

Література

1. Valery Shevchenko. Adaptation of earth-moving machines to external loading conditions / Valery Shevchenko // The eighth international triennial conference. HEAVY MACHINERY HM 2014. PROCEEDINGS. - Kraljevo – Serbia: Faculty of mechanical and civil engineering Kraljevo university of Kragujevac. – 2014. – P. 17 2. https://www.researchgate.net/publication/342088164_Adaptation_of_earth-moving_machines_to_external_loading_conditions

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВОДИ ТА ВОДЯНОЇ ПАРИ НА ГРАНИЧНОЇ ЛІНІЇ ФАЗОВОГО ПЕРЕХОДУ

Шубенко Олександр Леонідович, д.т.н., чл.-кор. НАН України,
головний наук. співр., Інститут проблем машинобудування ім. А. М.
Підгорного НАН України,

e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID: 0000-0001-9014-1357

Голощачов Володимир Миколайович, канд. техн. наук., ст. наук. співр.,
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України,
e-mail: goloshcharov36@gmail.com, ORCID: 0000-0002-2075-5326

Котульська Ольга Валеріївна, пров. інженер, Інститут проблем
машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України;
e-mail: kot2017ov@gmail.com; ORCID: 0000-0002-5902-9313

Управління режимами роботи турбін великої потужності, які мають досить багато теплообмінних пристроїв з переходом робочого тіла з одного агрегатного стану в інший і виділенням великої кількості теплоти, потребує засобу швидкого визначення характеристик режиму роботи при зміні навантаження енергоблоку в процесі експлуатації. Найбільш повно характеристики робочого середовища «вода-водяна пара» представлені в таблицях термодинамічних властивостей [1]. Однак під час експлуатації теплотехнічного устаткування доцільно мати аналітичні залежності параметрів фазового переходу робочого середовища при роботі на різних режимах. Для вирішення цього завдання відомі випадки створення спрощених рівнянь для властивостей насиченої пари, точність яких невелика [2], або складних програмних комплексів для розрахунків проточних частин парових турбін [3].

Мета цього дослідження – отримати аналітичні залежності, що описують взаємозв'язок параметрів робочого середовища при фазових переходах з урахуванням необхідної для практичних цілей точності.

При побудові таблиць термодинамічних властивостей води і водяної пари [1] використовується рівняння, що описує тиск на лінії насичення як функцію наведеної температури у вигляді експоненційної залежності, що включає суму одинадцяти членів. Такий підхід є незручним для оперативного визначення зв'язку параметрів фазового переходу в умовах експлуатації теплоенергетичного обладнання.

Однією із напівзабутою, але досить простою формулою, в якій показано взаємозв'язок тиску та температури на лінії насичення, є формула Антуана [4]. Для води та водяної пари ця формула представлена в експоненційній формі і крім тиску P_s і температури t_s включає постійні члени, які підібрані для інтервалу температур у всьому діапазоні від нульового значення до температури в критичній точці

$$P_s = 101,325 \cdot \exp\left(11,683 - \frac{3816,4}{227,02 + t_s}\right).$$

Вона є прямою залежністю за допомогою якої визначається тиск на лінії фазового переходу по заданій температурі t_s .

Обернена формула Антуана має вигляд

$$t_s = \frac{8316,4}{16,304 - \ln P_s} - 227,02.$$

Табличні значення параметрів [1] та визначені за запропонованою Антуаном формулою розрізняються незначно. Відповідно до розрахунків вони не перевищують -1,27 % у точці максимального відхилення порівнянних температур. Але не завжди така точність задовольняє користувача, тому авторами пропонується ввести поправки до визначення температури t_s з урахуванням темпу зміни граничних ліній фазових переходів на різних інтервалах температур в області вакууму та надлишкового тиску.

Як критерій розбіжності табличних [1] та визначених за формулою (2) температур t_s на лініях фазового переходу в області вакууму розглянуто різницю (табл. 1, стовпчик 4)

$$\Delta t_s = t_s^{\text{табл}} - t_s^{(2)},$$

яка показала при підвищенні абсолютного тиску закономірне збільшення нев'язки Δt_s , і може бути представлена апроксимаційною залежністю

$$\Delta t_s = 0,2158 \cdot (P_s - 1)^{0,15}, \quad (3)$$

де P_s приймається в кПа; Δt_s – в °С.

Значення температур, що відповідають граничним лініям фазового переходу в області вакууму з урахуванням поправки (3) (табл. 1, стовпчик 5), обчислюються за залежністю

$$t_s^{(4)} = t_s^{(2)} + \Delta t_s. \quad (4)$$

Вони відрізняються від табличних значень $t_s^{\text{табл}}$ на величину $\delta t_s = t_s^{\text{табл}} - t_s^{(4)}$, яка не перевищує 0,06 °С при $P_s = 5$ кПа (відхилення $\delta t_s = -0,076$ °С закладено у структуру ступеневої залежності (3) для визначення температурної поправки Δt_s).

Таблиця 1 – Зіставлення значень температур фазового переходу при вакуумі

P_s , кПа	$t_s^{\text{табл}}$, °C	$t_s^{(2)}$, °C	Δt_s , °C	$t_s^{(4)}$, °C	δt_s , °C
1	6,982	7,058	-0,076	7,058	-0,076
5	32,90	32,695	0,205	32,96	-0,06
10	45,83	45,552	0,278	45,85	-0,02
20	60,09	59,749	0,341	60,08	0,01
30	69,12	68,761	0,359	69,12	0,00
40	75,89	75,506	0,384	75,88	0,00
50	81,35	80,953	0,396	81,35	0,00
60	85,95	85,552	0,398	85,96	-0,01
70	89,96	89,549	0,411	89,96	0,00
80	93,51	93,095	0,415	93,51	0,00
90	96,71	96,289	0,421	96,71	0,00
100	99,63	99,201	0,430	99,63	0,00

Значення t_s на лініях фазового переходу в області надлишкового тиску, отримані за формулою Антуана (2) з поправками в діапазоні зміни тиску від 0,1 МПа до тиску в критичній точці 22,115 МПа, в якій сходяться граничні лінії фазового переходу, розраховані за методикою, аналогічною наведеній вище (табл. 2).

Таблиця 2 – Значення температур та їх поправок на границі фазового переходу

P_s , МПа	$t_s^{\text{табл}}$, °C	$t_s^{(2)}$, °C	Δt_s , °C	$t_s^{(5)}$, °C	δt_s , °C
0,1	99,63	99,20	0,43	99,63	0,00
0,5	151,85	151,24	0,61	151,89	-0,04
1,0	179,88	179,14	0,74	179,88	0,00
2,0	212,37	211,49	0,88	212,33	0,04
3,0	233,84	232,92	0,92	233,84	0,00
4,0	250,33	249,44	0,90	250,33	0,00
6,0	275,56	274,84	0,72	275,56	-0,00
8,0	294,98	294,57	0,41	295,60	-0,02
10,0	310,96	310,98	-0,02	310,99	-0,03
12,0	234,67	235,17	-0,50	324,67	0,00
14,0	336,63	337,77	-1,04	336,64	-0,01
16,0	347,32	349,16	-1,84	347,31	0,01
18,0	356,96	359,59	-2,63	356,93	0,03
20,0	365,71	369,24	-3,53	365,67	0,04
22,0	373,67	378,25	-4,58	373,68	0,00
22,115	374,12	378,91	-4,79	374,98	-0,16

Як впливає із зіставлення значень температур, отриманих за формулою (2) і табличних значень $t_s^{\text{табл}}$ [1], їхня різниця Δt_s в діапазоні зміни тиску від 0,1 МПа до 3,0 МПа не перевищує 0,92 °C. При подальшому підвищенні тиску неузгодження значень табличних величин $t_s^{\text{табл}}$ і визначених за формулою (2) зменшується, переходячи через нульове значення при $P_s \sim 10,0$ МПа, і стає негативним, досягаючи $\Delta t_s = -4,79$ °C при $P_{\text{кр}} = 22,115$ МПа. Така зміна різниці

температур Δt_s передбачає апроксимацію її значень у двох діапазонах зміни тиску: $0,1 \text{ МПа} \leq P_s \leq 3,0 \text{ МПа}$ та $3,0 \text{ МПа} \leq P_s \leq 22,115 \text{ МПа}$ у вигляді ступеневих залежностей.

Для діапазону $0,1 \text{ МПа} \leq P_s \leq 3,0 \text{ МПа}$

$$\Delta t_s = 0,43 + 0,320 \cdot (P_s - 1)^{0,4}, \quad (5)$$

для діапазону $3,0 \text{ МПа} \leq P_s \leq P_{\text{кр}}$

$$\Delta t_s = 0,92 - 0,027 \cdot (P_s - 3)^{1,805}, \quad (6)$$

де P_s приймається в МПа; Δt_s – в $^{\circ}\text{C}$.

Отримані залежності (5) і (6) для визначення поправок у формулі (4) дозволяють виконати оцінку точності граничних значень температури t_s у всьому діапазоні зміни P_s . Так, в діапазоні 0,1-3,0 МПа обернена формула Антуана (2) з урахуванням поправки Δt_s за формулою (5) забезпечує точність отриманих значень з відхиленням, що не перевищує $\pm 0,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$; а у діапазоні зміни тиску 3,0-22,0 МПа (з поправкою за формулою (6)) – від $-0,03 \text{ }^{\circ}\text{C}$ до $0,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$ і тільки при $P_{\text{кр}} = 22,115 \text{ МПа}$ відхилення складає $-0,16 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таким чином для визначення взаємозв'язку параметрів води та водяної пари на граничних лініях фазових переходів прийнято рівняння Антуана з урахуванням отриманих поправок (3), (5) та (6), що забезпечує для практичних потреб теплоенергетики необхідну та достатню точність тиску P_s за вимірюваною температурою та навпаки – температуру фазового переходу за виміряним тиском.

Висновки

1. Для визначення параметрів робочого середовища в системі «вода-пара» доцільно використовувати пряму або обернену формулу Антуана, що представляють взаємозв'язок тиску P_s і температури t_s на граничній лінії фазового переходу з урахуванням поправок Δt_s , що забезпечують відхилення температури від табличних значень термодинамічних властивостей менше ніж $\pm 0,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

2. Запропоновано апроксимуючі рівняння температурних поправок при зміні тиску в трьох діапазонах: при вакуумі ($1 \leq P_s \leq 100 \text{ кПа}$), зміні надлишкового тиску від 0,1 МПа до 3,0 МПа та від 3,0 МПа до $P_{\text{кр}}$ у критичній точці.

Література

1. 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: 20.10.2017).

2. Affandi, M., Mamata, N., Mohd Kanafiah, S., Khalid, N. (2013). Science Simplified Equations for Saturated Steam Properties for Simulation Purpose. *Procedia Engineering*. No 53. P.722-726. DOI:10.1016/j.proeng.2013.02.095

3. Русанов, А., Лампарт, П., Пащенко, Н. (2012) Моделирование 3D течий в проточной части паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95. *Авиационно-космическая техника та технология*. № 7 (94). P. 107-113. ISSN 1727-7337

4. Reid, R., Prausnitz J., Poling B. (1987) *The properties of gases and liquids*. 753 p. ISBN 0070517991.

ECONOMIC ASPECTS OF NEW METHODS OF ROPE DRUM CALCULATIONS

Fidrovskaya N.M., Dr. Sc. (Tech.), Prof.,

Kharkiv National Automobile and Road University,

e-mail: nfidrovskaya@ukr.net, [ORCID: 0000-0002-5248-273X](https://orcid.org/0000-0002-5248-273X)

Ragulin V.M., PhD, Assoc. Prof. Department of Construction and Road-Building Machinery, Kharkiv National Automobile and Highway University,

e-mail: ragulinrvn@ukr.net, [ORCID: 0000-0003-2083-4937](https://orcid.org/0000-0003-2083-4937)

Khursenko S.A., PhD Student,

Kharkiv National Automobile and Highway University,

e-mail: andrey.lushchenko.96@gmail.com, [ORCID: 0000-0002-4965-0149](https://orcid.org/0000-0002-4965-0149)

Lushchenko A.O., PhD Student,

Kharkiv National Automobile and Highway University,

e-mail: andrey.lushchenko.96@gmail.com, [ORCID: 0000-0002-0535-5826](https://orcid.org/0000-0002-0535-5826)

Suminov A.V., PhD Student,

Kharkiv National Automobile and Highway University, e-mail:

andrey.suminov@gmail.com, [ORCID: 0000-0002-4268-2906](https://orcid.org/0000-0002-4268-2906)

Sadlovskaya T.V. Teacher, Separate Unit «Automobile Transport Professional College of Kryvyi Rih National University»,

e-mail: tsadlovskaya828@gmail.com [ORCID: 0009-0008-4603-1378](https://orcid.org/0009-0008-4603-1378).

When designing machine parts, very often overestimated safety margins are used in calculations, which leads to an unjustified increase in the metal consumption of the machine. When winding a rope on a drum, compressive, bending and torsional stresses arise in its wall. The main ones are compressive stresses, which are determined according to the theory of the stress state of the ring, which is loaded with pressure uniformly distributed over its outer surface.

The compressive stress is determined by the formula [1]

$$\sigma_{ct} = \frac{S_{\max}}{\delta t} \leq [\sigma_{ct}] \quad (1)$$

Where: $[\sigma_{ct}]$ – is the permissible stress, which depends on the operating mode group and the material of the drum.

The bending stress in the drum wall is determined by the formula

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{M_u D}{0,1(D^4 - D_1^4)} \quad (2)$$