

DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2024-34-06>

УДК 621.311.22

<sup>1</sup>**Г.І. КАНЮК**, доктор технічних наук

завідувач кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій  
e-mail: [genadiykanuk@gmail.com](mailto:genadiykanuk@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1399-9039>

<sup>1</sup>**А. Ю. МЕЗЕРЯ**, кандидат технічних наук

доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій  
e-mail: [mezzer@ukr.net](mailto:mezzer@ukr.net) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2946-9593>

<sup>1</sup>**Т.М. ФУРСОВА**, кандидат технічних наук

доцент кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій  
e-mail: [tatiana2507@ukr.net](mailto:tatiana2507@ukr.net) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1900-7432>

<sup>1</sup>**Д.О. ЧИРОЧКІН**,

аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій  
e-mail: [chirochkin123@gmail.com](mailto:chirochkin123@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-9029-0471>

<sup>1</sup>**О.М. СПІК**,

аспірант кафедри автоматизації, метрології та енергоефективних технологій  
e-mail: [oleksandrepik0@gmail.com](mailto:oleksandrepik0@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-4909-6431>

<sup>1</sup>*Харківський національний університет імені В.Н. Каразіна  
майдан Свободи, 4, м. Харків, 61022, Україна.*

## ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ЯКОСТІ (ТЕПЛОВОЇ ЕКОНОМІЧНОСТІ) ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

У статті проведено аналіз показників якості роботи теплових і атомних електростанцій, а саме теплової економічності та визначено основні шляхи їх підвищення. Показано, що регенеративний підігрів живильної води застосовується на усіх паротурбінних установках та істотно підвищує теплову і загальну економічність установок. Чим вищі параметри пари перед турбіною, тим більший інтервал температур, на який може бути здійснений підігрів конденсату, і більший ефект від застосування схеми з регенеративним підігрівом. Визначено, що регенеративний підігрів живильної води в циклі з перегрітою парою також підвищує коефіцієнт корисної дії (ККД), проте термічний ККД регенеративного циклу перегрітої пари завжди нижче ККД циклу Карно при одних і тих же початкових і кінцевих температурах. Доведено, що при одній і тій же температурі живильної води, чим менше недогрівання, тим більше робота потоку пари відбору і тим вищою є теплова економічність установки, а найбільший ефект від регенерації буде при застосуванні підігрівачів змішувального типу. Показано, що для турбін з протитиском регенеративний підігрів підвищує економічність установки тільки тоді, коли він здійснюється додатковою витратою пари, понад необхідну для потреб виробництва. У турбінах з регульованими відборами регенеративні відбори, розташовані після промислового, в розрахунку на одну і ту ж кількість пари, що відбирається, мають більший вплив на ККД і тому іноді застосування регенеративного підігріву живильної води може призвести до збільшення ККД навіть при деякому зменшенні витрати пари споживачеві. Виконано систематизацію та аналіз наявних методів оцінки теплової економічності електростанцій різних типів, показано вплив витрат енергії на власні потреби на значення ККД електростанцій.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** показники якості, енергозбереження, економічність, електростанція.

**Як цитувати:** Канюк Г.І., Мезеря А. Ю., Фурсова Т.М., Чирочкін Д.О., Спик О.М. Шляхи підвищення показників якості (теплової економічності) електростанцій. *Машинобудування*. 2024. Вип. 34 С. 61-71. DOI: <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2024-34-06>

### Постановка проблеми та її зв'язок з важливими науковими та практичними завданнями

Зараз очевиднішим стає факт забезпечує зниження витрати палива та взаємозв'язку енергозбереження, що енергії на одиницю продукції, що



виробляється, з глобальною проблемою екології планети. Згідно з дослідженнями, які проводились ведучими країнами Світу, потенціал енергозбереження становить близько 1/3 всього обсягу споживаних первинних ресурсів.

Витрата первинних енергоресурсів у розрахунку на одиницю валового внутрішнього продукту в нашій країні приблизно в 1,3 раза більша ніж у США, і у 2 рази вище порівняно з передовими західноєвропейськими країнами та Японією.

Серед основних причин неблагополучного становища в галузі енергоємності економіки слід назвати практично повну відсутність державної політики у цій найважливішій галузі. Наслідком цього є майже повна відсутність

принципів раціонального використання та економічного витрачання палива та енергії як при виробництві енергії, так й при її споживанні.

Особливо це стало відчутніше за зміни системи управління енергетикою та формами власності, за високого ступеня зносу основного та допоміжного обладнання ТЕС та АЕС.

Проблеми енергозбереження залишаються і будуть у 21 столітті у центрі уваги світової громадськості. Вирішенню цієї проблеми присвячено Основні положення енергетичної стратегії України на період до 2035 року [1]. Ця проблема призводить, зокрема, до необхідності аналізу показників теплової ефективності електростанцій та пошуку шляхів їх підвищення [2].

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

У напрямку енергозбереження при генерації електричної та теплової енергії на електричних станціях ведуться і інтенсивно розвиватимуться дослідницькі, конструкторські та монтажні роботи з підвищення економічності наявних ТЕС та АЕС, оскільки більша частина основного та допоміжного обладнання енергоблоків 200 та 300 МВт виробило свій ресурс (фізично та морально застаріло), то з метою безпеки параметри пари та води в них знижено. Це призвело до зниження їх ККД на 4 і більше відсотків.

Особа увага приділяється питанням автоматизації технологічних процесів електростанцій, як одним з основних шляхів підвищення енергоефективності та надійності [3, 4]. Проводиться оптимізація показників якості систем керування [5], та

впровадження прецизійних систем керування [6]. Серед технологічних процесів в напрямку підвищення ефективності роботи електростанцій, приділяється системам низькопотенційних комплексів [7], обладнання котельних установок [8] та узагальнення рішень з метою підвищення енергоефективності [9]. Розглядаються питання автоматизації розрахунку теплової ефективності електростанцій [10] та подовження ресурсу теплоенергетичного обладнання [11].

Незважаючи на це, потенціал енергозбереження не вичерпано. Його треба шукати й надалі для підвищення показників якості, оптимізації теплових режимів роботи обладнання електростанцій та в удосконаленні систем керування з метою гарантованої підтримки цих режимів.

### Постановка мети та завдання дослідження

Метою роботи є аналіз показників теплової економічності електростанцій та визначення шляхів їх підвищення, що дасть змогу знизити собівартість вироблення

енергії та підвищити конкурентоспроможність вітчизняних виробників.

### Виклад основного матеріалу

#### 1. Аналіз показників теплової економічності електростанцій

Теплова економічність КЕС характеризується значеннями ККД, питомої витрати тепла та питомої витрати умовного

палива (для АЕС – значенням питомої витрати ядерного палива). При цьому на

звичайних ТЕС питома витрата умовного палива є основним показником).

Повні ККД електростанцій можуть бути визначені таким способом [11].

Для електростанцій, що працюють на органічному паливі:

$$\eta_{ст} = \eta_e \eta_{тр} \eta_{пк} \quad (1)$$

Для двоконтурної АЕС:

$$\eta_{ст} = \eta_e \eta_{тр}'' \eta_{пг}'' \eta_{ру} \cdot \quad (2)$$

Тут:

- абсолютний електричний ККД турбогенераторної установки:

$$\eta_e = \eta_t \eta_{oi} \eta_m \eta_\Gamma = \eta_i \eta_m \eta_\Gamma = \eta_t \eta_{0e}; \quad (3)$$

- термічний ККД турбінної установки:

$$\eta_t = (q_0 - q_k) / q_0, \quad (4)$$

де  $q_0$  і  $q_k$  – кількість теплоти, підведена до 1 кг пара в котлі або реакторі і відведене від нього в конденсаторі відповідно (для найпростішої установки, що працює за ідеальним циклом Ренкіна):

$$\eta_t = \frac{(i_0 - i_{ж.в}) - (i_{к,a}^H - i_k)}{i_0 - i_{ж.в}} = \frac{(i_0 - i_{к,a}^H) - (i_{ж.в} - i_k)}{i_0 - i_{ж.в}} = (H_a - H_{a,n}) / q_0 \quad (5)$$

де  $i_k, i_{ж.в}$  – ентальпія води на виході з конденсатора та після насоса відповідно;  $i_0, i_{к,a}^H$  – ентальпія пари перед турбіною та на вході в конденсатор при адіабатичному розширенні в турбіні);

- наявний (адіабатичний) перепад ентальпій:

$$H_a = i_0 - i_{к,a};$$

- витрати енергії в насосі, віднесені до 1 кг. води при її адіабатичному стисканні:

$$H_{a,n} = i_{ж.в} - i_k;$$

- внутрішній відносний ККД турбіни:

$$\eta_{oi} = \frac{H_i}{H_a} = \frac{L_i}{L_a}, \quad (6)$$

де  $H_i$  і  $L_i$  – використаний перепад ентальпії та внутрішня питома робота пари у турбіні;

(зазвичай  $\eta_{oi} = 0,80 - 0,90$ , а для сучасних потужних турбін при номінальному навантаженні  $\eta_{oi} = 0,85 - 0,90$ );

- внутрішній абсолютний ККД турбіни, що характеризує частку тепла, перетвореного на роботу в реальній паротурбінній установці:

$$\eta_i = L_i / q_0 = \eta_t \eta_{oi}; \quad (7)$$

$\eta_m$  – механічний ККД турбіни (для сучасних турбін  $\eta_m = 0,97 - 0,99$ );  $\eta_\Gamma$  – ККД генератора (при повітряному охолодженні  $\eta_\Gamma = 0,97 - 0,98$ );

- відношення електричної енергії, що виробляється 1 кг пара до роботи  $L_a$ , що здійснюється при адіабатичному розширенні цієї пари:

$$\eta_{0e} = \eta_{oi} \eta_m \eta_\Gamma; \quad (8)$$

$\eta_{тр}$  – ККД трубопроводів, що враховує гідравлічні та теплові втрати у трубопроводах (для ТЕС та двоконтурних АЕС  $\eta_{тр} = 0,97 - 0,98$ );  $\eta_{пк}$  – ККД парового котла (зазвичай лежить в межах 0,90-0,93);  $\eta_{пг}$  – ККД парогенераторів АЕС, що враховує втрати тепла в навколишнє середовище (зазвичай не перевищують 1%) та втрати з водою продування:

$$Q_{пр} = D_{о.пр} (i_{о.пр} - i_{с.в}), \quad (9)$$

де  $D_{о.пр}$  – кількість продувної води, що надходить з охолоджувача продування;  $i_{о.пр}$  – ентальпія води після охолоджувача продування;  $i_{с.в.}$  – ентальпія сирі води;  $\eta_{ру}$  – ККД реакторної установки, що враховує втрати тепла у навколишнє середовище, втрати з водою продування реактора, втрати пов'язані з охолодженням біологічного захисту, втрати у сповільнювачі та у деяких інших елементах установки (ККД реакторних установок типу ВВЕР становить 0,32-0,33) [2].

Абсолютний електричний ККД конденсаційної турбогенераторної установки може бути визначений також із співвідношення електричної потужності установки  $N_e$  та кількості теплоти  $Q_0$ , підведеного з парою до турбогенератора в одиницю часу:

$$\eta_e = N_e / Q_0, \quad (10)$$

а ККД станції – з аналогічного співвідношення:

$$\eta_{ст} = N_e / Q_{ст}. \quad (11)$$

У цих залежностях:

$$Q_0 = D_0 (i_0 - i_{ж.в}); \quad (12)$$

$$Q_{ст} = Q_0 / \eta_{втр}, \quad (13)$$

де  $\eta_{\text{втр}}$  – коефіцієнт, що оцінює всі втрати, починаючи від парового котла ТЕС або реактора АЕС до турбіни.

Для установок на органічному паливі:

$$\eta_{\text{втр}} = \eta_{\text{пк}} \eta_{\text{тр}}; \quad (14)$$

для двоконтурної АЕС:

$$\eta_{\text{втр}} = \eta_{\text{ру}} \eta'_{\text{тр}} \eta''_{\text{тр}}, \quad (15)$$

де  $\eta'_{\text{тр}}$  і  $\eta''_{\text{тр}}$  – ККД трубопроводів першого та другого контурів.

Значення  $\eta_{\text{е}}$  (3), (10) та  $\eta_{\text{ст}}$  (1), (11) не враховують витрати електроенергії на потреби електростанції, і тому розглядаються як ККД бруто.

Якщо потужність механізмів власних потреб становить  $\Delta N_{\text{в.п.}}$ , то ККД електростанції  $\eta_{\text{ст}}^{\text{н}}$  з урахуванням енергії,

витраченої на власні потреби (ККД електростанції нетто) визначається як:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{н}} = (N_{\text{е}} - \Delta N_{\text{в.п.}}) / Q_{\text{ст}}, \quad (16)$$

або

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ст}} (1 - \beta_{\text{в.п.}}), \quad (17)$$

де частка потужності, що витрачається на власні потреби станції:

$$\beta_{\text{в.п.}} = \Delta N_{\text{в.п.}} / N_{\text{е}}. \quad (18)$$

ККД нетто електростанції може бути також визначений залежно від:

$$\eta_{\text{ст}}^{\text{н}} = \eta_{\text{ст}} \eta_{\text{в.п.}}, \quad (19)$$

де ККД власних потреб електростанції:

$$\eta_{\text{в.п.}} = N_{\text{е}}^{\text{н}} / N_{\text{е}}, \quad (20)$$

або

$$\eta_{\text{в.п.}} = 1 - \beta_{\text{в.п.}}. \quad (21)$$

## 2. Оцінка теплової економічності

Оцінка теплової економічності установки проводиться також за питомою витратою тепла. У розрахунках зазвичай розглядають питому витрату тепла на турбогенераторну установку  $q_{\text{е}}$  та питома витрата тепла по всій електростанції  $q_{\text{ст}}$ . Ці величини визначаються з виразів [11]:

$$q_{\text{е}} = 3600 Q_0 / N_{\text{е}}; \quad (22)$$

$$q_{\text{ст}} = 3600 Q_{\text{ст}} / N_{\text{е}}. \quad (23)$$

Тут  $q_{\text{е}}$  і  $q_{\text{ст}}$  виражаються у кДж на 1 кВт·год.

З урахуванням (10) та (11) отримаємо:

$$q_{\text{е}} = 3600 / \eta_{\text{е}}; \quad (24)$$

$$q_{\text{ст}} = 3600 / \eta_{\text{ст}}. \quad (25)$$

Питома витрата умовного палива для електростанцій на органічному паливі може бути визначена з рівняння теплового балансу електростанції:

$$B Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 3600 N_{\text{е}} / \eta_{\text{ст}}, \quad (26)$$

де  $B$  – загальна годинна витрата палива, кг/год;  $Q_{\text{р}}^{\text{н}}$  – нижча питома теплота згоряння палива, кДж/кг.

Питома витрата палива при цьому:

$$b = B / N_{\text{е}} = 3600 / Q_{\text{р}}^{\text{н}} \eta_{\text{ст}}, \quad (27)$$

а для умовного палива (з нижчою теплотою згоряння  $Q_{\text{р}}^{\text{н}} = 29300$  кДж/кг):

$$b_{\text{у}} = 3600 / 29300 \eta_{\text{ст}} \approx 0.123 / \eta_{\text{ст}}, \quad (28)$$

Витрата ядерного палива на АЕС є тим самим показником теплової економічності, як і витрата умовного палива, т.к. при розподілі всіх ядер 1 кг урану завжди виділяється одне і те ж кількість тепла –  $7,9 \cdot 10^{10}$  кДж.

Зазвичай вважають витрату палива, що вигоріло, в середньому на 15% більше ізотопів, що розділилися. Тоді кількість тепла, що виділяється в розрахунку на 1 кг. вигорілого ядерного палива може бути прийнято рівним:

$$Q_{\text{я.п.}} = 0,85 \cdot 7,9 \cdot 10^{10} = 6,7 \cdot 10^{10} \text{ кДж/кг}$$

$$Q_{\text{я.п.}} = \frac{6,7 \cdot 10^{10}}{3600} = 1,86 \cdot 10^7 \text{ кВт} \cdot \text{год/кг}$$

Відповідно до залежності (1.27), питома витрата ядерного палива, що вигоріло:

$$b_{\text{я.п.}} = \frac{3600}{Q_{\text{я.п.}} \eta_{\text{ст}}} = \frac{3600}{6,7 \cdot 10^{10} \eta_{\text{ст}}} = \frac{5,4 \cdot 10^{-8}}{\eta_{\text{ст}}}, \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{год}}, \quad (29)$$

або

$$b_{\text{я.п.}} = \frac{0,054}{\eta_{\text{ст}}} \cdot \frac{\text{г}}{\text{МВт} \cdot \text{год}}. \quad (30)$$

Визначення питомих витрат тепла і палива по електростанціях з урахуванням витрат енергії на власні потреби здійснюється за залежностями (22)-(30), проте при цьому в розрахункові формули вводяться значення  $N_e^H$  і  $\eta_{\text{ст}}^H$  (19)-(20).

Загальна витрата палива на АЕС, як відомо, значно перевищує кількість палива, що вигоріло.

Загальна витрата ядерного палива може бути визначена залежно від глибини вигорання  $a$  (у кілограмах вигорілої речовини, що ділиться на 1т палива) (т/рік):

$$B_{\text{я.п.}} = \frac{N_e \cdot \tau}{1,86 \cdot 10^7 \eta_{\text{ст}} \cdot a}, \quad (31)$$

або

$$B_{\text{я.п.}} = \frac{b_{\text{я.п.}} \cdot N_e \cdot \tau}{a}, \quad (32)$$

### 3. Вплив регенеративного підігріву на теплову економічність електростанції

Регенеративний підігрів живильної води застосовується на усіх паротурбінних установках. Такий підігрів істотно підвищує теплову і загальну економічність установок. У схемах з регенеративним підігрівом потоки пари, що відводяться з турбіни регенеративні підігрівачі, здійснюють роботу без втрат в холодному джерелі (конденсаторі). При цьому для однієї і тієї ж електричної потужності турбогенератора  $N_e$ , витрата пари в конденсатор зменшується і ККД установки збільшується.

Кількість пари, що відбирається з відборів, залежить насамперед від температури, до якої може бути підігрітий конденсат турбіни. Чим вищі параметри пари перед турбіною, тим більший інтервал температур, на який може бути здійснений підігрів конденсату, і більший ефект від застосування схеми з регенеративним підігрівом. Зазвичай, на електростанціях середніх параметрів температура живильної води знаходиться в межах від 150 до 170°C; при високих тисках – від 225 до 275°C (при номінальному навантаженні та номінальних параметрах пари перед турбіною).

На паротурбінних установках електростанцій, що працюють на органічному паливі, застосовують тільки перегріту пару; в атомній енергетиці широко використовують також насичену пару.

де  $\tau$  – число годин використання встановленої потужності на рік.

Часто сумарне вигорання палива виражають у МВт·доб на 1 т. урану. В цьому випадку залежність загальної витрати палива від потужності електростанції (у мегаватах) визначається виразом (г/рік):

$$B_{\text{я.п.}} = \frac{N_e \cdot \tau}{24K \eta_{\text{ст}}}. \quad (33)$$

При прийнятих припущеннях вигорання 1 кг  $^{235}\text{U}$  обумовлює:

$$1,86 \cdot 10^7 \cdot (24 \cdot 10^3) \approx 775 \text{ МВт} \cdot \text{доб} / \text{кг}.$$

Це означає, що зв'язок між сумарним вигоранням палива  $K$  (МВт·доб/т) і глибиною його вигорання визначається виразом:

$$K = 775 \cdot a \quad (34)$$

На рис.1а, наведено теоретичну схему підігріву живильної води при трьох регенеративних підігрівачах. За цією схемою регенеративний підігрів ведеться всім потоком робочого середовища. За такої організації процесу регенеративні підігрівачі, прохідні перерізи відборів та комунікацій громіздкі, а втрати в них на тертя надмірно великі. Крім того, зростає вологість пари в останніх щаблях турбіни. Тому в реальних установках регенеративні підігрівачі відводиться не весь потік пари, а лише невелика його частина (рис.1б). Тут ця пара конденсується, віддаючи своє тепло живильній воді. Конденсат, що утворився при цьому, вводять в загальний потік живильної води. За такої схеми витрата пари в турбіні зменшується від одного відбору до іншого. Для однієї й тієї ж потужності турбіни загальні витрати пари зростають, оскільки потік, виведений в регенеративну систему, здійснює меншу роботу, ніж потік, що надійшов у конденсатор. В результаті висота лопаток у частині високого тиску (ЧВТ) виходить більшою, ніж для турбіни без регенеративних відборів, а у частині низького тиску (ЧНТ) – меншою. Це, як відомо, збільшує внутрішній відносний ККД  $\eta_{0i}$ . Таким чином, схема, що застосовується на реальних установках, не тільки усуває недоліки циклу з постійною витратою пари, але і дає можливість

виконати проточну частину турбіни більш досконалої.

На рис. 2 у  $T$ - $s$  діаграмі зображені регенеративні цикли при адіабатичному розширенні насиченої та перегрітої пари, коли підігрів живильної води здійснюється ізобарично у багатьох підігрівачах. При такій схемі для насиченої пари, коли кількість підігрівачів нескінченно велике, нагрівання води може бути здійснено до температури пари  $T_0$  і східчаста лінія  $CD$  (рис.2а) робочого процесу перетворюється на плавну криву, еквідистантну кривою підігріву живильної води  $AB$ . Отриманий цикл називають граничним регенеративним циклом насиченої пари. Легко бачити, що ККД цього циклу дорівнює ККД циклу Карно.

Регенеративний підігрів живильної води в циклі з перегрітою парою також підвищує ККД, проте термічний ККД регенеративного циклу перегрітої пари завжди нижче ККД циклу Карно при одних і тих же початкових і кінцевих температурах. Нагрів живильної води тут може бути здійснений до температури, близької до температури насичення  $T_{0,\text{нас}}$ , яка зазвичай значно нижче початкової температури пари  $T_0$  (рис. 2б).

З розгляду робочого процесу пари для схеми з регенеративним підігрівом живильної води встановлено, що регенеративний підігрів збільшує ККД

установки, незважаючи на те, що витрата пари на турбіну при цьому зростає. Кількісна залежність між значеннями ККД регенеративної та найпростішої конденсаційної установок може бути отримана з наступних співвідношень.

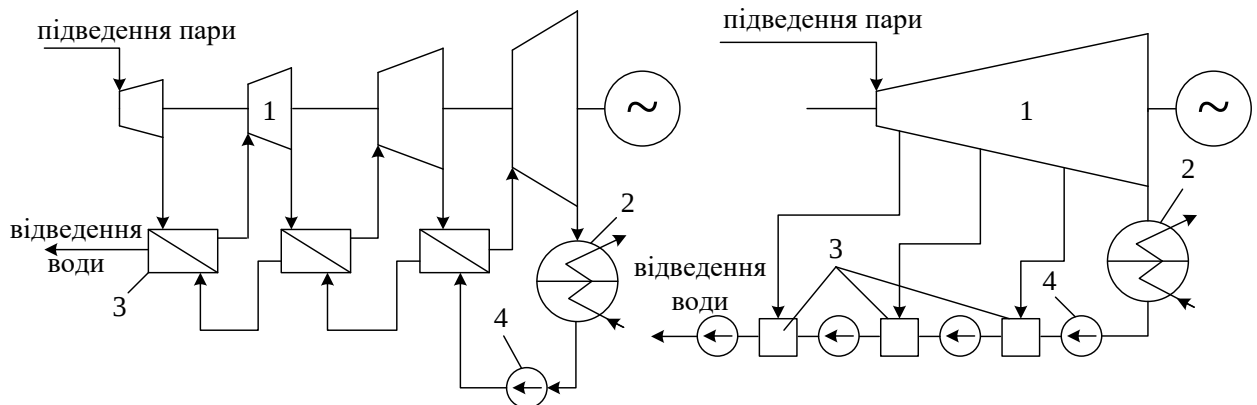
Для схеми з регенеративним підігрівом живильної води у підігрівачах (див. рис. 2б) внутрішній абсолютний ККД  $\eta_{i,p}$  визначається виразом:

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_k(i_0 - i_k^H) + \sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k) + \sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}, \quad (35)$$

де  $\alpha_{j,p}$  і  $\alpha_k$  – частка загальної витрати пари на турбіну, що відбирається в  $j$ -й відбір і що поступає в конденсатор відповідно;  $i_{j,p}$  – ентальпія пари  $j$ -го відбору.

Рівняння (35) можна подати у вигляді:

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_k(i_0 - i_k^H) \frac{1 + \frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k^H)}}{\alpha_k(i_0 - i_k) \frac{1 + \frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k)}}}{1 + \frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k)}} \quad (36)$$



а) 1 – турбогенераторна установка; 2 – конденсатор; 3 – регенеративний підігрівач; 4 – насос.  
б) 1 – turbogenerator unit; 2 – condenser; 3 – regenerative heater; 4 – pump.

**Рис. 1** – Схеми регенеративного підігріву живильної води в трьох регенеративних підігрівачах при відведенні в підігрівачі всього потоку пари (а) (теоретичний цикл) та при відведенні в них невеликої частини пари з відборів турбіни (б).

**Fig. 1** - Schemes of regenerative heating of feed water in three regenerative heaters when the entire steam flow is diverted to the heaters (a) (theoretical cycle) and when a small part of the steam from the turbine is diverted to them (b).

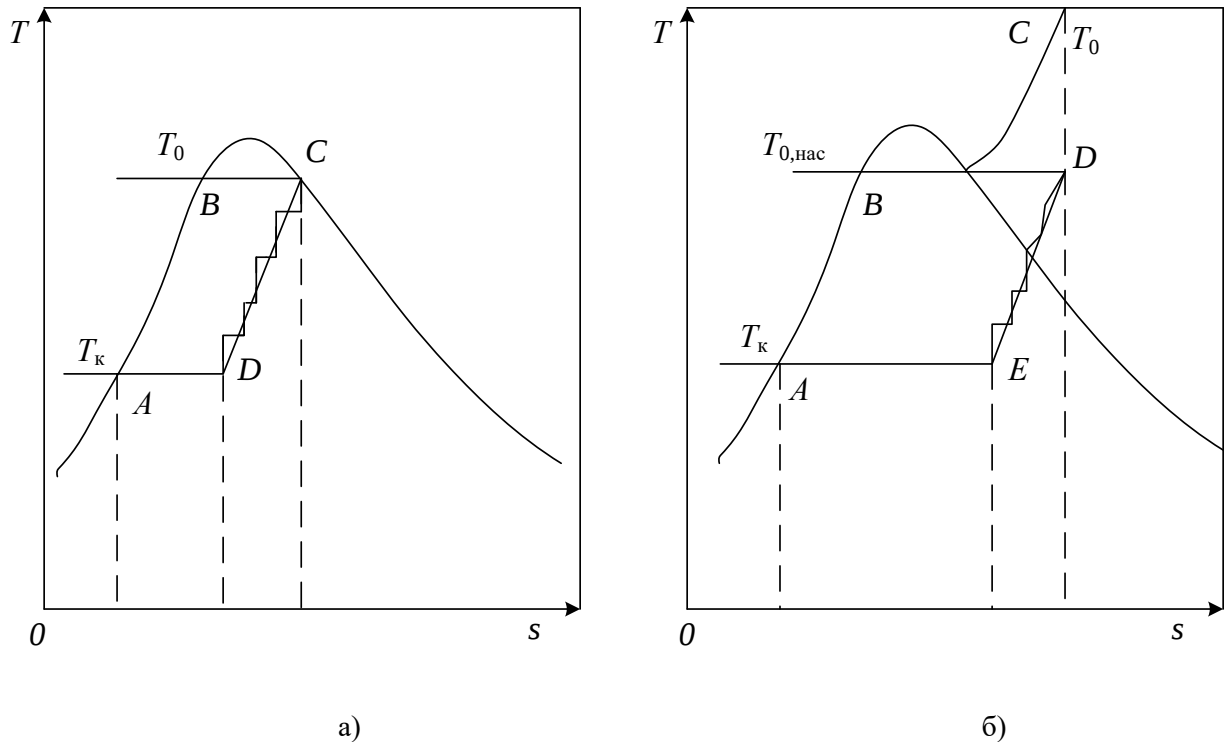


Рис. 2 – Регенеративний цикл для насиченої (а) та перегрітої (б) пари.  
Fig. 2 - Regenerative cycle for saturated (a) and superheated (b) steam.

Для схеми з регенеративним підігрівом живильної води у підігрівачах (див. рис. 2б) внутрішній абсолютний ККД  $\eta_{i,p}$  визначається виразом:

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_k(i_0 - i_k^H) + \sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k) + \sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}, \quad (35)$$

де  $\alpha_{j,p}$  і  $\alpha_k$  – частка загальної витрати пари на турбіну, що відбирається в  $j$ -й відбір і що поступає в конденсатор відповідно;  $i_{j,p}$  – ентальпія пари  $j$ -го відбору.

Рівняння (35) можна подати у вигляді:

$$\eta_{i,p} = \frac{\alpha_k(i_0 - i_k^H) \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k^H)} \right)}{\alpha_k(i_0 - i_k) \left( 1 + \frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k)} \right)}. \quad (36)$$

Вираз:

$$\frac{\sum_{j=1}^z \alpha_{j,p}(i_0 - i_{j,p})}{\alpha_k(i_0 - i_k^H)} = A_p \quad (37)$$

є відношенням роботи всіх потоків пари, що відводяться у відбори, до роботи конденсаційного потоку, а відношення  $(i_0 - i_k^H)/(i_0 - i_k)$  – ККД найпростішої конденсаційної установки (без регенерації).

Таким чином, рівняння (36) набуває вигляду:

$$\eta_{i,p} = \eta_{i,k} \left[ \frac{(1 + A_p)}{(1 + A_p \eta_{i,k})} \right]. \quad (38)$$

З рівняння (38) видно, що у всіх випадках, коли  $A_p > 0$ , ККД регенеративного циклу  $> \eta_{i,k}$ . Чим більший енергетичний коефіцієнт  $A_p$  (тобто робота потоків пари, які у відбір) проти роботи пари конденсаційного потоку, тим більше ефект від застосування регенеративного підігріву ( $\alpha_{i,p}=0, \eta_{i,p}=\eta_{i,k}$ ). Аналогічний результат буде й у тому випадку, коли на підігрів живильної води відводиться свіжа пара (з лінії до турбіни), оскільки при цьому  $i_0 - i_{j,p}=0$  і енергетичний коефіцієнт також дорівнює нулю.

Регенеративні підігрівачі можуть бути змішувального та поверхневого типів. У підігрівачах змішувального типу теплопередача від пари до рідини здійснюється в процесі барботажу та конденсацією пари безпосередньо на струменах і краплях води. Живильна вода

при цьому може бути нагріта до температури насичення пари, який надходить з відбору турбін.

Підігрівачі поверхневого типу бувають з охолоджувачами перегрітої пари і без неї. При відсутності охолоджувача перегрітої пари потік з відбору конденсується на всіх поверхнях теплообміну і температура води на виході з підігрівача завжди на 3-5°C нижче температури насичення пари, що конденсується. У підігрівачах з охолоджувачем перегрітої пари після підігріву в частині підігрівача, що обігривається парою, що конденсується, потік води проходить ще через поверхні, до яких підведений перегріта пара. Тому тут недогрівання до температури насичення пари відбору  $t_n$  виявляється нижче. Однак оскільки витрата пари тут відносно невелика (у порівнянні з витратою живильної води), температура води після поверхневих підігрівачів зазвичай залишається нижчою  $t_n$ .

При одній і тій же температурі живильної води, чим менше недогрівання до  $t_n$ , тим більше робота потоку пари відбору і, як видно з рівняння (38), тим вищою є теплова економічність установки. З цього випливає, що найбільший ефект від регенерації буде при застосуванні підігрівачів змішувального типу.

Залежність (38) одержана для конденсаційної установки, що має лише регенеративні відбори. Якщо поряд із відборами на регенеративний підігрів у паросиловій установці є відбори пари на промислові потреби та теплофікацію, то залежність між ККД із виробництва електроенергії  $\eta_{i, \text{ТЕЦ}}$  для цієї установки і ККД  $\eta_{i, \text{к}}$  для чисто конденсаційної установки має вигляд:

$$\eta_{i, \text{ТЕЦ}} = \eta_{i, \text{к}} \frac{1 + A_p + A_{\text{тп}}}{1 + \eta_{i, \text{к}} (A_p + A_{\text{тп}})}, \quad (39)$$

$$\text{Де } A_{\text{тп}} = \frac{\sum_{j=1}^m \alpha_{j, \text{п}} (i_0 - i_{j, \text{п}})}{\alpha_{\text{к}} (i_0 - i_{\text{к}})} \quad (40)$$

є відношення роботи потоків пари, що відводяться до теплового споживача, до роботи конденсаційного потоку.

З рівняння (39) видно, що регенеративний підігрів живильної води на установках з комбінованим виробленням електроенергії та тепла в тепловому відношенні також ефективний і тим більшою мірою, чим вище значення енергетичного коефіцієнта  $A_{\text{тп}}$ . Однак за одних і тих же значень  $A_p$ , відносна зміна ККД з виробництва електроенергії на ТЕЦ  $\eta_{i, \text{ТЕЦ}}$  менше зміни ККД  $\eta_{i, \text{к}}$  для конденсаційної установки.

Енергетичні коефіцієнти  $A_p$  і  $A_{\text{тп}}$  залежать як від відносних витрат потоків пари, що спрямовуються у відбір, так і від перепаду ентальпії  $(i_0 - i_j)$ , що використовується в турбіні. Чим нижче тиск у відборі, тим при однакових витратах пари у відборі вище абсолютне значення коефіцієнта і більший ефект, який надається відбором на зміну ККД. Тому для турбін з протитиском регенеративний підігрів підвищує економічність установки (збільшує вироблення електроенергії на тепловому споживанні) тільки тоді, коли він здійснюється додатковою витратою пари, понад необхідну для потреб виробництва. У турбінах з регульованими відборами регенеративні відбори, розташовані після промислового, в розрахунку на одну і ту ж кількість пари, що відбирається, мають більший вплив на ККД  $\eta_{i, \text{ТЕЦ}}$  і тому іноді застосування регенеративного підігріву живильної води може призвести до збільшення ККД навіть при деякому зменшенні витрати пари споживачеві  $D_p$ . Однак щоб не завдати шкоди тепловому споживачеві, витрата пари  $D_p$  зменшувати не слід і регенерацію в цих установках також потрібно здійснювати, збільшуючи загальні витрати пари на турбіну.

## Висновки

1. Виконано систематизацію та аналіз наявних методів оцінки показників якості електростанцій різних типів, а саме теплової економічності, показано вплив

витрат енергії на власні потреби на значення ККД електростанцій.

2. Проаналізовано вплив регенеративного підігріву живильної води на

теплову економічність електростанцій; показано, що регенеративний підігрів парю з відборів турбіни збільшує ККД теплоенергетичної установки, незважаючи на те, що витрата пари через турбіну при цьому зростає.

3. Проаналізовано вплив недогріву пари до температури насичення теплової економічності теплоенергетичної установки; встановлено, що найбільший ефект від регенерації буде при застосуванні підігрівачів змішувального типу.

### Конфлікт інтересів

Автори заявляють, що конфлікту інтересів щодо публікації рукопису немає. Крім того, автори повністю дотримувались етичних норм, включаючи плагіат, фальсифікацію даних та подвійну публікацію

### Список використаної літератури

1. Безпека, енергоефективність, конкурентоспроможність : нова енергетична стратегія України до 2035 року. – Режим доступу : <https://niss.gov.ua/sites/default/files/2015-04/Energy%20Strategy.pdf> (дата звернення 24. 9. 2024)
2. Alpeev A.S. Automated Control and Safety of Nuclear Power Plants / A.S. Alpeev// Atomic Energy 90(2):109-112 February 2001. DOI:10.1023/A:1011344806693
3. Фурман І.О. Автоматизовані системи керування технологічними процесами / І.О. Фурман, В.А. Краснобаєв, П.П. Рожков, С.О. Тимчук, С.С., Радченко: –Харків: Факт, 2006. –317 с.
4. Automatic Control System for Thermal Power Plants Based on Artificial Intelligence / Qi Wang // Conference: 2023 International Conference on Electronics and Devices, Computational Science (ICEDCS). September 2023. DOI:10.1109/ICEDCS60513.2023.00027
5. Грінченко Г.С. Підвищення якості АСУ теплових електростанцій шляхом уточнення критерія оптимальності техніко-економічних показників / Г.С. Грінченко, Т.Ю. Василюк, О.В. Купріянов, О.М. Близниченко, Т.М. Фурсова // Збірник наукових праць «Машинобудування». –Харків, 2023, №31, –С.71-79. DOI: <https://10.32820/2079-1747-2023-31-71-79>
6. Чепурний М.М. Застосування прибудованих теплофікаційних турбін на промислових теплоелектроцентралях / М.М. Чепурний, С.Й. Ткаченко, С.В. Дишлюк // Енергетика та електротехніка. Наукові праці ВНТУ, 2010, № 2 –С.1-6.
7. Чеботарьов А.М. Аналіз нормативного забезпечення ефективності роботи елементів систем низькопотенційних комплексів електростанцій / А.М. Чеботарьов, Ю.О. Бондаренко // Машинобудування, – Харків. –№29, 2022. –С.97-103. DOI 10.32820/2079-1747-2022-29-97-103
8. Канюк Г.І. Підвищення експлуатаційної надійності та ефективності обладнання котельних установок теплоелектростанцій шляхом підвищення якості вимірювань їх технологічних параметрів / Г.І.Канюк, Т.М.Фурсова, А.Ю.Мезеря, О.А.Долматов, С.О.Заїка, П.Р.Галинський // Збірник наукових праць «Машинобудування». – Харків. №31. –2023. –С.42-49. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-31-42-49>
9. Канюк Г.И. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС / Г.И.Канюк, А.Ю.Мезеря, Д.В.Михайский, И.П.Лаптинов., А.Р.Фокина // – Харьков: Изд-во «Точка», 2012. –184с.
10. 7. Коберник В.С. Техніко-економічні показники технологій теплової енергетики, що експлуатуються в маневрених режимах / В.С. Коберник // The Problems of General Energy, 2021, issue 3(66). –Р.36-42. DOI: <https://10.15407/pge2021.03.036>
11. Кострыкин В.А., Шелепов И.Г., Шубенко А.Л., Казак И.А., Щербенок Ю.А. Продление ресурса теплоэнергетического оборудования энергоблоков АЭС. Сб. научных трудов «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования. 2003 г., Харьков, т.2., –С. 431-434

Стаття надійшла для редакції 27. 09. 2024

Стаття рекомендована до друку 12.11.2024

<sup>1</sup>KANJUK G., D.Sc.,

Head of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies  
e-mail: [genadiykanuk@gmail.com](mailto:genadiykanuk@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1399-9039>

<sup>1</sup>MEZERYA A., Ph.D.,

Associate Professor of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies  
e-mail: [mezzzer@ukr.net](mailto:mezzzer@ukr.net) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2946-9593>

<sup>1</sup>FURSOVA T., Ph.D.,

Associate Professor of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies  
e-mail: [tatiana2507@ukr.net](mailto:tatiana2507@ukr.net) ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1900-7432>

<sup>1</sup>CHYROCHKIN D.,

Postgraduate student of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies  
e-mail: [chirochkin123@gmail.com](mailto:chirochkin123@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-9029-0471>

<sup>1</sup>EPIK O.,

Postgraduate student of the Department of Automation, Metrology and Energy Efficient Technologies  
e-mail: [oleksandrepik0@gmail.com](mailto:oleksandrepik0@gmail.com) ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-4909-6431>

<sup>1</sup>V.N. Karazin Kharkiv National University  
Svobody square, 4, Kharkiv, 61022, Ukraine

**Kanjuk G., Mezerya A., Fursova T., Chyrochkin D., Epik O.** Ways of increase indicators of quality (heat economy) of power plants

The article analyzes performance indicators of thermal and nuclear power plants, namely thermal efficiency, and identifies the main ways to improve them. It is shown that the regenerative heating of the feed water is used in all steam turbine plants and significantly increases the thermal and overall efficiency of the plants. The higher the steam parameters in front of the turbine, the greater the temperature range for which condensate heating can be carried out, and the greater the effect of using a scheme with regenerative heating. It was determined that the regenerative heating of the feed water in the cycle with superheated steam also increases the efficiency, but the thermal efficiency of the regenerative cycle of superheated steam is always lower than the efficiency of the Carnot cycle at the same initial and final temperatures. It has been proven that at the same temperature of the feed water, the less underheating, the greater the work of the steam selection flow and the higher the thermal efficiency of the installation, and the greatest effect from regeneration occurs when using mixing type heaters. It is shown that regenerative heating increases the installation's efficiency for turbines with back pressure only when it is carried out by additional steam consumption beyond what is required for production. In turbines with adjustable withdrawals, regenerative withdrawals located after the industrial one, based on the same amount of steam withdrawn, have a greater impact on the efficiency, and therefore sometimes the use of regenerative heating of the feed water can lead to an increase in efficiency even with a slight decrease in the consumption of steam to the consumer. The systematization and analysis of the existing methods for assessing the thermal efficiency of power plants of various types is carried out, and the influence of energy consumption on own needs on the efficiency of power plants is shown.

**KEYWORDS:** *quality indicators, energy saving, efficiency, power plant.*

**In cites:** Kanjuk G., Mezerya A., Fursova T., Chyrochkin D., Epik O., (2024). Ways of increase indicators of quality (heat economy) of power plants. *Engineering*, (34), 61-71. <https://doi.org/10.26565/2079-1747-2024-34-06> (in Ukraine)

### Conflict of interest

The authors declare that there is no conflict of interest regarding the publication of the manuscript. In addition, the authors fully complied with ethical standards, including plagiarism, data falsification, and double publication.

### References:

1. Bezpeka, energoefektivnist, konkurentospromozhnist : Nova energetichna strategiya Ukrayini do 2035 roku, 2015, [Security, energy efficiency, competitiveness: New energy strategy of Ukraine until 2035. ], viewed September 24, 2024 <<https://niss.gov.ua/sites/default/files/2015-04/Energy%20Strategy.pdf>>
2. Alpeev, AS 2001, 'Automated Control and Safety of Nuclear Power Plants', *Atomic Energy*, no 90(2), Pp. 109-112 DOI:10.1023/A:1011344806693
3. Furman, IO, Krasnobayev, VA, Rozhkov, PP, Timchuk, SO & Radchenko, SS 2006, *Avtomatizovani sistemi keruvannya tehnologichnimi procesami* [Automated process control systems ], Fakt, Harkiv.

4. Wang, Qi 2023, 'Automatic Control System for Thermal Power Plants Based on Artificial Intelligence', *Conference: 2023 International Conference on Electronics and Devices, Computational Science (ICEDCS)*, DOI:10.1109/ICEDCS60513.2023.00027
5. Grinchenko, GS, Vasilec, TYu, Kupriyanov, OV, Bliznichenko, OM & Fursova, TM 2023, [Improving the quality of ASC of thermal power plants by specifying the optimality criteria for technical and economic indicators. ], *Engineering*, No 31, Pp.71-79. DOI: <https://10.32820/2079-1747-2023-31-71-79>
6. Chepurnij, MM, Tkachenko, SJ & Dishlyuk, SV 2010, 'Zastosuvannya pribudovanih teplofikacijnih turbin na promislovih teploelektrocentralyah' [Application of attached heat turbines in industrial thermal power plants. ], *Energetika ta elektrotehnika. Naukovi praci VNTU*, 2010, № 2, Pp. 1-6.
7. Chebotarov, AM & Bondarenko, YuO 2022, [Analysis of the regulatory support for the efficiency of system elements of low-potential complexes at power plants ], *Engineering*, № 29, Pp. 97-103. DOI 10.32820/2079-1747-2022-29-97-103
8. Kanyuk, GI, Fursova, TM, Mezerya, AYu, Dolmatov, OA, Zayika, SO & Galinskij, PR 2023, [Increasing the Operational Reliability and Efficiency of Boiler Plant Equipment of Thermal Power Stations by Improving the Quality of Measuring their Technological Parameters. ], *Engineering*, № 31, Pp. 42-49. <https://doi.org/10.32820/2079-1747-2023-31-42-49>
9. Kanyuk, GI, Mezerya, AYu, Mihajskij, DV, Laptinov, IP & Fokina, AR 2012, *Rezervy energosberegayushhego upravleniya tehnologicheskimi processami na dejstvuyushih TES i AES* [Reserves of energy-saving management of technological processes at operating thermal power plants and nuclear power plants ], A.R.Fokina Tochka, Harkov.
10. Kobernik, VS 2021, [Technical and economic indicators of thermal power technologies operated in maneuvering modes. ], *The Problems of General Energy*, issue 3(66), Pp. 36-42. DOI: <https://10.15407/pge2021.03.036>
11. Kostykin, VA, Shelepov, IG, Shubenko, AL, Kazak, IA & Sherbenok, YuA 2003, 'Prodlenie resursa teploenergeticheskogo oborudovaniya energoblokov AES' [Extension of the service life of thermal power equipment of NPP power units ], *Sovershenstvovanie turbostanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovaniya*. Vol. 2, Pp. 431-434

The article was received by the editors 09/27/2024

The article is recommended for printing 11/12/2024