

О. Л. ШУБЕНКО, В. М. ГОЛОЩАПОВ, О. В. КОТУЛЬСЬКА, Т. М. ПАРАМОНОВА

АПРОКСИМУЮЧІ ЗАЛЕЖНОСТІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДИ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ТЕПЛОБІМІННИХ ПРИСТРОЇВ ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК (ЧАСТИНА I – ВИЗНАЧЕННЯ ЕНТАЛЬПІЙ ВОДИ)

Роботу присвячено створенню методологічного підходу для визначення термодинамічних властивостей води та водяної пари при розрахунках теплообмінних процесів для тих випадків, коли потрібно оперативне керування режимами експлуатації парових турбін великої потужності теплових та атомних електростанцій, а використання існуючих таблиць властивостей робочих середовищ у «ручному» режимі не завжди припустиме. У частині роботи, що подано, розглядається визначення ентальпії води. На підґрунті проведеного аналізу режимів експлуатації теплообмінних пристроїв енергоблоків теплових та атомних електростанцій різної потужності визначено діапазони зміни температури та тиску робочих середовищ при їх розрахунках. Вони становлять для води: по тиску 1 кПа–30 МПа, по температурі 1–300 °С, а для пари відповідно: 1 кПа–6 МПа, 7–450 °С. Аналіз табличних значень робочого середовища (води) показав, що для представлення ентальпії води в аналітичному вигляді на основі апроксимаційних рівнянь з потрібною точністю доцільно розглянути їх побудову у двох областях зміни: в області вакууму ($P < 0,1$ МПа) та в області надлишкового тиску (0,1–30 МПа), яка у свою чергу поділена на 4 діапазони. При зміні тиску це пов'язано з додатковим впливом на значення ентальпії температури, що ускладнює вибір наближених залежностей для отримання ентальпії від параметрів робочого середовища при забезпеченні прийняттого співвідношення розрахункових і табличних значень для розв'язування задач. Авторами розроблено систему регресійних рівнянь, що дозволяють з високою точністю розраховувати значення ентальпії води у заданому діапазоні тисків та температур. Для визначення області, у якій знаходиться величина, що вимірюється, авторами запропоновано використання формули Антуана, в якій встановлюється зв'язок тиску та температури середовища на граничній лінії фазового переходу. Для підвищення її точності запропоновано апроксимаційні рівняння температурних поправок при різному тиску, що забезпечує відхилення температури від табличних значень теплофізичних властивостей, не більш ніж на $\pm 0,04$ °С.

Ключові слова: вода, водяна пара, турбоустановка, теплообмінні апарати, ентальпія, тепловий баланс.

O. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. KOTULSKA, T. PARAMONOVA

APPROXIMATE RELATIONSHIPS FOR DETERMINING THE ENTHALPIES OF WATER AND STEAM IN THE CALCULATIONS OF HEAT EXCHANGER DEVICES OF STEAM TURBINE INSTALLATIONS (PART I – DETERMINATION OF THE ENTHALPY OF WATER)

The work is devoted to the creation of a methodological approach for determining the thermodynamic properties of water and water vapor in the calculation of heat exchange processes for those cases when it is necessary to quickly control the operating modes of steam turbines of large power of thermal and nuclear power plants, but the use of existing tables of properties of working environments in the "manual" mode is not always suppose. In the presented part of the work the determination of the enthalpy of water is considered. Based on the analysis of the operating modes of heat exchange devices of power units thermal and nuclear power plants of different capacities, the ranges of temperature and pressure changes of the working media during their calculations were determined. They are for water: at a pressure of 1 kPa–30 MPa, at a temperature of 1–300 °C, and for steam, respectively: 1 kPa–6 MPa, 7–450 °C. The analysis of tabular values of the working medium (water) showed that in order to present the enthalpy of water in an analytical form based on approximation equations with the required accuracy, it is advisable to consider their construction in two areas of change: in the area of vacuum ($P < 0.1$ MPa) and in the area of excess pressure (0.1–30 MPa), which in turn are divided into 4 ranges. When the pressure changes, this is associated with an additional effect on the temperature enthalpy value, which complicates the choice of approximate dependencies for obtaining enthalpy from the parameters of the working environment while ensuring an acceptable ratio of calculated and tabular values for solving problems. By the authors a system of regression equations was obtained, allowing to calculate the enthalpy of water in a given range of pressures and temperatures with high accuracy. To determine the area in which the measured value is located, the authors proposed the use of Antoine's formula, in which the relationship between the pressure and temperature of the medium at the boundary line of the phase transition is established. To increase its accuracy, approximation equations for temperature corrections at different pressures are proposed, which ensure that the temperature deviates from the tabulated values of thermophysical properties there are no more than ± 0.04 °C.

Keywords: water, steam, turbo installation, heat exchangers, enthalpy, heat balance.

Вступ. У турбоустановках теплових і атомних електростанцій як основне робоче тіло використовується водяна пара різних параметрів та вода у вигляді конденсату, живильної води, мережевої води для теплових магістралей ТЕЦ, на промпідприємствах, в опалювальних мережах, що підключаються до турбін ТЕС та АЕС.

Для теплових розрахунків паротурбінних установок, як правило, використовуються таблиці термодинамічних властивостей води та водяної пари або h - S діаграми. Їх застосування в «ручному» режимі не завжди прийнятне на електростанціях через можливість допущення неточностей щодо параметрів і значних додаткових витрат часу [1]. Відомі випадки створення складних програмних комплексів для

вирішення деяких конкретних завдань [2–6]. Разом з тим, для керування режимами роботи турбін великої потужності, що мають у своєму складі теплообмінні пристрої (ТОП) з переходом робочого тіла з одного агрегатного стану в інший і виділенням великої кількості теплоти (конденсатори турбін, підігрівачі високого і низького тиску, випарні установки, підігрівачі мережевої води та ін.), бажано мати спосіб швидкого визначення характеристик режиму при зміні навантаження енергоблока в умовах експлуатації.

Мета роботи. На основі аналізу зміни ентальпії робочих середовищ та використання таблиць термодинамічних властивостей сформулювати прості рівняння регресії для оцінки впливу зміни параметрів робочих середовищ (тиску та температури) на

величину ентальпії цих середовищ.

Вибір діапазону зміни ентальпії робочих середовищ. Згідно з аналізом зміни параметрів для основних теплообмінних пристроїв енергоблока необхідно прийняти граничні рівні їх тиску P і температур t .

Аналіз роботи основних теплообмінних пристроїв енергоблоків різної потужності, що експлуатуються на ТЕС, ТЕЦ та АЕС, показав таке [7–9].

Для турбоустановок на надкритичні параметри пари максимальний тиск живильної води, який не перевищує 27–28 МПа, спостерігається за підігрівачем високого тиску, що отримує пару з першого відбору циліндра високого тиску. При цьому температура живильної води таких енергоблоків не перевищує 270 °С. Це дозволяє для отримання регресійних рівнянь води прийняти максимальні параметри: тиск $P = 30$ МПа, температура $t = 300$ °С.

Мінімальна температура охолоджуючої води для конденсаторів, яка надходить з річок або ставків-охолоджувачів, в зимовий період може опускатися до 1,0–1,5 °С. Це дозволяє як нижню межу прийняти температуру, що дорівнює $t_{\min} = 1,0$ °С. Тиск охолоджуючої (циркуляційної) води не може опускатися нижче атмосферного, що дозволяє прийняти для нього $P_{\min} \approx 0,1$ МПа.

Тиск конденсату в області вакууму змінюється від ~ 1 кПа до 100 кПа, а температура від 7 °С до 100 °С.

Максимальна температура пари, що надходить із відбору циліндра середнього тиску в підігрівачі високого тиску з урахуванням його промперегріву, досягає 425–430 °С, а тиск пари перед підігрівачами високого тиску, поступаючої з першого відбору циліндра високого тиску, становить 5,7–5,8 МПа. Таким чином, область дослідження приймається за тиском пари 6,0 МПа, а температурою – 450 °С.

Мінімальний тиск пари, що надходить до конденсатора при роботі останнього ступеня на граничній потужності, як правило, становить 3 кПа при температурі конденсації $t_s = 24,098$ °С. З деяким запасом на роботу конденсатора в зимовий час для побудови рівнянь регресії можна прийняти параметри пари: мінімальний тиск $P \approx 1$ кПа та відповідну йому температуру конденсації $t_s \approx 7$ °С.

Однією з особливостей роботи частини низького тиску парових турбін є їхня робота в області маловитратних режимів циліндра низького тиску, при яких останній ступінь переходить від вироблення потужності до її споживання [10]. При цьому в ньому формуються великі вентиляційні втрати і спостерігається значне нагрівання пари за наявності вакууму в конденсаторі. Кількість води у вигляді конденсату визначається тиском у конденсаторі P_k , якому відповідає температура конденсації t_s , а перегрів пари, що виходить з робочого колеса за відсутності ефективної системи охолодження пари в ступені, може досягати 350–370 °С. Враховуючи рівень нагрівання пари в робочому колесі, максимальна температура пари при тиску нижче 0,1 МПа (100 кПа) прийнята рівною 450 °С.

Для інших пристроїв турбоустановки параметри робочих середовищ розташовуються у зазначеному діапазоні.

Обґрунтування методу дослідження. Кількість підведеного гріючим робочим тілом тепла відповідає різниці ентальпій кінця та початку процесу

$$q = h_1 - h_2, \quad (1)$$

де $q = Q/m$ – питома кількість тепла, що бере участь у процесі, кДж/кг.

Для теплообмінних апаратів рівняння теплового балансу може бути подане як

$$Q_{\text{під}} = Q_{\text{від}} + \Delta Q_{\text{втр}}, \quad (2)$$

де $Q_{\text{під}}$ – кількість підведеної теплоти;

$Q_{\text{від}}$ – кількість відведеного тепла охолоджуючим робочим тілом;

$\Delta Q_{\text{втр}}$ – теплові втрати теплообмінного пристрою, що надходять у навколишнє середовище із зовнішньої поверхні пристрою.

Підведена кількість теплоти, згідно з (1), дорівнює

$$Q_{\text{під}} = G_{\text{гр}} \cdot (h_1^{\text{гр}} - h_2^{\text{гр}}), \quad (3)$$

де $G_{\text{гр}}$ – масова витрата робочого тіла, що гріє, кг/с;

$h_1^{\text{гр}}$ – ентальпія на вході ТОП, кДж/кг;

$h_2^{\text{гр}}$ – ентальпія на виході ТОП, кДж/кг.

Кількість відведеного тепла дорівнює

$$Q_{\text{від}} = G_{\text{охол}} \cdot (h_2^{\text{охол}} - h_1^{\text{охол}}), \quad (4)$$

де $G_{\text{охол}}$ – масова витрата робочого тіла, що охолоджує, кг/с;

$h_1^{\text{охол}}$ – ентальпія на вході ТОП, кДж/кг;

$h_2^{\text{охол}}$ – ентальпія на виході ТОП, кДж/кг.

За оцінками роботи теплообмінних пристроїв турбоустановок електростанцій теплові втрати за найнапруженіших умов під час експлуатації не перевищують 0,1–0,2 % теплового навантаження та їх величиною можна знехтувати, тобто рівняння теплового балансу можна записати у вигляді

$$Q_{\text{під}} = Q_{\text{від}}. \quad (5)$$

Для теплообмінних пристроїв рекуперативного типу з конденсацією робочого середовища (далі водяної пари) та нагріванням охолоджуючого середовища (нагрівуючої води) рівняння (5) набуде вигляду

$$G \cdot (h'' - h') = W \cdot (h_2 - h_1), \quad (6)$$

де G – масова витрата гріючої пари і її конденсату;

h'' і h' – ентальпія гріючої пари і її конденсату;

W – витрата води, що нагрівається;

h_2, h_1 – ентальпія води, що нагрівається, на виході і вході теплообмінного пристрою відповідно.

У цьому випадку масова витрата пари, з урахуванням (6), визначається як

$$G = [(h_2 - h_1) / (h'' - h')] \cdot W, \quad (7)$$

де ентальпія визначається за вимірюваними параметрами пари і води, що нагрівається, а її

витрата – за показаннями вимірювальних пристроїв.

Отже, для визначення витрати пари, що конденсується, необхідно мати таблиці термодинамічних властивостей води і водяної пари або апроксимуючі рівняння для визначення ентальпії робочих середовищ з необхідною точністю.

Аналіз табличних значень [11] робочих середовищ (води та водяної пари) показав, що для подання ентальпії в аналітичному вигляді доцільно розглянути дві області її зміни: область води та область водяної пари.

Апроксимація ентальпії води в прийнятому діапазоні змін її параметрів. Переведення табличних величин ентальпії в апроксимуючі рівняння ґрунтується на аналізі параметрів зміни характеру робочої середовища.

Нагрівання та охолодження води в ТОП енергоустановки відбувається як в умовах вакууму ($P \leq 0,1$ МПа), так і в умовах надлишкового тиску $P > 0,1$ МПа. При цьому при постійній температурі вплив тиску в різних діапазонах його зміни ($1 \text{ кПа} \leq P \leq 100 \text{ кПа}$; $0,1 \text{ Мпа} \leq P \leq 1,0 \text{ Мпа}$; $1,0 \text{ Мпа} \leq P \leq 10 \text{ Мпа}$; $10 \text{ Мпа} \leq P \leq 30 \text{ МПа}$) спостерігається по-різному. У кожному діапазоні зміни P на величину ентальпії додатково впливає температура, що ускладнює вибір апроксимуючих залежностей для отримання ентальпії від параметрів робочого середовища при забезпеченні допустимого для вирішення поставлених завдань відхилення величини від табличних значень.

Це вимагає розглянути зміну ентальпії при нагріванні води (конденсату, живильної, мережевої, охолоджуючої води), розділивши її сферу існування на окремі регіони, у кожному з яких необхідно виділити температурні інтервали з однаковим темпом зміни ентальпії.

Вивчення термодинамічних властивостей рідин та їх фазового переходу при зміні тиску і температури

[12] показало, що теплота, що підводиться, витрачається на нагрівання води аж до початку її випаровування і на нагрівання одержуваної пари. При цьому на кожній стадії ця кількість теплоти різна, а початок і кінець фазових переходів визначається граничними лініями з боку води та пари. Положення цих ліній залежить від тиску та температури, при підвищенні яких граничні лінії зближуються та з'єднуються в критичній точці (для води $P_{кр} = 22,115$ МПа, $t_{кр} = 374,12$ °С).

Зміна ентальпії води в області вакууму. Враховуючи, що, як показав аналіз стану термодинамічних властивостей води в умовах вакууму (рис. 1), тиск не впливає на величину ентальпії, яка залежить тільки від температури

$$h \sim f(t). \tag{8}$$

Тому область існування води при вакуумі доцільно розглянути окремо.

Лінійна залежність (8), яка представлена на рис. 2, може бути записана у вигляді

$$h = 4,1889 \cdot t, \tag{9}$$

де ентальпія води визначається кДж/кг, а температура в °С.

При визначенні ентальпії води найчастіше використовується вимірюваний тиск пари P . Тому для визначення області, в якій знаходиться шукана величина (область нагрівання води або область її кипіння), необхідно мати рівняння для визначення зв'язку параметрів середовища (тиск P_s і температура t_s) на граничній лінії. Для цього може бути запропоновано адаптоване до умови розв'язуваної задачі рівняння Антуана [13, 14], подане у формі

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02, \tag{10}$$

в якому температура t_s надана в °С, тиск – в кПа.

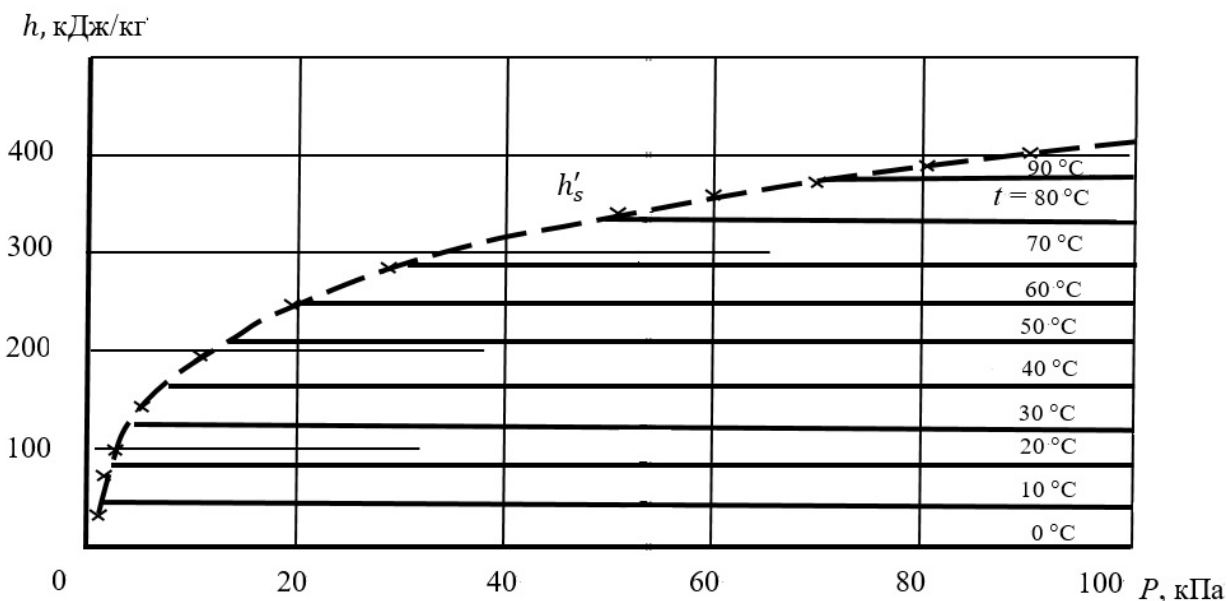


Рис. 1. Зміна ентальпії води при підвищенні тиску та постійній температурі в області вакууму ($P < 100$ кПа)

Для оцінки точності визначення граничної температури t_s за заданим тиском $P = P_s$ авторами виконано зіставлення результатів її визначення за формулою (10) з табличними значеннями [11] для області вакууму ($1,0 \leq P_s \leq 100$ кПа).

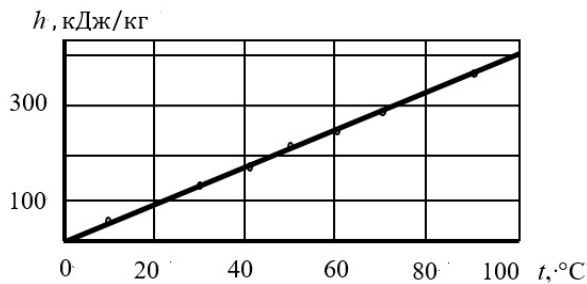


Рис. 2. Залежність ентальпії води від температури при тиску $P_s \leq P \leq 100$ кПа

Результати зіставлення наведено у табл. 1.

Як впливає з табл. 1, різниця температур конденсації, визначених за таблицею термодинамічних властивостей [11] і за залежністю (10), має системний характер, збільшуючись від 0,205 °С при $P_s = 5$ кПа до 0,43 °С при $P_s = 100$ кПа (табл. 1, стовпець 4). При необхідності мати точніші значення t_s у формулу (10) вводиться поправка δt_s , що

отримана авторами (табл. 1, стовпець 5), яка дорівнює

$$\delta t_s = 0,2158 \cdot (P_s - 1)^{0,15}, \quad (11)$$

де P представлено в кПа, δt_s – в °С.

Похибка обчислення наведена у табл. 1, стовпець 7.

Уточнена залежність (10) набуде вигляду

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02 + 0,2158 \cdot (P_s - 1)^{0,15}. \quad (12)$$

Зміна ентальпії води при надлишковому тиску.

Область надлишкового тиску ($P > 0,1$ МПа) характерна тим, що на ентальпію води крім температури впливає абсолютний тиск, при якому відбувається її нагрівання. Так, вже при температурі $t = 0$ °С і тиску 30 МПа ентальпія води становить $h = 30$ кДж/кг.

На рис. 3 наведено зміну ентальпії води при тиску, що змінюється від 0,1 до 30 МПа. Лінії h ($t = \text{const}$) при кожному фіксованому значенні температури мають різний нахил і починаються від значення t_s , що відповідає тиску $P = P_s$ ($P \approx 0,1$ МПа при $t = 100$ °С, $P = 1,0$ МПа при $t = 180$ °С, $P = 3,5$ МПа при $t = 240$ °С і $P = 8,59$ МПа при $t = 300$ °С).

Таблиця 1 – Зіставлення табличних та визначених за формулою (12) значень температур фазового переходу при вакуумі

| P_s , кПа | t_s [11], °С | t_s (10), °С | $\Delta t_s = t_s$ [11] – t_s (10), °С | δt_s (11), °С | $t_s = t_s$ (10) + δt_s (11), °С | t_s [11] – t_s , °С |
|-------------|----------------|----------------|--|-----------------------|--|-------------------------|
| 1 | 6,982 | 7,058 | -0,076 | 0 | 7,058 | -0,076 |
| 5 | 32,90 | 32,695 | 0,205 | 0,265 | 32,963 | -0,063 |
| 10 | 45,83 | 45,552 | 0,278 | 0,300 | 45,852 | -0,022 |
| 20 | 60,09 | 59,749 | 0,341 | 0,335 | 60,084 | 0,006 |
| 30 | 69,12 | 68,761 | 0,359 | 0,357 | 69,118 | 0,002 |
| 40 | 75,89 | 75,506 | 0,384 | 0,373 | 75,879 | 0,011 |
| 50 | 81,35 | 80,953 | 0,396 | 0,386 | 81,339 | 0,011 |
| 60 | 85,95 | 85,552 | 0,398 | 0,397 | 85,949 | 0,001 |
| 70 | 89,96 | 89,549 | 0,411 | 0,407 | 89,956 | 0,004 |
| 80 | 93,51 | 93,095 | 0,415 | 0,415 | 93,510 | 0 |
| 90 | 96,71 | 96,289 | 0,421 | 0,423 | 96,712 | -0,002 |
| 100 | 99,63 | 99,201 | 0,430 | 0,429 | 99,630 | 0 |

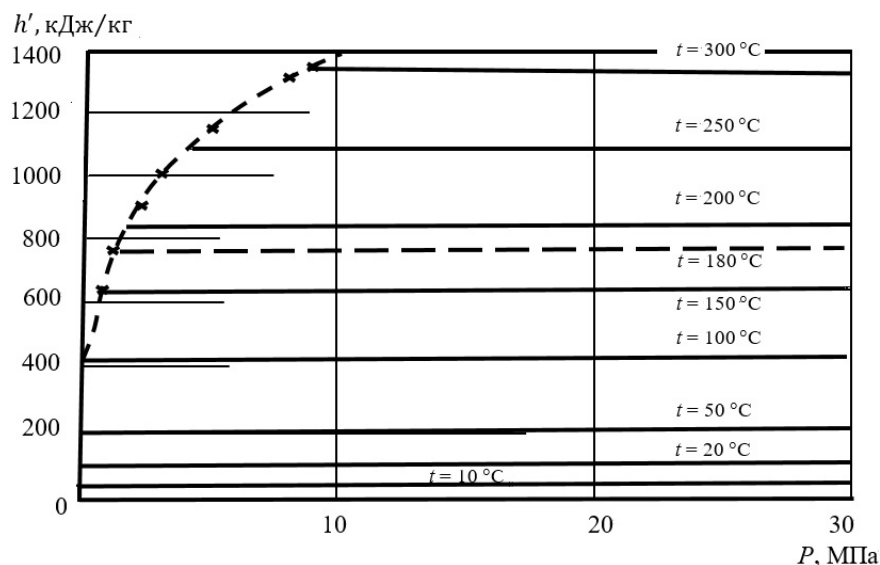


Рис. 3. Зміна ентальпії води в області надлишкового тиску ($P \geq 0,1$ МПа)

Такий характер зміни h у даній області дозволяє відзначити наступне.

Лінійна зміна ентальпії води при підвищенні тиску P та постійній температурі $t = \text{const}$ дозволяє прийняти рівняння для її апроксимації у вигляді

$$h = h_0 + K_p \cdot (P - P_0), \quad (13)$$

де h_0 – ентальпія води при деякому значенні тиску $P_0 = \text{const}$, що залежить від температури на лінії $t = \text{const}$;

K_p – коефіцієнт впливу тиску при заданій температурі.

$$K_p = (h - h_0) / (P - P_0). \quad (14)$$

Виконаний аналіз впливу температури на $K_p(t)$ показав, що зміну ентальпії доцільно розглянути при поділі дослідженої області на такі інтервали: 0–100 °С, 100–180 °С, 180–240 °С, 240–300 °С. Це дозволило коефіцієнт впливу тиску апроксимувати простими ступеневими функціями при мінімальному відхиленні табличних значень ентальпії для цих інтервалів.

Використовуючи рівняння (14), значення h_0 приймають для лінії $t = \text{const}$ на її перетині з базовим тиском $P_0 = 30$ МПа. При цьому коефіцієнт $K_p(t)$ у кожному прийнятому температурному інтервалі апроксимується ступеневими функціями, які мають вигляд

$$K_p(t) = K_p(t_0) - a \cdot (t - t_0)^n. \quad (15)$$

В результаті обробки табличних значень ентальпії води від температури для зазначених вище інтервалів коефіцієнт $K_p(t)$ може бути представлений таким чином для різних температурних інтервалів:

- $0 \leq t \leq 100$ °С:

$$K_p(t) = 1,0 - 5,9747 \cdot 10^{-3} \cdot t^{0,81};$$

- 100 °С < $t \leq 180$ °С:

$$K_p(t) = 0,7552 - 3,9965 \cdot 10^{-4} \cdot (t - 100)^{1,45}; \quad (16)$$

- 180 °С < $t \leq 240$ °С:

$$K_p(t) = 0,5655 - 2,6860 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 180)^{1,2};$$

- 240 °С < $t \leq 300$ °С

$$K_p(t) = 0,20 - 1,2573 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 240)^{1,6}.$$

Базові значення ентальпії при $P_0 = 30$ МПа описуються за допомогою точних табличних значень h_0 та ступеневою функцією температурного впливу виду

$$h_{30} = h_0 + K_t \cdot (t - t_0)^n, \quad (17)$$

де h_0 приймається при початковій температурі інтервалу t_0 та базовому тиску $P_0 = 30$ МПа (рис. 4);

K_t – коефіцієнт впливу температури;

n – показник ступені температурного впливу у цьому регіоні.

В результаті обробки табличних величин ентальпії при тиску $P_0 = 30$ МПа для вибраних температурних інтервалів було визначено залежності ентальпії від температури, які представлені

рівняннями наступного виду:

- при $0 \leq t \leq 100$ °С:

$$h_{30} = 30 + 4,0223 \cdot t^{1,005};$$

- при 100 °С < $t \leq 180$ °С:

$$h_{30} = 441,6 + 3,9457 \cdot (t - 100)^{1,015}; \quad (18)$$

- при 180 °С < $t \leq 240$ °С:

$$h_{30} = 778,7 + 4,0556 \cdot (t - 180)^{1,02};$$

- при 240 °С < $t \leq 300$ °С:

$$h_{30} = 1042,8 + 4,0494 \cdot (t - 240)^{1,04}.$$

Як видно з рівнянь (18), збільшення температури посилює темп її впливу (з ослабленням в інтервалі 240–300 °С).

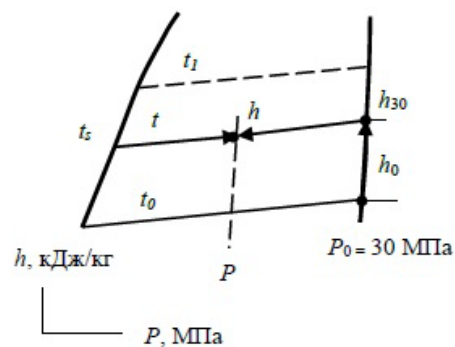


Рис. 4. Схема підходу до визначення ентальпії в області $0,1 \leq P \leq 30$ МПа та $0 \leq t \leq 300$ °С

Використовуючи залежності (16) і (18), апроксимуючі рівняння для ентальпії води в діапазоні зміни тиску $0,1 \leq P \leq 30$ МПа можна представити у наступному вигляді:

- для температурного інтервалу $t = 0-100$ °С:

$$h = 30 + 4,0223 \cdot t^{1,005} - [1,0 - 5,9747 \cdot 10^{-3} \cdot t^{0,81}] \cdot (30 - P); \quad (19)$$

- для температурного інтервалу $t = 100-180$ °С:

$$h = 441,6 + 3,9457 \cdot (t - 100)^{1,015} - [0,7552 - 3,9965 \cdot 10^{-4} \cdot (t - 100)^{1,45}] \cdot (30 - P); \quad (20)$$

- для температурного інтервалу $t = 180-240$ °С:

$$h = 778,7 + 4,0556 \cdot (t - 180)^{1,02} - [0,5655 - 2,6860 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 180)^{1,2}] \cdot (30 - P); \quad (21)$$

- для температурного інтервалу $t = 240-300$ °С:

$$h = 1042,8 + 4,0494 \cdot (t - 240)^{1,04} - [0,20 - 1,2573 \cdot 10^{-3} \cdot (t - 240)^{1,6}] \cdot (30 - P). \quad (22)$$

Визначення ентальпії h за залежностями (19)–(22) при зниженні тиску або температури обмежено формулою Антуана (10) за умовою $P > P_s$.

Результати зіставлення величин t_s , отриманих за формулою (10), та табличних значень за рівних P_s (визначаються в МПа) наведено в табл. 2 для значень t_s від 100 °С до 300 °С і відповідних P_s , що в більшості випадків достатньо для вирішення поставленої задачі.

Таблиця 2 – Зіставлення табличних та визначених за формулою (23) значень температур на межі фазового переходу

| P_s , МПа | t_s [11], °C | t_s (10), °C | $\Delta t_s = t_s$ [11] – t_s (10), °C | δt_s (23), °C | $t_s = t_s$ (10) + δt_s (23), °C | t_s [11] – t_s , °C |
|-------------|----------------|----------------|--|-----------------------|--|-------------------------|
| 0,1 | 99,63 | 99,20 | 0,43 | 0,430 | 99,63 | 0 |
| 0,5 | 151,85 | 151,24 | 0,61 | 0,564 | 151,804 | 0,046 |
| 1,0 | 179,88 | 179,14 | 0,74 | 0,697 | 179,837 | 0,043 |
| 2,0 | 212,37 | 211,49 | 0,88 | 0,860 | 212,35 | 0,020 |
| 3,0 | 233,84 | 232,92 | 0,92 | 0,907 | 233,827 | 0,013 |
| 4,0 | 250,33 | 249,44 | 0,90 | 0,866 | 250,306 | 0,024 |
| 5,0 | 263,92 | 263,09 | 0,83 | 0,762 | 263,852 | 0,068 |
| 6,0 | 275,56 | 274,84 | 0,72 | 0,622 | 275,462 | 0,098 |
| 7,0 | 285,80 | 285,23 | 0,57 | 0,473 | 285,703 | 0,097 |
| 8,0 | 294,98 | 294,57 | 0,41 | 0,336 | 294,906 | 0,074 |
| 8,6 | 300,07 | 299,78 | 0,29 | 0,282 | 300,062 | 0,008 |

Як видно, їхня розбіжність, яка не перевищує 0,92 °C при $P_s = 3,0$ МПа, носить системний характер, плавно змінюючись при підвищенні тиску в діапазоні від 0,1 МПа до 8,6 МПа, що потребує для уточнення значень температури внести поправку δt_s .

Характер зміни залежності $\delta t_s \sim P_s$ дозволяє для її апроксимації застосувати кубічну параболу. Результат апроксимації поправки на температуру випаровування t_s (10) отримано у вигляді залежності:

$$\delta t_s = 0,43 + 0,386 \cdot (P_s - 0,1) - 0,083 \cdot (P_s - 0,1)^2 + 0,00443 \cdot (P_s - 0,1)^3, \quad (23)$$

де P_s – температура води на лінії насичення, МПа.

При використанні поправки δt_s , розрахованої за формулою (23), максимальне відхилення даних, отриманих за залежністю (10), від табличних значень [11] у розглянутому діапазоні тисків (від 0,1 МПа до 8,6 МПа) не перевищує 0,1 °C при $P_s = 6,0$ МПа або 0,036 % (див. табл. 2).

Формула Антуана (10) з урахуванням наведеної поправки (23) набуде вигляду

$$t_s = \frac{3816,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02 + \delta t_s. \quad (24)$$

З використанням залежності (24) слід врахувати, що у першому члені тиск P_s виражено в кПа, а у поправці, розрахованої по (23), – в МПа.

Висновки. 1. Для визначення витрати пари в теплообмінні пристрої, що входять до складу турбоустановок та працюють з фазовими переходами робочого середовища, запропоновано підхід, заснований на побудові залежностей ентальпії води від температури та тиску з урахуванням сфери існування. Отримані рівняння, що апроксимують табличні значення ентальпії води і дозволяють з достатньою точністю визначати її за параметрами, що задаються.

2. Апроксимуючі рівняння визначають ентальпію води як в області вакууму, так і області надлишкового тиску, обмеженої тиском 30 МПа та температурою 300 °C.

3. Виконано аналіз можливості використання рівняння Антуана для опису межі фазового переходу та запропоновано поправки до визначення температури фазового переходу від води до пари, що підвищують точність її визначення.

Список літератури

- Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013. No. 53. P. 722–726. doi: 10.1016/j.proeng.2013.02.095
- Русанов А., Лампарт П., Пашенко Н. Моделирование 3D течий в проточній частині парової турбіни з використанням системи рівнянь термодинамічних властивостей води та водяної пари IAPWS-95. *Авіаційно-космічна техніка та технологія*. 2012. № 7 (94). С. 107–113.
- Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006. Vol. 51, no. 2. P. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
- Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. URL: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (дата звернення: 10.06.2024).
- Zhou L.-K., Shen F.-R., Yan Z.-B. A method for calculating an enthalpy value in the wet steam zone during the performance test of a steam turbine. *Research Gate*. 2010. Vol. 25. P. 265–268.
- Yan S.-B., Sang Q.-L., Wang P.-P. On-line algorithm for calculating the enthalpy of turbine's exhaust steam. *Research Gate*. 2005. Vol. 25. P. 193–200.
- Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parní turbíny. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbin: příručka pro pokročilé technické školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1983. 630 s.
- Singh M. P., Lucas G. *Blade Design and Analysis for Steam Turbines*. New York: McGraw-Hill, 2011. 364 p.
- Суботін В. Г., Левченко С. В., Швецов В. Л., Шубенко О. Л., Тарелін А. О., Суботович В. П. *Створення парових турбін нового покоління потужністю 325 МВт*. Харків: Фоліо. 2009. 256 с.
- Шубенко О. Л., Козлоков О. Ю., Голошапов В. М., Альохіна С. В., Котульська О. В. *Відривні течії в ступенях циліндра низького тиску парових турбін при маловитратних режимах*. Харків: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. 322 с.
- Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. URL: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (дата звернення: 10.06.2024).
- Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester: John Wiley & Sons, 2010. 1024 p.
- Reid R., Prausnitz J., Poling B. *The properties of gases and liquids*. New York: McGraw-Hill, 1987. 753 p.
- Шубенко О. Л., Голошапов В. М., Котульська О. В. Визначення параметрів води та водяної пари на граничній лінії фазового переходу. *Енергетичні установки та альтернативні джерела енергії. Тези доповідей міжнародної конференції (11–12 березня 2024 р., Харків)*. Харків: ФОП Бровін О. В., 2024. С. 188–191.

References (transliterated)

- Affandi M., Mamata N., Mohd Kanafiah S., Khalid N. Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. 2013, no. 53, pp. 722–726. doi:

- 10.1016/j.proeng.2013.02.095
2. Rusanov A., Lampart P., Pashchenko N. Modelyuvannya 3D techiy v protochniy chastyni parovoyi turbiny z vykorystanniam systemy rivnyan' termodynamichnykh vlastyvostry vody ta vodyanoyi pary IAPWS-95 [3D simulation of flows in the flow part of a steam turbine using the system of equations of thermodynamic properties of water and water vapor IAPWS-95]. *Aviatsiyno-kosmichna tekhnika ta tekhnolohiya*. 2012, no. 7 (94), pp. 107–113.
 3. Miguel A. Ch., Salvador B. R. Calculation of the Thermodynamic Properties of Water Using the IAPWS Model. *Journal of the Chilean Chemical Society*. 2006, vol. 51, no. 2, pp. 891–900. doi: 10.4067/S0717-97072006000200012
 4. Hinkelman K., Anbarasu S., Wetter M., Gautier A., Zuo W. *A Fast and Accurate Modeling Approach for Water and Steam Thermodynamics with Practical Applications in District Heating System Simulation*. Available at: <http://www.researchgate.net/publication/358860784> (accessed 10.06.2024).
 5. Zhou L.-K., Shen F.-R., Yan Z.-B. A method for calculating an enthalpy value in the wet steam zone during the performance test of a steam turbine. *Research Gate*. 2010, vol. 25, pp. 265–268.
 6. Yan S.-B., Sang Q.-L., Wang P.-P. On-line algorithm for calculating the enthalpy of turbine's exhaust steam. *Research Gate*. 2005, vol. 25, pp. 193–200.
 7. Shcheglyayev A. V., Troyanovsky B. M., Vileta J., Draghi J. *Parní turbíny. Teorie tepelného procesu a konstrukce turbín: příručka pro pokročilé technické školy* [Steam turbines. Thermal process theory and turbine design: a handbook for advanced technical schools.]. Praha, Státní nakladatelství technické literatury Publ., 1983. 630 s.
 8. Singh M. P., Lucas G. *Blade Design and Analysis for Steam Turbines*. New York, McGraw-Hill Publ., 2011. 364 p.
 9. Subotin V. H., Levchenko Ye. V., Shvetsov V. L., Shubenko O. L., Tarelin A. O., Subotovych V. P. *Stvorenniya parovykh turbin novoho pokolinnya potuzhnisty 325 MVi* [Creation of steam turbines of a new generation with a capacity of 325 MW]. Kharkiv, Folio Publ., 2009. 256 p.
 10. Shubenko O. L., Kozlov O. Yu., Holoshchapov V. M., Al'okhina S. V., Kotul's'ka O. V. *Vidryvni techiyi v stupenyakh tsylindra niz'koho tysku parovykh turbin pry malovytratnykh rezhymakh* [Breakaway currents in the low-pressure cylinder stages of steam turbines at low-flow modes]. Kharkiv, "Planeta-Print" LLC Publ., 2020. 322 p.
 11. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997. *The International Association for the Properties of Water and Steam*. Available at: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf> (accessed 10.06.2024).
 12. Moran M. J., Shapiro H. N., Boettner D. D., Bailey M. B. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Chichester, John Wiley & Sons Publ., 2010. 1024 p.
 13. Reid R., Prausnitz J., Poling B. *The properties of gases and liquids*. New York, McGraw-Hill Publ., 1987. 753 p.
 14. Shubenko O. L., Holoshchapov V. M., Kotul's'ka O. V. Vyznachennya parametriv vody ta vodyanoyi pary na hranychniy liniyi fazovoho perekhodu [Determination of parameters of water and water vapor at the boundary line of the phase transition]. *Enerhetychni ustanovky ta al'ternatyvni dzhherela enerhiyi. Tezy dopovidey mizhnarodnoyi konferentsiyi (11–12 bereznya 2024 r., Kharkiv)* [Energy installations and alternative energy sources. Collection of theses and reports of the international conference (11–12 March 2024, Kharkiv)]. Kharkiv, FOP Brovin O. V. Publ., 2024, pp. 188–191.

Надійшла (received) 20.06.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Шубенко Олександр Леонідович (Shubenko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НАН України, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, головний науковий співробітник відділу оптимізації процесів і конструкції турбомашин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9014-1357>; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua

Голощанов Володимир Миколайович (Goloshchapov Volodymyr) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, старший науковий співробітник; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2075-5326>; e-mail: goloshchapov36@gmail.com

Котульська Ольга Валеріївна (Kotulska Olga) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5902-9313>; e-mail: kot2017ov@gmail.com

Парамонова Тетяна Миколаївна (Paramonova Tetiana) – Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, провідний інженер; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0067-801X>; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua