

ТЕЗИ ДОПОВІДЕЙ

Секція 1 УДОСКОНАЛЮВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ТА ЕКОЛОГІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГОУСТАНОВОК. ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧІ ТЕХНОЛОГІЇ

УДК 621.175-52

СНИЖЕНИЕ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В СИСТЕМЕ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОГО КОМПЛЕКСА ПАРОВЫХ ТУРБИН ПУТЕМ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ РАСХОДА ЦИРКУЛЯЦИОННОЙ ВОДЫ

Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Чеботарев А. Н.

Украинская инженерно-педагогическая академия, Харьков, Украина
E-mail: mezzzer@mail.ru

На сегодняшний день практически исчерпаны резервы повышения экономичности паротурбинных электростанций за счет повышения начальных параметров, усовершенствования систем регенеративного подогрева питательной воды и промежуточного перегрева пара [1]. В связи с этим, в энергетической отрасли большое внимание стало уделяться низкопотенциальным комплексам (НПК) электростанций как структурных единиц энергоблоков, оказывающих непосредственное влияние на экономичность их эксплуатации за счет влияния на конечные параметры пара и на расход электроэнергии для собственных нужд. По данным Запорожской АЭС, недовыработка электроэнергии из-за плохих условий теплообмена в конденсаторах ежегодно составляет порядка 1,5 млрд. кВт·ч [2].

Поэтому обеспечение оптимальных режимов работы систем НПК, снижение потерь энергии в них предоставляет собой важную и актуальную научно-техническую проблему.

Для конденсации пара в конденсаторе при заданном значении давления $P_{нк}^{сп}$ его нужно охладить до значения температуры конденсации.

Циркуляционный насос, подавая в конденсатор охлаждающую воду, развивает полезную гидравлическую мощность:

$$N_B = G_B P_B / \rho_B = Q_{цв} P_B,$$

где $Q_{цв}$ – объемный расход охлаждающей воды (подача циркуляционного насоса); ρ_B – плотность воды; P_B – давление, развиваемое насосом.

Давление, развиваемое циркуляционным насосом, должно обеспечивать компенсацию гидравлического сопротивления конденсатора ($\Delta P_{гк}$) и циркуляционного трубопровода ($\Delta P_{гт}$)

Функция полезной мощности циркуляционного насоса принимает вид:

$$N_B = Q_{цв} \Delta P_{гт} = (C_{рх}^{гт} x_{рз} + C_{рл}^{гт} Q_{цв}) Q_{цв}.$$

В линеаризованном варианте:

$$N_B = C_{рх}^{гт} x_{рз} + C_{NQ}^{гт} Q_{цв},$$

или при полностью открытой задвижке $x_{рз} = 1$ (при неизменном положении задвижки):

$$N_B = (C_{NQ}^{гт})' Q_{цв}.$$

Функция потребляемой мощности циркуляционного насоса:

$$N_{\text{цн}}^{\text{потр}} = N_{\text{в}} / \eta_{\text{цн}},$$

где функция КПД циркуляционного насоса $\eta_{\text{цн}} = \eta_{\text{цн}}(Q_{\text{цв}}, n_{\text{цн}})$, здесь $n_{\text{цн}}$ – частота вращения циркуляционного насоса.

В свою очередь функция зависимости подачи насоса от частоты вращения в линеаризованном варианте:

$$Q_{\text{цв}} = C_{Qn}^{\text{цн}}(n_{\text{цн}}),$$

а КПД циркуляционного насоса

$$\eta_{\text{цн}} = C_{Q\eta}^{\text{цн}} \cdot Q_{\text{цв}} + C_{\eta n}^{\text{цн}} n_{\text{цн}}.$$

Анализ математической модели конденсатора, предварительный анализ экспериментальных данных и обзор существующей литературы, приведенный в работе [3] показал, что на процесс теплообмена в конденсаторе, а, следовательно, на энергоэффективность работы турбины и НПК, влияют следующие факторы (параметры):

– расход пара через конденсатор D_2 , величина которого пропорциональна мощности турбины N_T и электрической мощности N_3 блока в целом. Мощность блока задается энергосистемой, и является в большинстве случаев для НПК нерегулируемым параметром;

– величина вакуума в конденсаторе P_2 , уровень которого поддерживается циркуляционными насосами и эжекторными установками;

– расход циркуляционной воды;

– температура циркуляционной воды $T_1^{\text{в}}$;

– расход конденсата (интенсивность откачки конденсата);

– физико-механические свойства трубных пучков с учетом возможных покрытий и отложений (толщина, площадь трубных пучков, теплопроводность слоев стенок и т.д.). Эти параметры также являются нерегулируемыми.

Таким образом, процесс регулирования НПК, в основном, сводится к регулированию производительностью циркуляционных насосов и эжекторных установок. От оптимального выбора значений основных параметров этих установок с учетом всех возможных потерь в них, будет зависеть энергоэффективность работы НПК и турбины.

Выводы. Анализ показал, что при работе блока на нагрузку ниже номинальной, уменьшение уровня вакуума дает тем больший энергетический эффект (уменьшение расхода пара через турбину, уменьшение удельного расхода топлива и тепла), чем ниже нагрузка блока;

Переменная нагрузка блока остро ставит задачу оптимального управления циркуляционным насосом, при котором потери в нем будут минимальны, а выгода от увеличения вакуума – максимальна.

Литература

1. Муравьев В. И., Михайский Д. В., Суханов М. И. [и др.] Разработка и анализ технических решений по рационализации конденсационных систем низкопотенциального комплекса ТЭС и АЭС: монография. Харьков: ХУВС, 2010. 122 с.
2. Артюх С. Ф., Шелепов И. Г., Канюк Г. И. [и др.] Анализ резервов энергосбережения и возможностей повышения технико-экономической эффективности насосных установок низкопотенциального комплекса (НПК) тепловых и атомных электростанций. *Вестник Национального технического университета «ХПИ»*. – 57'2005. – Харьков. С. 32-42.
3. Канюк Г. И., Мезеря А. Ю., Михайский Д. В., Лаптинов И. П., Фокина А. Р. Резервы энергосберегающего управления технологическими процессами на действующих ТЭС и АЭС: монография. Харьков: Изд-во «Точка», 2012. 184 с. ISBN 978-617-669-064-1.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЖИВИЛЬНО-ДЕАЕРАТОРНИХ УСТАНОВОК ПАРОТУРБІННИХ УСТАНОВОК ТЕС

Нечуйвітер М. М., Шелепов І. Г.

Українська інженерно-педагогічна академія, Харків, Україна
E-mail: nmmaria1947@gmail.com

Підвищення економічності, маневреності, надійності енергоблоків електростанції при експлуатації їх в режимах змінних навантажень є однією з проблем енергетики України. У зв'язку з цим оптимізація режимних параметрів елементів теплових схем паротурбінних установок, у тому числі живильних деаераторних установок (ЖДУ), дозволяє запропонувати енергозберігаючі режими їх експлуатації - це робота деаератора на ковзному тиску пари, що гріє. Надійність роботи живильних насосів теплових електростанцій залежить від безлічі параметрів: термодинамічних, конструктивних, режимних. Останні визначають широкий спектр причин відмов живильних насосів і їх вплив на показники надійності ТЕС.

Відмови живильних насосів обумовлені конструктивними, режимними термодинамічними параметрами. Відхилення від умов працездатності на основі вимог правил технічної експлуатації (ПТЕ) та інструкцій на обладнання є причиною відмов живильних насосів.

Технічні рішення щодо вдосконалення теплових схем паротурбінних установок з метою підвищення їх економічності, зокрема, експлуатація ЖДУ на ковзному тиску гріючого середовища, вимагають забезпечення надійності роботи живильних насосів в режимах змінних навантажень енергоблоку на основі критерію стійкої роботи живильного насоса при роботі деаератора на ковзному тиску, а також, в зв'язку з цим оцінки показників надійності енергоблоку.

Відомі технічні рішення, що забезпечують підвищення економічності і надійності експлуатації існуючих ЖДУ, а також тих, що проектуються. В [1] узагальнені теоретико-практичні дослідження і оптимізація змінних, перехідних режимів роботи елементів теплових схем турбоустановок. Продовженням цих досліджень є забезпечення їх сталої роботи в деаераторних схемах регенерації в змінних і перехідних режимах роботи [2- 4].

Небезпечним для стабільної роботи живильного насоса є момент, коли досягається рівність змін кавітаційної характеристики живильного насоса з всмоктуючої сторони та кавітаційної характеристики насоса. У цьому випадку зміна динамічного кавітаційного запасу живильного насоса дорівнює нулю, що при імпульсних коливаннях тиску приведе до кавітаційного зриву. Надійність роботи живильного насоса у вищезазначених умовах роботи ЖДУ забезпечується умовою перевищення запасу на кавітацію зі всмоктуючої сторони над мінімальним кавітаційним запасом живильного насоса.

Для контролю та управління динамічним кавітаційним запасом живильного насоса при роботі деаератора на ковзному тиску запропонований пристрій для вимірювання динамічного запасу на кавітацію живильного насоса [2].

Основними контрольними параметрами з попередження кавітаційного зриву живильного насоса для умов роботи ЖДУ на ковзному тиску пари, що гріє, є: тиск пари в деаераторі, тиски води: на вході в насос; на виході з насоса; температури води: на вході в насос, на виході з насоса; витрата живильної води (подача насоса); частота обертів насоса.

Оцінка показників надійності енергоблоку [5] при роботі ЖДУ на ковзному тиску парою, що гріє, шляхом управління запасом на кавітацію живильного насоса в режимах різко змінних навантажень енергоблоку проводилась за допомогою математичного апарату теорії надійності.

У таблиці представлені розрахункові показники надійності живильного насоса при роботі ЖДУ на ковзному тиску гріючого середовища для турбоустановки К-300-240.

Розрахункові показники надійності живильного насоса при роботі ЖДУ на ковзному тиску гріючого середовища для турбоустановки К-300-240

№ з/п	Показники	Початковий варіант	Порівнюваний варіант
1	T_0 – час напрацювання на відмову	6500	8760
2	Інтенсивність відмов ($\lambda = 1 / T_0$) – ймовірність відмови об'єкта в одиницю часу	$1,538 \cdot 10^{-4}$	$1,141 \cdot 10^{-4}$
3	Інтенсивність відновлення ($\mu = 1 / T_B$) – ймовірність відновлення в одиницю часу, де T_B час відновлення	$1,9 \cdot 10^{-2}$	$1,9 \cdot 10^{-2}$
4	T_B – час відновлення	52,6	52,6
5	Середній час безвідмовної роботи системи з n-елементів $T = (\sum \lambda_i)^{-1}$	6502	8764
6	Середній час відновлення: $T_B = \sum(\lambda_i / \mu_i) / \sum \lambda_i$	52,6	52,6
7	Ймовірність безвідмовної роботи системи на проміжку часу $\tau = 500$ часів: $p(t) = e^{-\lambda \tau}$	0,9262.	0,9441
8	Коефіцієнт готовності (за критерієм стійкості роботи живильного насоса) $k = [1 + (\lambda / \mu)]^{-1}$	0,9919	0,9940
9	Коефіцієнт оперативної готовності (характеризує здатність системи, що знаходиться в резерві, почати роботу в плинні часу τ): $k_{op} = k_r \times p(t)$	0,9242	0,9385

Збільшення часу напрацювання на відмову, обумовленого управлінням динамічного запасу на кавітацію живильного насоса в режимах змінних навантажень енергоблока дозволяє збільшити коефіцієнт оперативної готовності до 1,43 %.

Висновки. Визначено критерій забезпечення стійкої роботи живильного насоса в діапазоні допустимих меж зміни динамічного запасу на кавітацію живильного насоса. 2. Ефективність експлуатації ЖДУ, забезпечується управлінням зміни динамічного кавітаційного запасу живильного насоса. 3. Збільшення часу напрацювання на відмову, обумовленого управлінням динамічного запасу на кавітацію живильного насоса в режимах змінних навантажень енергоблока, дозволяє збільшити коефіцієнт оперативної готовності до 1,43%.

Література

1. Нечуйвітер М. М., Аркад'єв Б. А., Шелепов І. Г. Дослідження і оптимізація змінних і перехідних режимів роботи елементів теплових схем турбоустановок. Харків: УПА, 2006. 98 с.
2. Пристрій для вимірювання динамічного кавітаційного запасу живильного нагнітача: патент 84356 : Україна, МПК G01 M 10/00 / М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов. – № а 2013 02060 ; заявл. 19.02.2013 ; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20. 3 с.
3. Нечуйвітер М. М., Шелепов І. Г. Підвищення надійності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків електростанцій. *Вісн. НТУ «ХПИ». Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування.* 2014. № 15. С. 151 -155.4. Аркад'єв Б. А. Паротурбинные установки электростанций: Режимы работы. LAP LAMBERT Academic Publishing RU 2019. 170 с.
5. Гладышев Г. П., Аминов Р. З., Гуревич В. З. [и др.] Надёжность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС: учеб. пособие для теплоэнергетических и энергомашиностроительных вузов. М.: Высш. шк., 1991. 303 с.

ПОКРАЩЕННЯ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЕКСПЛУАТАЦІЇ КОРПУСІВ ЦИЛІНДРІВ ВИСОКОГО ТИСКУ ПАРОВИХ ТУРБІН В ПУСКОВИХ ТА ЗМІННИХ РЕЖИМАХ

Нечуйвітер М. М.

Українська інженерно-педагогічна академія, Харків, Україна
E-mail: nmmaria1947@gmail.com

Підвищення технічної ефективності елементів існуючих парових турбін, турбоустановок електростанцій - це одна з актуальних проблем сучасної енергетики України.

Експлуатаційна надійність та довговічність турбоагрегату залежать від здійснення режимів пуску та зупину. Останні при відхиленні від технологічних норм пускових операцій, режимів набору навантаження приводять до низки аварійних наслідків як термінових, так і згодом, в часі. Це поява тріщин в корпусах турбін, клапанів та в паропроводах, прогинання роторів і циліндрів турбін, коробління фланців горизонтального роз'єму, ослаблення посадкових з'єднань, зміна структурного стану металу, підвищене зношення підшипників, а також низка інших неполадок, що зумовлені помилками при виконанні пускових операцій. Пуски блочних турбоагрегатів на докритичні та зверхкритичні параметри вимагають технічної узгодженості термічних та механічних напружень в елементах агрегату. Для парових турбін, котрі працюють на зверх критичних та високих параметрах, при експлуатації їх в пускових режимах, режимах змінних навантажень з метою забезпечення вимог до техніко-економічних характеристик - економічності, маневреності, надійності, мобільності, довготривалості, продовження терміну експлуатації, необхідним є застосування перспективних методів управління їх тепловим станом, прогнозування та підтримання щільності горизонтального розкриття зовнішніх, внутрішніх корпусів циліндрів. Останнє пов'язано з низкою вузлів парової турбіни, котрі стримують швидкість пускових операцій, знижують розрахункові техніко - економічні характеристики. Експлуатація парових турбін на зверх критичні параметри пари на прикладі реконструйованого енергоблоку потужністю 300 МВт [1] з паровою турбіною ХТГЗ на ґрунті удосконалення існуючих конструктивних рішень показала, що проектна потужність турбіни навіть після її реконструкції (дозволила підвищити технічну ефективність турбоустановки: внутрішній відносний коефіцієнт корисної дії турбіни, ККД, на 14,7 %) не досягає до проектної потужності фактично 15 МВт, а внутрішній відносний ККД циліндра низького тиску (ЦНТ) парової турбіни на 4 % нижчий розрахункового.

Перспективним методом управління тепловим станом корпусів циліндрів парових турбін для вирішення вищезазначеної задачі є застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності (ЗФТН) роз'ємних корпусів циліндрів, так як при цьому досягається розрахункова економічність проточної частини турбіни, маневреність, надійність, пускова мобільність на низці вузлів турбіни. Останній вимагає забезпечення та виконання комплексу умов: для вузлів турбін, що експлуатувались – відновлення концентричності вузла турбіни (правка з установкою кріплення, наплавлення, проточка); вирішення питань нового затягнення кріплення роз'єму та відносного розширення ротора турбіни; вирішення конструктивних особливостей установки болтів на фланці кріплення роз'єму; дотримання низки технологічних умов – вибору термодинамічних (температурного перепаду, коефіцієнтів тепловіддачі), параметрів, визначення стаціонарних та нестаціонарних температурних полів вузлів турбіни, зони застосування ЗФТН; постійного контролю концентричності вузлів турбіни після застосування ЗФТН; оцінки напруженості вузлів турбіни при електричному навантаженні $N_e = 0$ МВт; для вузлів турбін, що

виконуються для нових турбін – спрощення конструкції турбіни та вибору матеріалу для виготовлення вузлів корпусів турбіни.

Метою роботи є дослідження можливостей збільшення техніко-економічних характеристик турбоагрегату в пускових режимах, режимах збільшення навантаження енергоблоку шляхом застосування методу ЗФТН.

Аналіз розрахункових досліджень [2] показав наступне: дані температурних перепадів Δt_1 , Δt_2 , $\Delta t_{3,2}$, Δt_{44} по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН та без обігріву фланців, шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску свідчить про доцільність застосування ЗФТН при умові розробки програми ЗФТН для пусків турбіни з різних теплових станів. Дані температурних перепадів $\Delta t_1'$, $\Delta t_2'$, $\Delta t_{3,2}'$, $\Delta t_{44}'$ по відносній ширині фланцю із застосуванням ЗФТН, з обігрівом фланців та шпильок в періоди 1; 2; 3,2; 44 години після пуску, свідчать про доцільність управління тепловим станом корпусів турбін методом зворотного формування температурної нерівномірності, ЗФТН, із застосуванням удосконалених сумісних програм ЗФТН з обігрівом фланців та шпильок при пусках турбіни з різних теплових станів.

Для забезпечення застосування ЗФТН при умові розробки програми ЗФТН для пусків турбіни з різних теплових станів запропоновані способи формування оберненої температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємів корпусів циліндра високого тиску парової турбіни [3, 4, 5].

В пропорованих способах формування оберненої температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємних корпусів ЦВТ парової турбіни, що працює в режимі наближеному до номінального, регулюють температурні перепади між ступенями, сумарні тангенціальні напруження між ступенями, температурні тангенціальні напруження між ступенями.

Висновки. Максимально - можливий коефіцієнт корисної дії ЦВТ парової турбіни та підвищення її маневреності в режимах, що наближені до номінального при способі зворотного формування температурної нерівномірності досягається регулюванням температурних перепадів, постійної різниці сумарних тангенціальних напружень від різниці тисків на стінку корпусу ЦВТ, температурних тангенціальних напружень при лінійному законі зміни температури по радіусу циліндра між ступенями ЦВТ.

Література

1. Кнабе А. Г. Способ повышения экономичности и маневренности разъемных корпусов турбин на высокие параметры. *Проблемы машиностроения*. 2010. Т. 13, № 6. С. 3-8.
2. Кнабе О. Г., Нечуйвітер М. М., Шелепов І. Г. Доцільність застосування методу зворотного формування температурної нерівномірності для роз'ємних корпусів циліндрів парових турбін. *Вісн. НТУ «ХПИ»*. Сер. Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. 2014. № 13. С. 55 -60.
3. Нечуйвітер М. М., Кнабе О. Г. Способ формування оберненої температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємних корпусів циліндра високого тиску парової турбіни: патент 112336: Україна, МПК F01D 19/02, F01D 1/00. № у 2016 06622; заявл. 16.06.2016; опубл. 12.12.2016, Бюл. № 23. 4 с.
4. Нечуйвітер М. М., Кнабе О. Г. Способ формування оберненої температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємних корпусів циліндра високого тиску парової турбіни: патент 121288: Україна, МПК F01D 19/02, F01D 1/00. № у 2017 06751; заявл. 29.06.2017; опубл. 27.11.2017, Бюл. № 22. 4 с.
5. Нечуйвітер М. М., Кнабе О. Г. Способ формування оберненої температурної нерівномірності внутрішніх роз'ємних корпусів циліндра високого тиску парової турбіни: патент 134028: Україна, МПК F01D 19/02, F01D 1/00. № у 2018 12203; заявл. 10.12.2018; опубл. 25.04.2019, Бюл. № 8. 4 с.

КОГЕНЕРАЦІЙНИЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ СКИДНОЇ ТЕПЛОТИ ПРОМПІДПРИЄМСТВА У СКЛАДІ ПАРОТУРБІННОЇ УСТАНОВКИ І АБСОРБЦІЙНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ УСТАНОВКИ

Кузнецов М. О., Харлампіді Д. Х., Тарасова В. О., Костіков А. О.

Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: kharlampidi@ipmach.kharkov.ua, tarasova@nas.gov.ua, kostikov@ipmach.kharkov.ua

В даний час є актуальним впровадження в промисловості технічних засобів для економії дефіцитного органічного палива шляхом залучення в енергетичний баланс промпідприємств величезних кількостей скидний теплоти, що генеруються ними. Глибока утилізація теплоти скидний технічної води промпідприємства може бути реалізована в когенераційному комплексі у складі паротурбінної установки (ПТУ) і абсорбційної теплонасосної установки (АТНУ) (рис. 1).

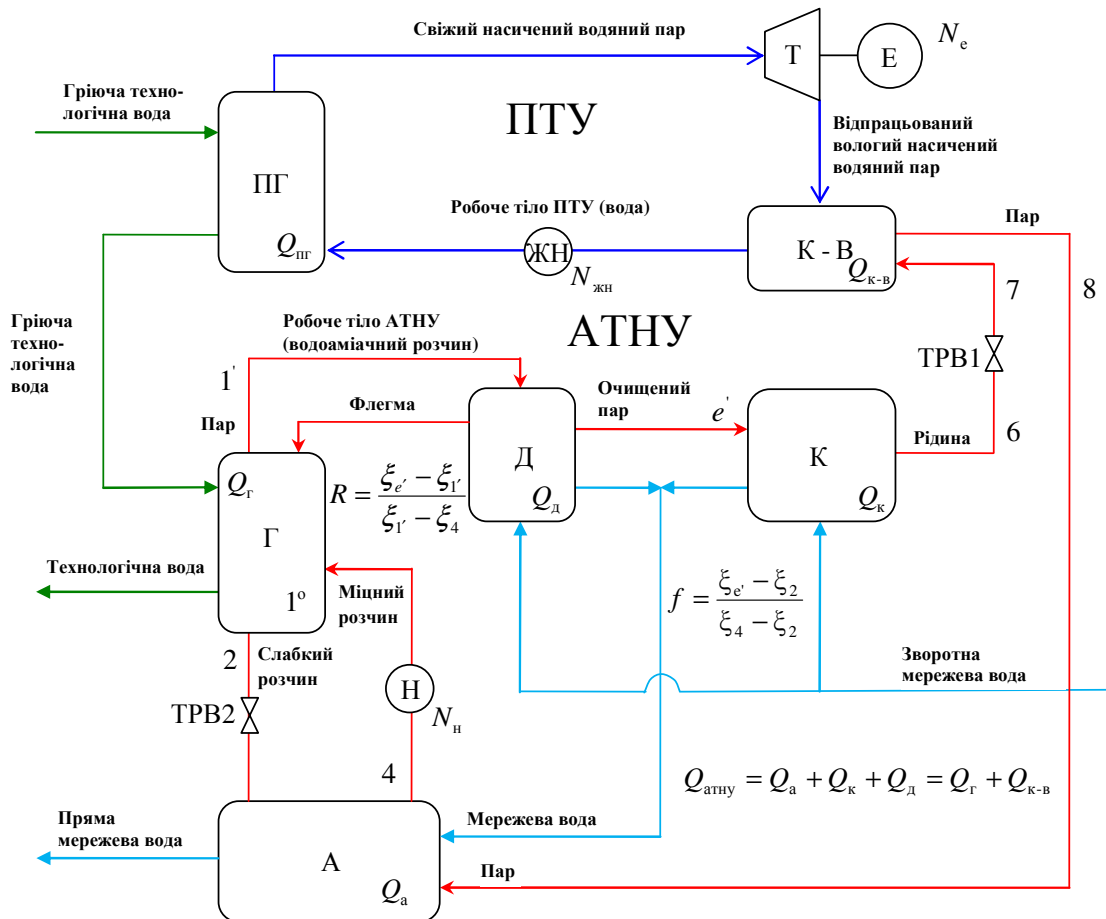


Рис. 1. Когенераційний комплекс у складі паротурбінної установки і абсорбційної теплонасосної установки

Комплекс включає ПТУ, де робочим тілом є вода, і водоаміачну АТНУ. ПТУ складається з парогенератора ПГ, турбіни Т з електрогенератором Е, живильного насоса ЖН. До складу АТНУ входять: генератор Г, дефлегматор Д, конденсатор К, абсорбер А, насос міцного розчину Н, теплорегулюючі вентилі ТРВ-1, ТРВ-2. Конденсатор-випарник К-В є загальним елементом, що об'єднує установки. Для ПТУ К-В виконує функцію конденсатора, а для АТНУ – випарника.

Когенераційний теплоутилізаційний комплекс працює наступним чином. Гріюча технологічна вода з температурою 175–215 °С надходить в парогенератор, де за рахунок її теплоти забезпечується вироблення насиченої водяної пари при температурі 100 °С. Теплова енергія пара перетворюється в механічну енергію обертання валу турбіни, на якому встановлено електрогенератор, що виробляє електроенергію. Після турбіни пар температурою 30–45 °С конденсується в конденсаторі-випарнику і конденсат живильним насосом перекачується в парогенератор. Гріюча вода після парогенератора прямує в генератор АТНУ, де охолоджується до 73–80 °С в залежності від режиму роботи і відводиться з установки. У генераторі міцний водоаміачний розчин кипить і його пар надходить в дефлегматор, де в результаті зниження температури пара за рахунок підведення частини зворотної мережевої води з температурою 30–40 °С відбувається часткова його конденсація. Конденсат (флегма), що утворився, знову відводиться в генератор, а пар більш високої концентрації, що залишився, направляється в конденсатор АТНУ. Тут за рахунок підведення решти зворотної мережевої води пар конденсується при температурі 40–50 °С. Мережева вода підігрівається в конденсаторі і дефлегматорі до 58–65 °С. Рідина, що отримана в конденсаторі, дроселюється в терморегулюючому вентилі ТРВ-1 і при температурі 15–30 °С парорідинна суміш направляється в конденсатор-випарник, де здійснюється процес випаровування рідкої фази розчину, і пар з температурою 25–40 °С надходить в абсорбер, куди з генератора через терморегулюючий вентиль ТРВ-2 подається також слабкий водоаміачний розчин. У абсорбері здійснюється поглинання пара слабким розчином, в результаті чого концентрація розчину підвищується і міцний розчин насосом перекачується в генератор. Процес абсорбції супроводжується виділенням теплоти, завдяки чому температура прямої мережевої води після абсорбера досягає 90 °С.

Для даної схеми був побудований програмний комплекс розрахунку її термодинамічних і ексергетичних характеристик. Деякі результати розрахунку представлені на рис. 2а і 2б, де показано взаємний вплив температур конденсації відпрацьованої водяної пари в ПТУ $T_{к.пту}$, граючої технологічної води на вході в парогенератор ПТУ $T_{тв1}$, зворотної мережевої води на вході в АТНУ $T_{мв1}$ та масової витрати мережевої води через АТНУ $G_{мв}$ на ексергетичний ККД когенераційного комплексу, що розглядається, η_e . Для цього було складено 4-х блоковий центроїдний план варіювання 4-х чинників.

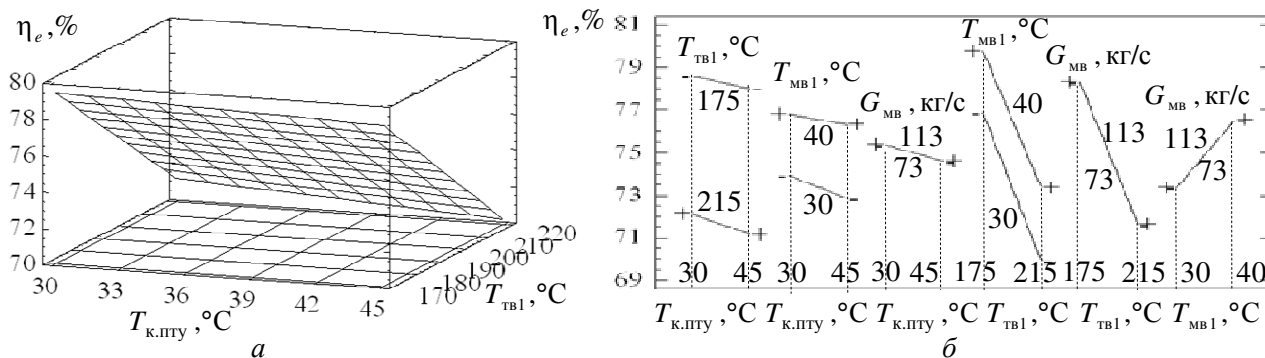


Рис. 2. Значення ексергетичного ККД когенераційного комплексу:

а) – при варіюванні значень $T_{к.пту}$ і $T_{тв1}$; б) – при взаємному впливі $T_{к.пту}$, $T_{тв1}$, $T_{мв1}$, $G_{мв}$

Як видно з результатів розрахунків, когенераційний комплекс, що реалізований за представленою на рис. 1 схемою, забезпечує утилізацію теплоти з досить низькими втратами у всьому розглянутому діапазоні зміни варійованих параметрів. Така висока ефективність визначається тим, що низькопотенційна теплота конденсації пари в конденсаторі-випарнику перетворюється в придатну для практичних цілей – опалення та гарячого водопостачання.

Роботу виконано за підтримки бюджетної програми КПКВК 6541230 «Підтримка розвитку пріоритетних напрямів наукових досліджень»

ТУРБОГЕНЕРАТОРЫ ДЛЯ СИСТЕМ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПАРА

Билык Я. И., Лазаренко А. Д., Марцинковский В. С.

«ТРИЗ» ООО, ЛТД, Сумы, Украина

E-mail: bilyk@triz-ltd.com

Перспективным направлением энергосбережения является использование турбогенераторов, работающих на дросселируемом технологическом паре для повышения эффективности производства, и снижения энергозависимости предприятия.

Разработанный турбогенератор, в котором приводом служит вихревая турбина малой мощности, снижает показатели энергоемкости выпускаемой продукции при минимальных капитальных вложениях, которые окупаются менее чем за три года.

В технологии предприятий пищевой промышленности (производство молочных продуктов, спирта, пива, и т. п.) используют котлы типа ДКВР - двухбарабанный котел водотрубный реконструированный, предназначены для выработки насыщенного или перегретого пара, идущего на технологические нужды промышленных предприятий, в системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Котел ДКВР 10/13 вырабатывает пар в количестве 10 т/ч с давлением пара 13 кг/см² и температурой 194 °С. Затем пар дросселируется в узле редуцирования до давления 4,0 кг/см². Расчеты показывают, что при редуцировании пара на вихревой турбине можно получить на турбогенераторе мощность равную 160 кВт, что позволит полностью обеспечить потребности котла в электроэнергии, т.к. потребляемая мощность насосов питательной воды составляет порядка 150 кВт.

Одной из особенностей решения данной проблемы является то, что параметры находятся в области влажного пара и регулирование выходной температуры для потребителей пара необходимо в достаточно узком диапазоне.

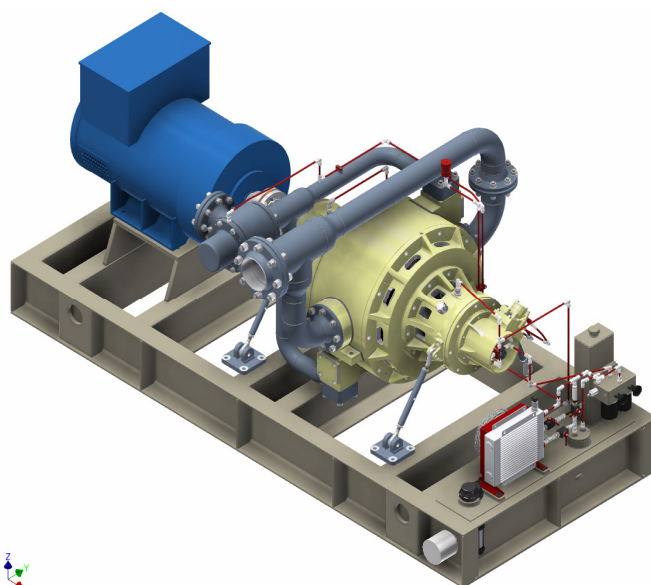
Для решения этих проблем и обеспечения требуемых технологических параметров фирмой ТРИЗ разработан и изготовлен турбогенератор с приводом от вихревой турбины (рис.), которая устанавливается в котельном цехе параллельно РОУ. Основными преимуществами вихревой турбины, по сравнению с осевой или центробежной являются:

- простота конструкции, технологичность и низкая себестоимость изготовления;
- простота и безопасность в обслуживании;
- возможность эксплуатации в области влажного пара и капельного конденсата;
- отсутствие понижающих зубчатых передач и их системы смазки, так как максимум эффективности вихревых турбин достигается при относительно малых оборотах (в данном случае 3000 об/мин) и окружных скоростях, что удешевляет машину и значительно повышает её надежность;

- малые затраты на расходные материалы, которые практически сводятся к затратам на пополнение маслом встроенной маслосистемы и обслуживание.

Конструктивно турбогенераторная установка состоит из вихревой турбины, синхронного генератора, закреплённых на общей раме со встроенной маслосистемой и шкафов управления.

Вихревая турбина одноступенчатая с двухпоточной периферийно-боковой проточной частью. Корпус вихревой турбины стальной, сварной, в котором закреплены боковые крышки, и элементы проточной части. Ротор двухопорный с расположением рабочего колеса между опорами. Для уплотнения обоих концов вала используются импульсные уплотнения, установленные в крышках корпуса. Ротор установлен на подшипниках качения. Маслосистема встроена в раму, приводной маслонасос расположен на валу турбины, охлаждение масла осуществляется во встроенном маслоохладителе. Вал компрессора с валом электродвигателя соединяется при помощи упругой муфты.



Турбогенератор ТГА-ВТ-200-13/4

Представленный ТГА-ВТ-200-13/4 не имеет аналогов в области вихревых машин. Применение данного решения позволит повысить надежность работы котельной установки, позволит снизить показатели энергоемкости выпускаемой продукции с минимальными капитальными вложениями на модернизацию производства.

Основные характеристики турбогенератора ТГА-ВТ-200-13/4

Наименование параметра	Величина
Тип турбины	ВТ-Р-200-13/4
Давление пара на входе в турбину, кгс/см ²	13
Температура пара на входе, °С	194
Давление пара на выходе из турбины, кгс/см ²	4
Температура пара на выходе, °С	155*
Диапазон регулирования противодействия, кгс/см ²	от 3,0 до 6,0
Номинальный расход пара, т/ч	6,5
Электрическая мощность номинальная (противодействие 4 кгс/см ²), кВт	160*
Диапазон регулирования мощности, %	От 0 до 100
КПД турбины на номинальном режиме не менее, %	40*
Расход пара на выработку электроэнергии, кг/кВтч	38,2
Частота вращения, об/мин	3050
Тип генератора	синхронный
Номинальное напряжение, В	400 (±5%)
Частота тока, Гц	50±1

ОХЛАЖДАЕМАЯ СТУПЕНЬ ЦНД ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ

¹ Шубенко А. Л., ¹ Голощапов В. Н., ¹ Сенецкая Д. О., ² Козлоков А. Ю.

¹ Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина

² ПАО «Харьковская ТЭЦ-5», Харьков, Украина

E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, dashasenetskaya@ipmach.kharkov.ua

При эксплуатации теплофикационных турбин большую часть времени ЦНД работает в теплофикационном режиме, вплоть до «чисто» теплофикационного, при котором поворотное кольцо регулирующей ступени полностью перекрывает межлопаточные каналы диафрагмы, а пар в ЦНД поступает только через неплотности в ней. При отборе пара на теплофикацию последняя и предпоследняя ступень ЦНД работают в области малорасходных режимов с большими отрывами парового потока как от втулки (привтулочный отрыв), так и в зазоре между диафрагмой и рабочим колесом (вращающийся вихрь) [1]. Вследствие этого в этих ступенях формируются большие вентиляционные потери, при которых температура пара достигает в межвенцовом зазоре 200-220 °С для турбин Т-100/120-130 и 280-340 °С для турбин Т-250/300-240. Этот рост температуры, вызывая коробление и нерасчетное тепловое состояние элементов ЦНД, приводит к отрыву от рабочих лопаток эрозионной защиты, что делает задачу снижения температуры пара в межвенцовом зазоре актуальной [2].

Выполнено исследование и предложена конструкция ступени с направляющими лопатками оболочного типа, внутренняя полость которой разделена на три области, позволяющие проводить сепарацию влаги (I) с поверхности входной кромки, подвод охлаждающего (при режимах $Gv_2 < 0,2$) пара (II) и его выход в зазор между рабочими и направляющими лопатками через щели в выходных кромках последних (III) (рис.).

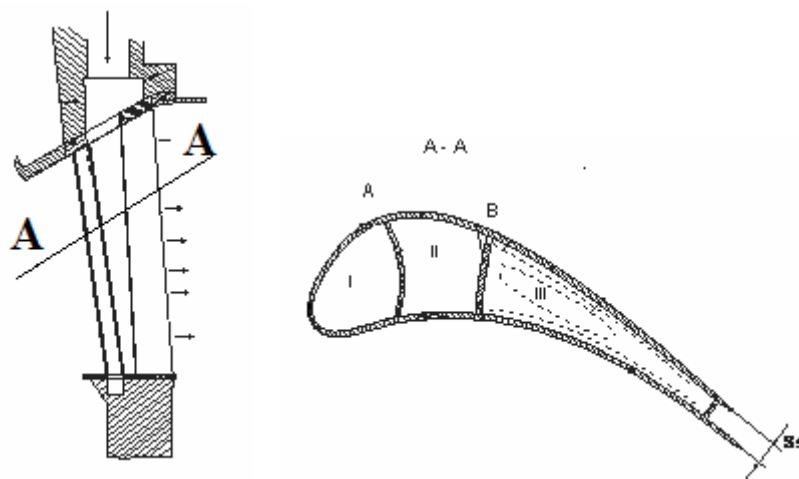


Схема направляющего аппарата последней ступени ЦНД турбины Т-250/300-240

Выдув холодного пара из выходных кромок направляющих лопаток в межвенцовый зазор по всей высоте, занимаемой вращающимся в нем вихрем, приводит к смешиванию «горячего» пара, поступающего из рабочих лопаток последней ступени во вращающемся вихре и в межвенцовый зазор в периферийной зоне с «холодным», что позволяет снизить температуру пара на входных кромках лопаток рабочего колеса до уровня ~120-130 °С, температуры безопасной при эксплуатации ЦНД. При этом добавленный расход для охлаждения пара, вращающегося в межвенцовом зазоре, позволяет снизить затраты

мощности на вентиляционные потери. Температура пара за рабочими лопатками снижается за счет включения штатной системы охлаждения выходного патрубка.

При поступлении «охлаждающего» пара на выходе из щелевого сопла $S = 1,3$ мм устанавливается критическая скорость при давлении в горле 16,2 кПа и в конденсаторе $p_k = 5,4$ кПа. Поворотное кольцо регулирующей ступени находится в «упоре» и расход пара в ЦНД составляет 1,621 кг/с. При этом расход пара во вращающемся вихре равен 1,391 кг/с, а его температура в периферии межвенцового зазора 288 °С.

Для снижения температуры пара в вихрь подается насыщенный пар при расходе на одну лопатку 0,051 кг/с, на ступень одного потока 3,269 кг/с. Это приводит к снижению температуры в вихре до 117 °С, что создает безопасные условия для рабочих лопаток ступени.

Література

1. Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240/ Под. ред В. А. Хаимова. СПб.: БХВ – Петербург, 2007. 240 с.
2. Шубенко А. Л. [и др.] Паровые турбины: малорасходные режимы ступеней низкого давления. СПб.: Изд-во «Энерготех», 2018. 344 с. Серия «Вопросы энергетики», вып. 11.

СТВОРЕННЯ МЕТОДОЛОГІЧНОГО ПІДХОДУ ДО ВИРІШЕННЯ ЗАДАЧ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ВТОРИННИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ РЕСУРСІВ НА ОСНОВІ ВИКОРИСТАННЯ ТУРБІННИХ ЦИКЛІВ

¹ Шубенко О. Л., ¹ Сенецький О. В., ¹ Бабак М. Ю., ² Сарапін В. П., ³ Роговий С. В.

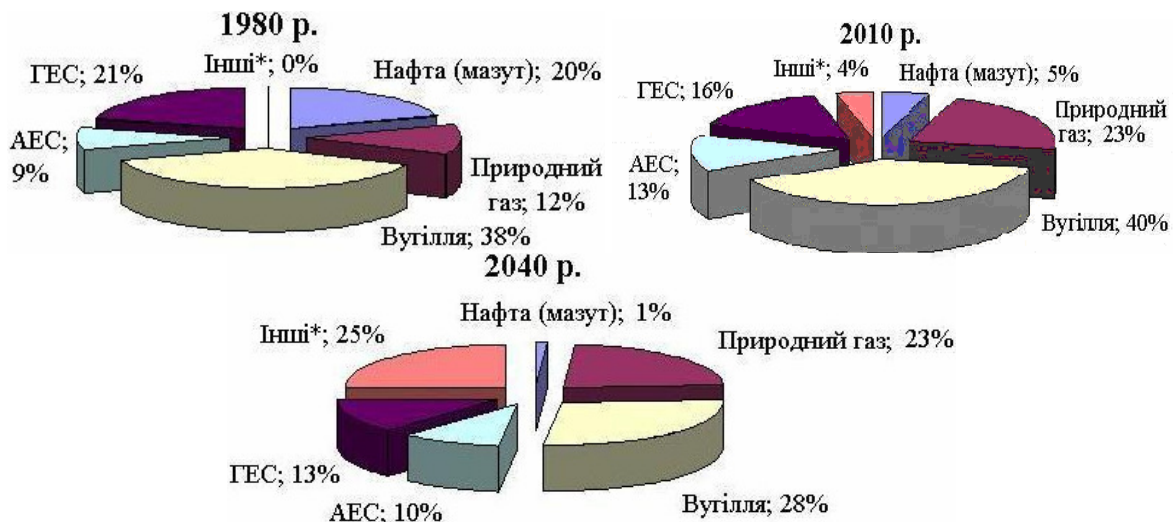
¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² MIRAI INTEX s.r.o., Брно, Чехія

³ ТОВ НВФ «ЕнТур», Харків, Україна

E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, senetskyi@ipmach.kharkov.ua

Останні десятиріччя тенденція виробництва електричної енергії змінюється. На сучасному етапі становлення світової енергетики та у перспективі все більша увага приділяється заміні викопних паливних ресурсів на відновлювальні та вторинні енергетичні ресурси (ВЕР) [1, 2] (див. рис.).



*Зміна в світовій структурі генерації електричної енергії за видами палива
(*включає відновлювані ресурси: геотермальну, сонячну, вітрову, біопаливо, а також ВЕР)*

Саме підхід до генерації електроенергії шляхом використання ВЕР (теплових, горючих та надлишкового тиску) є перспективним й потребує більш детального розгляду та має значний потенціал впровадження нових рішень. Одним з яких є застосування енергоефективних турбінних циклів на низькокиплячих робочих тілах, так званих органічних циклів Ренкіна (ОРЦ) [3]. Створення таких установок дозволить виробляти електричну енергію за рахунок більш глибокої утилізації теплоти різних технологічних процесів (в ряді випадків без додаткового спалювання палива) та при спалюванні відновлювальних паливних ресурсів. При реалізації турбінних циклів вони можуть бути як зі зміною агрегатного стану, так і без. У якості вторинних джерел енергії для таких циклів можуть бути:

- скидне тепло технологічних процесів з температурою 80 – 350 °С (не залежить від пори року);
- відхідні димові гази об'єктів комунальної енергетики з температурою 80 – 200 °С (залежить від пори року);
- геотермальні джерела енергії з температурою 100 – 250 °С;
- спалювання відновлювальних паливних ресурсів з температурою 300 – 500 °С (залежить від регіону розташування та мети реалізації);

- надлишковий тиск технологічних процесів у газотранспортній системі, хімічній та інших галузях господарства.

Незважаючи на те, що з даної тематики опублікована досить велика кількість статей, проте інформація є розрізною та вимагає узагальнення підходів з впровадження енергозберігаючих заходів та побудови структури щодо оцінки можливості й доцільності реалізації турбінних циклів на різних робочих тілах [4, 5].

На сучасному етапі створення та впровадження енергозберігаючих заходів на основі ОРЦ потребує створення комплексного науково-методологічного підходу до проведення попередніх оцінок щодо побудови та розрахунку теплових схем й їх основних складових елементів.

Запропоновано та побудовано ієрархічну структуру науково-методологічного підходу до проведення досліджень з визначення доцільності та технічної можливості впровадження такого енергозберігаючого заходу як реалізація турбінних циклів на різних робочих тілах. Основними складовими такого підходу є:

- оцінка наявних вторинних енергетичних ресурсів та їх потенціалу;
- аналіз режимів роботи технологічного процесу з використання палива;
- визначення потенційних споживачів теплоти (холоду) та електричної енергії;
- попередній вибір потужності та типу устаткування;
- наявність технічної можливості реалізації проекту;
- вибір робочого тіла шляхом експертного оцінювання в залежності від параметрів та потенціалу джерела енергії;
- визначення структури теплової схеми та її розрахунок з урахуванням сезонного навантаження;
- раціональний розподіл навантажень шляхом варіантних розрахунків;
- перевірка забезпечення потреб споживачів;
- комплексна оцінка економічної доцільності впровадження енергозберігаючого заходу;
- вибір варіанту для проведення подальшого детального аналізу та розрахунків;
- детальний розрахунок основних складових елементів теплової схеми;
- пошук раціональних режимів експлуатації для забезпечення максимального виробництва теплової та електричної енергії;
- надання остаточного рішення щодо впровадження енергозберігаючого заходу на основі турбінного циклу.

В доповіді розглянуто підходи до послідовної реалізації задач енергозбереження при впровадженні турбінних циклів на різних робочих тілах, що є складовими ієрархічної структури. Це дозволяє визначати характеристики основних потоків теплоти, на їх підставі обрати основне і допоміжне обладнання, його енергетичні, витратні та масогабаритні характеристики.

Література

1. Dudley B. BP Statistical Review of World Energy. June 2018. London, United Kingdom. 56 p.
2. Dudley B. BP Energy Outlook 2017. June 2018. London, United Kingdom. 102 p.
3. Saadatfar, B., Fakhrai, R., Fransson, T. (2013). Waste heat recovery Organic Rankine cycles in sustainable energy conversion: A state-of-the-art review. *The Journal of MacroTrends in Energy and Sustainability*, v. 1, i. 1, pp. 161–188.
4. Haoshui Yu, Xiao Feng, Yufei Wang, Lorenz T. Biegler, John Eason (2016). A systematic method to customize an efficient organic Rankine cycle (ORC) to recover waste heat in refineries. *Applied Energy Journal*, v. 179, pp. 302–315.
5. Маляренко В. А., Шубенко О. Л., Андреев С. Ю., Бабак М. Ю., Сенецький О. В. Когенераційні технології в малій енергетиці. Харків: Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О.М. Бекетова, Ін-т проблем машинобуд. ім. А.М. Підгорного, 2018. 454 с. ISBN 978-966-695-448-3.

ЧИСЕЛЬНИЙ АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ГАЗІВ ПАЛИВОВИКОРИСТОВУЮЧИХ АГРЕГАТІВ

¹ Редько А. О., ¹ Павловська А. О., ¹ Павловський С. В., ² Сенецький О. В.

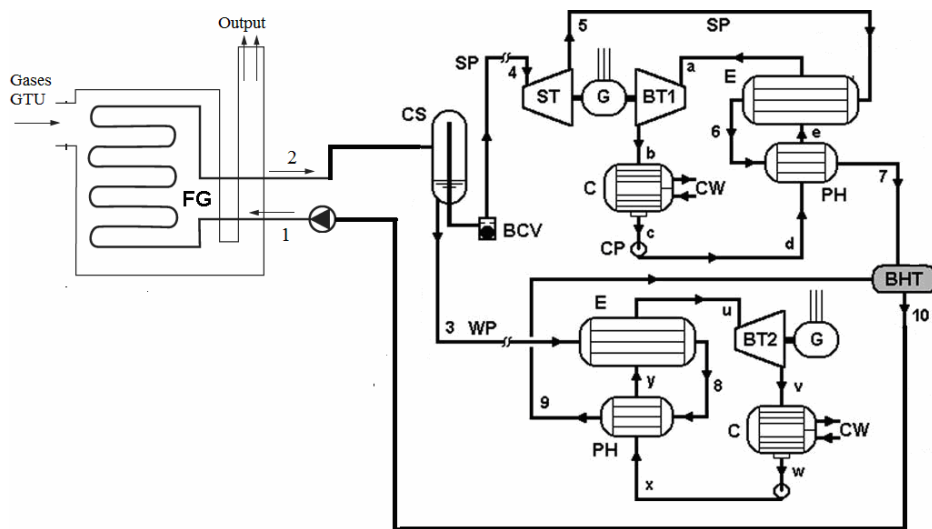
¹ Харківський національний університет будівництва та архітектури, Харків, Україна

² Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

E-mail: andrey.ua-mail@ukr.net, senetskyi@ipmach.kharkov.ua

Мета. Чисельне дослідження термодинамічної ефективності утилізаційної установки комбінованого типу.

Результати роботи. Підвищення енергоефективності паливовикористовуючих агрегатів можливо шляхом перетворення теплоти відхідних газів в електроенергію. Температура відхідних газів різних агрегатів становить близько 350-400°C. Застосування ORC-установок викликає певні труднощі через вимоги до робочих тіл установок, до їх термічної стабільності. Тому ведеться пошук раціональних схем багатоступневих установок в яких можуть використовуватися різні робочі тіла. Перспективним є застосування комбінованих (Flash/ORC) установок до складу яких входить турбіна на водяній парі та дві турбіни з органічним теплоносієм. Теплова схема енергетичної установки показана на рис.



Принципова теплова схема енергетичної установки

Параметри обладнання наступні: ККД – парової турбіни 0,80; ККД фреонових турбін 0,85; ККД живильних насосів 0,75; температура зовнішнього середовища 25°C; різниця температури недорекуперації і в пінч-точці 5 К; паровий цикл – R-152a; рідинний цикл – суміш R-600a/R-141b (60/40 масові).

У першому контурі (1-10) використовується водяна пара; у другому контурі (a-e) – R152a, у третьому контурі (u-y) – суміш R600a/R141b.

Потужності турбін: на водяній парі 68,8 кВт; фреонових 46,16 (R-152a) та 74,42 кВт (R-600a/R-141b); потужність фреонових насосів – 3,493 (R-152a) та 5,361 кВт (R-600a/R-141b).

Висновок. Результати розрахунку, які наведені в таблиці, показують, що сумарна електрична потужність трьох турбін становить 189,38 кВт при температурі водяної пари 185 °C, і температурі відхідних газів близько 260-280 °C. Температура водяної пари може бути підвищена до 300-350 °C, при цьому зростає електрична потужність, що виробляється.

Попередні розрахунки енергетичної установки. Характеристики теплоносія у точках схеми на рисунку (параметри: тиск, температура, ступінь сухості, питома ентропія, питома ентальпія та витрата)

№ точки	Тиск P , кПа	t , °C	x	s , кДж/кг·°C	i , кДж/кг	G , кг/с
1	3975,96	250	0,0	5,50086	-14867,1352	1,0
2	1123,00	185	0,1563	5,55542	-14867,1352	1,0
3	1123,00	185	0,0	4,86224	-15184,7194	0,8437
4	1123,00	185	1,0	9,29656	-13153,1306	0,1563
5	150,00	111,188	0,9233	9,48179	-13437,9009	0,1563
6	150,00	111,188	0,2484	5,55459	-14947,2807	0,1563
7	150,00	36,888	0,0	3,23508	-15805,2550	0,1563
8	1123,00	132,163	0,0	4,32964	-15414,5415	0,8437
9	1123,00	36,447	0,0	3,22853	-15806,1291	0,8437
10	150,00	36,706	0,0	3,23270	-15805,9924	1,0
a	2700,00	106,188	1,0	2,72296	-7176,5426	1,1477
b	675,00	40,228	1,0	2,74583	-7216,7585	1,1477
c	675,00	30	0,0	1,80556	-7502,0324	1,1477
d	2700,00	31,885	0,0	1,80740	-7498,9893	1,1477
e	2700,00	88,267	0,0	2,15611	-7382,1285	1,1477
u	2700,00	144,891	1,0	2,95620	-2384,5714	1,2055
v	355,00	80,020	1,0	2,98736	-2446,3057	1,2055
w	355,00	30,00	0,0	1,77564	-2823,9217	1,2055
x	2700,00	31,447	0,0	1,77995	-2819,4744	1,2055
y	2700,00	127,163	0,0	2,55847	-2545,4187	1,2055

ІНТЕГРАЦІЯ АБСОРБЦІЙНОГО ТЕПЛООВОГО НАСОСУ У ТЕХНОЛОГІЧНУ СХЕМУ ПАРОВОЇ ТУРБІНИ ПТ-60 / 70-130-13, ЩО ПРАЦЮЄ ВЛІТКУ В КОНДЕНСАЦІЙНОМУ РЕЖИМІ

¹ Шубенко О. Л., ² Маляренко В. А., ¹ Бабак М. Ю., ¹ Сенецький О. В.

¹ Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна

² Харківський національний університет міського господарства ім. О. М. Бекетова,
Харків, Україна

E-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, babak@ipmach.kharkov.ua, senetskyi@ipmach.kharkov.ua

У тепловій схемі (ТС) турбогенератора електростанції є ряд теплових потоків, що розсіюються в навколишньому середовищі. Це димові гази і потоки охолодження: конденсатора, генератора і мастило системи. Очевидно, що їх утилізація з метою підвищення техніко-економічних показників (ТЕП) електростанції, є досить актуальним завданням. Перспективним шляхом вирішення останнього вважається інтеграція у ТС електростанції абсорбційних бромисто-літієвих теплових насосів (АБТН) [1].

Існує ряд публікацій, в яких оцінюються ТЕП інтеграції АБТН в ТС електростанції з турбінами різного типу: конденсаційними, теплофікаційними, з двома регульованими відборами пари (типу ПТ) [2], [3]. Однак ці оцінки носять досить приватний характер, як правило, не враховуються сучасні реалії України, такі як: зміна цін на енергоносії, відсутність в міжопалювальний період навантаження гарячого водопостачання (характерно для багатьох міст, особливо не найбільших).

На пострадянському просторі реалізовано ряд проектів по інтеграції АБТН з одним контуром регенерації ($\mu = 1,7$) на теплоцентралях, зокрема, на Новосибірській ТЕЦ-4, Астраханській ТЕЦ-2 (виробник насосів СКБ «Теплосибмаш», г. Новосибірськ [1]).

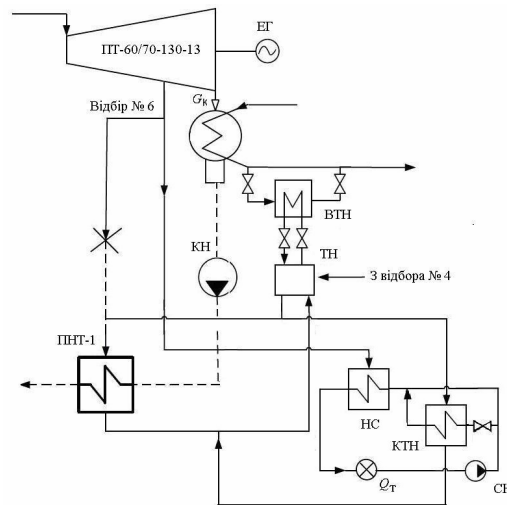
Оцінка доцільності інтеграції АБТН з $\mu = 1,7$ в ТС української ТЕЦ з турбінами ПТ-60-130-13 (ПТ-60) при відсутності в міжопалювальний період зовнішніх споживачів теплоти і є предметом доповіді. Турбіни ПТ-60 встановлені на багатьох пострадянських ТЕЦ середньої потужності.

Не зупиняючись на описі відомих принципів дії АБТН, все ж слід зазначити їх ряд важливих характеристик таких як: широкий діапазон одиничної теплової потужності (до сотні мегават); ефективність роботи 20 – 40 %; насос може використовувати будь-яке джерело теплоти з температурою до +60 °С; потік, що виходить з насоса, нагрівається до 50 – 90 °С ($\mu = 1,7$); більш тривалий термін експлуатації і надійність, ніж у парокompресійних теплонасосних установок; відсутність вібрацій і шумів (немає рухомих частин). До недоліків АБТН відносять: невисокі параметри потоку теплоти, що виходить, та рівень ефективності; високі металоємність і, як наслідок, капітальні витрати.

До характерних особливостей ПТ турбін, які важливі при інтеграції АБТН на ТЕЦ, слід віднести: малу потужність парового потоку Q_k , що потрапляє в конденсатор (в опалювальний період генерація здійснюється на тепловому навантаженні Q_T), і наявність регульованих відборів пари для ефективних постачання пари і теплофікації. В даному випадку в міжопалювальний період теплота від ПТ-60 відпускається тільки на власні потреби ТЕЦ ($Q_T = 2$ Гкал/год, практично конденсаційний режим). Графік теплопостачання 115/70 °С.

Застосування АБТН для підігріву на ТЕЦ: попереднього зворотної мережної води (ЗВ) перед бойлерами і конденсату (замість 1-го по ходу підігрівача низького тиску (ПНТ)) дозволяє (при незмінній Q_T) замістити відбір пари (див. схему на рис.) і як наслідок згенерувати додаткову електричну потужність, що забезпечує підвищення ТЕП станції. Також при роботі АБТН знижується температура пари в конденсаторі, економиться технічна вода, поліпшується екологічна ситуація та ін.

Як показують розрахунки, для інтеграції з ПТ-60 достатньо АБТН тепловою потужністю 11 МВт (АБТН-4000П [1]). Високопотенційна пара тиском 0,59 МПа для роботи АБТН береться з відбору ПТ-60 № 4.



*Принципова схема інтеграції АБТН у ТС турбоустановки ПТ-60 у міжопалювальний період:
 НС - бойлер 3В нижнього ступеню; насоси: КН – конденсатний, СН - сільовий;
 ТН, ВТН, КТН - тепловий насос, його випарник і конденсатор; ЕГ - електрогенератор*

За нашими розрахунками, можливість підвищення η_{Σ} турбоустановки ПТ-60 шляхом інтеграції АБТН в опалювальний період становить $\Delta\eta_{\Sigma} \approx 0,7\%$ (середня додаткова генерація ~ 400 кВт) при роботі в конденсаційному режимі $\Delta\eta_{\Sigma} \approx 0,1\%$ (додаткова генерація ~ 30 кВт, ПТ-60 працює в конденсаційному режимі при частковому навантаженні).

Будемо вважати, що економія від скорочення підживлення циркуляційної води йде на покриття витрат на експлуатацію АБТН. Тривалість опалювального сезону 4300 год. Тоді при середній ціні на продаж електроенергії в мережу від ТЕЦ $\sim 2,0$ грн/(кВт·год) у тому числі ПДВ (квітень 2019 р., курс 1 USD = 27 грн) попередній простий термін окупності проекту інтеграції АБТН потужністю 11 МВт (питома вартість ~ 210 USD/кВт [1]) у ТС теплоцентралі з турбоустановкою ПТ-60 складе $\tau_{\text{АБТН}} = 11000 \cdot 210 \cdot 27 / ((400 + 30) \cdot 2 \cdot 5 / 6 \cdot 4300) \approx 20$ років. Тобто термін окупності не дозволяє вважати розглянутий проект встановлення АБТН перспективним для впровадження.

В той же час, коли при встановленні АБТН є необхідність у збільшенні потужності теплопостачання на 7-9 Гкал/год, то термін окупності впровадження насосу суттєво (у 5-6 разів) скоротиться (ціна теплоти від ТЕЦ 1500 грн/Гкал).

Таким чином, на підставі представлених результатів можна констатувати, що блокування розсіяння енергії на ТЕЦ з турбіною ПТ-60 шляхом інтеграції до її складу АБТН може бути досить ефективним тільки у разі потреби збільшення навантаження теплопостачання та при роботі в міжопалювальний період на гаряче водопостачання, а також якщо використовувати більш досконалий тепловий насос з коефіцієнтом регенерації ($\mu = 2,2$).

Література

1. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно - методическое издание. М.: Издательство Перо, 2016. 204 с. URL: <http://www.energsovet.ru/stat896.html>.
2. В. Н. Романюк [и др.]. Абсорбционные тепловые насосы в тепловой схеме ТЭЦ для повышения её энергетической эффективности. URL: <https://broad-ctx.by/stati/absorbcionnye-teplovye-nasosy-v-teplovoj-sxeme-tyec>.
3. Ганеев Ш. Р., Бакиров Ф. Г. Сравнение показателей работы ТЭЦ на базе турбоустановки ПТ-135-130 с тепловым насосом для утилизации теплоты циркуляционной воды конденсатора и без него/ URL: https://lib.kgeu.ru/irbis64r_15/scan/4816.pdf.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ТА ПРИКЛАДИ ПОБУДОВИ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ НАГРІВУ ПОТОКІВ ЗМІННОЇ ТЕМПЕРАТУРИ

^{1,2} Горпинко Ю. І.

¹ Energy Recovery Industries Corp. Srl. Energy recovery & ventilation components. Aversa, CE, Italy

² Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: yugorpinko@ericorporation.com

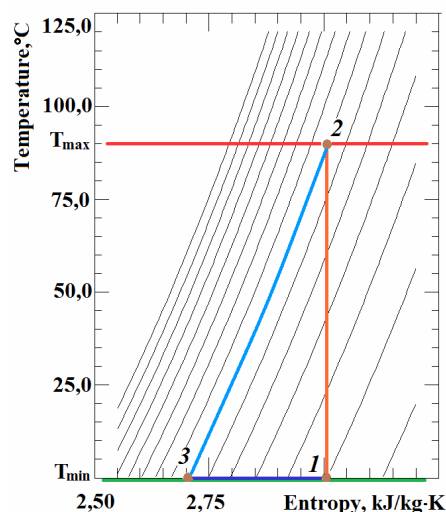
В сучасних теплотехнічних системах теплові насоси найчастіше здійснюють нагрівання потоків кінцевої і невеликої теплоємності (практично – води і повітря). Потік речовини, що охолоджує тепловий насос, сам нагрівається і його власна температура може суттєво зрости. При цьому теорія систем pompування теплоти традиційно і не дуже доречно прив'язана до зворотних циклів Карно.

Обережність використання зворотних циклів Карно у найбільш загальних випадках впливає з простої логіки. Слідом за Карно ми приймаємо, що запропонований ним силовий (прямий) цикл дозволяє відвести теоретично найвищу механічну потужність від понижуючого термотрансформатора. Симетричний прямому зворотний цикл Карно змінює лише напрямок перенесення теплоти між джерелами і знак механічної потужності. Отже підвищувальний термотрансформатор Карно для pompування теплоти буде витрачати теоретично максимальну механічну потужність. Тобто є найгіршим.

В дослідженні було перевірено припущення про те, що зворотний цикл Карно коректно застосовувати для порівняння з характеристиками циклів реальних систем лише у одному частковому випадку, який відповідає нескінченно великим значенням теплоємності джерел теплоти, і відповідно постійності їх температури. Таке припущення добре узгоджується з літературою (в тому числі й підручниками) з криогенної техніки. Мінімальна робота зрідження криогенних газів кімнатної температури визначена [1] за іншими ідеальними циклами. Оцінка за зворотним циклом Карно дає завищений результат саме через кінцеву теплоємність вихідного газу кімнатної температури, що надходить на зрідження.

Було показано, що визначення мінімальної роботи зрідження насиченої пари кожного чистого криогенного газу за циклом Карно, відповідним температурі зрідження є точним. Також здійснено порівняння двох ідеалізованих теплових насосів для нагрівання потоків змінної температури. Як альтернатива нагрівнику Карно розглянуто повітряний пристрій, що реалізує трикутний цикл, зображений на рис. В процесі адиабатного стиснення 1-2 температура холодоагенту (повітря) підвищується від нижчого T_{\min} до вищого T_{\max} значень для циклу. Ізобарне охолодження 2-3 дозволяє реалізувати теплопродуктивність і понизити температуру холодоагенту до T_{\min} . Замикає цикл процес ізотермічного розширення 3-1 зі споживанням зовнішньої теплоти.

За режиму нагріву однакових потоків повітря від 0 до 90 °С при споживанні теплоти потенціалом 0 °С перевага COP повітряного теплового насосу склала 1,837 рази. Стиснення-розширення повітря насосу відбувається в інтервалі 1,5– 4,0 МПа. Тиск нагрівного потоку повітря для узгодження теплообміну теж був прийнятий 4,0 МПа.



*Зображення ідеалізованого
трикутного циклу в T-s
діаграмі повітря*

Виявлено дві головні проблеми практичного використання ідеалізованого трикутного циклу рис. Перша з них пов'язана з неможливістю створення ефективних ізотермічних машин розширення; друга – з необхідністю використання теплової потужності теплового насосу, виробленої на низьких температурах нагріву.

Спосіб досягнення похилої температурної характеристики, який дозволяє подолати першу проблему вдосконаленням широко застосованих парокompресійних систем pompвання теплоти було запропоновано в [2]. Він передбачає стиснення насиченої пари до рівнів, які значно перевищують критичний тиск. Суттєвою перевагою цього способу є можливість застосування конструкції з використанням для розширення лише дросельного вентиля. Показано, що за умови малої зміни температури на вході і виході дроселя коефіцієнт зрідження холодоагенту буде наближатися до 100%, що забезпечує високу ефективність циклу теплового насосу. Для прикладу було розглянуто пропанову систему, в якій сприймання теплоти здійснюється за температури 0°C при википанні рідини під тиском $0,475\text{ МПа}$. Стиснення насиченої пари пропану до $8,408\text{ МПа}$ дозволяє забезпечити близьку до лінійної характеристику нагрівання потоку споживача у діапазоні температур $0-150^{\circ}\text{C}$. Встановлено, що перевищення COP ідеалізованого парокompресійного теплового насосу, порівняно з нагрівником Карно на перепаді температури $0-150^{\circ}\text{C}$, складає 1,42 рази.

Запропоновано більш складний варіант циклу парокompресійної системи, що передбачає послідовне двократне розширення холодоагенту. Охолоджений першим потоком споживача холодоагент розширюється у рідинному детандері. Холодоагент детандера, охолоджений другим потоком споживача більш низьких температур, розширюється у дросельному вентилі. Правильний вибір проміжного тиску дозволяє уникнути режиму роботи детандера в двофазній області. Показано, що детандування пропану з проміжної температури 70°C дозволяє підвищити перевагу за величиною COP удосконаленого циклу над нагрівником Карно до 1,55 раз.

Встановлено, що за відмови від використання теплопродуктивності на нижчих температурах, коли розширення холодоагента у детандері відразу продовжується розширенням у дроселі, перевага парокompресійної системи з рідинним детандером зміниться програвом нагрівнику Карно приблизно на один відсоток.

Наведені вище приклади ілюструють теоретичні переваги і проблеми застосування трикутних циклів. Вказані цикли не було прив'язано до вирішення конкретних інженерних завдань. Практичну систему опалення, де як джерело теплоти використано парокompресійний тепловий насос з похилою температурною характеристикою, буде розглянуто в тезах наступної доповіді.

Висновки. Запропоновано напрямки удосконалення парокompресійних теплових насосів, пов'язані з переходом у понад критичні, чи супер понад критичні режими їх роботи. Показано, що при вирішенні задач нагріву потоків змінної температури, в тому числі води й повітря, перевага ідеалізованих парокompресійних термотрансформаторів над нагрівниками Карно, може складати 1,42-1,55 рази.

Література

1. Архаров А. М., Марфенина И. В., Микулин Е. И. Теория и расчёт криогенных систем. Учебник для вузов по специальности «Криогенная техника». М.: Машиностроение. 1978, 415 с. С.171.
2. Горпинко, Ю.І. Теоретичні основи екологічних термотрансформаторів охолоджувального призначення, складові цикли яких обмінюються теплотою [Електронний ресурс] Удосконалювання турбоустановок методами математичного та фізичного моделювання: XV міжнар. наук.-техн. конф. 14-17 вересня 2015 р. Сб. доп. – Електрон. дан. – Харків, ІПМаш НАН України, 2015 р. – 1 електрон. опт. диск (CD-ROM). – Гол. з екрану. – 24 с.

ПАРОКОМПРЕСІЙНИЙ ТЕПЛОВИЙ НАСОС ІЗ ПОХИЛОЮ ТЕМПЕРАТУРНОЮ ХАРАКТЕРИСТИКОЮ ДЛЯ КОМБІНОВАНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ПРИМІЩЕНЬ

^{1,2} Горпинко Ю. І.

¹ Energy Recovery Industries Corp. Srl. Energy recovery & ventilation components. Aversa, CE, Italy

² Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного НАН України, Харків, Україна
E-mail: yugorpinko@ericorporation.com

Переваги, притаманні тепловим насосам (ТН) на основі трикутних і подібних до них циклів з похилою температурною характеристикою, проявляються в умовах, коли об'єкт нагрівання суттєво підвищує свою температуру. Кінцева задача системи опалення – це постійне нагрівання повітря в приміщенні. Значного підвищення температури повітря не вимагається. Тому для ефективного впровадження ТН з похилою температурною характеристикою, найбільш вірогідно, необхідне їх використання як джерел теплоти для комбінованих систем опалення. Завдяки тепловій потужності ТН у різних інтервалах температури мають нагріватися прохолодні потоки повітря і проміжного водного теплоносія. В доповіді представлені розробка і дослідження прикладу такого пристрою.

Як робоче тіло ТН було вибрано R41. Цей холодоагент має прийнятні рівні критичних тиску і температури. При цьому його віднесено до безпечних щодо впливу на озоновий шар Землі. Передбачалося, що ТН буде здійснювати нагрів проміжного водного теплоносія (води) від температури 30 до 60 °С і повітря – від температури -10 до 30 °С. Охолодження води від 60 до 50 °С можливе в будь-яких опалювальних елементах, навіть в чавунних батареях старих будинків. Для охолодження від 50 до 40 °С – бажані сучасні батареї з алюмінію. Для кінцевого охолодження до 30 °С необхідна технологія теплої підлоги.

На рис. 1 зображено цикл ТН в $T-s$ діаграмі R41 для випадку температури випарювання холодоагенту -10 °С. Перше стиснення 1-2 насиченої пари здійснюється до рівня 3,85 МПа. Охолоджений водою (2-3) від 65 до 35 °С холодоагент повторно стискується 3-4 до 6,30 МПа. Наступне охолодження 4-5 від 80,8 до 35 °С також здійснюється водою системи опалення. Підвищена, порівняно з першим стисненням (65 °С), температура потоку R41 після другого стиснення 80,8 °С дозволяє подолати проблему нелінійного теплообміну з водою. Значна різниця температур між нагрітим R41 та охолоджувальними потоками води свідчить про певну неоптимальність режиму роботи ТН з двома щаблями стиснення. Подальше охолодження R41 від 35 до 15 °С (процес 5-6) здійснюється повітрям, потім якого, в свою чергу, може бути ефективно нагрітий від 10 до 30 °С. Передбачається що притічне повітря проходить через регенеративні теплообмінники помірної енергетичної ефективності, де воно попередньо нагрівається до 10 °С.

Кінцеве охолодження 6-7 забезпечує технічну реалізованість подальшого детандування. Прийнята методика розрахунків передбачала режим роботи рідинного

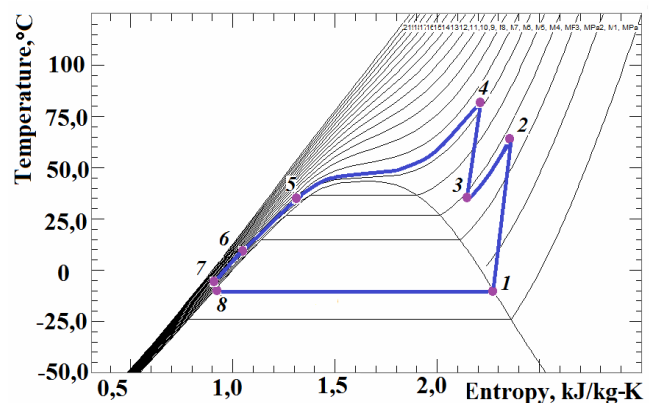


Рис. 1. Зображення реального циклу
для нагріву потоків змінної температури
в $T-s$ діаграмі R41

детандера виключно в однофазній області. Теплова потужність процесу 6-7 може бути використана для створення, наприклад, теплових занавісок. Але при визначенні коефіцієнтів перетворення (COP) її величина не враховувалася, і нехтувалася в запас розрахунків. В залежності від початкової температури холодоагенту, після детандування 7-8 може бути отримана переохолоджена чи насичена рідина, або речовина в двофазному стані з низьким паровмістом. В практичному циклі для регулювання режиму роботи необхідне кінцеве дроселювання на нижчий тиск, яке на рис. 1 не відображено. Процеси 8-1 нагріву і випаровування рідкої фази замикають цикл й здійснюються завдяки споживанню зовнішньої теплоти низького температурного потенціалу.

На основі запропонованого циклу було розроблено теплову схему і створено комп'ютерну модель [1] ТН. Модель було досліджено в умовах зміни температури випаровування $R41$ в діапазоні від -20 до $+5$ °С. Енергетична ефективність теплообмінників задавалася не вищою 0,85. Адіабатний ККД компресорів і детандера приймався на двох рівнях: 0,9 та 0,75. Гідравлічні втрати не враховувалися. Було встановлено розподіл теплової потужності ТН: нагрів води ~ 80 %, повітря 20 %. Розрахункові відхилення цієї пропорції знаходилися в межах одного відсотка.

На рис. 2 наведено залежності COP ТН від температури сприймання теплоти. Жовта крива відповідає адіабатним ККД машин стиснення й розширення 0,90; бордова – 0,75. Пристрій забезпечує нагрів потоків води від 30 до 60 °С; повітря – від 10 до 30 °С. Для додаткового порівняння було використано теоретичну криву щодо COP зворотного циклу Карно. Теоретичний цикл має вищу температуру 65°С. Його нижча температура є змінною і дорівнює температурі випаровування $R41$. Щоб не ускладнювати аналіз, другий цикл Карно з температурою вищою 30°С до розгляду не вводився.

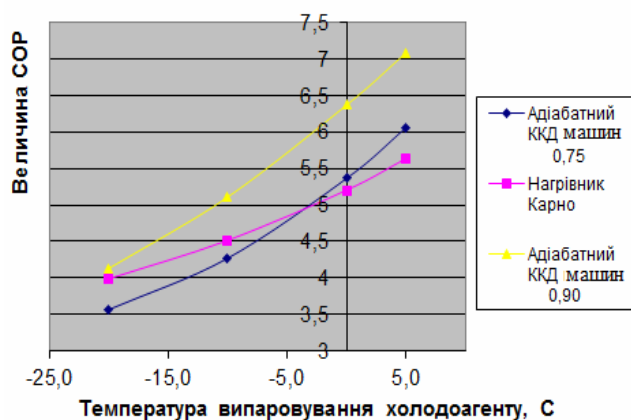


Рис. 2. Залежність COP нагрівників від температури випаровування $R41$

З рис. 2 видно, що теоретична і експериментальні залежності мають різний якісний характер. Для модельованої системи вони є більш крутими. При цьому зміна адіабатного ККД слабо впливає на характер наростання COP з підвищенням температури споживання теплоти. Кількісно COP запропонованої системи pompування теплоти з похилою температурною характеристикою, в більшості, має перевагу над COP нагрівника Карно. Виключення відповідає зоні найнижчих ККД машинного обладнання і температур випаровування $R41$. Максимальне перевищення COP складає приблизно 1,24 рази.

Висновки. Запропоновано реальний цикл парокомпресійного теплового насосу у понад критичній області з багатократним стисненням і охолодженням холодоагенту та його розширенням у рідинному детандері. Створено комп'ютерну модель теплового насосу; на основі її досліджень визначено вірогідний інтервал залежності COP від температури випаровування холодоагенту $R41$. Показано, що COP парокомпресійного нагрівника має великі зони переваги над COP нагрівника Карно з пласкою температурною характеристикою, а найбільше переважання складає 1,24 рази.

Література

1. Лыхвар Н.В., Говорущенко Ю. Н., Яковлев В. А. Моделирование теплоэнергетических установок с использованием интерактивной схемной графики. *Пробл. машиностроения*. 2003. № 1. С. 30–41.

КОНЦЕПЦИЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОПЛИВА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

Русанов А. В., Авраменко А. Н., Соловей В. В.

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина
E-mail: rusanov@ipmach.kharkov.ua, an0100@ukr.net, solovey@ipmach.kharkov.ua

На основе системного анализа разработан комплексный подход на основе интеграции материальных и энергетических потоков в системе «ДВС – окружающая среда». Что обеспечит повышение энергоэффективности, как отдельных элементов двигателя и вспомогательных агрегатов, так и энергоустановки в целом, доведя ее технико-экономические характеристики до перспективных показателей (эффективный КПД 0,5 и более, удельный эффективный расход топлива менее 200 г/кВт·ч и резкого снижения удельных выбросов по углеводородам и канцерогенным веществам до 70 %), заявленных для этих типов двигателей на середину текущего столетия.

В работе обращено особое внимание на обеспечение надежности и экологической безопасности. Достижение поставленных целей будет обеспечено путем внедрения инновационных конструктивных, режимных и технологических решений при реализации рабочих процессов, формируемых на новых физических принципах. Будет увеличен часовой расход рабочего тела для турбины, полученного от впрыска пара, сгенерированного высокотемпературными отработавшими газами.

В частности, предусмотрена физико-химическая обработка традиционных компонентов горючей смеси с целью повышения её реакционной способности, что обеспечит более полное сгорание и, следовательно, улучшение энергетических и экологических показателей. Планируется снизить на 70 % показатель наличия несгоревших твердых частичек (дымность), являющихся носителями канцерогенных веществ, что особенно важно для дизельных двигателей. Предполагается использовать кинетическую энергию воздуха для генерирования акустических колебаний и ввода их в камеру сгорания, что ведет к механохимической активации горючей смеси перед её воспламенением.

Серьезной модернизацией будет подвергнута система турбонаддува, статус которой будет переведен из вспомогательной в энергогенерирующую систему, выдающую дополнительную мощность внешнему потребителю. В агрегате турбонаддува будут изменены проточные части турбины и компрессора и будет предусмотрена возможность ввода микродобавок водорода и кислорода, что дополнительно снизит содержание C_nH_m , CO, твердых частиц и других токсичных компонентов. Будет увеличена мощность турбонаддувочного агрегата за счет повышения температуры отработавших газов и изменения их химического состава.

Избыточная мощность предлагается использовать для привода электрогенератора, питающего бортовую систему генерации водорода, который будет использован в системе дожигания углеводородных компонентов в отработавших газах. Для обеспечения надежной работы двигателя и турбонаддувочного агрегата при повышенных параметрах, на поверхности элементов, работающих в условиях циклических баротермических нагрузок, будет нанесено покрытие из теплозащитных, жаростойких материалов нового поколения.

Для защиты теплонапряженных поверхностей в ДВС – камеры сгорания, лопаток турбины и жаровых труб в работе предлагается наносить дифференцированные по толщине теплозащитные покрытия на основе смеси оксидов металлов 4 группы и оксидов редкоземельных металлов.

Для улучшения показателей дизельного двигателя (топливной экономичности, токсичности и ресурса) планируется использовать тонкостенные стальные поршни, оригинальной конструкции, которые обеспечат надежную работу двигателя с учетом увеличения уровня тепловых и механических нагрузок. Поршни реализуют работу двигателя с минимальными зазорами в парах трения между поверхностями цилиндр-поршень и поршень-кольцо. Это снизит потери рабочего тела (газов) в картер двигателя, что уменьшит уровень тепловых и механических потерь, и, тем самым, улучшит экономические и экологические показатели двигателя.

В работе предусмотрена более глубокая утилизация теплоты отработавших газов и вовлечение их энергии в термодинамический цикл для частичного нагрева и испарения топлива, а также для охлаждения внутри циклового воздуха. Учитывая особенности эксплуатации судовых энергоустановок и неограниченные запасы забортной воды, предлагается использовать ее охлаждающий потенциал для повышения термодинамических показателей циклов.

На основе системного анализа тепловых и материальных потоков в энергетической установке на базе ДВС будет разработана технологическая схема и осуществлен выбор необходимого оборудования для реализации оптимизированных режимных параметров, обеспечивающих повышение экологической безопасности, экономичности, надежности и ресурса ДВС.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МИКРОДОБАВОК ВОДОРОДА ДЛЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Авраменко А. Н.

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина
E-mail: an0100@ukr.net

Проблемами и перспективами использования водорода, как топлива для ДВС занимаются многие ученые в разных странах мира. Одними из первых работ в этом направлении были разработки ИПМаш НАН Украины.

На сегодня проблемам использования альтернативных топлив для ДВС уделяется большое внимание практически во всех развитых странах. К этому подталкивает ситуация, сложившаяся с энергоресурсами в мире – уменьшение запасов топлива нефтяного происхождения. Каждая страна выбирает свой путь в преодолении энергетических проблем и снижении уровня токсичности отработавших газов (ОГ) ДВС, выбирая то сырье и альтернативные топлива, которые в наибольшей степени соответствуют ресурсным и экономическим особенностям страны.

В США разработкой систем генерации водорода на борту автомобиля занимается, например, фирма «Ronn motor company». Так, согласно отчетам фирмы, использование бортовых электролизеров позволяет снизить уровень токсичности ОГ ДВС различных типов в среднем на 10–12 %.

Добавка водорода к штатному топливу не только способна заменить энергетический потенциал части бензина или дизельного топлива. Водород обладает высокой скоростью диффузии, что обуславливает его способность образовывать однородную смесь в камере сгорания за очень короткий промежуток времени.

При горении водорода толщина зоны гашения пламени (пристеночный слой, в котором не идут окислительные процессы) меньше примерно в 5 раз, чем у углеводородных топлив. Это доказывает высокую эффективность воздействия водорода на кинетику сгорания смеси во всем объеме. Соответственно, увеличивается полнота сгорания топлива, и уменьшается эмиссия токсических веществ, что приводит к существенному снижению уровня вредных выбросов несгоревших углеводородов и твердых частиц, а также оксидов углерода и азота.

Модификация моторных топлив путем микродобавок водорода, генерируемых на борту автомобиля, может быть рекомендована как эффективное средство улучшения энергоэкологических характеристик транспортных ДВС.