

# РОЗРОБКА ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ОСНОВ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВОДНЕВИХ ТУРБОУСТАНОВОК З ТЕРМОХІМІЧНИМ СТИСКОМ РОБОЧОГО ТІЛА

Когенерація та тригенерація обґрунтовано вважаються найбільш ефективними з погляду використання хімічного потенціалу первинного палива, а саме такі можливості надають енергоперетворюючі комплекси з водневими турбоустановками та термосорбційними компресорами [1, 2]. Використання водню як робочого тіла в турбінах накладає ряд додаткових вимог, пов'язаних з його високою текучістю, підвищеними вибухо- та пожежною небезпекою, проблемою вибору матеріалів, що не зазнають водневої корозії. Окрім того, водень має досить високу теплоємність, що за інших рівних умов призводить до збільшення кількості ступенів у проточній частині турбіни в порівнянні із традиційними турбоустановками.

Зіставлення розрахункових параметрів і інтегральних характеристик водневої турбоустановки з аналогічними параметрами та характеристиками прототипу – гелієвої турбіни, свідчить, що при збереженні конструктивних елементів і основних габаритів, але теплоперепад водневої турбіни майже у два рази вище, ніж гелієвої. Завдяки цьому при однаковій потужності обох агрегатів масова витрата робочого тіла у водневій турбіні в 2,08 рази менше [3]. Вплив властивостей робочого тіла на параметри лопаткових машин виражається в зміні таких конструктивних параметрів, як величина спрацьованого перепаду одного ступеня, швидкість руху газів, величина закручення лопаток й т.д., що впливає на число ступенів турбіни.

Питома робота водню значно перевищує відповідні показники для інших газів, що при рівних потужностях вимагає меншої масової витрати робочого тіла.

При малих масових витратах виникають певні проблеми через зростання втрат, пов'язаних із протічками через радіальні зазори. Знизити їх можна шляхом застосування активного облопачування ступенів [4]. При використанні водню вихідна швидкість потоку з останнього ступеню виявляється досить високою, але її вплив є несуттєвим, тому що відносні втрати з вихідною швидкістю є незначними через більші наявні теплоперепади.

Класична схема газотурбінної установки (ГТУ) замкнутого циклу складається з компресору для стиснення охолоджуваного робочого тіла та підігрівача – для його підігріву. Значний вплив на характеристики ГТУ має показник адіабати  $k$  та питома теплоємність робочого тіла. Термохімічна технологія компримування робочого тіла дозволяє використовувати низькопотенційну теплоту для одержання досить високого ступеня стиску водню, що вимагає особливого підходу до створення розширювальної машини роторного типу.

Схеми ГТУ з термосорбційними компресорами (ТСК) мають такі особливості: відсутність необхідності використовувати традиційний компресор з відбором потужності від турбіни; відсутність необхідності у застосуванні підігрівача робочого тіла, тому що в самому ТСК використовується тепло зовнішнього джерела (таким джерелом низькопотенційної теплоти можуть бути димові гази ТЕС, котельні й т.д.); відсутність необхідності у створенні пристроїв для охолодження робочого тіла, тому що розширення робочого тіла в турбіні при початковому високому тиску може бути проведено до досить низьких температур; при спрацьовуванні перепаду тиску в турбіні отримана механічна енергія може бути використана різними способами, включаючи перетворення її в електричну.

Існуючі ТСК мають невелику питому продуктивність, тому створення ГТУ на базі ТСК вимагає розв'язання проблеми створення водневої турбіни з мінімально можливою витратою робочого тіла. Виходячи з технічних можливостей ТСК і прийнятої потужності як вихідних параметрів для водневої турбіни, був прийнятий тиск за турбіною  $p_k \approx 0,25$  МПа (визначається умовами сорбції), ступінь розширення  $\mu$  від 20 до 50, а температура гальмування робочого тіла перед турбіною  $T_{\sigma}^* = 573$  К. На номінальному режимі роботи такої турбіни осьова складова швидкості на виході лежить в межах 150–200 м/с.

Аналіз різних конструкцій газових турбін спеціального призначення [5], а також попередні пророблення конструкції показали, що особливостями водневої турбіни за умови вибору реального числа ступенів проточної частини повинні стати: парціальність підведення робочого тіла, що збільшується від першого ступеня до останнього; обмежена висота лопаток, особливо перших ступенів; висока частота обертання ротора. З урахуванням зазначених особливостей і прогнозування можливого рівня втрат енергії в проточній частині, ККД турбіни з парціальним підведенням робочого тіла може бути прийнятий  $\eta_{oi} \approx 0,75$ . Оцінка зміни початкової температури робочого тіла показує, що навіть при середньому рівні ККД можлива розробка осьової парціальної турбіни, що забезпечує одержання температур, достатніх для використання в холодильній техніці.

Було проаналізовано роботу водневої мікротурбіни при різній кількості сопел, що дозволило визначати вплив початкової температури робочого середовища на характеристики турбоустановки. Отримані дані свідчать про принципову можливість створення мікротурбін при витраті водню на рівні 0,01 кг/с. Було розглянуто особливості

застосування багатоступінчастих осьових, радіально-осьових турбін та турбін з радіальним напрямком лопаток в енергоперетворюючих установках з термохімічним стисненням робочого тіла. Результати дослідження зміни термодинамічних параметрів робочого тіла в турбіні осьового типу показують, що для забезпечення технічно та технологічно прийнятної висоти напрямних і робочих лопаток ступенів, турбіна повинна за умовами роботи ТСК виконуватися багатоступінчастою. Одним з істотних переваг ступенів радіально-осьового типу є спрацьовування більшого перепаду тиску. Радіально-осьові ступені в одноступінчастих турбінах дозволяють використовувати більший перепад тисків і тому отримати більш високу потужність турбоустановки. При цьому ступінь виконується без парціального підведення робочого середовища, забезпечуючи більш високий ККД перетворення енергії в порівнянні з осьовим ступенем при змінних навантаженнях. При відносно малих витратах водню для ліквідації парціальності перших ступенів як перспективну конструкцію слід розглядати радіальну турбіну з рухом робочого тіла від центру до периферії.

Питанням, що потребує першочергового вирішення при розробці водневого турбоагрегату, є розробка конструкції лопаткового апарату підвищеної ефективності, оптимізація конструктивних параметрів робочих лопатей та направляючого апарату проточної частини водневої турбіни. Проведена в [6] оцінка рівня теплоперепаду, геометричних співвідношень елементів проточної частини, частоти обертання ротору та числа ступенів дозволила обрати основні геометричні характеристики проточної частини турбіни. Отримані за допомогою розробленого алгоритму результати при початкових параметрах  $P_0=10$  МПа,  $T_0^*=564$  К,  $P_k=0,3$  МПа, очікуваному значенні  $T_k^*=250$  К та частоті обертання ротора  $n=35014$  об/хв, показали, що при кількості ступенів  $Z=19$  забезпечується кінцева температура  $T_k^*=210$  К при  $p_2^*=0,27$  МПа. Якщо прийняти  $Z=18$ , то при тих же початкових параметрах можна одержати кінцеву температуру за турбіною  $T_k^*=229$  К при  $p_k^*=0,36$  МПа. Це свідчить про те, що при заданій геометрії проточної частини можливо зменшення початкової температури  $T_0^*$  до 525 К, що при використанні вісімнадцяти ступенів дозволить отримати кінцеву температуру  $T_0^* \approx 206$  К при тиску  $p_k^*=0,268$  МПа. Прийнятий відповідно до рекомендації [7] кут виходу потоку  $\alpha_1=12^\circ$ , викликає зменшення парціальності на перших трьох ступенях з  $\epsilon_1=0,287$  до  $\epsilon_3=0,240$ . Тобто потік, що виходить із робочого колеса попереднього ступеня у відповідності з розрахунковою парціальністю, буде зустрічати замість соплових каналів тверду стінку, що призведе до його перебудови з більшими втратами. Щоб уникнути ударного натікання потоку в перших трьох ступенях були збільшені кути виходу потоку  $\alpha_1$  до значень  $\alpha_1^{(1)}=14^\circ$ ,  $\alpha_1^{(2)}=13^\circ$ ,  $\alpha_1^{(3)}=12,5^\circ$ . Це дозволило за рахунок зменшення парціальності до  $\epsilon=0,238$  забезпечити плавний характер її зміни по ступенях із зростанням у міру проходження потоку в наступних ступенях.

За допомогою розробленої методики розрахунку для визначення конструктивних характеристик лопаткового

апарату водневої турбіни, яку докладно наведено в [8], було проведено розрахункове дослідження з метою визначення оптимальних параметрів елементів проточної частини водневого турбоагрегату. Для формування проточної частини водневої турбіни з першого до восьмого ступенів було використано закон закручення лопаток соплового апарату (СА)  $\alpha_{1\text{эф}} = \text{const}$ . Для наступних ступенів турбіни (з 9-ї по 19-у) було здійснено окреме дослідження з метою вибору закону закручення іншого виду. При використанні закону закручення лопаток  $\alpha_1 = \text{const}$  і збереженні на середньому радіусі ступеня реактивності, що відповідає оптимальному коефіцієнту навантаження ступенів, реактивність у кореневому перетині  $R_k$  з першого по восьмий ступінь зменшилась від  $R_k=0,1323$  до  $0,0423$ . В 11-ому ступені коренева ступінь реактивності практично дорівнює нулю ( $R_k=0,00071$ ), а в 12-ому ступені є негативною ( $R_k=-0,0155$ ). Ступінь реактивності приймає значення  $R_k=-0,1261$  на 19-ому ступені. При виконанні корневих каналів робочих решіток з 12-ї до 19-у ступень необхідно забезпечити зростаючу дифузорию, тобто ці ступені мали б істотне зниження ККД. Отримані параметри забезпечують високу ефективність роботи лопаткового апарату турбоагрегату при збереженні оптимального коефіцієнта навантаження.

Здійснено вибір чисельного методу інтегрування рівнянь газової динаміки для моделювання тривимірних течій в проточній частині водневої турбоустановки, що складають основу математичної моделі для дослідження та розрахунку течії в'язкого газу з урахуванням відривних явищ у ступенях водневої турбіни [9]. Ефективний алгоритм чисельного рішення газодинамічних рівнянь було побудовано із застосуванням блочно-структурованих сіток, що поєднують окремі переваги структурованих і неструктурованих сіток. Використання сіток такого типу дозволяє описувати об'єкти із складною геометрією.

Розглянуто послідовність інтегрування рівнянь газової динаміки у частинних похідних з використанням методу локальної структуризації неструктурованих сіток, що дає можливість організації обчислювального алгоритму з використанням багатоточечних просторових шаблонів апроксимації. Це дозволяє багатомірні рівняння в частинних похідних формалізувати одномірним записом, що значно спрощує розрахунки течії в'язкого газу в водневій турбіні та знижує ймовірність наявності невиявлених помилок. Запропоновано використання неявної ENO-схеми Годунова для процедури знаходження дифузійних потоків при рішення рівняння Рейнольдса для двопараметричної  $k-\omega$  моделі турбулентності.

З використанням удосконаленої математичної моделі для дослідження тривимірної течії в'язкого газу у ступенях водневої турбіни проведено дослідження з метою отримання оптимальних характеристик профілю лопаткового апарату турбоустановки. Визначено характеристики першого та останнього ступенів, що дозволяє розробити високоефективну конструкцію водневої турбіни підвищеної ефективності та маневреності. Результати моделювання показали, що рівень аеродинамічної досконалості першого ступеня осьового типу є досить високим, але при цьому його характеристики значно нижче в по-

рівнянні з радіально-осьовою конструкцією як за втратами кінетичної енергії, внутрішнього ККД, так і за значенням теплового перепаду та потужності, що виробляється. Остання ступінь водневої турбіни осьового типу має достатньо високі інтегральні газодинамічні характеристики по рівню втрат кінетичної енергії, внутрішнього ККД, а також за величиною зниження повного тиску.

Розглянемо приклади характерних ступенів водневих турбоустановок, при проектуванні яких використовуються сучасні методи профілювання [10]. Лопатки задаються довільним набором плоских профілів, кожний з яких розглядається в декартовій системі координат з віссю абсцис, що є паралельною осі турбіни, а також віссю ординат, що співпадає із фронтом решітки профілів. Для зменшення числа параметрів, необхідних для аналітичного опису лопатки, вихідні дані задаються в трьох довільних перетинах. У цьому випадку крок решітки визначається по радіусу перетину й числу лопаток, а вихідні дані для побудови профілів у необхідній кількості довільних перетинів – шляхом квадратичної інтерполяції вихідних даних, заданих у трьох вищезгаданих перетинах, що забезпечує монотонність зміни поверхні лопатки. Було розглянуто два варіанти конструкції першого ступеня водневої турбіни – радіально-осьову та осьову. Розрахунки виконано при однакових параметрах робочого тіла на вході: повний тиск 10 МПа; температура 500 К; кут натікання потоку – перпендикулярний до фронту решітки; частота обертання ротора 35000 об/хв. Основні геометричні характеристики, отримані в результаті розрахункового дослідження, наведено у табл. 1. На рис. 1 представлена візуалізація течії по середніх перетинах у двох площинах.

Таблиця 1.

Основні геометричні характеристики першого ступеня радіально-осьового типу

Параметр	Направляючий апарат	Робоче колесо
Число лопаток	40	15
Діаметр по вхідній крайці, м	0,23	0,2
Діаметр по вихідній крайці, м	0,204	0,105
Висота каналу на вході, м	0,002	0,002
Висота каналу на виході, м	0,002	0,005
Ефективний кут решітки, градус	12,1	23,8

Таблиця 2.

Основні геометричні характеристики першого ступеня осьового типу водневої турбіни

Параметр	Направляючий апарат	Робоче колесо
Число лопаток	40	80
Діаметр по вхідній крайці, м	0,105	0,105
Діаметр по вихідній крайці, м	0,105	0,105
Висота каналу на вході, м	0,005	0,005
Висота каналу на виході, м	0,005	0,005
Ефективний кут решітки, градус	10,8	16,5

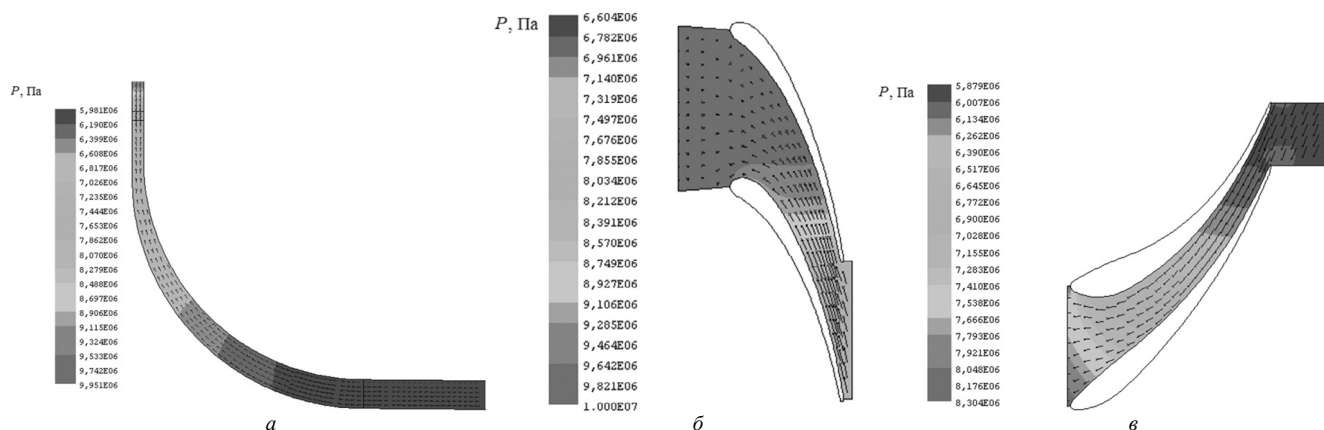


Рис. 1. Ізолінії тиску та вектори швидкості першого ступеня радіально-осьового типу: а) – середній перетин у меридіональній площині; б) – середній перетин каналу направляючого апарату; в) – середній перетин каналу робочого колеса

Із представлених результатів видно, що в цілому спостерігається безвідривна картина руху робочого тіла і, як передбачалося вище, відносна товщина прикордонних шарів є досить невеликою. Для такого роду конструкцій розроблена ступінь має досить низькі втрати кінетичної енергії та високий внутрішній ККД. При цьому вона є високонавантаженою, за рахунок чого забезпечується спрацьовування значного теплового перепаду, і, як наслідок, ступінь має більшу потужність.

Основні геометричні характеристики осьового ступеня представлені у табл. 2. Осьовий ступінь має більшу висоту каналу та лопатки з постійним перетином профілю, що робить її виробництво технологічно більш простим й, відповідно, менш коштовним. На рис. 2 представлена візуалізація течії по середніх перетинах у двох площинах

З огляду на рівень температур (350–500 К), при яких відбувається процес десорбції в ТСК, з’являється можливість використання в схемах з водневими турбоустановками вторинних енергоресурсів високотемпературних теплотехнологічних комплексів ряду виробництв, де значна кількість теплоти втрачається з димовими газами, що йдуть [11]. В залежності від масштабів виробництва та технологічної схеми, підприємства мають різні співвідношення виходу вторинних енергоресурсів та потреб в тепловій та електричній енергії. Одним з найбільш енергоємних галузей промисловості на сьогодні є доменне виробництво. Для печей доменного виробництва є характерним низький рівень температур димових газів, тому це не дозволяє нагріти повітря до високої температури. Крім того, робота печей супроводжується утворенням

великої кількості низькокалорійного доменного газу, що може бути використаний в якості палива. Тому тут в системі повітропостачання застосовуються автономні регенеративні повітрянагрівачі, температура газів після яких складає 525–675 К.

Розглянемо схему роботи утилізаційної установки для вироблення гарячого дуття та електроенергії, що використовує як робоче тіло водень (рис. 3). Після повітрянагрівача ПН, що має камеру згорання КЗ та насадкову камеру Н, встановлено теплообмінник для підігріву водню ТО, водневу турбіну ВТ з електрогенератором та термосорбційний компресор ТСК. Димові газі з температурою  $t_{r1}$  після доменного повітрянагрівача в теплообмінному апараті ТО передають теплоту стислому водню та «гарячій» стороні термосорбційного компресора ТСК2. Процес нагрівання водню відбувається в теплообміннику до температурного рівня  $t_{вод3}$ , а в турбогенераторі здійснюється розширення його до тиску  $P_2$ . Після цього водень низького тиску подається на «холодну» сторону компресора ТСК1, де здійснюється процес сорбції водню металогідридом. Даний процес супроводжується виділенням певної кількості теплоти, яку необхідно відводити. Процес же стиснення водню до тиску  $P_1$  здійснюється на «гарячій» стороні термосорбційного компресора. Для стиснення водню в подібних схемах можливо використовувати й традиційні механічні компресори. Але в такому випадку для перетворення тепла в потенційну енергію стисненого газу повинно здійснити ще й додаткове перетворення теплоти в механічну роботу, що супроводжується значною втратою працездатності. Витрати енергії на стиснення у ТСК практично не залежать від ступеня підвищення тиску. У механічному компресорі

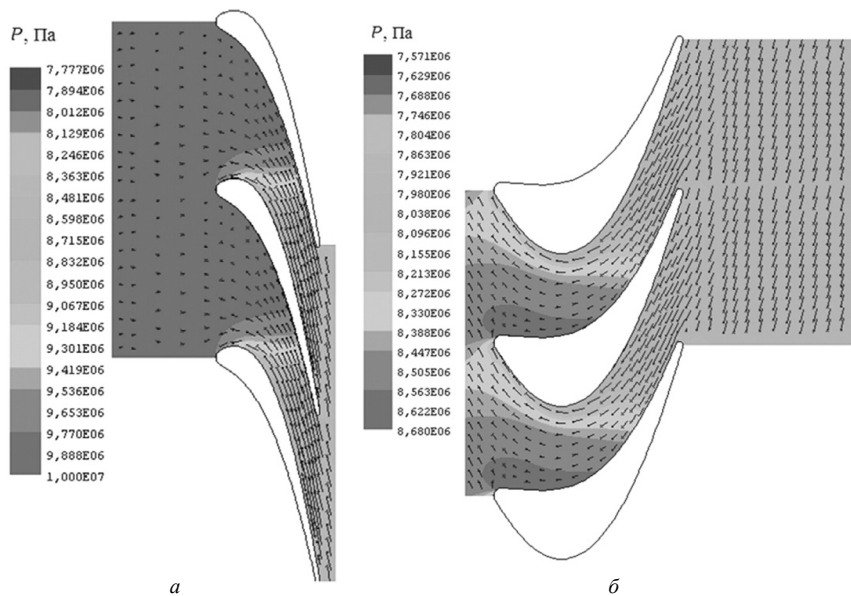


Рис. 2. Ізолії тиску та вектори швидкості в першому ступені осевого типу водневої турбіни: а) – середній перетин каналу направляючого апарату; б) – середній перетин каналу робочого колеса

навпроти, з ростом співвідношення тисків відбувається значне зростання енергії, що втрачається на стиснення робочого тіла.

З застосуванням методів дослідження, що базуються на використанні ексергетичних функцій [12], проведено аналіз роботи та визначено ефективність енергоперетворюючого комплексу для вироблення гарячого дуття та електричної енергії. Було отримано основні характеристики водневого контуру енергосилової установки за умов роботи в діапазоні температур димових газів від 523 до 723 К [13].

Робота стиснення для реальних циклів, що протікають в ТСК, визначається за формулою

$$l = q_s \eta_t \eta_{ТСК} \quad (1)$$

де  $\eta_t$  – ККД циклу Карно в інтервалі робочих температур ТСК;

$\eta_{ТСК}$  – відносний ефективний ККД компресора (0,7–0,9).

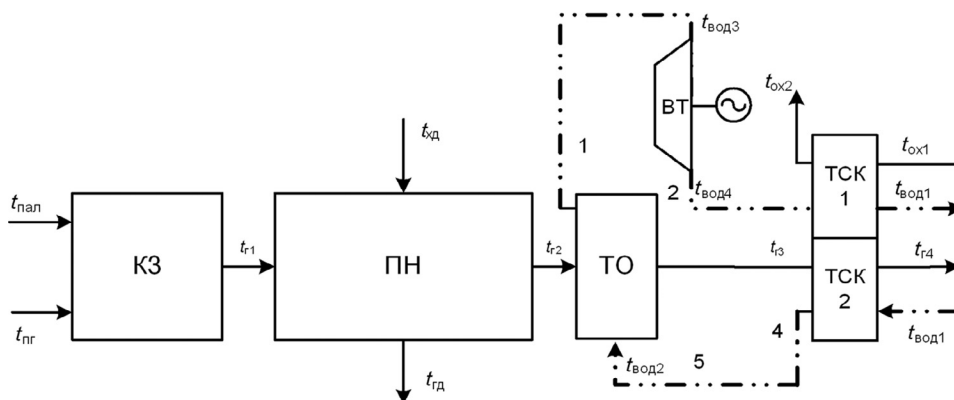


Рис. 3. Схема енерготехнологічного комплексу для виробництва гарячого дуття та електроенергії в доменному виробництві:

$t_{гор}$  – температура повітря горіння;  $t_{пал}$  – температура палива;  $t_r$  – температура димових газів;  $t_{хл}$  – температура холодного дуття;  $t_{гд}$  – температура гарячого дуття;  $t_{вод}$  – температура водню;  $t_{ох}$  – температура охолоджуючої рідини

Розглянемо роботу водневої енергоустановки в діапазоні температур димових газів після повітрянагрівача  $T_{r2}$  від 523 до 723 К з кроком 50 К (див. рис. 1). Температура газів на виході після ТСК складає  $T_{r4} = 393$  К.

Кількість теплоти, що відбирається від димових газів та передається силовому контуру

$$Q_r = G_r C_r (T_{r2} - T_{r4}), \quad (2)$$

де  $G_r = B_r \rho_r n / 3600$  – масова витрата димових газів ( $G_r = 50,52$  кг/с);

$\rho_r$  – густина димових газів;

$C_r$  – масова теплоємність димових газів;

$n = 3$  – кількість повітрянагрівачів в блоці, що працюють в режимі нагрівання.

Значення теплоємності та густини коксодоменої суміші заданого складу були отримані в результаті розрахунку процесу горіння.

Розглянемо роботу системи з термосорбційним компресором, в якому в якості гідриду використовується  $LaNi_5H_{6,7}$ . Тепло сорбції-десорбції гідриду  $q_s = 15500$  кДж/кг. Тиск водню на виході з ТСК складає  $P_5 = 2$  МПа. Температура робочого тіла в точках 4 і 5 в області «ізотермічного плато»  $T^4 = T_5$ , тиск  $P_4 = P_5$ . При максимальній температурі газів  $T_{r2}$  прийємо перепад температур між газами і воднем  $\Delta T_1 = T_{r2} - T_{вод3} = 100$  К, тобто температура водню в точці 1 складає  $T_1 = T_{r2} - \Delta T_1$ . Величина перепаду температур  $\Delta T_2 = T_{r4} - T_{вод2}$  дорівнює 22 К.

Для визначення кількості робочого тіла в водневому контурі скористаємося формулою

$$G_{H_2} = \frac{Q_r}{q_s + C_{pH_2} (T_1 - T_5)}, \quad (3)$$

де  $C_{pH_2}$  – масова теплоємність водню.

Потужність водневої турбіни знаходиться як

$$N_T = G_{H_2} C_{pH_2} T_1 \left( 1 - \frac{1}{(P_5 / P_3)^{(k-1)/k}} \right), \quad (4)$$

де  $k = 1,41$  – показник адиабати для водню;

$\pi_{тск} = P_5 / P_3$  – ступінь підвищення тиску в термосорбційному компресорі.

В табл. 3 наведено результати розрахунків за формулами (1) – (4) в залежності від рівня температур димових газів на вході в ТСК при постійній їх витраті.

Визначення всіх температур та матеріальних потоків в даних схемах дозволяє розрахувати ексергію в вузлових точках і ексергетичні втрати, пов'язані з необерненістю

процесів в реальному об'єкті. Для теплотехнологічного комплексу з отриманням гарячого дуття та електроенергії формула для коефіцієнту досконалості системи може бути представлена у наступному вигляді:

$$\eta_{дс} = \left[ W_1 t_{r2} - W_2 t_{r4} - \overline{W}_d T_0 \ln(T_{r4} / T_0) + \overline{W}'_d \ln(T_{зд} / T_0) - \Delta E_0 + W_{H_2} t_{вод1} + \left( 1 - \frac{1}{\pi_{тск}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{0r} \eta_m \eta_{ел} + W_{H_2} t_{вод3} - W_{H_2} t_{вод2} \right] / Q_H^p, \quad (5)$$

де  $W_1, W_2, \overline{W}_d, \overline{W}'_d, W_{H_2}$  – водяні еквіваленти продуктів згорання, дуття (середні) та водню відповідно. Формули для розрахунків водяних еквівалентів наведено в [14];

$\Delta E_0$  – приріст ексергії системи;

$\eta_{0r} = 0,82$  – відносний внутрішній ККД турбіни;

$\eta_m = 0,985$  – механічний ККД турбіни;

$\eta_{ел} = 0,97$  – ККД електрогенератора;

$Q_H^p$  – теплота згорання газоподібного палива.

Як показали проведені розрахунки, в діапазоні температур від 523 до 723 К спостерігається зменшення коефіцієнту досконалості системи на 4,75 %, але в той же час потужність водневої турбіни зростає з 301,7 до 4554,4 кВт, що збільшує питоме вироблення електроенергії з 0,00638 до 0,0963 (кВт·год)/м<sup>3</sup> палива.

В теперішній час на металургійних підприємствах для охолодження елементів доменної печі використовуються пароежекторні холодильні машини. Як показав проведений термодинамічного аналіз, найбільш вагома перевага водневогідридних технологій проявляється при отриманні холоду низького температурного потенціалу [15]. Тому як альтернативу було розглянуто можливість отримання холоду за допомогою абсорбційної установки з термосорбційним компресором.

Основними функціональними елементами холодильної установки є воднева турбоустановка та термосорбційний металогідридний компресор (рис. 4). У ТСК в результаті теплової взаємодії металогідриду з димовими газами, що відходять, здійснюється перетворення теплоти  $Q_r$  в енергію стисненого водню при температурі десорбції  $T_{дс}$ . Для отримання більш низького температурного потенціалу холодоагенту, необхідно забезпечити охолодження стисненого водню. Це можливо здійснити за допомогою повітря, води або регенеративним способом з підігрівом водню.

Таблиця 3.

Характеристики водневого контуру енергосилової установки для вироблення гарячого дуття та електроенергії при інтеграції в схему доменного виробництва

Температура димових газів $T_{r3}$ , К	523	573	623	673	723
Кількість теплоти, що передається водневому контуру $Q_r$ , кВт	7224,4	10003	12781,6	15560,2	18339
Витрата водню $G_{H_2}$ , кг/с	0,453	0,589	0,723	0,845	0,959
Тиск водню $P_2$ , МПа	0,78	0,55	0,33	0,2	0,15
Потужність турбіни $N_T$ , кВт	301,7	1254,3	2183,4	3404,7	4554,4

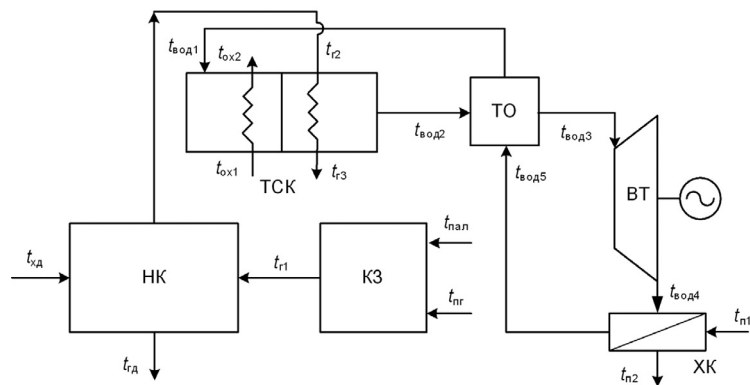


Рис.4. Схема теплоутилізаційного комплексу з термосорбційним компресором та водневою турбіною для отримання електроенергії та холоду

В даній установці раціональним є отримання холоду за рахунок адіабатного розширення від температурного рівня  $T_1 < T_{\text{дес}}$  до рівня  $T_2 = T_0$ . В холодильній камері підтримується температура  $T_n$  за рахунок нагріву водню. Після регенерації водень з температурою  $T_{\text{вод1}}$  подається в відповідну ступінь ТСК, де здійснюється процес сорбції. Тут необхідною умовою здійснення процесу є відведення теплоти середовищу, що охолоджує, з температурою  $T_c < T_{\text{сорб}}$ . В другому ступені компресора при підведенні теплоти відбувається ізобарний нагрів гідриду, а потім десорбція водню, тобто цикл замикається. Отриманий холод може бути використаний в холодильниках, основним призначенням яких є охолодження окремих елементів печі, підтримання оптимального температурного профілю печі та створення такого температурного режиму, при якому на холодильниках утворюється гарнісаж, що захищає їх від впливу продуктів плавки.

Для схеми силової водневої енергоустановки для вироблення теплової, електричної енергії та холоду (див. рис. 2) формула для коефіцієнту досконалості системи має наступний вигляд:

$$\eta_{\text{дс}} = \left[ W_1 t_{r2} - W_2 t_{r3} - \bar{W}_d T_0 \ln(T_{\text{гд}} / T_0) + \bar{W}'_d \ln(T_{\text{хд}} / T_0) - \Delta E_0 + W_{\text{H}_2} t_{\text{вод1}} + \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТСК}}^{(k-1)/k}} \right) \eta_{0i} \eta_m \eta_{\text{ел}} + W_{\text{H}_2} t_{\text{вод3}} - W_{\text{H}_2} t_{\text{вод2}} - \bar{W}_{\text{H}_2} T_0 \ln(T_{\text{вод5}} / T_0) + \bar{W}'_{\text{H}_2} T_0 \ln(T_{\text{вод4}} / T_0) \right] / Q_{\text{н}}^{\text{P}} \quad (6)$$

Розрахунки параметрів схеми виконано для наступних умов: тиск на вході в ТСК  $P_3 = 0,2$  МПа; тиск водню після ТСК  $P_5 = 2$  МПа; температура димових газів після ТСК  $T_{r3} = 393$  К.

Кількість теплоти, що відбирається від димових газів та передається силовому контуру, розраховується за формулою (2). Кількість робочого тіла в водневому контурі:

$$G_{\text{H}_2} = \frac{Q_{\text{г}}}{q_s} \quad (7)$$

Кількість теплоти, що регенерується:

$$Q_{\text{рег}} = G_{\text{H}_2} C_{p\text{H}_2} (T_6 - T_1) \quad (8)$$

Холодовидатність розраховується за формулою

$$Q_x = G_{\text{H}_2} C_{p\text{H}_2} (T_1 - T_2) \quad (9)$$

Потужність водневої турбіни знаходиться за формулою (4). Основні характеристики водневого контуру енергосилової установки для вироблення теплової, електричної енергії та холоду наведено в табл. 4.

На рис. 5 наведено порівняльну характеристику роботи комплексу повітрянагрівачів для трьох варіантів схеми: без додаткової утилізації тепла, з виробленням електроенергії та виробленням електроенергії та холоду на базі ТСК.

Аналізуючи результати, наведені на рис. 3, можна відзначити, що в установках з водневою турбіною коефіцієнт досконалості системи у всьому діапазоні температур димових газів більше, ніж для установок без утилізації теплоти. Для температур  $T_{\text{г}} < 630$  К найбільшу ефективність мають установки з виробленням теплової енергії, електроенергії та холоду, а для більш високого рівня температур – тільки з виробленням електричної енергії.

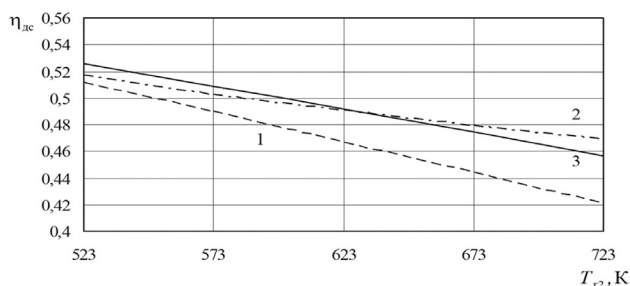


Рис.5. Порівняльна характеристика ефективності роботи енергоперетворюючих комплексів: 1 – без додаткового утилізаційного обладнання; 2 – з виробленням електроенергії на базі ТСК; 3 – з виробленням електроенергії та холоду на базі ТСК

Таблиця 4.

Характеристики водневого контуру енергосилової установки для вироблення електроенергії та холоду

Температура димових газів на вході в ТСК $T_{r2}$ , К	523	573	623	673	723
Кількість теплоти, що передається водневому контуру $Q_{\text{г}}$ , кВт	7224,4	10003	12781,6	15560,2	18339
Витрата водню $G_{\text{H}_2}$ , кг/с	0,466	0,645	0,825	1,001	1,183
Кількість теплоти, що регенерується $Q_{\text{рег}}$ , кВт	486,5	673,3	861,2	1044,9	1234,9
Потужність водневої турбіни $N_{\text{т}}$ , кВт	967,4	1338,9	1712,6	2077,9	2455,8
Холодовидатність $Q_{\text{х}}$ , кВт	479,7	663,9	849,2	1030,3	1217,7

Однак слід зазначити, що при розгляданні питань інтеграції енергоперетворюючих комплексів на базі водневих турбін на діючих промислових підприємствах, необхідно додатково проводити інженерний аналіз отриманих результатів з урахуванням різних факторів – економічних, технічних, екологічних та ін. Покращення показників енергетичних установок, в тому числі теплоутилізаційних, можливо тільки при аналізі складної сукупності пов'язаних між собою факторів. Існуючий функціональний зв'язок економічних, експлуатаційних і конструктивних характеристик дозволяє отримати їх оптимальні значення, що потребує проведення комплексу додаткових досліджень.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Проблемы применения водорода в энергетике / Ю.Н. Шалимов, В.И. Кудряш, А.Л. Гусев [и др.] // *ISJAEЕ*. – 2005. – № 7. – С. 21-28.
2. Развитие водородгидридной техники и технологии / В.В. Соловей, В.М. Кошельник, Ю.Ф. Шмалько, А.В. Кошельник // *Эко-технологии и ресурсосбережение*. – 2006. – № 1. – С. 31-37.
3. Бекнев В.С., Суровцев И.Г., Тумашов Р.З. Расчет и проектирование осевых турбин на гелии. – М.: РИО МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1978. – 32 с.
4. Бойко А.В., Гаркуша А.В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчеты, исследования, оптимизация, проектирование. – Харьков: ХГПУ, 1999. – 360 с.
5. Стационарные газотурбинные установки / под ред. Л.В. Арсеньева, В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение, 1989. – 543 с.
6. Русанов А.В., Ершов С.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с.
7. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1979. – 192 с.
8. Русанов А.В. Использование современных компьютерных технологий для создания высокоэффективных проточных частей радиально-осевого типа // *Компрессорное и энергетическое машиностроение*. – 2013. – № 2(32) – С. 4-9.
9. The Uniform Numerical Technique for Multiblock CFD Solver / A.V. Rusanov, V.G. Solodov, Yu.V. Starodubtsev, S.V. Yerшов // *Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows: Internal Flows. Proc. Of the Fifth Int. Symp. (4-7 Sept. 2001)*. – Gdansk: Institute of Fluid-Flow Machinery of Polish Academy of Sciences, 2001. – P. 139-147.
10. Русанов А.В., Пащенко Н.В., Косьянова А.И. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2009. – Вып. 2/7 (38). – С. 32-37.
11. Кошельник А.В., Чорна Н.А. Розробка та аналіз схем високоефективних водневих енергоперетворюючих установок // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. – 2012. – № 7. – Тем. вип. «Енергетические и теплотехнические процессы и оборудование». – С. 170-174.
12. Эксергетические расчеты технических систем: справочное пособие / под. ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского. – Киев: Наукова думка, 1991. – 360 с.
13. Мацевитый Ю.М., Соловей В.В. Перспективы использования энергетических ресурсов на основе водородных технологий // *Экология и промышленность*. – 2014. – № 4. – С.10-22.
14. Моделирование режимов работы регенераторов высокотемпературных плавильных агрегатов с современными типами насадок / А. В. Кошельник, В. В. Соловей, В. М. Кошельник, Е. Ю. Долженко // *Металлургическая теплотехника: сб. науч. трудов НМетАУ. В 2 т. Т. 2.* – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 412-415.
15. Соловей В.В. Васильев А.И. Металлогидридная технология трансформации теплоты низкого температурного потенциала // *Вісник Інженерної академії України*. – 2014. – №4. – С. 137-144.

НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ НАУК УКРАЇНИ

# ВОДЕНЬ В АЛЬТЕРНАТИВНІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ ТА НОВІТНІХ ТЕХНОЛОГІЯХ

за загальною редакцією  
В.В. Скорохода, Ю.М. Солоніна

Київ  
«Видавництво «КІМ»  
2015

**УДК 620.9:546.11**  
**ББК 31.2**  
**В 94**

Редакційна колегія:

голова – академік НАН України Ю.М. Солонін;  
заст. голови – академік НАН України В.В. Скороход;  
відповідальний секретар – О.Г. Єршова

Члени редакційної колегії:

І.І. Білан, Л.І. Чернишев, Т.В. Гудименко, Л.О. Ковальова, В.І. Семенцов

Друкується згідно з рішенням Наукової ради комплексної програми наукових досліджень НАН України «Водень в альтернативній енергетиці та новітніх технологіях»

**В 94** **Водень в альтернативній енергетиці та новітніх технологіях/** за ред. В.В. Скорохода,  
Ю.М. Солоніна. – К.: «КІМ», 2015. – 294 с.

ISBN 978-617-628-045-3

Видання включає основні результати наукових досліджень виконаних в провідних інститутах Національної академії наук України в рамках академічної програми «Водень в альтернативній енергетиці та новітніх технологіях» отриманих на протязі 2011 – 2015 років. Монографія буде корисна для науковців, які цікавляться проблемами сучасної «зеленої» енергетики, використанням альтернативних джерел енергії, таких як сонячна, вітрова та інші, особливо в їх тісному поєднанні з технологіями водневих паливних комірок.

**УДК 620.9:546.11**  
**ББК 31.2**

ISBN 978-617-628-045-3

<b>РОЗРОБКА ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИХ ОСНОВ СТВОРЕННЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВОДНЕВИХ ТУРБОУСТАНОВОК З ТЕРМОХІМІЧНИМ СТИСКОМ РОБОЧОГО ТІЛА .....</b>	<b>261</b>
<i>Мацевитий Ю.М., Русанов А.В., Соловей В.В., Кошельнік О.В.</i>	
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАНУ, 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10, solovey@ipmach.kharkov.ua	
<b>ВИКОРИСТАННЯ ВОДНЕВИХ ТЕХНОЛОГІЙ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ТЕХНОГЕННОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ОТОЧУЮЧЕ СЕРЕДОВИЩЕ .....</b>	<b>268</b>
<i>Каніло П.М., Соловей В.В., Зіпунніков М.М., Літвінов В.О.</i>	
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАНУ, 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10, solovey@ipmach.kharkov.ua	
<b>ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОФІЗИЧНІ ОСНОВИ ПЕРЕТВОРЮВАННЯ ЕНЕРГІЇ В МЕТАЛОГІДРИДНИХ УСТАНОВКАХ .....</b>	<b>273</b>
<i>Соловей В.В., Чорна Н.А.</i>	
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАНУ, 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10, solovey@ipmach.kharkov.ua	
<b>МЕТАЛОГІДРИДНА ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЯ АКТИВАЦІЇ ВОДНЮ .....</b>	<b>279</b>
<i>В.В. Соловей, В.О. Літвінов</i>	
Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАНУ, 61046, м. Харків, вул. Дм. Пожарського, 2/10, solovey@ipmach.kharkov.ua	
<b>ВИСОКОЕФЕКТИВНІ ЕЛЕКТРОКАТАЛІТИЧНІ СИСТЕМИ ДЛЯ ВОДНЕВО-КИСНЕВИХ ПАЛИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ НА ОСНОВІ ГІБРИДНИХ ВУГЛЕЦЬ-МЕТАЛОВМІСНИХ НАНОСТРУКТУРОВАНІХ МАТЕРІАЛІВ .....</b>	<b>282</b>
<i>Пірський Ю.К., Огенко В.М., Панчишин Т.М., Крупеннікова О.С.</i>	
<i>Тупчієнко О.С., Лисюк Л.С., Шаранда Л.Ф.</i>	
Інститут загальної та неорганічної хімії ім. В.І.Вернадського НАН України пр-т Академіка Палладіна, 32/34, Київ, 03680, Україна, pirsy@ionc.kiev.ua	