вугілля. У той час як по запасах уранової руди Україна посідає одне з перших місць в світі.

Перевантаження ядерного палива на АЕС може проводитися раз на рік в залежності від типу реактора. У кожному енергоблоці в ЯР знаходиться всього близько 50-70 тонн ядерного палива (ділиться U^{235} всього близько 3-5%, тобто близько 2-3 тонн).

Однак АЕС являють собою складний теплоенергетичний комплекс, що володіє рядом специфічних ядерно-фізичних особливостей, які і створюють проблему надійності і безпеки.

До цих особливостей відносяться:

Перша, центральна:

робота АЕС є технологічний процес, пов'язаний з ядерним паливним циклом, який супроводжується:

- потужним радіоактивним випромінюванням (α , β , γ , n) в процесі самопідтримується ланцюгової реакції поділу ядер U^{235} в активній зоні ЯР;
- накопиченням радіоактивних речовин (РАВ) в активній зоні, тобто радіоактивних продуктів поділу ядер U^{235} , що представляють собою суміш різних радіоактивних елементів середньої частини таблиці Менделєєва;
- утворення радіоактивних відходів (РАВ) в ЯЕУ АЕС (рідких, твердих і газоподібних). При виникненні ядерних аварій РАВ і РАО можуть бути викинуті за межі бар'єрів захисту АЕС.

Звідси виникає проблема: Забезпечити як при нормальній роботі АЕС, так і при виникненні аварій захист персоналу і населення від радіоактивних випромінювань і радіоактивних відходів, а навколишнє середовище - від забруднень РАВ та РАВ.

Друга - високий питомий енерговиділення в ЯР перевершує у багато разів всі відомі теплоенергетичні системи або установки. Так в ЯР АЕС можна забезпечити потужність до 200000 кВт з 1 м³.

Третя - теоретично немає меж збільшення питомої енерговиділення в активній зоні. Це пояснюється фізичною суттю процесу отримання ядерної енергії.

Четверта - У зупиненому ЯР (після припинення самопідтримуваної ланцюгової реакції поділу) тривалий час продовжує виділятися теплова енергія за рахунок радіоактивного розпаду нагромадилися в активній зоні ЯР продуктів поділу ядерного палива. Це вимагає надійного тривалого охолодження ядерного реактора.

П'ята - в ЯР не всі завантажене ядерне паливо (ЯП) «згорає». Лише близько 2-3% від усього ЯП. Це не вигорілі ЯП спільно з продуктами поділу доводиться вивантажувати і направляти на переробку на спеціальні радіохімічні підприємства. Однак попередньо тривалий час (близько 5 років) відпрацьоване ядерне паливо потрібно витримувати в спеціальних басейнах витримки.

Шоста - Технічне обслуговування та ремонт елементів ЯЕУ АЕС, пов'язаних з радіоактивним теплоносієм (або з р / а опроміненням), який циркулює через активну зону ЯР, ПГ, ГЦН, трубопроводи I контуру, являє собою складний технологічний процес: великі матеріальні і фінансові, трудові витрати на дезактивацію радіоактивного обладнання, радіологічна небезпека для людей.

Сьома - Термін служби обладнання і систем АЕС становить 30 років (зараз прагнуть збільшити його до 40-50 років). Тому в перспективі належить вирішувати складну проблему: виведення з дії і зняття з експлуатації АЕС, розбирання і демонтажу радіоактивного обладнання, зберігання та захоронення РАВ і р / а обладнання.

Розглянуті особливості показують, що обладнання та системи енергоблоків АЕС мають високу потенційну ядерну та радіаційну небезпеку. Тільки при наявності високонадійного обладнання та правильної експлуатації АЕС зможуть виконувати свою функцію - генерування теплової та електричної енергії.

Таким чином для АЕС найпершим завданням є не тільки забезпечення високої економічної ефективності, але і забезпечення підвищеної надійності і безпеки.

Наслідки ж ненадійної роботи як обладнання, так і обслуговуючого персоналу можуть призвести до тяжких ядерним (запроектних) аварій з викидом РАВ, радіаційним впливом на персонал, населення і радіоактивним забрудненням навколишнього середовища. Тому виявлення і кількісна оцінка надійності обладнання, небезпечного з ядерної аварії, є актуальним завданням визначальною можливістю практичного використання ядерної енергії.

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ФАКТОРІВ НА РОБОТУ КОНДЕНСАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ

Склад пакета нормативних енергетичних характеристик КУ

В даний час експлуатаційний контроль за роботою конденсаційної установки здійснюють зіставленням вимірюваних в процесі експлуатації фактичних значень основних параметрів КУ з нормативними, виданими проектантом в якості еталонних і уточненими на початковій стадії експлуатації ПТУ.

Еталонні співвідношення основних параметрів конденсаційної установки видаються на АЕС у вигляді нормативних енергетичних характеристик, що представляють собою комплекти номограм чотирьох типів:

- Тиск в ГК, як функція парової навантаження, витрати охолоджуючої води (ОВ) і її температури на вході в ГК - три номограми (для $G_{ов_ном}$; $0.7 * G_{ов_ном}$; $1.2 * G_{ов_ном}$).
- Кінцевий температурний напір, як функція парової навантаження, витрати охолоджуючої води і її температури на вході в ГК - три номограми (для $G_{ов_ном}$; $0.7 * G_{ов_ном}$; $1.2 * G_{ов_ном}$).
- Нагрівання охолоджуючої води в конденсаторі, як функція парової навантаження і расходу охолоджуючої води - одна номограма.
- Гідравлічний опір ГК, як функція витрати ОВ - одна номограма.

Причини відхилень фактичних характеристик ГК від нормативних можуть бути різними. Наприклад, тиск в конденсаторі може підвищитися через забруднення внутрішніх поверхонь трубок, присоса повітря в парову порожнину ГК або поганої роботи ежекторів. Зниження вакууму може бути також наслідком підвищення рівня конденсату в ГК і

результатом інших причин. Ці відхилення від норми можна було б легко виявляти, якщо мати нормативні характеристики для всіх можливих поєднань параметрів, що впливають на перераховані вище показники роботи конденсатора, але це абсолютно неможливо. Реально для кожного типу ГК розраховуються лише кілька нормативних номограм [1]. Як приклад на малюнку 1 приведена номограма для конденсатора К-12150 турбін К-500-65 / 3000 і К-220-44 [2].

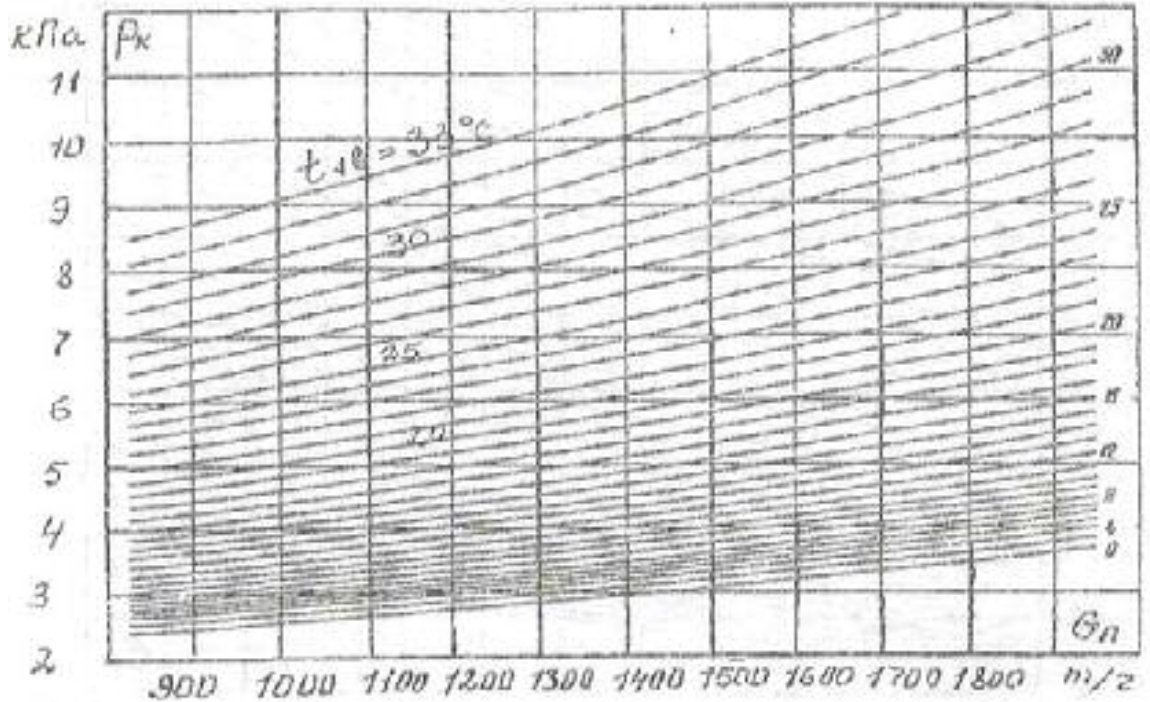


Рис. 1 - Залежність тиску в ГК від його парової навантаження і температури охолоджуючої води при номінальній витраті води 95000 м3 / год.

Оскільки розрахункових даних на всі випадки життя немає, для нерозрахованих режимів персонал має в своєму розпорядженні програми, за допомогою яких можливе отримання нормативних значень основних параметрів КУ, однак введення вхідних параметрів для цих розрахунків здійснюється вручну. Кінцеві результати цих розрахунків зображуються у вигляді зведеної таблиці (як ті, що зображена нижче), на яких вказуються нормативні значення основних параметрів КУ і фактичні, а також значення вхідних параметрів, при яких були отримані дані результати.

Математична модель КУ і оцінка її достовірності

Створення будь-якої математичної моделі починається з формулювання умов і припущень. В даному випадку були прийняті допущення, головними з яких є наступні:

Вся теплопередаючої поверхню конденсатора працює в рівних умовах.

Парціальний тиск повітря в паровій порожнини конденсатора дуже малий в порівнянні з парціальним тиском насиченої пари.

При відключенні частини насосів охолоджуючої води умови тепловідведення у всіх корпусах ГК змінюються однаково.

Тиск в конденсаторі дорівнює середньому арифметичному тисків в секціях.

Розроблена система оперативного контролю орієнтована на швидкохідну турбіну типу К-1000-60 / 3000, конденсатор якої складається з двох секцій, послідовно включених по охолоджуючої води, але не сполучених між собою за пару. На малюнку 2 представлена Т-Q діаграма такого конденсатора. На діаграмі показано, що в першій секції, на вхід якої надходить охолоджуюча вода з температурою $t_{ох-0}$, Тиск пара $P_{п1}$ нижче, ніж тиск $P_{п2}$ у

другій секції, на вхід якої надходить охолоджуюча вода, підігріта в першій секції до температури t_{ox-1}

Блок №5	Сент.	ПНР	Нов.	Дек.	Янв.	Фев.	Март	Апр.	Май	Черв.	Листо.	Авт.	Сент.	Окт.
Параметри	2012	2012	2012	2012	2013	2013	2013	2013	2013	2013	2013	2013	2013	2013
Мощность $N_{эд}$ МВт	977	ПНР	1007	1004	1011	1007	1003	1004	976	975	970	958	986	912
Температура ц.в., °С	26,32		19,63	14,66	17,53	19,0	19,83	21,36	27,13	27,4	28,7	30,7	24,6	18,5
Т.напор (норм.), °С	2,25		2,63	3,06	2,83	2,69	2,61	2,54	2,24	2,24	2,21	2,15	2,34	2,50
Т.напор (факт.), °С	6,23		6,82	7,18	6,77	6,63	6,58	6,77	6,55	6,47	6,60	6,58	6,82	6,68
$P_{SD}(H)$ кгс/см ² (абс)	0,0687		0,0484	0,0367	0,0435	0,0466	0,0485	0,0533	0,0722	0,0733	0,0784	0,0867	0,0630	0,0427
$P_{SD}(Ф)$ кгс/см ² (абс)	0,0843		0,0600	0,0454	0,0527	0,0571	0,0596	0,0653	0,0892	0,0906	0,0976	0,1085	0,0786	0,0534
Недобор $N_{эд} P_{в}$ МВт	15,41		11,57	8,58	9,21	10,40	10,96	11,89	16,90	17,21	19,04	21,56	15,68	10,60
Недобор $N_{эд} T_{в}$ МВт	20,79		9,87	0	4,93	8,30	10,36	14,43	32,64	33,59	38,34	46,0	24,06	7,00
G воздуха в SD, кг/ч	70		73	70	68	73	67	72	70	68	70	71	76	73
G охл. воды SD, т/ч	170913		174797	174600	174420	174180	173836	173678	173441	172608	172326	172694	174734	173882
Сопр.по ц.в., кгс/см ²	0,785		0,724	0,720	0,717	0,729	0,739	0,728	0,711	0,709	0,724	0,723	0,739	0,753
Коеф. $N_{в} K_{H}$ ст/мг/дег	1,45		0,09	0,07	0,09	0,16	0,27	0,45	0,66	0,85	0,91	1,23	1,44	1,76
Эт.ст. K_{H} ст/дег/См/м	0,226		0,135	0,169	0,189	0,205	0,205	0,213	0,191	0,179	0,181	0,183	0,184	0,203

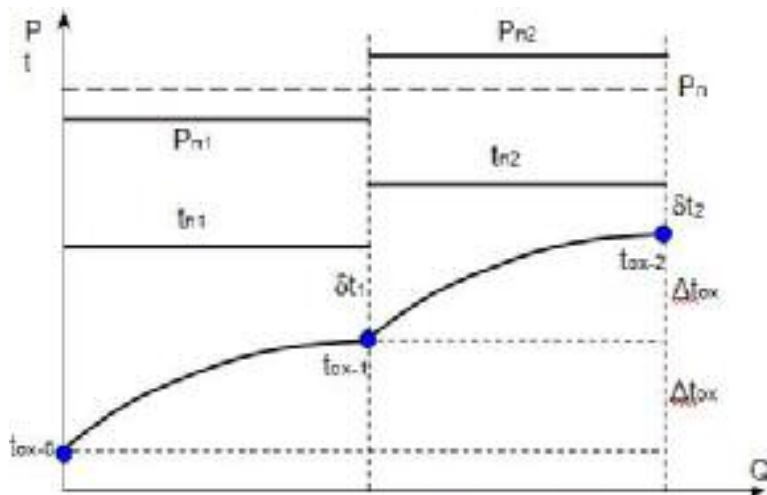


Рис. 2 - T-Q діаграма двохсекційного ГК

На діаграмі також добре видно, що температура насиченої пари в першій і другій секціях (t_{n1} і t_{n2}) Може бути визначена за допомогою підсумовування температури охолоджуючої води на вході в секцію, нагріву води в секції і температурного напору на виході з секції. Тиску в секціях конденсатора, відповідні обчисленим таким чином

температур насиченої пари, визначаються за допомогою, вбудованих в MS Excel функцій з пакета WaterSteamPro, що визначають термодинамічні властивості води і пара [3].

Математична модель головного конденсатора розроблялася з використанням рівнянь тепло і масопереносу при конденсації пари [4,5]. При цьому масиви вхідних, внутрішніх і вихідних параметрів формувалися відповідно до схеми малюнок 3



Рис. 3 - Структурна схема масивів вхідних, внутрішніх і вихідних параметрів

Однією зі складних задач моделювання ГК є розрахунок коефіцієнта теплопередачі k при конденсації пари. Чисто аналітичного способу теплового розрахунку поверхневих конденсаторів в даний час не існує. Його розробка ускладнюється складністю фізичних процесів і граничних умов, при яких відбуваються фазові перетворення в конденсаторі. Тому на практиці зазвичай використовують емпіричні або напівемпіричні формули для розрахунку коефіцієнта теплопередачі.

Ми теж використовували в розрахунках емпіричні формули [1,5], при розробці яких враховувався вплив на коефіцієнт теплопередачі діаметра трубок, швидкості і температури теплообмінюючихся середовищ, а також забруднення теплопередаючої поверхні, числа ходів охолоджуючої води, паровий навантаження конденсатора і т.д. Тому цю формулу зазвичай розглядають, як твір співмножників, кожен з яких враховує один або кілька перерахованих вище факторів. У загальному вигляді формулу для обчислення значення k , усередненого по теплопередаючій поверхні, має вигляд:

$$k = 4.07 \cdot \alpha \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_{II}$$

де k - коефіцієнт теплопередачі, кВт / (м²·К); α - коефіцієнт чистоти трубок ГК, частки одиниці;

Φ_w - коефіцієнт, що враховує вплив швидкості охолоджуючої води;

Φ_t - коефіцієнт, що враховує вплив температури охолоджуючої води;

Φ_z - коефіцієнт, що враховує вплив числа ходів охолоджуючої води;

Φ_{II} - коефіцієнт що враховує вплив парової навантаження ГК.

Коефіцієнт чистоти трубок ГК в нормальних умовах експлуатації задається в діапазоні 0.75-0.85. Решта співмножники формули (1) обчислюються за формулами.

Для обліку впливу на коефіцієнт теплопередачі в 1-ї секції ЦК швидкості руху охолоджуючої води в трубках конденсатора в роботі [1] запропоновано вираз:

$$\Phi_{W1} = \left(\frac{1.1 \cdot w_{ox}}{\sqrt[4]{d_{вн}}} \right)^{N1}$$

$$w_{ox} = \frac{G_{ox.n} \cdot k_{ox}}{1000 \cdot S_{секц}}$$

де w_{ox} - швидкість охолоджуючої води, м / с; $G_{ox.n}$ - номінальний витрата охолоджуючої води на ГК, кг / с;

k_{ox} - коефіцієнт подачі охолоджуючої води в ГК, частки одиниці;

$$S_{секц} = \frac{n_{тр} \cdot \pi \cdot \frac{d_{вн}}{2} \cdot 2}{10^6}$$

- прохідний перетин всіх трубок секції, м²;

$n_{тр}$ - кількість трубок в ГК, шт;

$N1 = 0.12\alpha(1 + 0.15t_{ox-0})$ - емпіричний коефіцієнт; t_{ox-0} - температура охолоджуючої води на вході в ГК, °С; $d_{вн}$ - внутрішній діаметр трубок, мм.

Коефіцієнт, що враховує вплив на $k1$ температури охолоджуючої води, обчислюється за формулою [1]:

$$\Phi_{t1} = 1 - \frac{b \cdot \sqrt{\alpha} \cdot (35 - t_{ox-0})^2}{1000}$$

$$b = 0.52 - \frac{7.2 \cdot G_{n.n}}{F}$$

де b - емпіричний коефіцієнт; t_{ox-0} - температура охолоджуючої води на вході в ГК, °С.

Щоб врахувати вплив на коефіцієнт теплопередачі в 1-ї секції кількості ходів охолоджуючої води Z , в розрахунках використовується вираз:

$$\Phi_{Z1} = 1 + \frac{(z-2) \cdot (t - \frac{t_{ox-0}}{45})}{15}$$

Останній співмножник формули Φ_{PI} - коефіцієнт, що враховує вплив на $k1$ парової навантаження в 1-ї секції ЦК, обчислюється для різних умов по-різному - залежно від співвідношення поточної парової навантаження $G_{п1}$ і граничної парової навантаження

$$G_{zpl} = (0.8 - 0.01 \cdot t_{ox-0}) \cdot G_{n.n.},$$

де $G_{п.н}$ - номінальна парова навантаження ГК. Алгоритм обчислень виглядає так:

$$\Phi_{PI} = \frac{G_n}{G_{zpl} \cdot (2 - \frac{G_n}{G_{zpl}})}$$

якщо $G_{п1} \geq G_{zpl}$, $\Phi_{PI} = 1$; інакше

Після визначення всіх операндів формули обчислюється коефіцієнт теплопередачі в 1-ї секції; потім визначається температурний напір на виході з 1-ї секції $\delta t1$ і, нарешті, - температура пара $t_{п1}$ в першій секції ЦК. Завершується розрахунок 1-ї секції визначенням тиску насиченої пари в першій секції ГК:

$$p_{п1} = \text{wspPST}(t_{п1} + 273) / 1000$$

Розрахунок 2-ї секції ЦК виконується за таким же алгоритмом з тією лише різницею, що температура охолоджуючої води на вході в другу секцію буде більше на $\Delta t_{ох}^3$, де $\Delta t_{ох}$ - нагрів охолоджуючої води в першій секції конденсатора. Коли тиск у 2-ї секції p_{p2} буде обчислено, залишиться визначити тиск в головному конденсаторі, як середнє арифметичне тисків в 1-й і 2-й секціях.

Математична модель, про яку йшла мова, була реалізована у вигляді електронної таблиці MS Excel з надбудовою WaterSteamPro

Перш ніж використовувати електронні таблиці, необхідно досліджувати достовірність відповідної математичної моделі. Це здійснюється за допомогою зіставлення реальних нормативних характеристик з розрахунковими, які ми отримуємо за допомогою електронних таблиць для тих же значень вхідних параметрів. Для цієї мети були використані результати вимірювань, виконаних на Рівненській АЕС.

При зіставленні результатів розрахунку номінального режиму з аналогічними проектними даними виявлена хороша збіжність:

Проектні тиску в секціях і в ГК - $p_{p1} = 4.6$ кПа, $p_{p2} = 5.9$ кПа, $p_p = 5.25$ кПа;

Розрахункові тиску в секціях і в ГК - $p_{p1} = 4.55$ кПа, $p_{p2} = 6.0$ кПа, $p_p = 5.27$ кПа (див. Таблицю).

**ЭЛЕКТРОННАЯ ТАБЛИЦА ДЛЯ РАСЧЕТА НОРМАТИВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
 КОНДЕНСАЦИОННОЙ УСТАНОВКИ ТУРБИНЫ К-1000-60/3000**

Параметры	Обозначения	Формулы	Значения
Количество секций главного конденсатора	Z_c	Из ТТД ПТУ АЭС	2
Количество ходов охлаждающей воды	Z	Из ТТД ПТУ АЭС	1
Номинальная паровая нагрузка ГК, кг/с	$G_{п.н}$	Из ТТД ПТУ АЭС	883.3
Номинальный расход охлаждающей воды в ГК, кг/с	$G_{ох.н}$	Из ТТД ПТУ АЭС	47222
Общее количество трубок в двух секциях конденсатора	$\Pi_{тр}$	Из ТТД ПТУ АЭС	83800
Внутренний диаметр трубок ГК, мм	$d_{вн}$	Из ТТД ПТУ АЭС	26
Наружный диаметр трубок ГК, мм	d_n	Из ТТД ПТУ АЭС	28
Длина трубок ГК, мм	L	Из ТТД ПТУ АЭС	12000
Удельная теплота конденсации насыщенного пара, кДж/кг	Δ_k	Принимается	2420
Удельная теплоемкость охлаждающей воды, кДж/(кг*К);	c_p	Принимается	4.18
Относительная паровая нагрузка ГК, доли единицы	θ	Задается	1
Коэффициент подачи охлаждающей воды в ГК, доли единицы	$k_{ох}$	Задается	1
Коэффициент чистоты трубок ГК, доли единицы	α	Задается	0.8
Температура охлаждающей воды на входе в ГК, °С	$t_{ох.в}$	Задается	20.0
Относительный уровень конденсата в ГК, доли единицы	h_k	Задается	1.0
РАСЧЕТ ПЕРВОЙ СЕКЦИИ ГЛАВНОГО КОНДЕНСАТОРА			
Номинальная паровая нагрузка секции ГК, кг/с	$G_{п.с}$	$G_{п.н}/Z_c$	441.7
Текущая паровая нагрузка секции ГК, кг/с	G_p	$\theta * G_{п.с}$	441.7
Текущий расход охлаждающей воды в ГК, кг/с	$G_{ох}$	$k_{ох} * G_{ох.н}$	47222
Нагрев охлаждающей воды в секции ГК, °С	$\Delta_{ох}$	$G_p * \Delta_k / (G_{ох} * c_p)$	5.4
Количество трубок в одной секции конденсатора	$\Pi_{секц}$	$\Pi_{тр}/Z_c$	41900

Граничная паровая нагрузка 2-й секции ГК, кг/с	G_{p2}	$(0.8-0.01 \cdot t_{ox-1}) \cdot G_{пн}$	482.2
Коэффициент, учитывающий влияние паровой нагрузки 2-й секции ГК	$\Phi_{п2}$	Если $G_{п2} \geq G_{p2}$, $\Phi_{п2} = 1$; иначе $\Phi_{п2} = G_{п2} / G_{p2} \cdot (2 - G_{п2} / G_{p2})$	0.99
Коэффициент теплопередачи во 2-й секции ГК, кВт/(м ² ·К)	k_2	$4.07 \cdot \alpha \cdot \Phi_{w2} \cdot \Phi_{t2} \cdot \Phi_{z2} \cdot \Phi_{п2}$	3.07
Комплекс V_1 формулы (3.17) для 2-й секции ГК	V_2	$F_c \cdot k_2 / (G_{ox} \cdot c_p)$	0.688
Температурный напор на выходе из 2-й секции ГК, °С	δt_2	$\Delta t_{ox} / (\exp(V_2) - 1)$	6.6
Температура пара во 2-й секции ГК, °С	$t_{п2}$	$t_{ox-1} + \Delta t_{ox} + \delta t_2$	36.3
Давление пара во 2-й секции ГК, кПа	$p_{п2}$	$wspPST(t_{п2} + 273) / 1000$	6.00
Среднее давление в ГК, кПа	p_n	$(p_{п1} + p_{п2}) / 2$	5.27
РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ГЛАВНОГО КОНДЕНСАТОРА			
Средняя температура охлаждающей воды в 1-й секции, °С	$t_{ср1}$	$t_{ox-0} + \Delta t_{ox} / 2$	22.7
Средняя температура охлаждающей воды во 2-й секции, °С	$t_{ср2}$	$t_{ox-1} + \Delta t_{ox} / 2$	28.1
Аппроксимация табличной функции $C(t_{ср})$ полиномом для $d_{вн} = 26$ мм	C_j	$2 \cdot 10^{-6} \cdot t_j^2 - 4 \cdot 10^{-4} \cdot t_j + 0.0584$	-
Значение функции $C(t_{ср})$ для $t_{ср1}$	C_1	$2E-6 \cdot (t_{ср1})^2 - 4E-4 \cdot t_{ср1} + 5.84E-2$	0.0503
Значение функции $C(t_{ср})$ для $t_{ср2}$	C_2	$2E-6 \cdot (t_{ср2})^2 - 4E-4 \cdot t_{ср2} + 5.84E-2$	0.0467
Гидравлическое сопротивление трубок ГК, кПа	$H_{тр}$	$9.81 \cdot (C_1 + C_2) \cdot L \cdot 10^{-3} \cdot (w_{ox})^{1.75} / \alpha$	54.5
Гидравлическое сопротивление водяных камер ГК, кПа	H_k	$9.81 \cdot 0.09 \cdot (w_{ox})^{1.5}$	2.7
Гидравлическое сопротивление главного конденсатора, кПа	$H_{ГК}$	$H_{тр} + H_k$	57.2

А при моделюванні парціальних режимів, для яких у нас є експериментальні дані, такий хорошій збіжності не вийшло:

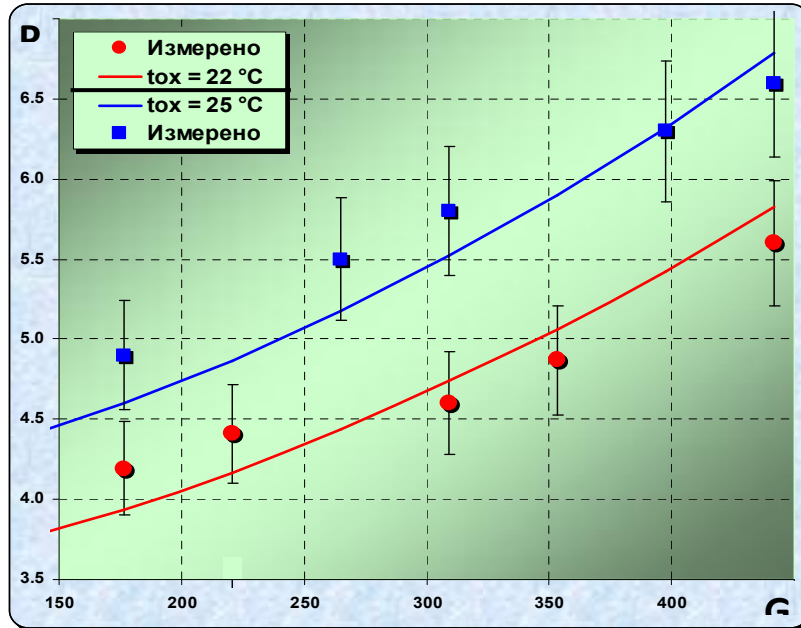


Рис. 4 - Залежність тиску в ГК (P_p) від парової навантаження (G_p , кг / с) і температури води на вході в конденсатор (t_{0x}) при номінальній витраті охолоджуючої води (Лінії - розрахунок; маркери - експеримент).

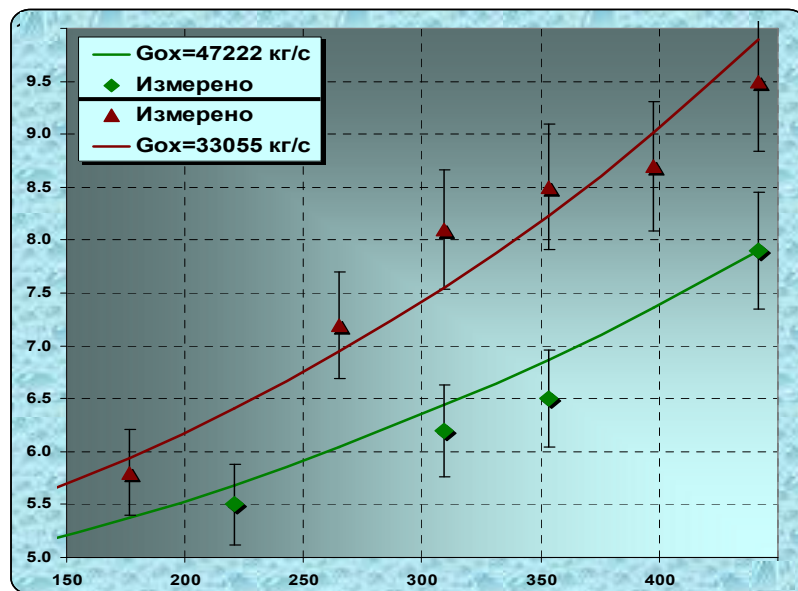


Рис. 5 - Залежність тиску в ГК (P_p) від парової навантаження (G_p) і витрати охолоджуючої води (G_{0x}) при температурі охолоджуючої води 28°C (Лінії - розрахунок; маркери - експеримент).

Щоб коректно зіставити розрахункові і експериментальні дані, на малюнках позначені межі смуги похибок. Незважаючи на те, що планка вади знайти не виходить за межі $\pm 7\%$, результати збіжності розрахункових та експериментальних даних можна вважати показовими, так як розмір масиву експериментальних даних недостатній. Втім, це не заважає використовувати розглянуту математичну модель в запропонованій системі оперативного контролю стану конденсаційної установки, оскільки в процесі доопрацювання цієї системи можна уточнити математичний опис процесів, що розглядаються і підвищити, таким чином, точність контролю.

Вплив умов експлуатації на гідравлічний опір ГК

Наступним завданням нашого дослідження було обчислення того, який вплив надає зміна вхідних параметрів на гідравлічний опір конденсатора. Емпірична формула, використана в математичній моделі звичайно занадто проста для детальних розрахунків гідравліки, але з її допомогою можна отримати деякі практично важливі інженерні оцінки. Зокрема, можна порівняти збільшення гідравлічного опору конденсатора H_k , кПа при зниженні коефіцієнта чистоти трубок на деяку величину $\Delta\alpha$ з втратою вакууму в ГК Δp , кПа при тих же умовах.

Щоб отримати дані для вказаного зіставлення, була виконана серія розрахунків гідравлічного опору головного конденсатора при слеуючих умовах:

- Коефіцієнт чистоти трубок α змінюється в діапазоні від 0.8 до 0.4 з кроком 0.1;
- Відносний витрата охолоджуючої води q змінюється в діапазоні від 1 до 0.5 з кроком 0.1;
- У всіх зіставляються режимах парова навантаження конденсатора номінальна;
- Температура води на вході в ГК задається трьома значеннями: 5, 20 і 35°C.

Результати розрахунків гідравлічного опору конденсатора $H_k = f(G_{ox}; t_{ox})$ при номінальній паровій навантаженні і коефіцієнті чистоти трубок $\alpha = 0.8$ показана на малюнке 6.

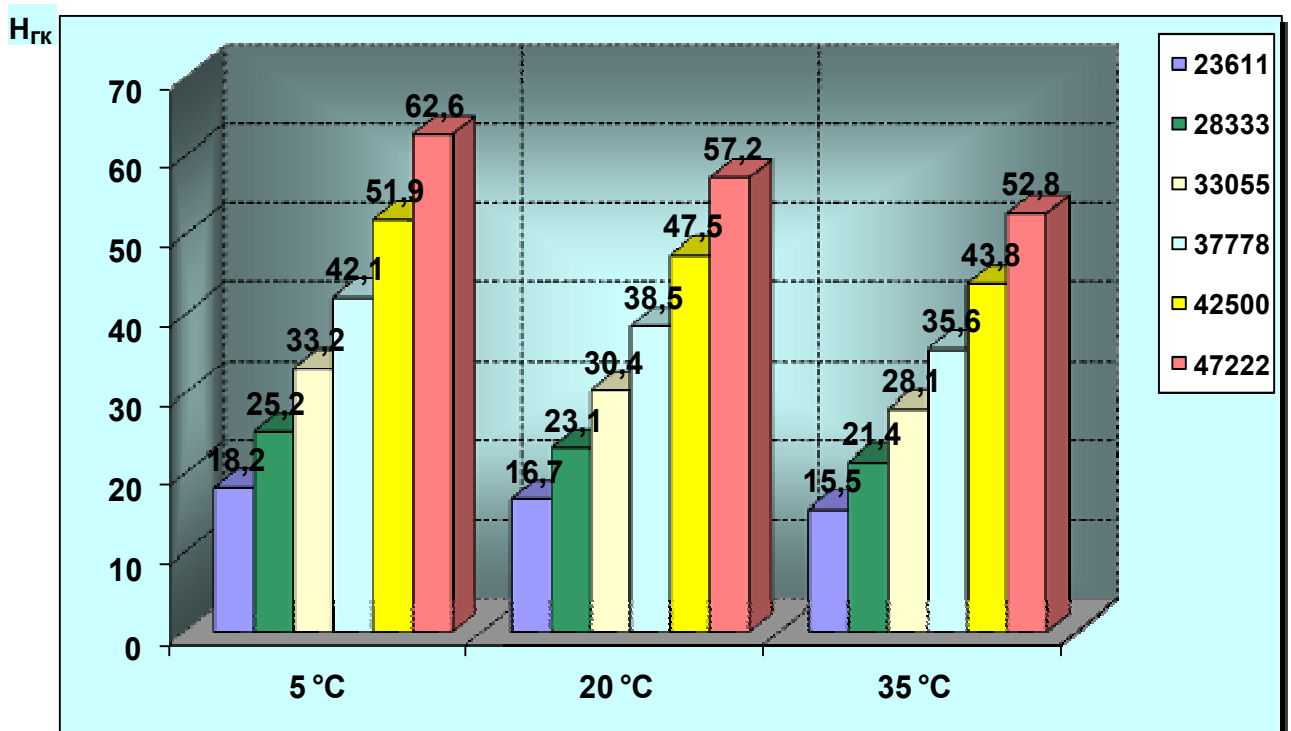


Рис. 6 - Залежність гідравлічного опору ГК (кПа) від витрати (кг / с) і температури охолоджуючої води при $\alpha = 0.8$ і $G_p = 883.3$ кг / с.

Отримані дані свідчать про те, що гідравлічний опір ГК вельми істотно залежить від витрати охолоджуючої води (це цілком зрозуміло) і набагато менш істотно від температури води - з підвищенням температури опір при інших рівних умовах знижується.

Але найголовніше, що зміна чистоти трубок набагато помітніше позначається на гідравлічному опорі, ніж на вакуумі в конденсаторі. З зіставлення величини зміни гідравлічного опору конденсатора зі зміною тиску в ньому при зменшенні коефіцієнта чистоти трубок з 0.8 до 0.6 слід, що за інших рівних умов (номінальною паровою навантаженні, номінальній витраті охолоджуючої води і її температурі 20°C) гідравлічний опір з ростом збільшується на 18.2 кПа, а тиск в ГК - на 0.9 кПа. Звідси випливає, що при контролі забруднення трубок ГК краще орієнтуватися не на зміну тиску в ГК, а на зміну його гідравлічного опору. Практично це цілком здійснено, бо маємо на АЕС система теплотехнічного контролю дозволяє вимірювати тиск охолоджувальної води перед конденсатором і за ним.

Залежність температурного напору в ГК від умов охолодження

Технічний стан конденсатора і ефективність його експлуатації характеризуються значенням середнього по всій поверхні охолодження коефіцієнта теплопередачі k . Але, оскільки коефіцієнт теплопередачі можна визначити шляхом безпосереднього вимірювання, в експлуатаційній практиці для контролю інтенсивності теплообміну в ГК використовують температурний напір на виході з конденсатора $\delta t_{cp} = t_{p2} - t_{ox-2}$ (див. рисунок 1). Цей параметр може бути легко визначений за виміряним температур відпрацьованої пари t_{p2} і охолоджуючої води на виході з конденсатора t_{ox-2} . знаючи δt_{cp} , можна обчислити k з рівняння теплопередачі.

При забрудненні трубок ГК зменшується коефіцієнт теплопередачі, а оскільки з рівняння теплопередачі слід, що $\delta t_{cp} = F / Q / k$, то при фіксованих площі охолодження F і тепловим навантаженням конденсатора Q температурний напір δt_{cp} буде відповідним чином збільшуватися. Крім забруднення трубок, зростання δt_{cp} може бути викликаний збільшенням присоса повітря в парову порожнину конденсатора і іншими причинами. Таким чином, нормативні характеристики $\delta t_{cp} = f(G_p; G_{ox}; t_{ox})$ можуть використовуватися для оцінки стану конденсаційної установки поряд з характеристиками, визначальними тиск в конденсаторі.

Перш ніж приступити до розрахунку нормативних характеристик $\delta t_{cp}(G_p; G_{ox}; t_{ox})$, розглянемо на якісному рівні вплив перерахованих аргументів на температурний напір і далі - на параметри ПТУ. Почнемо з парової навантаження G_p .

Зменшення парової навантаження конденсатора тягне за собою скорочення зони інтенсивної конденсації пари і розширення зони охолодження паро-повітряної суміші. Це викликає зниження коефіцієнта теплопередачі і ККД турбоагрегату в цілому [10]. Крім того, в цьому випадку при незмінній витраті охолоджуючої води зростає переохолодження конденсату в конденсатозбірнику і супутнє насичення його киснем. Для зменшення впливу названих негативних явищ в цих умовах потрібно зменшити витрату охолоджуючої конденсатор води за допомогою переходу на малу частоту обертання робочого колеса або за рахунок зміни кута повороту його лопатей. Але варто врахувати, що зміна кута повороту лопатей, і зміни частоти обертання на деяких АЕС неможливі через встановленого і привареного під нульовим кутом робочого колеса,

Одним з варіантів зміни витрати охолоджуючої води є створення байпасної лінії. Тобто частина охолоджуючої води буде йти в обхід ГК і повертатися в ставок охолоджувач. Такий вирішення проблеми зміни витрати охолоджуючої води найбільш прийнятний, простіше і економічно доцільно. І дає можливість підтримувати вакуум в ГК відповідно до парової навантаженням.

:ВИСНОВОК

Досліджено роботу конденсаційної установки при стандартному завантаженні ядерним паливом енергоблоку з ВВЕР-1000, виконано аналіз впливу експлуатаційних факторів на роботу конденсаційної установки з урахуванням експлуатаційних даних.

Зміна температури охолоджуючої води в порівнянні з її розрахунковим значенням на номінальному режимі роботи турбоагрегату змінює умови теплопередачі в конденсаторі (як правило, погіршує їх). Зниження температури води (внаслідок сезонного або добового похолодання повітря) при незмінному її витраті викликає зниження температури і тиску конденсації. Через це збільшується наявний теплоперепад в турбіні і термічний ККД циклу. Разом з тим зростають втрати енергії, обумовлені збільшенням вологості пара в останніх щаблях ЦНД, а також зростанням швидкості пара на виході з ЦНД. При цьому також збільшується витрата пара, що відбирається із ступенів ЦНД для підігріву конденсату. Всі ці фактори знижують ККД турбіни, стримують підвищення ККД АЕУ "нетто" і вимагають зменшення витрати охолоджуючої води на конденсатор.

Виконані в дипломній роботі дослідження надійності та безпеки реакторної установки АЕС, а також вивчення досвідчених матеріалів по «Підсумками експлуатації АЕС України за 1995-1997 р.р.» з урахуванням проведених модернізацій енергоблоків після Чорнобильської аварії підтверджують досить високу їх надійність і безпеку в процесі експлуатації. Це зокрема (в загальному випадку) підтверджується зростанням коефіцієнтом використання встановленої потужності - Кввп.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Дубковський В. О. Енерготехнологічне використання нетрадиційних та атомних енерго- установок: автореф. дис. д-ра техн. наук / Одес. держ. політехн. ун-т. – Одеса, 1998. – 31 с. : іл.
2. Дубковський В. О. Деякі загальні властивості термодинамічних процесів : монографія / співавт. В. М. Лапшов. – Київ, 1995. – 112 с. – Бібліогр.: 70 назв.
3. Дубковський В. А. Аналіз концепцій управління ресурсом ядерних енергоблоків / соавт. А. В. Голосенко // Труды Одес. политехн. ун-та : науч. и произв.-практ. сб. по техн. и естеств. наукам. – Одесса, 2001. – Вып. 1 (13). – с. 43 – 45.
4. Дубковський В. О. Іонізуюча радіація : радіоекологія, фізика, технології, захист : підручник / співавт. О. Ю. Погосов. – Одеса : Наука і техніка, 2013. – 804 с. : іл.
5. Дубковський В. А. Конспект лекцій по курсу "Материалы ядерных энергетических установок" / соавт. О. А. Чулкин. – Одесса, 1995. – 62 с.
6. Кравченко В. П. Надійність теплообмінного обладнання та трубопроводів другого контуру АЕС з ВВЕР : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.14.14 – Теплові та ядерні енергоустановки / наук. керівник В. І. Бараненко. – Одеса, 2007. – 40 с.
7. Кравченко В. П. Влияние эрозионно-коррозионного износа оборудования, трубопроводов и арматуры на надежность и безопасность АЭС ВВЭР / соавт. : В. И. Бараненко, Г. Н. Алешин, В. Г. Васильев, Н. Е. Трубкина // Мироявая электроэнергетика. – 1996. – № 2. – с. 25–27.
8. Кравченко В. П. Визначення ефективності роботи турбіни К-1000-60/3000 при зниженні тиску в конденсаторі / співавт. : М. П. Галацан, О. Ю. Погосов, А. С. Второй // Ядер. наука та енергетика очима молоді: нові ідеї, дослідж., рішення : зб. наук. ст. – Одеса, 2011. – с. 80–85. – Бібліогр.: 3 назви.

Тези доповідей 54-ої наукової конференції молодих дослідників ОНПУ-магістрантів «Сучасні інформаційні технології та телекомунікаційні мережі» // Одеса: ОНПУ, 2019, вип. 54

9. Кравченко В. П. Можливість підвищення потужності турбіни К-1000-60/3000 при роботі взимку / співавт. М. П. Галацан // Пр. Одес. політехн. ун-ту. – Одеса, 2011. – Вип. 1 (35). – с. 54–58. – Бібліогр.: 3 назви.
10. Кравченко В. П. Підвищення надійності системи регенерації високого тиску на АЕС з ВВЕР-1000 за рахунок байпасування частки живильної води / співавт. : А. П. Кукурузняк, Д. Ш. Альмікєєв // Наук. вісті Нац. техн. ун-ту України. – 2004. – № 6. – с. 16–21.
11. Киров В.С. Тепловые схемы турбоустановок АЭС и их расчеты : учеб. пособие. – Изд. 2-е, испр. – Киев, 2004. – 212 с. – Библиогр.: с. 209-210.