

ГАЗОВА ТУРБИНА С КОНВЕРСИЯ НА ГОРИВОТО В ГОРИВНАТА КАМЕРА И ИЗОТЕРМИЧНО РАЗШИРЕНИЕ

Даниела Джонова-Атанасова, Николай Колев, Димитър Колев, Димитър Попов

GAS TURBINE WITH CONVERSION OF THE FUEL IN THE COMBUSTOR AND ISOTHERMAL EXPANSION

Daniela Dzhonova-Atanasova, Nikolai Kolev, Dimitar Kolev, Dimitar Popov

ABSTRACT: *The greatest shortcoming of a gas turbine is that to decrease its inlet temperature, the burning chamber operates with a large excess of air which significantly reduces the efficiency. This work presents the solving of the problem by operating in the burner with lack of air and adding the rest of it, up to the stoichiometric value, through the internals' cooling channels of the first part of the turbine. This ensures significant increasing of the efficiency and prevention of NO_x emissions.*

Key words: *gas turbine, isothermal expansion, gas composition, soot formation, high energy efficiency, thermodynamic calculation*

Въведение

Основният недостатък при газовите турбини е, че за да се намали началната температура, горивната камера работи при голям излишък на въздух. Поради това компресорът, който осигурява този излишък, консумира около 2/3 от произведената от турбината енергия.

За да се преодолее този недостатък надстехиометричния излишък на въздух се заменя частично [9] или практически изцяло с водна пара. Механичният КПД на такава парогазова турбина достига до 53.5% [1,8].

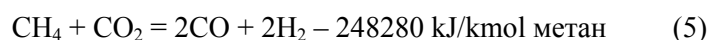
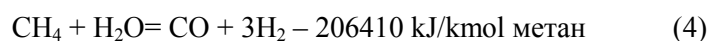
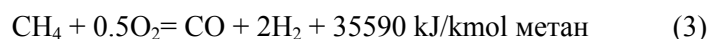
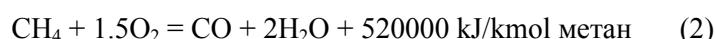
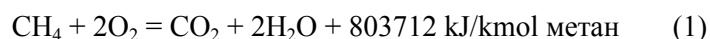
Друга възможност за регулиране на температурата след горивната камера е тя да работи при недостиг на кислород, а останалото количество за пълно изгаряне на горивото да се подава през охлаждащите канали във вътрешността на турбината, като се осъществява режим близък до изотермичния [1], което води до значително повишаване на КПД на турбината.

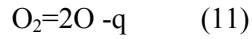
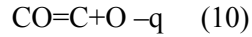
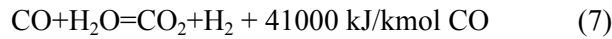
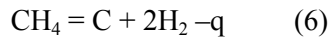
Целта на настоящата работа е да представят някои резултати от първите термодинамични изследвания на газова турбина, която работи при тези условия.

Трябва да се отбележи, че половин година след патента [1], същата идеята е представена в доклад на американски учени [5].

1. Принцип на новия цикъл

Съгласно [1] парата от котела след турбината или част от нея се подава в горивната камера заедно с горивото, фиг.1., реакциите които протичат в нея при тези условия са както следва [3]:

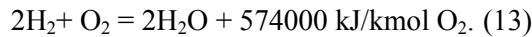
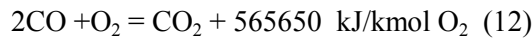




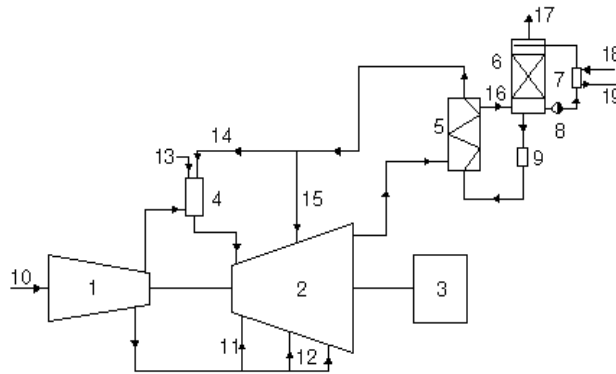
В реакциите по-горе топлинният ефект, определен като долна работна топлина на изгаряне, е взет от [3]. За термодинамичните изчисления е необходима горната работна топлина на изгаряне, която включва топлината на кондензация на водната пара, получена при горенето.

Реакциите (8-10) са свързани с образуването на въглерод (сажди), който се утаява върху ротиращите елементи и прави работата на турбината невъзможна. По-долу се коментират условията за предотвратяване на замърсяване от образуване на сажди.

Както беше споменато остатъкът от въздуха, респективно кислорода, до стехиометричното количество, или с малък излишък, се подава в самата турбина, където протича пълното изгаряне на CO и H₂ при практически постоянна температура. Химичните реакции в тази изотермична част на турбината са както следва:



Обстоятелството, че калоричният ефект на двете реакции е практически един и същ, при еднакъв разход на кислород, показва, че запазването на дебита на подавания кислород, константен за всички стъпала, в които има CO и H₂, средната температура в стъпалата също ще бъде постоянна.



Фиг. 1. Принципно технологична схема на нов тип инсталация с газова турбина.

1-компресор, 2-турбина, 3-електрогенератор, 4-горивна камера, 5-парен котел, 6-контактен економайзер, 8-циркуляционна помпа, 7-топлообменник, 9- блок за почистване на водния кондензат от следи от серни съединения, 10-14-тръбопроводи.

Малките количества на CO и H₂ в края на изотермичната зона препятстват образуването на NO_x. По тази причина в първата част на адиабатното зона на турбината трябва да се поддържа малък излишък от CO и H₂, които да изгорят при температура под около 900°C, когато азотни оксиди практически не се образуват.

Силното охлаждане на горивната камера поради ендотермичните реакции (4) и (5) дава принципно възможност за използване на чист кислород вместо въздух и за получаването на чист CO₂ след охлаждането на димните газове в контактния економайзер (6) като се работи

без рециркулация на CO₂ или със значително по-малката му рециркулация, отколкото при цикъла Graz [6].

При използване на чист кислород основният компонент на димните газове е водната пара. По тази причина охлаждането им в контактния економайзер може да се извърши и при вакуум, което ще доведе до понижаване на налягането на вход в турбината. Оптималните условия могат да бъдат получени само при провеждането на термодинамични изследвания на предлаганата инсталация.

2. Термодинамични изчисления

Термодинамичните изчисления включват следното:

1. Изчисляване на концентрациите на газовите компоненти на изход от горивната камера като функция на температурата, налягането и отношението на водна пара-метан (G_{st}). Коефициентът на излишъка на въздух λ при тези условия се лимитира строго от топлинния баланс на горивната камера.
2. Термодинамичен контрол за възможността за образуване на сажди.
3. Изчисляване на термодинамичния КПД на инсталацията.

2.1. Изчисляване на концентрациите на газовите компоненти на изход от горивната камера

Проблемът за определяне на коефициента на излишък на въздух в горивната камера за получаване на предварително зададена температура е свързан с факта, че топлинният ефект на реакциите (1-5) и (7) е различен и предварително частта на метана, реагиращ по всяка от тези реакции, не е известна. Тъй като температурата в горивната камера е достатъчно висока, за да могат химическите реакции да се разглеждат като мигновени, сумарния топлинен ефект може да се получи при разглеждане на равновесието в системата. Първата реакция не е равновесна. Равновесните константи на останалите реакции, при температура 1500 К, взети от [4, р.19-54], са представени в таблица 1, където P_{CH_4} , P_{H_2O} , P_{CO_2} , P_{CO} , P_{O_2} , P_{H_2} са парциалните налягания на съответните компоненти равни на произведението от абсолютното налягане P и съответните молни концентрации на компонентите, C_{CH_4} , C_{H_2O} , C_{CO_2} , C_{CO} , C_{O_2} и C_{H_2} .

Таблица 1

№	Химична реакция	Равновесна константа	Стойност на равновесна константа при 1500К
2	$CH_4 + 1.5O_2 = CO + 2H_2O$	$K_{p2} = \frac{P_{CH_4} P_{O_2}^{1.5}}{P_{CO} P_{H_2O}^2}$	
3	$CH_4 + 0.5O_2 = CO + 2H_2$	$K_{p3} = \frac{P_{CH_4} P_{O_2}^{0.5}}{P_{CO} P_{H_2}^2}$	8.15×10^{-12}
4	$CH_4 + H_2O = CO + 3H_2$	$K_{p4} = \frac{P_{CH_4} P_{H_2O}}{P_{CO} P_{H_2}^3}$	4.35×10^{-6}
5	$CH_4 + CO_2 = 2CO + 2H_2$	$K_{p5} = \frac{P_{CH_4} P_{CO_2}}{P_{CO}^2 P_{H_2}^2}$	1.61×10^{-6}
7	$CO + H_2O = CO_2 + H_2$	$K_{p7} = \frac{P_{CO} P_{H_2O}}{P_{CO_2} P_{H_2}}$	2.75

Уравненията (1-5) и (7) съдържат 6 компоненти. Същият брой стойности на парциалните налягания съдържат съответните уравнения за равновесните константи. Следователно за определянето на необходимите концентрации, респективно парциални налягания, са необходими още две допълнителни уравнения. При всички начални стойности на G_{st} , които биха могли да бъдат практически важни, поради много ниските стойности на равновесните константи на уравнения (2-5) концентрацията на CH₄ в газовата смес след горивната камера е практически нула и може да бъде пренебрегната при материалния и топлинен баланс. По

същата причина може да бъде пренебрегната и концентрацията на кислорода. По този начин броят на компонентите важни за топлинния и материален баланс става равен на 4. Уравненията са както следва:

1. Уравнение за определяне на K_{p7}

2. Балансовото уравнение за въглерод съдържащите съединения:

$$G_{0,CH_4} = G_{CO} + G_{CO_2} \quad (14)$$

3. Уравнението за баланса на водната пара:

$$G_{H_2O} = 2G_{0,H_2O} + 2(G_{0,O_2} - G_{CO} / 2 - G_{CO_2}) \quad (15)$$

4. Уравнението за баланса на водорода:

$$G_{H_2} = 2G_{0,CH_4} - 2(G_{0,O_2} - G_{CO} / 2 - G_{CO_2}), \quad (16)$$

където G_{H_2O} , G_{CO_2} , G_{CO} , G_{O_2} и G_{H_2} са дебитите на съответните компоненти в kmol/s и G_{0,CH_4} , G_{0,O_2} и G_{0,H_2O} съответните начални дебита на компонентите в горивната камера. От материалния баланс следва:

$$G_{0,O_2} = 2\lambda G_{0,CH_4}, \quad (17)$$

където λ -коэффициент на излишъка на въздуха, който в нашия случай е по-малък от единица. Ако G_s е молния дебит на газа, равен на сумата от молните дебита на компонентите му, за съответните парциални налягания може да се запише:

$$P_{CO} = P \frac{G_{CO}}{G_s}; \quad P_{CO_2} = P \frac{G_{CO_2}}{G_s}; \quad P_{H_2O} = P \frac{G_{H_2O}}{G_s}; \quad P_{H_2} = P \frac{G_{H_2}}{G_s}.$$

От тези уравнения и уравнението за K_{p7} следва:

$$K_{p7} = \frac{G_{CO} G_{H_2O}}{G_{CO_2} G_{H_2}}. \quad (18)$$

При заместване на стойностите на G_{CO} , G_{H_2O} и G_{H_2} от уравнения (14) до (16) в уравнение (18) се получава:

$$K_{p7} = \frac{(G_{0,CH_4} - G_{CO_2}) \left\{ 2G_{0,H_2O} + 2[G_{0,O_2} - (G_{0,CH_4} - G_{CO_2}) / 2 - G_{CO_2}] \right\}}{G_{CO_2} \left\{ 2G_{0,CH_4} - 2[G_{0,O_2} - (G_{0,CH_4} - G_{CO_2}) / 2 - G_{CO_2}] \right\}}, \quad (19)$$

или

$$AG_{CO_2} + BG_{CO_2}^2 + C = 0, \quad (20)$$

където

$$A = K_{p7} (3G_{0,CH_4} - 2G_{0,O_2}) + (2G_{0,H_2O} + 2G_{0,O_2} - G_{0,CH_4}), \quad (21)$$

$$B = K_{p7}, \quad (22)$$

$$C = -2G_{0,CH_4} (G_{0,CH_2O} + G_{0,O_2}) - G_{0,CH_4}^2. \quad (23)$$

Квадратното уравнение (20) може да се реши лесно при позната стойност на константата K_{p7} . Уравненията се опростяват значително ако всички дебита се отнесат за 1 мол метан. Стойността на константата K_{p7} в температурния интервал от 700 до 2000K може да бъде определена при използване на уравнението:

$$K_{p7} = 0.881 - 0.0049T + 6.073 \cdot 10^{-6} T^2 - 1.322 \cdot 10^{-9} T^3, \quad (24)$$

получено от нас при използване на експериментални данни дадени в [4, р 42]. Максималната разлика между експерименталните и изчислените данни е 1.27%, а средната 0.67%. Стойностите на G_{CO} , G_{H_2O} и G_{H_2} могат да бъдат определени от уравненията (14) до (16). За изчисляване на сумата G_s е необходима и сумата G_i от инертните компоненти N_2 и Ar . Тя може да бъде определена от следното уравнение:

$$G_i = G_{0,O_2} (1 - 0.21) / 0.21, \quad (25)$$

където 0.21 е молната концентрация на кислорода във въздуха

Както се вижда от приведените уравнения, съставът на газовата смес след горивната камера е функция на температурата на конверсия и началните дебити на метана, водната пара и въздуха, респективно от началните стойности на G_{st} и λ . Температурата от своя страна зависи от получената и консумираната от протичащите в горивната камера реакции топлина. Тази топлина от своя страна е функция на състава. Подобни комплицирани проблеми обикновено се решават итеративно.

2.2 Термодинамичен контрол на възможността за образуване на сажди

В [7] е доказано термодинамично, че ако факторът на саждообразуване $Sf = \frac{P_{CO}^2}{K_{p8} P_{CO_2}}$ е по

малък от 1, не е възможно образуването на сажди в инсталацията. Тук K_{p8} е равновесната константа в реакцията (8). Всички изследвания са проведени в областта, в която е изпълнено това условие.

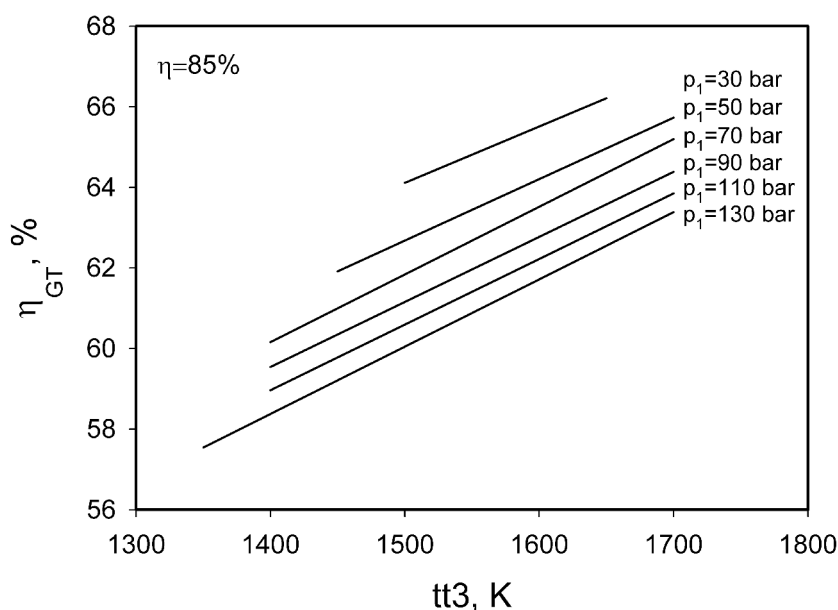
2.3 Изчисляване на механичния КПД на новата турбина

Механичният коефициент на полезно действие η_{GT} се изчислява чрез енергийния баланс на инсталацията:

$$\eta_{GT} = (q_h + Q_{air} + Q_{st} - Q_{fg} - Q_c - Q_p) / q_l, \quad (26)$$

където q_h и q_l са горната и долна работна топлина на изгаряне на горивото, Q_{air} - енергията, постъпваща в инсталацията с въздуха, влизащ в компресора, Q_{st} - енергията, постъпваща в машината с водната пара от котела, Q_{fg} - енергията, напускаща котела с изходящите димни газове, Q_c - енергията, напускаща инсталацията с нагрятата вода в охладителните степени на компресора на турбината, Q_p - енергията, използвана от помпите, за подаване на захранваща вода от контактния економайзер към котела. Коефициентът на полезно действие на помпената инсталация е приет 80 %.

Стойностите за механичния КПД на турбината, изчислени по уравнение (26), при различни начални налягания p_1 и температури tt_3 , при вътрешен КПД на турбината 85%, са представени на Фиг.2



Фиг.2. Механичен КПД на новата газова турбина при различни начални налягания при вътрешен КПД 85% към температурата на входящите газове

Резултати и дискусия

Резултатите показват, че намаляването на налягането в изследваната област води до увеличаване на КПД, който при 30 bar и 1500 K е 64,05% при вътрешен КПД на турбината $\eta = 85\%$. КПД на новата турбина е с 66,6% по-висок от този на използваните понастоящем, който е около 38.5% [8]. При тези условия температурите на димните газове след турбината са 968 K, при начално налягане в адиабатната част 8.137 bar.

Изчисленията за оценка на ефектите от отклонението от изотермичност в “изотермичната” част на турбината и загубите на топлина показваха, че те водят до намаляване на КПД изчислено без отчитане на тези ефекти, (фиг. 2), с не повече от 2 %. В цялата изследвана област от наляганя и температури факторът на образуване на саждите $Sf < 7 \times 10^{-3}$, т.е. отделянето на сажди е невъзможно от термодинамична гледна точка.

Заклучение

Описаният режим на изотермично изгаряне в газова турбина има следните предимства:

1. Най-лесният и евтин метод за поддържане на температурата след горивната камера на необходимото ниво, без загуба на термодинамична ефективност.
2. Осигурява работа на турбината при условия близки до цикъла на Карно, който е най-добрия от термодинамична гледна точка. Нещо повече, изотермичната работа осигурява 100% превръщане на топлината в механична работа (като се пренебрегнат нищожните топлинни загуби през стената на турбината).
3. Предотвратява вредни емисии на NOx.

Литература:

1. **Колев Д., Н. Колев**, Метод и инсталация за повишаване на ефективността на използване на горивото в парогазова турбина при едновременно производство на механична енергия и топлина, Български патент, Рег. № 108378 от 24.11.2003.
2. **Колев Н., Д. Колев, Н. Филипова**, Метод и инсталация с парогазова турбина за оползотворяване на топлината от изгарянето на газообразни и течни горива, Патент BG № 622982 B1/1997.
3. Справочник азотчика, Химия, Москва (1986).
4. Справочник химика, том 3, Химия, Москва (1964)
5. **Bachovchin D.M., T.E.Lippert, R.A. Newby, P.G.Cizmas**, Gas turbine reheat using in situ combustion-Final report (Draft) U.S. Department of Energy, (2004) www.netl.doe.gov/technologies/coalpower/turbines/refshelf/reports/inactive40913%20Siemens%20Final%20Reheat.PDF [20/03/2009]
6. **Jericha, H., M. Fesharaki, A. Lukasser, H. Tabesh**, Graz – Cycle – eine inovation zur CO₂ – Minderung, *BWK*, **50** (10) pp. 30-34 (1998).
7. **Kolev N., D. Kolev, D. Dzhonova-Atanasova, D. Popov**, Thermodynamic investigation of a new type highly effective gas turbine operating partially at isothermal expansion, *Chem. Eng. Trans.*, **18**, part 2, pp. 929-934 (2009)
8. **Kolev, N., K. Schaber, D. Kolev**, A new type of gas-steam turbine with increased efficiency, *Applied Thermal Engineering*, **21**, pp. 391-405 (2001).
9. **Perkawvec M.**, “Gasturbinen“, *BWK* **49** (4) pp. 97-103 (1997).

Assist. Prof. Daniela Boyanova Dzhonova-Atanasova PhD, Prof. Nikolai Nikolaev Kolev DSc., Dimitar Nikolaev Kolev PhD, Institute of Chemical Engineering of the Bulgarian Academy of Sciences, Acad. G.Bonchev Str. Bl.103, Sofia 1113, tel. 02 979 3285, e-mail: dzhonova@bas.bg

Assoc. Prof. Dimitar Angelov Popov PhD, Technical University, Kl. Ohridski Str. Bl.2, Sofia 1000