

**НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ**  
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного  
НАН України

**Наукова робота  
на здобуття премії Президента України  
для молодих вчених**

**СТВОРЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ КОГЕНЕРАЦІЙНОЇ УСТАНОВКИ  
МАЛОЇ ПОТУЖНОСТІ НА БІОМАСІ**

**1. СЕНЕЦЬКИЙ Олександр Володимирович** – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник Інституту проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України

**2. РУСАНОВ Роман Андрійович** – науковий співробітник, Інститут проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук

**Реферат**

**Харків – 2017**

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Метою роботи є створення енергоефективної когенераційної установки на базі спалювання біомаси з використанням для виробництва електроенергії органічного циклу Ренкіна.

Авторами на основі розрахункових досліджень визначено можливість генерації 80 – 500 кВт електроенергії на основі утилізації теплової потужності, одержуваної від котла на біомасі, за допомогою когенераційної енергоустановки на базі турбінного циклу з низькокиплячим робочим тілом (НРТ), запропонованої для автономного електро- і теплопостачання громадських будівель невеликих населених пунктів.

Створено наукові основи вибору низькокиплячих робочих тіл для замкнених паротурбінних циклів, розрахунку теплових схем та проточних частин турбін різного типу з урахуванням властивостей обраних робочих тіл.

Сформовано базові концептуальні засади вибору параметрів робочих тіл у замкнених паротурбінних циклах в залежності від необхідності тепло- та електропостачання.

Запропоновано технічне рішення, яке забезпечить роботу генеруючого обладнання протягом усього року на постійному номінальному навантаженні, що сприяє прискоренню окупності проекту.

Реалізовано новий підхід до формування когенераційних установок малої потужності, що дозволить їм функціонувати незалежно від пори року та наявності споживачів теплової енергії.

Розробка не поступається світовим аналогам. Про світовий рівень свідчать наукові праці, в яких висвітлюється актуальність тематики щодо впровадження когенераційних установок малої потужності. Для вирішення даної задачі застосовані нові методи, які дозволяють запропонувати підходи для економії викопних паливно-енергетичних ресурсів.

Інститутом проточних машин ім. Р. Шевальського Польської академії наук таку установку впроваджено у якості дослідницького зразка.

Простий термін окупності міні-ТЕЦ залежить від потужності установки. Наприклад, міні-ТЕЦ на біомасі електричною потужністю ~500 кВт при сучасних цінах на енергоносії складе 2,7 – 4 роки в залежності від питомої вартості обладнання. Слід зазначити, що при продажу електроенергії з біомаси за "зеленим тарифом" термін окупності такої міні-ТЕЦ скорочується в 1,5 рази.

Економічний ефект досягається за рахунок створення серійної когенераційної установки, у якій спалюються відновлювальні паливні ресурси, це дозволить забезпечити малі населені пункти тепловою та електричною енергією й заощаджувати більш ніж 0,5 млн. м<sup>3</sup> природного газу на рік на одній енергетичній установці, та за рахунок застосування сучасних профілів лопаток та ущільнень, зміни форми меридіональних обводів, забезпечити ККД проточної частини турбіни ~85 %, що не поступається світовим аналогам.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність роботи, що висувається на здобуття премії Президента України, сформульовано мету та задачі дослідження.

У **першому розділі** наведено опис математичної моделі (ММ) енергоустановки, розробленої в ІПМаш НАНУ та адаптованої для розв'язання поставленої задачі.

У ММ реалізовано спосіб організації рівнянь у вигляді таблиць із прямим доступом. Самі ж рівняння записуються в термінах складених об'єктів. Рівняння розбиваються на групи, що описують перетворення змінних у кожному з елементів теплової схеми. Групи, однакові для декількох елементів, поєднуються в одну. З кожною групою зв'язується ключ – код елемента, за яким забезпечується доступ до необхідної групи рівнянь.

Авторами проведено роботу з адаптації ММ до умов реалізації теплових схем, у замкнених циклах яких використовуються НРТ. Для заданих розрахункових умов враховані термодинамічні особливості робочих тіл, що застосовуються при реалізації паротурбінних установок (ПТУ). Модель дозволяє оцінити електричну потужність, що генерується та ефективність енергетичної установки залежно від обраного робочого тіла.

**Другий розділ** присвячено опису розглянутої теплової схеми когенераційної установки та визначення шляху її вдосконалення. У якості робочого тіла в органічному циклі Ренкіна (ОРЦ), що обігрівается димовими газами котла, що працює на біомасі, багатьма виробниками органічних турбін застосовується діатермічне масло або його близький аналог MDM.

Типову схему ОРЦ контуру з органічним робочим тілом – MDM представлено на рис. 1 із вказанням значень основних розрахункових характеристик.

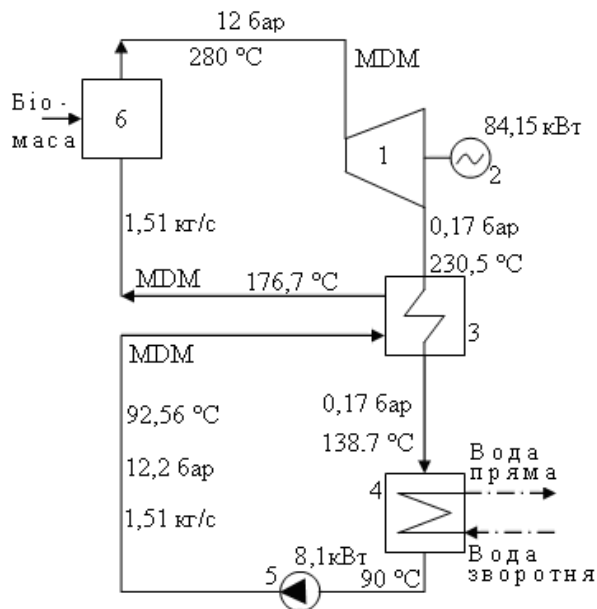


Рис. 1. Принципова теплова схема вихідної когенераційної установки з ОРЦ контуром: 1 – турбіна; 2 – електрогенератор; 3 – рекуператор; 4 – бойлерна установка; 5 – конденсатний насос; 6 – котел

Характерною рисою представленого ОРЦ циклу, є той факт, що процес розширення в турбіні закінчується в області перегрітої пари. Це виключає ерозійне зношування лопаток та позитивно позначається на її роботі.

Параметри пари MDM перед турбіною 12 бар та 280 °C (рис. 1) обрані поблизу критичної точки на кривій насичення (відомо з термодинамічних властивостей робочого тіла). Розширення пари MDM в турбіні реалізується до тиску 0,17 бар при температурі 230,5 °C, з подальшим охолодженням у рекуператорі до температури 138,7 °C, при цьому тиску температура конденсату становить 90 °C. У розглянутій тепловій схемі теплота конденсації робочого тіла (MDM) ефективно використовується

після рекуператора для підігріву сітьової води, що направляється на теплопостачання. Електричний ККД замкнутого ОРЦ циклу базової установки (без урахування ККД котла на біомасі  $\sim 85\%$ ) становить  $\sim 16\%$ . Корисна електрична потужність, що генерируется для споживачів  $\sim 64$  кВт. Теплова потужність, що відпускається на теплопостачання складає  $\sim 373$  кВт (0,32 Гкал/год).

Зрозуміло, що в літній період потреба в такій кількості відпускаемого тепла відсутня, і виникає питання про працездатність запропонованої однокаскадної ОРЦ схеми.

Було поставлено задачу, модернізувати теплову схему за умов постійної витрати місцевого палива (МП) та підтриманні номінальної електричної потужності контуру на MDM, що і розглядається далі.

Пропонується вдосконалення теплової схеми когенераційної установки шляхом реалізації другого каскаду. На рис. 2 представлено двокаскадну теплову схему досліджуваної енергоустановки після підключення другого каскаду. Докладний опис першого каскаду представлено вище (рис. 1). Другий каскад (див. рис. 2) підключається замість теплообмінника 4 (рис. 1).

Гріюча середа після турбіни 1-го каскаду направляється в підігрівач 7 і 8 (розраховуються як один підігрівач, у якому відбувається процес нагрівання та конденсації), де робоче тіло 2-го каскаду нагрівається до параметрів, необхідних на вході в турбіну 12 з електрогенератором 11. Далі після турбіни НРТ у перегрітому стані направляється в підігрівач 10, де й конденсується, віддаючи сховану теплоту конденсації воді (повітря). Конденсатний насос 9 піднімає тиск НРТ до необхідних параметрів на вході в турбіну.

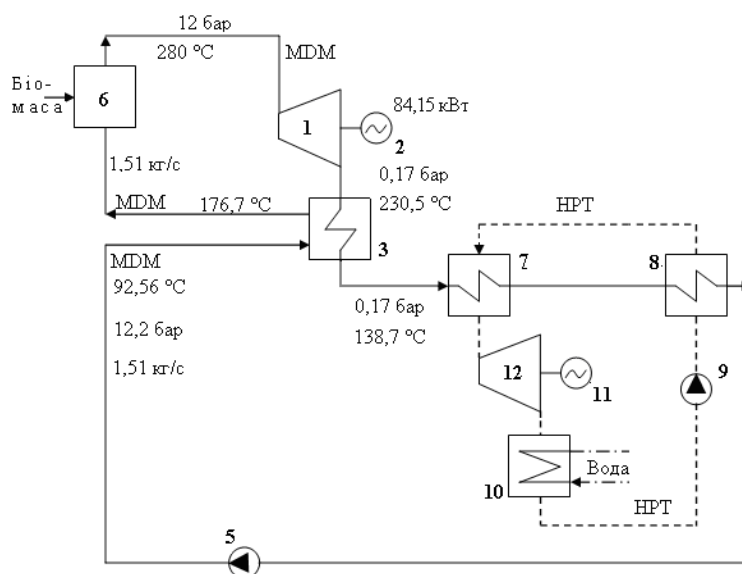


Рис. 2. Принципова теплова схема енергоустановки, удосконаленої другим ОРЦ каскадом

Робота 2-го каскаду може бути реалізована як у зимовий, так і у літній періоди (турбіна 1-го каскаду завжди працює на номінальному навантаженні).

Електрична потужність 2-го каскаду є цільовою функцією розрахункових досліджень теплової схеми, що будуть проведені далі. Зріст значення цієї функції при варіюванні значеннями параметрів пари на вході в турбіну 2-го каскаду при різних НРТ, що обираються, повинен показати доцільність реалізації двокаскадної

теплової схеми, дозволить оцінити величину генерації електроенергії в літній період, зберігши гаряче водопостачання (ГВП), когенераційна теплова схема.

З метою вибору робочих тіл для реалізації другого каскаду у **третьому розділі** проведено аналіз ряду НРТ. Визначено, що перш ніж обрати НРТ для застосування в енергетичних установках, необхідно розглянути основні вимоги, що пред'являються до них. Вимоги до НРТ підрозділяються на термодинамічні, експлуатаційні, економічні, екологічні. НРТ, що повністю відповідають перерахованим вимогам, знайти важко. У кожному окремому випадку вибирають НРТ із урахуванням конкретних умов роботи машини, і перевагу варто віддавати таким, які задовольняють більшості перерахованих вимог.

У більшості випадків термодинамічні цикли замкнутих ПТУ на НРТ розглядають без урахування конструктивних особливостей елементів теплової схеми (турбіна, теплообмінне й допоміжне устаткування). З метою підвищення ефективності роботи цих циклів з використанням низькотемпературних теплових джерел необхідний комплексний підхід, що містить у собі:

- аналіз роботи теплового джерела (параметри, зміна навантаження в часі);
- вибір холодного джерела (конденсатор, споживач теплоти);
- визначення можливих початкових параметрів (до- і надкритичні цикли) на вході в елементи теплової схеми (турбіну);
- аналіз і вибір робочого тіла (однокомпонентне або сумішеве);
- компонування теплової схеми, її розрахункове дослідження й формування вимог та параметрів для елементів схеми (регенеративний підігрів, система охолодження й т.і.).

У табл. 1 представлені найбільш підходящі по тих або інших критеріях фреони, які можуть бути використані для реалізації другого каскаду ОРЦ циклу.

Таблиця 1. Основні властивості робочих тіл, що розглядаються

Речовина	Молекулярна маса, г/моль	$T_{\text{кип}}, ^\circ\text{C}$	$T_{\text{кр}}, ^\circ\text{C}$	$P_{\text{кр}}, \text{бар}$	Озоно-руйнуючий потенціал	Потенціал глобального потепління	Група безпеки
R-123	152,93	27,1	182,0	35,6	0,02	90	B1
R-124	136,48	-12,0	122,3	36,2	0,02	480	A1
R-134a	102,03	-22,5	101,10	40,67	0	1300	A1
R-142b	100,49	-9,2	136,8	41,5	0,065	2000	A2
R-236fa	152,04	-1,4	124,9	32,0	0	6300	A1
R-406a	89,6	-32,7	116,5	48,8	0,043	8500	A2
R-600	58,12	-11,8	150,80	37,18	0	20	A3
R-600a	58,12	-11,8	135,92	36,84	0	20	A3

При виборі параметрів НРТ для другого каскаду приймалося:

- початкова температура теплоносія, що гріє другий каскад, відповідає параметрам пари на виході з рекуператора 3 (див. рис. 1);
- температура робочого тіла на виході з турбіни забезпечує температурний графік ГВП, а при конденсаційному режимі – можливості циркуляційної системи охолодження технічною водою.

У четвертому розділі проведено розрахункові дослідження з метою визначення характеристик когенераційної установки в залежності від розглянутих НРТ. У якості прикладу наведено характеристики когенераційної установки на робочому тілі R-600a.

На рис. 3 представлені два варіанти теплової схеми досліджуваної енергоустановки з розрахунковими характеристиками при використанні у 2-му каскаді в якості робочого тіла фреону R-600a при роботі в літній період (теплообмінник 4 – відключений) на ГВП і конденсатор, охолоджуваний циркуляційною водою.  $P-h$  діаграму для R-600a представлено на рис. 4.

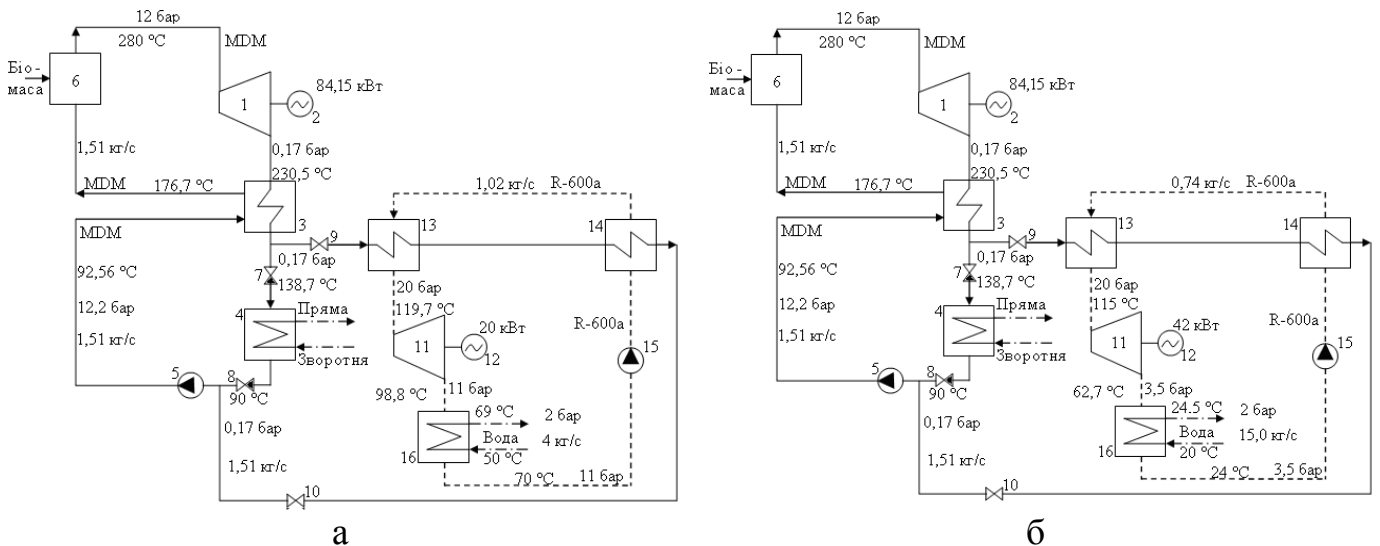


Рис. 3. Принципова тепла схема енергоустановки з робочим тілом R-600a в 2-му ОРЦ контурі при літньому режимі роботи (варіант розширення 1а та 1б на рис. 4): а – на ГВП; б – на конденсатор

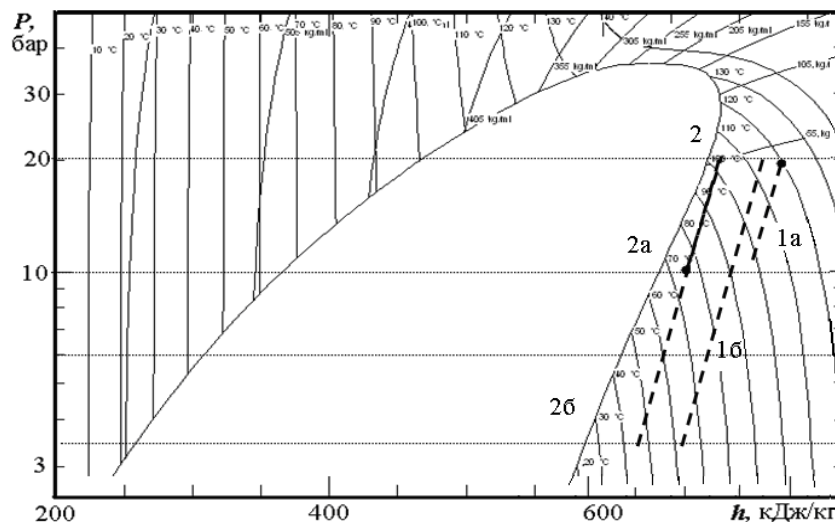


Рис. 4.  $P-h$  діаграма для R-600a із зображенням досліджених процесів розширення пари в турбіні другого каскаду

Досліджено два варіанти початку процесу розширення R-600a у турбіні 2-го каскаду: істотно перегріта пара з параметрами  $\sim 120^\circ\text{C}$ , 20 бар (варіант 1а, див. рис. 4 і рис. 3, а),  $\sim 115^\circ\text{C}$ , 20 бар (варіант 1б, рис. 4) і пари близької до лінії насичення  $t_0 = 102^\circ\text{C}$ ,  $P_0 = 20$  бар (варіант 2, рис. 4). Закінчувалися розглянуті

процеси розширення 1а та 1б відповідно з параметрами пари  $t_k = 98,8$  °С,  $P_k = 11$  бар й  $t_k = 62,7$  °С,  $P_k = 3,5$  бар, а 2-2а та 2-2б відповідно з параметрами пари  $t_k = 75,8$  °С,  $P_k = 10$  бар й  $t_k = 46,2$  °С,  $P_k = 3,5$  бар. У першому випадку температура конденсації пари 70 °С, у другому випадку 24 °С.

Зміщення процесу розширення пари в турбіні 2-го каскаду до лінії насичення призводить до зниження параметрів R-600a на вході в турбіну, при цьому на режимі ГВП витрата збільшується з 1,02 до 1,17 кг/с, а електрична потужність турбіни з 20 до 24 кВт; на К режимі витрата збільшуються: з 0,74 до 0,92 кг/с, а електрична потужність турбіни з 42 до 49 кВт (ріст потужності майже на 15 %).

У результаті розрахункових досліджень визначені характеристики обраних НРТ в опорних точках теплової схеми, а також енергетичні показники міні-ТЕЦ, які для зручності порівняння представлені в табл. 2 й 3 (варіант ГВП та К, відповідно).

Таблиця 2. Характеристики енергоустановки при роботі в літній період 2-го каскаду з різними НРТ на ГВП при нагріванні MDM у котлі першого каскаду з 176,7 до 280 °С та його витраті 1,51 кг/с (1 варіант розширення)

Робоче тіло	Витрата НРТ у циклі, кг/с	Параметри НРТ на турбіну		Витрата сільової води ГВП, кг/с (т/год)	Електрична потужність			Сумарний електричний ККД двох контурів, %
		на вході, бар/°С	на виході, бар/°С		першого каскаду, кВт	другого каскаду, кВт	двох каскадів, кВт	
R-124	2,06	20/120	9/93,1	2,5 (9,0)	84,15	23	107,15	23,36
R-134a	1,71	20/99,4	11/77,3	5,2 (18,7)	84,15	19	103,15	22,24
R-142b	1,8	25/124,9	12/92,6	3,35 (10,9)	84,15	24	108,15	23,64
R-236fa	2,33	20/120	10/98,3	2,47 (8,9)	84,15	19	103,15	22,24
<b>R-600a</b>	<b>1,02</b>	<b>20/119,7</b>	<b>11/98,8</b>	<b>4,0 (14,4)</b>	<b>84,15</b>	<b>20</b>	<b>104,15</b>	<b>21,96</b>

Таблиця 3. Характеристики енергоустановки при роботі 2-го каскаду в літній період з різними НРТ на конденсатор при нагріванні MDM у котлі першого каскаду з 176,7 до 280 °С та його витраті 1,51 кг/с (1 варіант розширення)

Робоче тіло	Витрата НРТ у циклі, кг/с	Параметри НРТ на турбіну		Витрата охолоджуючої води, кг/с (т/год)	Електрична потужність			Сумарний електричний ККД двох контурів, %
		на вході, бар/°С	на виході, бар/°С		першого каскаду, кВт	другого каскаду, кВт	двох каскадів, кВт	
R-124	1,76	20/120	4,5/74,3	14,05 (50,58)	84,15	38	122,15	27,56
R-134a	1,53	20/99,3	7/62,7	13,1 (47,16)	84,15	30	114,15	25,32
R-142b	1,4	20/109,7	3,5/47,8	11,5 (41,4)	84,15	45	129,15	29,52
R-236fa	1,7	20/120	3,0/71,7	13,9 (50,04)	84,15	41,5	125,65	28,54
<b>R-600a</b>	<b>0,74</b>	<b>20/115</b>	<b>3,5/62,7</b>	<b>15,0 (54)</b>	<b>84,15</b>	<b>42</b>	<b>126,15</b>	<b>28,40</b>

Розглянуто комбіновану схему енергоустановки. В опалювальний період 1-ий каскад повинен працювати з номінальним навантаженням не залежно від температури зовнішнього повітря, а 2-ий каскад на R-600a повинен забезпечувати теплопостачання й ГВП (за аналогією з тепловим пунктом), надлишки ж теплоти повинні скидатися до поверхневого конденсатору (ПКон).

У табл. 4 представлені основні енергетичні характеристики устаткування досліджуваної міні-ТЕЦ на основних режимах.

Таблиця 4. Енергетичні витрати на двокаскадній енергоустановці на розрахункових режимах при комбінованій схемі (Запорізький регіон)

№ режиму	Температура зовнішнього повітря, °С	Тривалість режиму, год	Потужність 1-го каскаду			
			електрична		теплова, що підведена до 2-го каскаду, Гкал/год	
			генерації, кВт	споживана живильним насосом, кВт		
літо	> +5	3615	84,2	8	0,3215	
	+5 < ніч	951				
1	+5 - +8	669				
2	0 - +5	1514				
3	< -5	2007				
2-й каскад						
№ режиму	Електрична потужність				Втрати теплової потужності у ПКОН, кВт	
	генерації, кВт	споживана вентилятором ПКОН, кВт	споживана конденсатним насосом, кВт	споживана сітьовим насосом, кВт		
літо	24	13	3	10	244,4	
		15		0	341,1	
1		8,7		12	0	167,6
2		7,5				101
3		0				0
Міні-ТЕЦ						
№ режиму	Частка витрат на виробництво електроенергії	Відпускна електрична потужність, кВт	Відпускна теплова потужність споживачам, Гкал/год	Температура прямої води, °С	ККД нето	
літо	0,434	74,2	0,083	70	0,290	
	1	82,2	0	–	0,140	
1	0,306	76,5	0,149	48	0,425	
2	0,246	77,7	0,206	56	0,540	
3	0,200	85,2	0,293	68	0,725	

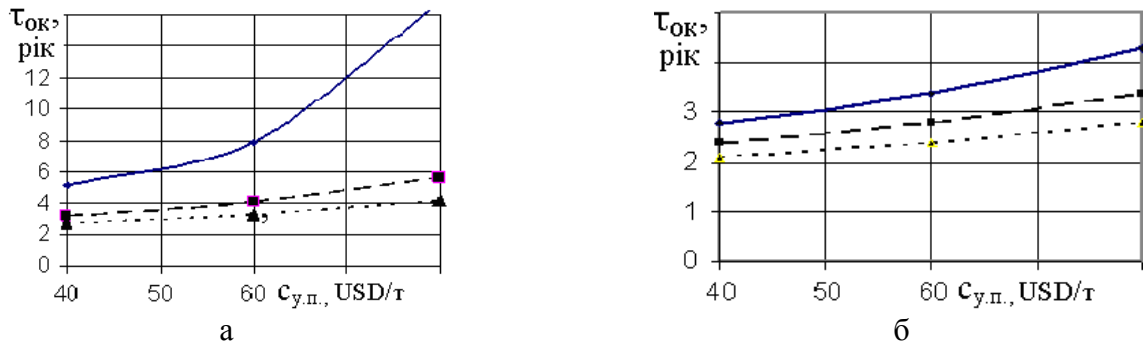
Як видно з даних табл. 4 самий неефективний режим роботи міні-ТЕЦ з комбінованою схемою (ККД = 14 %) – це чисто конденсаційний режим, який має місце влітку вночі (з 0 до 5 год ночі). Режим ГВП, що реалізовується в решті доби (позначений в табл. 4 як літній), має більш ніж в два рази кращий ККД (29 %) в порівнянні з чисто конденсаційним режимом.

Найефективніший режим роботи міні-ТЕЦ з комбінованою схемою (ККД = 72,5 %) реалізується при температурі зовнішнього повітря менш ніж мінус 5 °С (режим 3, в табл. 4). В цьому випадку ПКОН відключений і в ньому немає втрат (втрати в котлі, турбінах, теплообмінниках, насосах мають місце).

Для оцінки строку окупності міні-ТЕЦ при збільшенні питомої вартості устаткування досить помножити його на відносне збільшення питомої вартості, тобто при питомій вартості 2500 USD/кВт строк окупності 3,4 роки, при 3000 USD/кВт – 4 роки.

Інтерес представляє дослідження впливу на строк окупності розглянутої міні-ТЕЦ цін на енергоносії. Результати таких досліджень представлені на рис. 5.





$[c_e] = 1,8 \text{ грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год}),$   
 $[c_Q] = 1800 \text{ грн}/\text{Гкал};$

$[c_e] = 2,0 \text{ грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год}),$   
 $[c_Q] = 2000 \text{ грн}/\text{Гкал};$

$[c_e] = 2,2 \text{ грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год}),$   
 $[c_Q] = 2200 \text{ грн}/\text{Гкал};$

Рис. 5. Залежність простого строку окупності проекту міні-ТЕЦ із двома ОРЦ каскадами при питомій вартості 2000 USD/кВт від встановленої електричної потужності і цін на енергоносії:  
 а – 110 кВт; б – 450 кВт

Відзначимо, що для міні-ТЕЦ, що працює на біомасі, тобто на МП, вважається, що довжина маршруту доставки палива не повинна перевищувати 15 – 25 км. Збільшення потужності енергоустановки приводить також до збільшення довжини теплових мереж, а, отже, і теплових втрат. Все перераховане з урахуванням річного приросту біомаси, власне, і визначає раціональну електричну потужність розглянутої ТЕУ величиною 500 – 1000 кВт. Подібна ситуація має місце й при оцінці інвестицій. Зі збільшенням потужності міні-ТЕЦ питома вартість устаткування падає.

У **сьомому розділі** наведено результати чисельного дослідження тривимірних течій пари в проточній частині парової турбіни, що працює на низькокиплячому робочому тілі із застосуванням розробленого в ІПМаш НАН України програмного комплексу *IPMFlow*.

Для 1-го контуру когенераційної установки (рис. 1) проведемо розрахункові дослідження проточної частини турбіни з метою визначення її геометричних характеристик. Розглянемо декілька варіантів проточних частин турбін.

Розглянуто два варіанти проточної частини осьової турбіни з частотою обертання на 3000 об/хв та 9000 об/хв.

Проточна частина на 3000 об/хв має 13 ступенів з яких перші 4 виконані з парціальним підведенням пари, що викликано обмеженням мінімальної висоти лопаток (15 мм). У перших десяти ступенях лопатки виконані з постійним перерізом профілю, в останніх трьох ступенях лопатки НА і в останньому ступені – лопатка РК мають складну просторову форму.

Через обмеження по числу ступенів і осьовому розміру проточної частини ступені виконані як високонавантажені, вони мають значення  $u/c \sim 0,25$ . Це призводить до того, що кут потоку в абсолютному русі на виході із ступенів значно відхилений від осьового напрямку – приблизно на 60 градусів. Внутрішній ККД проточної частини становить близько 76 %, а потужність на валу 76,8 кВт. Отриманий рівень ефективності проточної частини при встановлених обмеженнях можна вважати задовільним. Для збільшення ККД необхідно збільшити значення  $u/c$ , що при заданій частоті обертання потребуватиме використання близько 20 ступенів. Іншим способом збільшення  $u/c$  є підвищення частоти обертання ротора.

В табл. 5 основні геометричні характеристики проточної частини турбіни, що отримана після серії варіантних розрахунків, для частоти обертання валу 9000 об/хв.

Таблиця 5. Геометричні характеристики проточної частини

№ ступеня	1	2	3	4	5	6	7
Парціальність	0,25	0,4	0,75	1	1	1	1
$\alpha_0$ , градус	0	0	0	0	0	0	0
$\alpha_1$ , градус	77,72	78	78	77	77	77	77
$\beta_1$ , градус	61,64875	64,77799	63,319066	63,56912	63,7599	62,15225	49,8569
$\beta_2$ , градус	-65,52	-67,86	-67,86	-67,86	-67,08	-65,52	-66,3
$\alpha_2$ , градус	15,5785	-3,317	7,18631	-17,691	-13,43267	3,485	7,4917
$r_{mid}$ , мм	58	63,61	58,92	62,6	70	80,9	101,68
$L$ , мм	15,283	15,3	15,7958	15,1035	23,08715	38,21	62,0338

В даному варіанті турбіни перші три ступені мають парціальний підвід пари, а останні три – зі складною формою лопаток НА та РК, вид яких наведено на рис. 6.

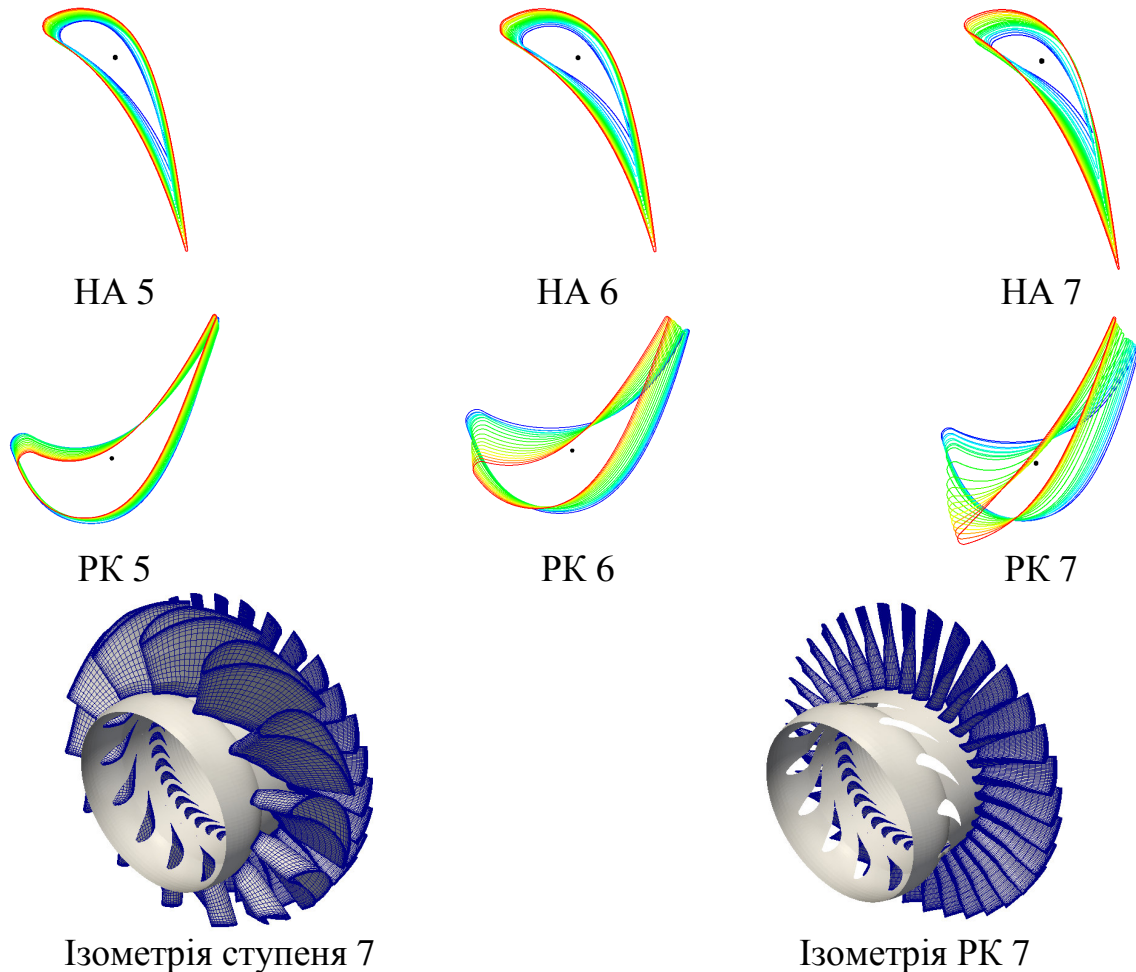


Рис. 6. Вид лопаток ступенів 5-7

У запропонованій проточній частині навантаженість ступенів є більш оптимальною у порівнянні з турбіною на 3000 об/хв, середня величина  $u/c$  для

ступенів становить 0,45. Це дозволило забезпечити осьовий кут виходу потоку з ступенів і сприятливу картину течії (див. рис. 7).

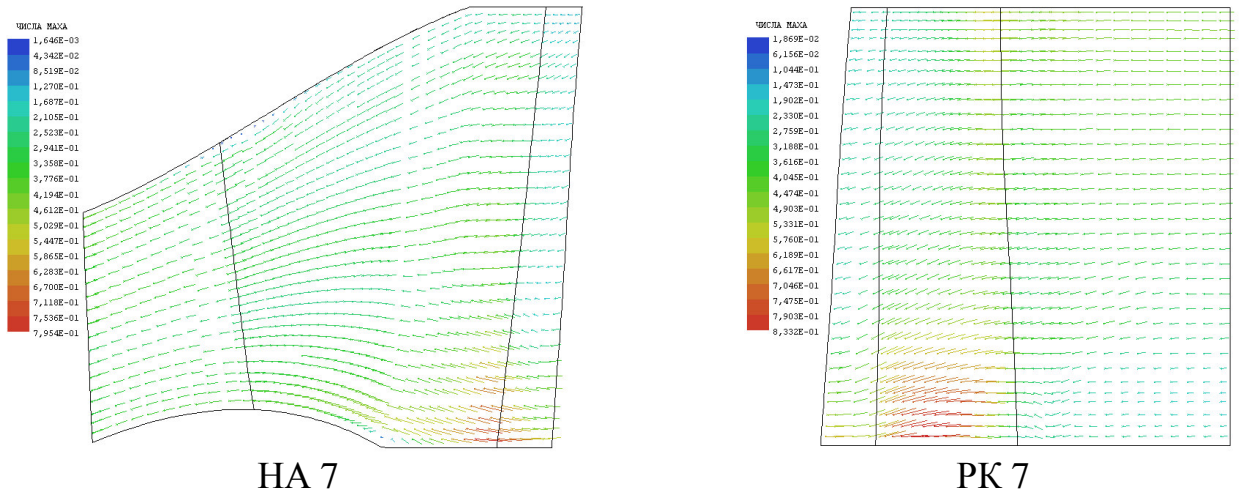


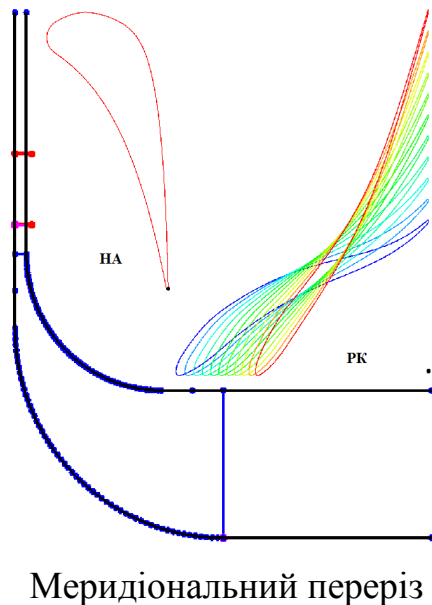
Рис. 7. Вектори швидкості в середньому меридіональному перерізі

Газодинамічна ефективність проточної частини на 9000 об/хв отримана набагато вища ніж у випадку для 3000 об/хв (76 %), так її внутрішній ККД становить 84,2 %.

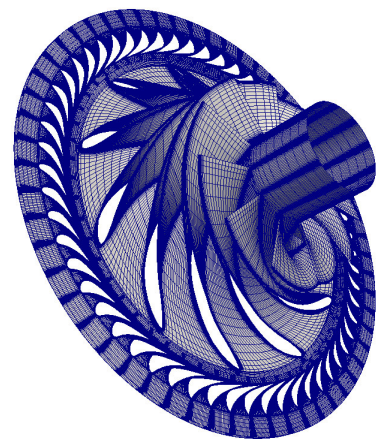
Також розглянуто три варіанти радіально-осьових проточних частин турбіни:

- однопоточна з частотою обертання 14000 об/хв;
- однопоточна з частотою обертання 12000 об/хв;
- двопоточна з частотою обертання 12000 об/хв.

Вид проточної частини першого варіанту радіально-осьової проточної частини турбіни показаний на рис. 8, частота обертання РК 14000 об/хв.



Меридіональний переріз



Ізометрія

Рис. 8. Вид першого варіанту радіально-осьової проточної частини

Незважаючи на те, що проточна частина складається з одного ступеня, на якому спрацьовується досить великий тепловий перепад, в ній спостерігається сприятлива картина обтікання (див. рис. 9 та 10). Максимальна величина числа Маха

у проточній частині не перевищує 2, відсутні скачки ущільнення і відриви потоку. В результаті запропонована проточна частина має достатньо високу газодинамічну ефективність, її внутрішній ККД становить 88,5 %.

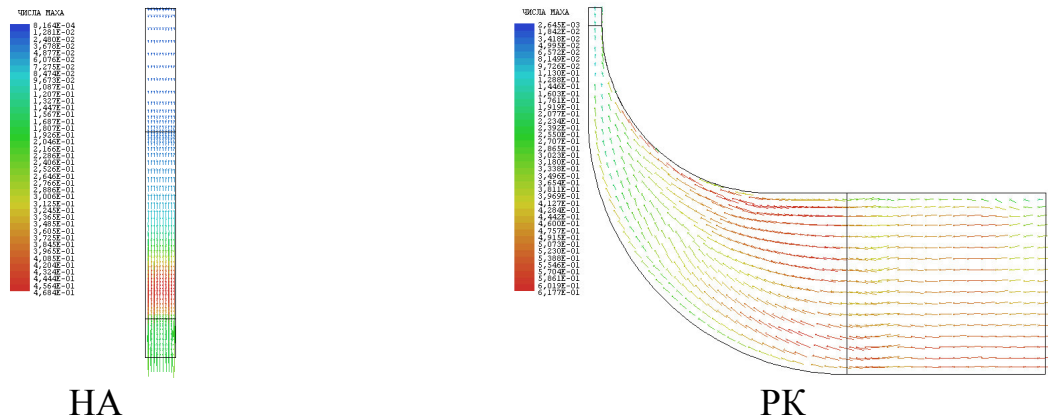


Рис. 9. Вектори швидкості в середньому меридіональному перерізі першого варіанту радіально-осьової проточної частини

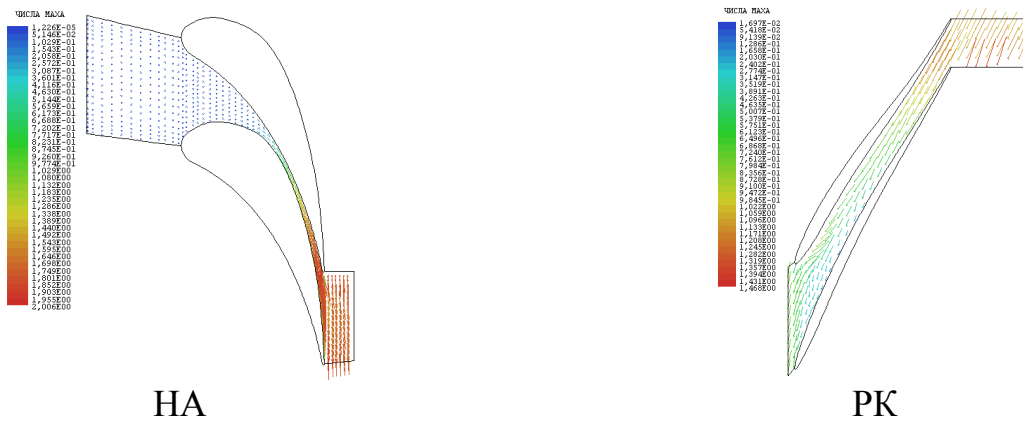


Рис. 10. Вектори швидкості в середньому тангенціальному перерізі першого варіанту радіально-осьової проточної частини

Незважаючи на отриману досить високу газодинамічну ефективність першого варіанту радіально-осьової проточної частини, через виникаючі технологічні проблеми при її виготовленні (мала висота каналу на вході в РК 5,45 мм), було прийнято рішення не застосовувати дану конструкцію.

Наступний (другий) варіант радіально-осьової проточної частини має висоту каналу РК на вході – 10,36 мм і частоту обертання – 12000 об/хв. Газодинамічна ефективність другого варіанту значно нижче (щодо першого варіанту), її внутрішній ККД дорівнює 79,9 %.

У запропонованих радіально-осьових конструкціях осьове зусилля значно вище ніж в розглянутих раніше осьових турбінах активного типу. Тому, розглянуто, ще один варіант (третій) радіально-осьової турбіни, в якій потік з радіальної ділянки поділяється на два симетричних осьових потоки (в різні боки). Частота обертання ротора – 12000 об/хв. Через зменшення висоти каналу в РК газодинамічна ефективність цієї турбіни трохи нижча ніж у другому варіанті, її внутрішній ККД становить 78 %.

## ВИСНОВКИ

Досліджувалася можливість утилізації 500 кВт теплової потужності, одержуваної від котла на біомасі, за допомогою когенераційної енергоустановки на базі турбінного циклу з НРТ, яка запропонована для автономного електро- і теплопостачання громадських будівель невеликих населених пунктів.

Для зменшення терміну окупності установки, що працює на місцевому паливі, запропоновано з її допомогою покривати ~50 % теплофікаційного навантаження опалювальних будівель (до температури зовнішнього повітря мінус 5 °С). Такий підхід дозволяє протягом цілого року відпускати з енергоустановки тепло споживачам з температурою ~70 °С. При температурі зовнішнього повітря нижче мінус 5 °С централізоване опалення повинно підкріплюватися теплом, що відпускається існуючими місцевими опалювальними засобами.

У якості робочого тіла турбінного циклу спочатку прийнятий органічний теплоносій MDM з докритичними параметрами, електрична потужність, що генерується склала 84,5 кВт (ККД НРТ циклу брутто 16,9 %), тепла потужність, яка відпускається споживачам 0,321 Гкал/год. Висока температура MDM за турбіною, проблеми забезпечення ГВП в літній період привели до рішення про реалізацію 2-го каскаду турбінного циклу на НРТ.

Досліджено можливості підвищення електричного ККД енергоустановки за рахунок двокаскадного турбінного циклу на НРТ, вибору різних робочих тіл: R-124, R-134a, R-142b, R-236fa, R-600a і значень параметрів низькокиплячої пари перед турбіною цього циклу (значно перегрітий пар та пар з параметрами близькими до лінії насичення в докритичній області). Аналізувалося два варіанти реалізації теплової схеми енергоустановки: з відпустком теплоти температурою 70 °С (як при ГВП) й чисто конденсаційний режим.

Як показали розрахунки, для досліджених робочих тіл при схемі для ГВП електрична потужність, що генерується 2-м каскадом, знаходилася в діапазоні 20 – 24 кВт, при конденсаційному режимі 40 – 48 кВт.

Причому при виборі параметрів органічної пари перед турбіною на граничній кривій в області на 10 – 15 °С нижче критичної точки генерація на 2 – 3 кВт була вище, ніж при більшому перегріві пари за рахунок збільшення витрати НРТ в циклі, причому як при схемі з ГВП так і конденсаційному варіанті.

Кращим для використання в якості робочого тіла при реалізації 2-го каскаду когенераційної установки визнаний фреон R-600a, як більш доступний (дешевий) при зменшенні генерації у 2-му каскаді усього до 3 кВт.

Аналіз режимів роботи малих ТЕЦ в літній період визначив проблеми з ГВП на мережу малої протяжності в нічний час. З метою вирішення цієї проблеми запропоновано використовувати комбіновану теплову схему, в цьому випадку 2-й НРТ каскад працює на бойлер для ГВП і на повітряний конденсатор (або на один з цих апаратів). Таке технічне рішення забезпечує на протязі року роботу генеруючого обладнання на постійному номінальному навантаженні, що сприяє прискоренню окупності проекту.

З метою визначення основних техніко-економічних показників виконано розрахунок характеристик 4 основних режимів роботи міні-ТЕЦ при комбінованій схемі з робочим тілом R-600a (для кліматичних умов м. Запоріжжя).

Показано, що при питомій ціні 2000 USD/кВт інвестиції, міні-ТЕЦ з встановленою електричною потужністю 110 кВт має термін окупності 3,2 роки при ціні на умовне паливо до 40 USD/т і цінах на електроенергію 2,2 грн/(кВт·год) і теплоту 2200 грн /Гкал. Якщо встановлена електрична потужність міні-ТЕЦ 440 кВт (340 кВт перший ОРЦ контур і 100 кВт – другий) при цих же цінах на енергоносії той же строк окупності буде досягнуто вже при ціні на умовне паливо до 70 USD/т.

Таким чином, проект міні-ТЕЦ на біомасі потужністю 110 кВт важко вважати перспективним для реалізації, доцільно реалізовувати міні-ТЕЦ, починаючи з електричної потужності 440 – 550 кВт, простий термін окупності такої станції при сучасних цінах на енергоносії складе 2,7 – 4 роки в залежності від питомої вартості обладнання. Слід зазначити, що при продажу електроенергії з біомаси за "зеленим тарифом" (0,1239 ЕВРО/(кВт·год)) термін окупності даної міні-ТЕЦ скорочується в 1,5 рази.

Встановлені державою преференції (+5 %) при використанні обладнання українського виробництва зроблять запропоновані міні-ТЕЦ ще більш конкурентними. Це можна стверджувати, керуючись: наявністю котельного обладнання, повітряних конденсаторів, розробок сучасних, ефективних проточних частин турбін на НРТ, що представлені в звіті, досвідом створення в Україні утилізаційних турбодетандерів (ПАТ «Турбогаз», м. Харків) – машин принципово близьких до турбін на НРТ.

Розглянуто методику проектування осьових та радіально-осьових проточних частин турбін. Запропоновано кілька варіантів проточних частин осьових і радіально-осьових турбін для когенераційної установки, що працює по ОРЦ циклу з теоретичною електричною потужністю 100 кВт. Всі розглянуті варіанти для такого типу турбін мають відносно високу газодинамічну ефективність, але більш ефективними (з урахуванням конструктивних обмежень) є високооборотні турбіни.

Радіально-осьова конструкція дещо поступається кращому варіанту осьової турбіни по ККД, однак її великою перевагою є той факт, що вона має тільки один ступень, відповідно меншу металоємність та вартість.

Отримані результати використовуються в навчальному процесі кафедри теплоенергетики та енергозбереження Української інженерно-педагогічної академії.

*Наукові результати роботи відображено в 1 кандидатській дисертації, 1 монографії, 16 статтях та 15 доповідях на конференціях.*

Автори:

кандидат технічних наук,  
старший науковий співробітник

О.В. Сенецький

науковий співробітник

Р.А. Русанов

Учений секретар

Інституту проблем машинобудування  
ім. А.М. Підгорного НАН України,  
д. т. н., с. н. с.

К. В. Максименко-Шейко

## ПЕРЕЛІК ПУБЛІКАЦІЙ

1. Сенецкий А.В. Повышение эффективности турбоустановок малой мощности путем совершенствования их тепловых схем и режимов эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16 / А.В. Сенецкий; [Ин-т проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины]. – Харьков, 2011. – 208 с.
2. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А.Л. Шубенко, В.А. Маляренко, А.В. Сенецкий, Н.Ю. Бабак // НАН Украины, Институт проблем машиностроения. – Харьков, 2014. – 320 с. – ISBN 978-966-02-7059-6.
3. Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбин на низкокипящем рабочем теле / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой, А.В. Сенецкий // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010 г. – № 06(76). – С. 18-26. – ISSN 2218-1849.
4. Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии / А.Л. Шубенко, В.А. Маляренко, Н.Ю. Бабак, А.В. Сенецкий // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07(101). – С. 23-29. – ISSN 2218-1849.
5. Русанов А.В. Метод проектирования высокоэффективных проточных частей турбодетандерных агрегатов / А.В. Русанов, С.В. Моисеев, П.Н. Сухоребрий, А.И. Косьянова, Р.А. Русанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 8 (95). – С. 67–72.
6. Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низкокипящих рабочих телах / А.Л. Шубенко, А.В. Русанов, А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХП»: Зб. наук. праць. – Харків, 2013. – № 12'2013. – С. 24-29. – ISSN 2078-774X.
7. Разработка проточной части турбины для когенерационной установки, использующей низкокипящие рабочие тела / А.В. Русанов, П. Лампарт, Р.А. Русанов, М. Шиманяк // Вестн. двигателестроения. – 2013. – Вып. 2. – С. 35–44.
8. Тенденции модернизации объектов малой энергетики на базе когенерации / В.А. Маляренко, А.Л. Шубенко, А.В. Сенецкий, И.А. Темнохуд // Ползуновский вестник. – 2013. – № 43. – С. 131-137. – ISSN 2072-8921.
9. Перевод малой теплоэлектроцентрали на сжигание местного топлива в объемах, обеспечивающих ее работу в летнее время / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, А.В. Сенецкий, С.В. Роговой // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 04(122). – С. 17-26. – ISSN 2218-1849.
10. Русанов А.В. Интерполяционно-аналитическая аппроксимация модифицированного уравнения состояния Бенедикта-Вебба-Рубина для учета реальных свойств рабочих тел в трехмерных расчетах / А.В. Русанов, П. Лампарт, Р.А. Русанов // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2014. – № 3. – С. 18–23.
11. Сенецкий О.В. Реалізація когенераційного паротурбінного циклу на низькокипячому робочому тілі для сільгоспідприємства / О.В. Сенецький // Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України. Технічні науки. Вісник НТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – № 154. – С. 10-11. – ISBN 5-7987-0176X.

12. Methods for design of axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM / R. Rusanov, P. Klonowicz, A. Rusanov, P. Lampart, L. Jedrzejewski, L. Witanowski // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць. – Харьков, 2015. – № 15 (1124). – С. 86–100.

13. Methods for design of radial-axial turbines for ORC cogeneration unit working with MDM / P. Klonowicz, R. Rusanov, A. Rusanov, P. Lampart, T.K. Suchcki, J. Surwilo // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць. – Харьков, 2015. – № 16 (1125). – С. 67–77.

14. Rusanov A. Modelling of viscous turbulent flow in flow parts of turbines for ORC plants with taking into account the real properties of the working fluid MDM on the basis of the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state / A. Rusanov, P. Lampart, R. Rusanov // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 7 (124). – С. 60–67.

15. Русанов А.В. Моделирование пространственных вязких течений в проточных частях энергетических турбин с использованием различных уравнений состояния / А.В. Русанов, Н.В. Пащенко, Р.А. Русанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2015. – № 8 (125). – С. 46–51.

16. Rusanov A. Designing and updating the flow part of axial and radial-axial turbines through mathematical modeling / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Open Engineering (formerly Central European Journal of Engineering). – 2015. – Vol. 5. – P. 399–410. – DOI 10.1515/eng-2015-0047. – Online ISSN 2391-5439.

17. Разработка дизайна проточной части турбины для лабораторной энергетической ORC установки / Р.А. Русанов, П. Клонович, А.В. Русанов, П. Лампарт, М. Шиманяк, М.А. Чугай, Н.В. Пащенко // Вестник двигателестроителя. – № 2/2016. – С. 139–147. – ISSN 1727-0219.

18. Шубенко А.Л. Влияние начальных параметров на характеристики проточных частей турбин, работающих на низкокипящих рабочих телах / А.Л. Шубенко, А.В. Сенецкий, В.П. Сарапин // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць. – Харків: НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 118-127. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.18.

19. Сенецкий А.В. Энергосбережение на основе применения турбин малой мощности на низкокипящих рабочих телах / А.В. Сенецкий // Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених і спеціалістів, 8-11 лист. 2010 р.: тези доп. – Харьков: ІПМаш НАН України, 2010. – С. 67.

20. Способ модернизации малых ТЭС путем перевода их на синтез-газ и обеспечение возможности их работы в летнее время / Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой, А.В. Сенецкий, С.В. Роговой // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XIV междунар. науч.-техн. конф. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 24-28 сент. 2012 г. [Электронный ресурс]: – Сб. докл. – Электрон. дан. – Харьков: Ин-т пробл. машиностроения НАН Украины, 15.09.12. – 1 электрон. опт. Диск (CD-ROM). – Систем. требования: ПК от 486 DX 66 МГц; WINDOWS 95; Word 6.0. – 9 с.

21. Сенецкий А.В. Применение каскадных тепловых схем в когенерационных установках малой мощности, использующих низкокипящие рабочие тела / А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов // Сучасні проблеми машинобудування: конференція



молодих вчених та спеціалістів, 5-7 лист. 2012 р.: тези доп. – Харків: ІПМаш НАН України, 2012. – С. 63.

22. Сенецкий А.В. Применение турбин на низкокипящих рабочих телах для промышленных предприятий с целью выработки электроэнергии / А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: II Междунар. науч.-практич. конф., 27-28 марта 2013 г.: Сб. науч. трудов. – Харьков: ГП УкрНТИЦ «ЭНЕРГОСТАЛЬ». – 2013. – С. 41-48. – ISBN 978-617-578-176-0.

23. Elaboration of the flow system for a cogeneration ORC turbine / A. Rusanov, P. Lampart, R. Rusanov, S. Vykus // Proc 12<sup>th</sup> Conf on Power System Engineering, Thermodynamics & Fluid Flow – ES 2013, Pilzen, 13–14 June 2013. – Czech Republic: University of West Bohemia, 2013 – 10 p.

24. Сенецкий О.В. Вибір робочих тіл при реалізації енергозберігаючих технологій на основі використання парових турбін малої потужності / О.В. Сенецький, С.В. Альохіна, О.О. Сімбірська // Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених та спеціалістів, 11-13 лист. 2013 р.: тези доп. – Харків: ІПМаш НАН України, 2013. – С. 41.

25. Русанов Р.А. Разработка проточной части для когенерационной установки малой мощности / Р.А. Русанов // Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених та спеціалістів, 11 – 13 листопада 2013 р.: тези доп. – Харків: ІПМаш НАН України, 2013. – С. 40.

26. Когенерация – реальный путь повышения энергоэффективности малой энергетики / В.А. Маляренко, А.Л. Шубенко, А.В. Сенецкий, И.А. Темнохуд // Современные проблемы электроэнергетики. Алтай-2013: I Междунар. науч.-технич. конф., 28 ноября 2013 г.: Сб. статей. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2013. – С. 76-78. – ISBN 978-5-7568-1013-4.

27. Сенецкий А.В. Турбины на низкокипящих рабочих телах для малых предприятий / А.В. Сенецкий, С.В. Алехина // Инновационные пути модернизации базовых отраслей промышленности, энерго- и ресурсосбережение, охрана окружающей природной среды: III Междунар. науч.-практич. конф., 26-27 марта 2014 г.: Сб. науч. трудов. – Харьков: ГП УкрНТИЦ «ЭНЕРГОСТАЛЬ». – 2014. – С. 36-42. – ISBN 978-617-578-176-0.

28. Турбины на низкокипящих рабочих телах для сельскохозяйственных предприятий с целью выработки электроэнергии: В 5 ч. Ч. 1. Проблемы энергообеспечения и энергосбережения / А.В. Сенецкий, С.В. Алехина, С.В. Роговой, И.А. Темнохуд // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве. 9-я Международная науч.-технич. конф., 21-22 мая 2014 г.: труды. – Москва: ГНУ ВИЭСХ. – 2014. – С. 163-167. – ISBN 978-5-903413-13-3.

29. Сенецкий А.В. Проектирование когенерационных тепловых схем турбоустановок с низкокипящими рабочими телами / А.В. Сенецкий, С.В. Алехина, С.В. Роговой // Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: XXII Междунар. науч.-практич. конф. 21-23 мая 2014 г.: сб. тез. докл. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2014. – С. 249.

30. Alyokhina S. The use of turbines that work on Organic Rankine Cycle for small enterprises / S. Alyokhina, O. Senetskyi // 11th International Conference of Young

Scientists on Energy Issues, May 29-30, 2014. – Kaunas, Lithuania: Lithuanian Energy Institute. – 2014. – 6 p.

31. Сенецкий А.В. Использование смесевых низкокипящих рабочих тел в замкнутых паротурбинных циклах / А.В. Сенецкий, В.П. Сарапин // Сучасні проблеми машинобудування: конференція молодих вчених та спеціалістів, 17-20 лист. 2014 р.: тези доп. – Харків: ІПМаш НАН України, 2014. – С. 44.

32. Rusanov A. Interpolation-analytical approximation of the mBWR32 equation of state to account for the properties of real working fluids in three-dimensional calculations / A. Rusanov, R. Rusanov, P. Lampart // Conference on Modelling Fluid Flow», The 16th International Conference on Fluid Flow Technologies, on pendrive. – 7 p. – ISBN 978-963-313-190-9.

33. Перевод малой ТЭЦ на сжигание синтез-газа в объемах, обеспечивающих ее работу в летнее время [Электронный ресурс] / А.Л. Шубенко, А.И. Васильев, Н.Ю. Бабак, А.В. Сенецкий, С.В. Роговой // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: XV междунар. науч.-техн. конф. 14-17 сент. 2015 г. – Сб. докл. – Электрон. дан. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2015 г. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с экрана. – 9 с.

Автори:

кандидат технічних наук,  
старший науковий співробітник

О.В. Сенецький

науковий співробітник

Р.А. Русанов

Учений секретар  
Інституту проблем машинобудування  
ім. А.М. Підгорного НАН України,  
д. т. н., с. н. с.

К. В. Максименко-Шейко