

ОСОБЛИВОСТІ ПРОЦЕСУ КОНТАКТНОГО ОХОЛОДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО ПОВІТРЯ В ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВКАХ ТА СПОСІБ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ

М. ДІКІЙ, А. СОЛОМАХА

DIRECT COOLING CYCLE AIR PROCESS FEATURES IN GAS TURBINE ENGINE AND METHOD FOR IT REALIZATION

Анотація. В роботі розглянуто процес охолодження циклового повітря газотурбінного двигуна шляхом його змішування з дисперговою водою та визначено основні недоліки, які притаманні даному способу охолодження. Запропоновано для охолодження циклового повітря застосувати перегріту воду, що утворюється в результаті додаткової утилізації теплоти відпрацьованих газів. Розроблено процес змішування отриманої води з цикловим повітрям, який виключає скидання крапельної рідини на внутрішню поверхню компресора.

Ключові слова: охолодження циклового повітря, перегріта вода, ГПТУ „Водолій”.

Аннотация. В работе рассмотрен процесс охлаждения циклового воздуха газотурбинного двигателя путем его смешения с диспергированной водой и определены основные недостатки, которые характерны для данного способа охлаждения. Предложено для охлаждения циклового воздуха использовать перегретую воду, которую получают в результате дополнительной утилизации теплоты отработавших газов. Разработан процесс смешения полученной воды с цикловым воздухом, который исключает сброс капельной жидкости на внутреннюю поверхность компрессора.

Ключевые слова: охлаждение циклового воздуха, перегретая вода, ППТУ «Водолей».

Annotation. In the work the gas turbine fog cooling process by mixing air with disperses water (the effect of air isotherming process) has been considered and principal disadvantages for such way of cooling have been detected. As a result, the superheated water using for cycle air cooling has been suggested. At the same time superheated water collected in the process of advanced exhaust recovery. This process realized in the single-circuit heat-recovery and has some advantage opposed to conventional way of heat recovery. In addition, the process of mixing superheated water with cycle air has been developed, which prevent water drops escape to the compressor inner surface.

Key words: cycle air cooling, superheated water, combined-cycle plant "Aquarius".

Вступ

При розгляді процесу поглибленої утилізації теплоти відпрацьованих газів було встановлено [1], що її можливо досягти за рахунок збільшення витрати води через економайзерну ділянку котла-утилізатора. Але отримана в економайзері «додаткова» вода (з параметрами біля лінії насичення) не може перетворюватися в пару в зв'язку з нестачею на цей процес теплоти відпрацьованих газів необхідного температурного потенціалу. Разом з тим, у газопаротурбінних енергоустановках, що реалізують технологію „Водолій”, існують термодинамічні процеси, які здатні використовувати отриману в економайзері «додаткову» воду для підвищення ефективності установки. Одним із таких термодинамічних процесів є процес зволоження повітряного потоку на вході в компресор газотурбінного двигуна.

Зволоження потоку повітря на вході в компресор

Як відомо, характерною особливістю газотурбінних двигунів (ГТД) є те, що біля двох третин потужності, що виробляється його турбінами, витрачається на привод компресорів. При цьому ця потужність тим більша, чим вище температура повітря навколишнього середовища, що надходить в компресори.

Як показують дослідження, одним із шляхів підвищення ефективності роботи компресора є ізотермування процесу стиснення повітря, тобто наближення кінцевої температури стиснення до початкової. Вирішити це завдання можна декількома способами, але найпростіший – це змішування циклового повітря на вході в компресор з дисперговою водою [2-5].

Тимчасом, реалізація процесу контактної охолодження вимагає великих витрат води, оскільки охолоджувальна вода у вигляді пари разом з відпрацьованими газами викидається в навколишнє середовище. Крім того, для уникнення сольових відкладень на деталях компресорів зволоження циклового повітря необхідно здійснювати добре очищеною водою. В комплексі це призводить до значних витрат коштів на водопідготовлення. Однак, якщо воду, що подається в компресор, потім вловлювати на виході з установки, наприклад, шляхом її конденсації з відпрацьованих газів, як це робиться в установках типу «Водолій», то цей недолік усувається. В цьому випадку проблема підвищення ефективності енергоустановки шляхом ізотермування процесу стиснення повітря в компресорі ГТД впорскуванням охолоджувальної води із проблеми теоретичної переходить в область реального технічного використання.

Термо- і газодинамічні процеси, що протікають в компресорі ГТД при подачі води в циклове повітря, складні і мають велику кількість особливостей, котрі суттєво залежать від конструктивного виконання проточної частини двигуна і системи впорскування води. В зв'язку з цим найбільш надійним і раціональним залишається експериментальний метод визначення експлуатаційних характеристик енергоустановки, що отримані в результаті впорскування води в повітряний потік.

Найбільш детально і повно ці дослідження проведено в роботі [5], де в якості об'єкта дослідження використано газотурбінний двигун UGT15000 потужністю 16 МВт, який складається з компресора низького тиску (КНТ) з турбіною низького тиску (ТНТ), компресора високого тиску (КВТ) з турбіною високого тиску (ТВТ) та чотирьохступеневої силової турбіни (СТ).

Система подачі води на вхід КНТ складалась з 16 двоканальних форсунок з колекторами підводу води і повітря, завдяки чому середній діаметр крапель не перевищував 40-50 мкм. Витрата води в період експерименту визначалась з характеристик форсунок і перевірялась за зміною її рівня у витратному баку. Загальне напрацювання ГТД за період досліджень становило 495 годин, в тому числі з впорскуванням води – 132 години. Протягом всіх експериментів з подачею води на вхід КНТ спостерігалась надійна і стійка робота двигуна.

При порівнянні вихідних характеристик „сухого” ГТД і характеристик з випорскуванням 0,95 кг/с води на вхід КНТ за умови постійної потужності ГТД, було встановлено наступне:

- масова витрата палива практично не змінюється;
- частота обертів турбокомпресора низького тиску (ТКНТ) практично не змінюється;
- частота обертів турбокомпресора високого тиску (ТКВТ) зменшується;
- температура газу за ТНТ зменшується на 60-40 °С. Більші цифри відповідають меншим значенням потужності ГТД.

Порівняння тих само характеристик за умови постійної температури парогазового потоку за ТНТ показало:

- абсолютний приріст потужності в залежності від температури газу за ТНТ залишається практично сталим і дорівнює 2,5-2,7 МВт (15,6-16,9%);
- ККД ГТД збільшується, але при підвищенні режиму роботи ГТД це збільшення уповільнюється. При потужності 8,3 МВт двигуна він збільшується на 4,5 % (абсолютних), а при потужності 15 МВт він збільшується всього на 0,6 % (абсолютних).

Під час дослідів не було виявлено впливу на параметри двигуна дисперсності і температури розпилю води.

Разом з тим, за допомогою спеціальних індикаторів, що були встановлені в роз'ємах компресорів і камери згоряння, упродовж проточної частини цих елементів виявлено вибивання води. При цьому найбільш інтенсивне її вибивання спостерігається із проточної частини компресорів майже на всіх режимах роботи крім максимального. Разом з тим, розрахунковою оцінкою води, яка випаровується впродовж проточної частини компресорів і камери згоряння встановлено, що на режимах максимальної потужності ГТД частина води доходить до камери згоряння і потребує на своє випаровування додаткових витрат палива.

Саме ця обставина і є поясненням зменшення інтенсивності зростання ККД при збільшенні потужності ГТД.

Таким чином, отримані результати експериментальних досліджень свідчать про те, що крапельна рідина водоповітряної суміші після надходження в компресор осідає на його робочих лопатках, відцентровою силою скидається на зовнішній корпус компресора і повзе плівкою його внутрішньою поверхнею в бік камери згоряння. При цьому її випаровування здійснюється в основному за рахунок тепла, що надходить від корпусу, і деталей компресора, а не тепла повітряного потоку. Про це наглядно свідчить відсутність впливу дисперсності води на теплотехнічні характеристики ГТД і надходження води в камеру згоряння на режимах максимальної потужності. Крім того, частина рідини доходить до камери згоряння і до випаровується там за рахунок теплоти палива, що суттєво зменшує ефективний ККД енергоустановки.

Подача пари в компресор

Авторами статті розроблено спосіб виробництва в циклі енергоустановки надлишку насиченої води [1], за рахунок теплоти якої можливо створювати пару і використовувати її в якості додаткового робочого тіла циклу. Як відомо, додаткову воду з параметрами на лінії насичення з подальшим перетворенням її в пару можливо отримувати і в традиційних котлах-утилізаторах, але за рахунок надбудови над ними одного або навіть двох по суті додаткових котлів. У зв'язку з цим традиційний котел-утилізатор перетворюється з одноконтурного котла (котла одного тиску) на багатоконтурний, тобто котел двох або трьох тисків.

Запропонований метод виробництва води з параметрами біля лінії насичення принципово відрізняється від діючих традиційних двоконтурних і триконтурних котлів тим, що здійснюється він в одноконтурному котлі-утилізаторі і має лише збільшену теплообмінну поверхню економайзера.

Крім того запропонований котел-утилізатор в порівнянні з традиційними кардинально відрізняється ще й тим, що:

- по-перше, він виробляє значно більшу кількість води з параметрами біля лінії насичення;
- по-друге, вся вироблена вода (основна і додаткова) має високу температуру, яка дорівнює температурі насичення при даному тиску, що значно перевищує температуру насиченої води в другому і третьому контурах традиційних котлів-утилізаторів. Зокрема, якщо температура виробленої в котлі-утилізаторі пари дорівнює 410°C, а температура відпрацьованих газів на виході з котла-утилізатора 60°C, то витрата додаткової насиченої води на виході з економайзера для ГПТУ «Водолій» потужністю

16МВт досягає 18,5% від витрати циклового повітря, що майже в 9 разів більше витрати води, яка може впорскуватися в повітря на вході в компресор.

Високий термодинамічний потенціал утвореної води дозволяє за рахунок її теплоти утворювати пару при розширенні в послідовно розташованих розширювачах і спрямовувати її в проточну частину компресорного тракту. При цьому проточна частина компресорного тракту та камера згоряння залишається сухою, що забезпечує більш економічну і надійну роботу енергоустановки. Правда, в цьому випадку підвищення ефективності енергоустановки досягається в основному не за рахунок охолодження повітря, а за рахунок використання теплоти насиченої води.

Вода на виході з економайзера не завжди догрівається до насиченого стану, що погіршує ефективність роботи розширювачів і, крім того, відбір «додаткової» води за економайзером не передбачає її очищення, що обумовлює накопичення в ній солей. Тому запропоновано всю воду після економайзера спрямовувати в барабан-сепаратор котла-утилізатора, де вона обов'язково догрівається до насиченого стану, а надлишкову частину відбирати з барабана-сепаратора і спрямовувати через окремий трубопровід в розширювачі. У цьому випадку в перший з групи розширювачів надходить не лише насичена, а й очищена вода, що забезпечується конструкцією нижньої частини барабана-сепаратора.

Теплову схему газопаротурбінної установки з генерацією пари з насиченої води в послідовно розташованих розширювачах зображено на рис. 1.

Вона складається з газотурбінного двигуна 1, який включає компресор 2, камеру згоряння 3 і турбіну 4, яка підключена до споживача механічної енергії 5. Крім того, турбіна 4 своїм вихлопом за відпрацьованими газами підключена до котла-утилізатора 6, який складається з економайзера 7, випарника 8, пароперегрівача 9 і барабана-сепаратора 10. При цьому пароперегрівач 9 своїм виходом за перегрітою парою підключено до камери згоряння 3. Котел-утилізатор за відпрацьованими газами підключено до конденсатора 11, вихід якого за викидними газами підключено до системи впорскування охолодженої води 12, а за отриманим конденсатом – до декарбонізатора 13 і через розподільник 14 та насос 15 – до охолодника конденсату 16. При цьому розподільник 14, регенеративний підігрівник деаератора 17, деаератор 18 та циркуляційний насос 19 підключені послідовно до входу економайзера 7 котла-утилізатора 6.

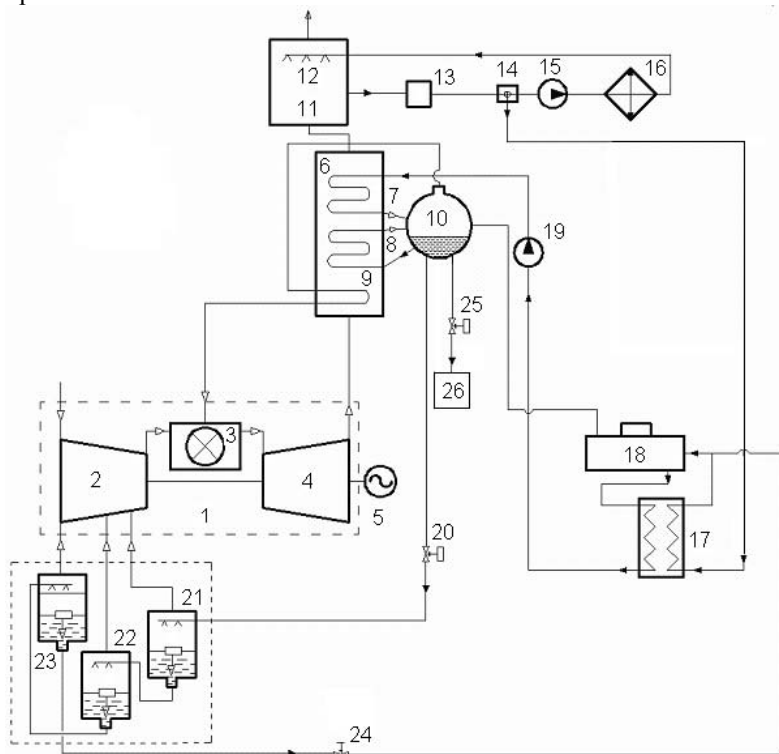


Рис. 1. Теплова схема газопаротурбінної установки „Водолій” з генерацією пари в послідовно розташованих розширювачах

Одночасно, барабан-сепаратор 10 котла-утилізатора 6 за насиченою водою підключено через регулювальний клапан 20 до входу першого із групи розширювачів 21, якими забезпечена газопаротурбінна установка, а його вихід за насиченою водою підключено до входу другого розширювача 22, і т.д., а вихід останнього розширювача 23 через регулювальний клапан 24 підключено до входу в деаератор 18, а за насиченою парою, що утворилась при розширенні насиченої води, кожний із розширювачів підключено до проточної частини компресора 2 відповідно за ступенями, де тиск повітря трохи нижче за тиск пари, що туди подається.

Крім того, для очищення насиченої води в барабані-сепараторі його нижня частина через клапан 25 підключена до цистерни скидної води 26 і періодично продувається.

При цьому виробництво заданої кількості пари в випарнику і пароперегрівнику котла-утилізатора досягається регулюванням рівня води в барабані-сепараторі системою автоматичного управління і регулювання (САУ і Р), розробленою фахівцями державного підприємства Науковий виробничий комплекс газотурбобудування „Зоря-Машпроект”. Спрямована в барабан-сепаратор «додаткова» насичена вода перебуває в ньому транзитом, а тому вона не впливає на процеси випаровування і перегрівання пари основної (енергетичної) частини води.

Таким чином, застосування розглянутого способу дозволяє повною мірою використати теплоту надлишку насиченої води, за рахунок неї утворити суху насичену пару і спрямувати її в проточну частину тракту.

В зв'язку з тим, що отримана суха насичена пара має більш низьку температуру ніж температура повітря в проточній частині компресорів, вона перегрівається, а повітря, відповідно, – охолоджується. Це дозволяє зменшити витрату механічної потужності турбін на привод компресорів і тим самим підвищити термодинамічну ефективність енергетичної установки. Таким чином, розроблений метод дає можливість уникнути скидання води на внутрішню поверхню статора компресора, що суттєво підвищує ефективність процесу і не впливає на надійність роботи енергоустановки. Крім того, для ГПТУ «Водолій» потужністю 16 МВт при температурі пари на виході з котла-утилізатора 410 °С можна збільшити її кількість в камері згоряння майже на 16% за рахунок тієї частини, що отримана в розширювачах. Таке збільшення виробництва пари в циклі призведе до зростання ефективного ККД з 42,02 % до 43,22 %, тобто на 1,2 % абсолютних, а ефективна потужність на вихідному валу двигуна зросте з 15810 кВт до 17137,5 кВт, тобто на 8 %.

Висновки

1. В результаті аналізу процесу охолодження циклового повітря шляхом подачі на вхід компресора диспергованої води визначено, що такому способу притаманне осідання крапельної рідини водоповітряної суміші на робочих лопатках компресора і скидання її на внутрішню поверхню корпусу статора з подальшим сповзанням плівкою в бік камери згоряння. При цьому, якщо витрата води, що впорскується, досягає 2% від витрати повітря, то рідинна плівка досягає робочого об'єму камери згоряння і на своє випаровування витрачає додаткове паливо.
2. Запропоновано метод виробництва води з параметрами на лінії насичення, який принципово відрізняється від діючих традиційних двоконтурних і триконтурних котлів тим, що здійснюється він в одноконтурному котлі-утилізаторі і має лише збільшену тепломасообмінну поверхню економайзера. За рахунок цього вдається виробити значно більшу кількість насиченої води із вищою температурою порівняно з температурою насиченої води, що утворюється в двоконтурних і триконтурних котлах-утилізаторах.
3. Розроблено спосіб використання отриманої «додаткової» насиченої води в термодинамічному циклі газопаротурбінної установки шляхом утворення сухої насиченої пари за рахунок її внутрішньої теплової енергії в розширювачах. Це виключає надходження крапельної рідини в повітряний потік, що не порушує режиму роботи компресора та енергоустановки в цілому.
4. Розроблено процес змішування перегрітої води з цикловим повітрям, що унеможливило скидання крапельної рідини на внутрішню поверхню корпусу компресора.

Література

1. Дикий М.О., Уваричев О.М., Соломаха А.С. Новітня газопаротурбінна технологія „Водолій” для виробництва механічної (електричної) і теплової енергії та її впровадження в енергетичному

- комплексі України // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2009 – №1 – с.16-19.
2. Серета С.О., Гельмедов Ф.Ш., Мунтянов И.Г. Экспериментальное исследование влияния впрыска воды во входной канал многоступенчатого осевого компрессора на его характеристики // Теплоэнергетика – 2004 – №5 – с.66-71.
 3. Ануров Ю.М., Пеганов А.Ю., Скворцов А.В. и др.. Расчетное исследование влияния впрыска воды на характеристики компрессора газотурбинной установки ГТ-009 // Теплоэнергетика – 2006 – №12 – с.19-24.
 4. Арсеньев Л.В., Беркович А.Л. Параметры газопаротурбинных установок с впрыском воды в компрессор // Тепловая энергетика, 1996 – №6 – с.18-22.
 5. В.И.Романов, Н.А.Дикий, О.Г.Жирицкий и др. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды на вход в компрессор // Известия академии инженерных наук Украины. – 1999 – Вып.1 – с.126 – 133.
-
-
-