УДК 620.97: 621.412

ТЕПЛОФІЗИЧНИЙ АНАЛІЗ ПАРАМЕТРІВ МІКРОКОГЕНЕРАЦІЙНОЇ
УСТАНОВКИ НА БІОМАСІ З ДВИГУНОМ СТІРЛІНГА

Борисов І.І., канд. техн. наук, Халатов А.А., академік НАН України

Інститут технічної теплофізики НАН України, вул. Марії Канніст, 2а, 03057Київ, Україна

<https://doi.org/10.31472/ttpe.4.2020.3>

Представлено результати розрахунку параметрів мікрогенераційної установки на біомасі з двигуном Стірлінга, проаналізовано вплив різних факторів на термодинамічну ефективність.

Представлены результаты расчета параметров микрогенерационной установки на биомассе с двигателем Стирлинга, проанализировано влияние различных факторов на термодинамическую эффективность.

The results of calculating the parameters of a biomass fueled micro-scale CHP unit with Stirling engine are presented, the influence of various factors on the thermodynamic efficiency is analyzed.

Бібл. 15, рис. 5.

Ключові слова: мікрогенераційна установка; біомаса; двигун Стірлінга; теплофізичний аналіз.**Вступ**

Двигуни Стірлінга (ДС) розглядаються як одні з найбільш перспективних для застосування в мікрогенераційних установках на біомасі. [1–3]. Вони відносяться до теплових машин із зовнішнім підведенням енергії, їх термодинамічний цикл складається із двох ізохор та двох ізотерм. Теоретичний ККД двигуна Стірлінга дорівнює ККД циклу Карно, і потенційно він є більш високим, ніж у турбомашин та двигунів внутрішнього згоряння. Реальний ККД циклу без регенератора ($\eta_{SE} = N_{SE}/Q_{th SE}$ – відношення електричної потужності двигуна до теплового потоку, який приймається гарячим теплообмінником ДС), внаслідок неідеальності та різноманітних втрат, знаходиться на рівні 15-16%. На даний час, згідно [2], на ринку представлені установки ÖkoFEN, ряд розробок знаходиться на стадії демонстрації та підготовки до серійного виробництва, причому активність в цьому напрямку постійно зростає.

В когенераційних установках з двигуном Стірлінга використовуються різні технології спалювання біомаси: пряме спалювання на решітці [4,5], спалювання в пальнику [6-8], спалювання в киплячому шарі [3], та двохстадійне спалювання [9-14]. Остання технологія є найбільш розповсюдженою, в ній на першій стадії відбувається піроліз/газифікація, а на другій – допалювання генераторного газу. Оскільки генераторний газ одразу спалюється в камері згоряння, не потребується його очистка від смол. Дана технологія дає можливість суттєво підвищити температуру в камері згоряння, що робить роботу двигуна Стірлінга більш стабільною.

В ряді установок [5,9, 10, 11] використовується рекуператор, в якому продукти згоряння передають тепло повітрю, який іде на спалювання. Основна функція рекуператора – підвищення температури газу в камері згоряння та підвищення внаслідок цього теплового потоку, що передається на гарячий теплообмінник ДС. Рекуператор є особливо важливим при спалюванні біомаси, оскільки вона має невисоку теплотворну здатність.

Загальний термодинамічний ККД когенераційної установки з двигуном Стірлінга залежить від багатьох факторів, основними з яких є: коефіцієнт надлишку повітря при спалюванні біомаси, ефективність теплообміну між продуктами згоряння та гарячим теплообмінником ДС, ефективність теплообміну в рекуператорі (при його наявності) та теплообміну у водопідігрівачі (від нього залежить температура викидних газів). На даний час системний аналіз впливу вказаних факторів на ККД установки з двигуном Стірлінга в літературі відсутній, що не дозволяє визначати її оптимальні робочі параметри.

Метою даної роботи є теплофізичний розрахунок мікрогенераційної установки на біомасі з двигуном Стірлінга, аналіз впливу різних факторів та пошук оптимальних параметрів з урахуванням реальних умов роботи.

Тепловий баланс мікрогенераційної установки

Деревину, виходячи із її елементарного складу, можна представити у вигляді хімічної формули $CH_{1.4}O_{0.6}$ [15], а рівняння реакції спалювання деревини записується наступним чином:

У відповідності з цим рівнянням, для стехіометричного спалювання 1 кг деревини необхідно 6,27 кг повітря, і витрата повітря, що подається на спалювання, записується наступним чином:

$$G_{\text{air}} = \alpha_{\text{air}} \cdot 6,27 \cdot G_{\text{B}}, \quad (2)$$

де α_{air} – коефіцієнт надлишку повітря; G_{air} і G_{B} – масові витрати повітря та біомаси.

Типову схему когенераційної установки на біомасі з двигуном Стірлінга показано на рис. 1. Вона працює під розрідженням за рахунок витяжного вентилятора, оскільки це запобігає витоків димових газів у приміщення. Слід зауважити, що ця схема передбачає, що температура димових газів (T_6) не повинна перевищувати допустиме значення для вентилятора. Окрім цього, при такій схемі виникає підсос холодного повітря $G_{\text{air}}^{\text{add}}$ через систему подачі біомаси; це повітря омиває рекуператор, і його витрату, при розробці установки, необхідно мінімізувати.

Загальний тепловий баланс установки можна записати наступним чином:

$$G_{\text{air}} T_1 C_{\text{Pair}} + G_{\text{B}} T_1 C_{\text{B}} + Q_{\text{th}} - Q_{\text{SE}} - Q_{\text{H}_2\text{O}} - Q_{\text{loss}} = G_{\text{gas}} \cdot T_6 \cdot C_{\text{Pgas}}, \quad (3)$$

де $Q_{\text{th}} = G_{\text{B}} \cdot q_{\text{B}}$ – теплота, яка виділяється при

Рис. 1. Схема мікрогенераційної установки з двигуном Стірлінга. 1 – камера згоряння; 2 – двигун Стірлінга; 3 – гарячий теплообмінник ДС; 4 – рекуператор; 5 – водонагрівач; 6 – витяжний вентилятор

спалюванні біомаси; q_{B} – нижча теплотворна здатність, приймається, що її значення дорівнює 17 МДж/кг (деревинні пелети); Q_{SE} – теплота, що поглинається гарячим теплообмінником двигуна Стірлінга; $Q_{\text{H}_2\text{O}}$ – теплота, що іде на нагрів води у водонагрівачі; Q_{loss} – теплові втрати, Вт; T_1 – температура повітря, яке подається в установку із атмосфери, К; T_6 – температура газу на виході із установки, К; $C_{\text{P air}}$, $C_{\text{P gas}}$, C_{B} – питомі теплоємності повітря, продуктів згоряння та біомаси; $G_{\text{gas}} = G_{\text{air}} + G_{\text{B}}$; $G_{\text{air}} = G_{\text{air}}^{\text{R}} + G_{\text{air}}^{\text{add}}$ – сумарна витрата повітря, яка складається із повітря, що проходить через рекуператор, та додаткового повітря, яке поступає через систему подачі біомаси.

Закон збереження енергії в камері згоряння при змішуванні повітря та біомаси, з урахуванням виділення теплоти при спалюванні біомаси, нагріву повітря в рекуператорі і теплових втрат, записується наступним чином:

$$G_{\text{air}} T_1 C_{\text{Pair}} + G_{\text{B}} T_1 C_{\text{B}} + Q_{\text{th}} + Q_{\text{R}} - Q_{\text{loss}} = G_{\text{gas}} \cdot T_3 \cdot C_{\text{gas}}, \quad (4)$$

де Q_{R} – теплота, яка передається в рекуператорі від продуктів згоряння повітря, Вт; T_3 – температура в камері згоряння, К.

Температура продуктів згоряння T_4 на вході в рекуператор визначається по співвідношенню:

$$T_4 = T_3 - \frac{Q_{\text{SE}}}{G_{\text{gas}}}. \quad (5)$$

Тепловий потік в рекуператорі визначається по співвідношенню:

$$Q_{\text{R}} = \varepsilon_{\text{R}} \cdot (T_4 - T_1) \cdot C_{\text{P air}} \cdot G_{\text{air}}^{\text{R}}, \quad (6)$$

де ε_{R} – ефективність теплообміну в рекуператорі.

Тепловий баланс в рекуператорі визначається наступним чином:

$$Q_{\text{R}} = (T_4 - T_5) \cdot C_{\text{P gas}} \cdot G_{\text{gas}} = (T_2 - T_1) \cdot C_{\text{P air}} \cdot G_{\text{air}}^{\text{R}}. \quad (7)$$

Із використанням рівнянь (2 – 6) можна записати наступні співвідношення для теоретичної температури T_3 у камері згоряння, та для теплоти Q_{R} , яка передається в рекуператорі (у безрозмірній формі):

$$T_3 = \frac{T_1 (G_{\text{air}} \cdot C_{\text{P air}} + G_{\text{B}} \cdot C_{\text{B}}) + Q_{\text{R}} + Q_{\text{th}} - Q_{\text{loss}}}{G_{\text{gas}} \cdot C_{\text{P gas}}}, \quad (8)$$

$$\frac{Q_R}{Q_{th}} = \frac{\varepsilon_R \cdot k_R \cdot C_{p \text{ air}} \cdot 6,27\alpha}{A \cdot q_B} \cdot [T_1 \cdot 6,27\alpha \cdot (C_{p \text{ air}} - C_{p \text{ gas}}) + (1 - Q_{loss}/Q_{th} - Q_{SE}/Q_{th})] \cdot \quad (9)$$

В цьому рівнянні $k_R = G_{air}^R / G_{air}$ – частка витрати повітря, яка проходить через рекуператор; комплекс $A = (1 + 6,27\alpha) \cdot C_{p \text{ gas}} - \varepsilon_R \cdot k_R \cdot 6,27\alpha \cdot C_{p \text{ air}}$.

Загальний ККД мікрогенераційної установки можна записати наступним чином:

$$\eta_{\Sigma} = \frac{Q_{th} - Q_{loss} - H_6 + H_{air \text{ atm}} + H_{BO}}{Q_{th}}, \quad (10)$$

де H_6 , $H_{air \text{ atm}}$ та H_{BO} – відповідно значення ентальпії продуктів згоряння, атмосферного повітря на вході в установку, та біомаси, що подається на спалювання, Вт; Доданки рівняння (10) визначаються наступними співвідношеннями:

$$Q_{th} = G_B \cdot q_B, \quad (11)$$

$$H_6 = G_{gas} \cdot h_6, \quad (12)$$

$$H_{air \text{ atm}} = G_{air} \cdot h_{air \text{ atm}}, \quad (13)$$

$$H_{BO} = G_B \cdot h_{BO}, \quad (14)$$

де $h_6 = C_{p7} \cdot T_6$, $h_{air \text{ atm}} = C_{p \text{ air atm}} \cdot T_1$ та $h_{BO} = C_B \cdot T_1$ – питомі ентальпії викидних газів, атмосферного повітря та біомаси на вході, Дж/кг.

Результати

В мікрогенераційних установках намагаються збільшити частку електричної енергії в загальному балансі установки, тому потрібно збільшувати теплообмін на гарячому теплообміннику двигуна Стірлінга. Основною функцією рекуператора є підвищення температури в камері згоряння, і, як наслідок, підвищення температурного напору і теплового потоку. На рис. 2 показана залежність теоретичної температури T_3 в камері згоряння від коефіцієнту надлишку повітря при спалюванні біомаси (деревинних пелет). Розрахунок був проведений для значень $Q_{loss}/Q_{th} = 0,1$ та $Q_{SE}/Q_{th} = 0,5$. Останній параметр задавався виходячи з експериментальних даних робіт [2,4,5,10,11], в яких він складав величину від 0,4 до 0,6. Значення коефіцієнту k_R в розрахунках дорівнювало 0,6. Також при розрахунках (для спрощення) вважалося, що питома теплоємність біомаси дорівнювала теплоємності

Рис. 2. Залежність теоретичної температури в камері згоряння від коефіцієнту надлишку повітря. $Q_{loss}/Q_{th} = 0,1$, $Q_{SE}/Q_{th} = 0,5$, $k_R = 0,6$. 1, 2, 3 – $\varepsilon_R = 0,6$; $0,7$ та $0,8$ відповідно

газу. Теплоємність біомаси (пелет) складає приблизно 1500 Дж/кг К, а теплоємність газу (продукти згоряння) складає 1300 Дж/кг К. Оскільки масова витрата біомаси є на порядок меншою за витрату повітря, це припущення практично не впливало на результати розрахунку.

Як видно із рис.2, температура в камері згоряння суттєво знижується зі зростанням коефіцієнту надлишку повітря. Оптимальним значенням, з точки зору стійкості матеріалу стінки камери, є діапазон 1,7...1,8. Слід відзначити, що лінії для різних значень ефективності теплообміну є практично еквідистантними. Підвищення ε_R на 0,1 підвищує температуру в камері згоряння на 50...60°. Однак необхідно зауважити, що досягнення високих значень ε_R (вищих за 0,85) потребує суттєвого збільшення теплообмінної поверхні рекуператора та габаритів установки.

Як видно із рівняння (9), відносний тепловий потік в рекуператорі є функцією п'яти величин: ефективності рекуператора ε_R , частки витрати повітря, що проходить через рекуператор k_R , коефіцієнту надлишку повітря α , відносних теплових втрат Q_{loss}/Q_{th} та відносного теплового потоку у гарячому теплообміннику двигуна Стірлінга Q_{SE}/Q_{th} .

Для визначення впливу різних факторів на величину теплового потоку в рекуператорі були проведені розрахунки при значенні коефіцієнту надлишку повітря $\alpha = 1,75$.

На рис. 3 показані розрахункові залежності відносного теплового потоку в рекуператорі від відносних теплових втрат в камері згоряння при двох значеннях відносного теплового потоку в гарячому теплообміннику двигуна Стірлінга та при $k_R = 1$ (весь потік повітря іде через рекуператор).

Рис. 3. Залежність відносного теплового потоку в рекуператорі від відносних теплових втрат в камері згоряння при $\alpha = 1,75$. Теплова ефективність рекуператора $\varepsilon_R = 0,7$, $k_R = 1$ (вся витрата повітря іде через рекуператор). 1, 2 — $Q_{SE}/Q_{th} = 0,4$ та $0,6$ відповідно

Як видно із рисунка, зі зростанням теплових втрат тепловий потік в рекуператорі суттєво знижується, і для $Q_{SE}/Q_{th} = 0,6$ потреба в рекуператорі втрачає сенс, внаслідок значного зниження температури продуктів згоряння на виході із теплообмінника двигуна Стірлінга.

Розрахункові залежності відносного теплового потоку в рекуператорі від частки витрати повітря, яка іде через рекуператор, є нелінійними (рис. 4). Видно, що при зниженні витрати повітря, яка іде через рекуператор, у 2 рази, тепловий потік знижується у 5 разів, тому необхідно мінімізувати витрату повітря, яка іде в обхід рекуператора.

Рис. 4. Залежність відносного теплового потоку в рекуператорі від відношення витрати повітря в рекуператорі до загальної витрати повітря при $\alpha = 1,75$. Теплова ефективність рекуператора $\varepsilon_R = 0,7$, $Q_{SE}/Q_{th} = 0,4$. 1, 2 — $Q_{loss}/Q_{th} = 0,1$ та $0,2$ відповідно

Важливим параметром установки є температура викидних газів, яка, з одного боку, не повинна перевищувати допустиме значення для витяжного вентилятора, а з другого — не повинна опускатись до температури конденсації (при використанні неконденсаційних технологій). Для її визначення можна використати рівняння (10–14). Розрахунок проводився для значення загального ККД $\eta_\Sigma = 80\%$ та відносних теплових втрат $Q_{loss}/Q_{th} = 0,1$. Результати розрахунків наведено на рис. 5 у вигляді залежності температури викидних газів від коефіцієнту надлишку повітря.

Як видно із рисунку, для заданого ККД та умови $T_6 > 120^\circ\text{C}$ (відсутність конденсації) коефіцієнт надлишку повітря не повинен перевищувати 1,8. Як було показано вище, при аналізі теоретичної температури в камері згоряння також було отримано значення $\alpha = 1,7 \dots 1,8$, тобто для розглянутої установки воно, очевидно, є оптимальним.

Висновки

Наведено систему рівнянь для теплофізичного аналізу мікрогенераційної установки на біомасі з двигуном Стірлінга. Отримані співвідношення для розрахунку теоретичної температури в камері згоряння, теплового потоку в рекуператорі, температури викидних газів. Проведено розрахунки цих параметрів, проаналізовано вплив основних факторів — ефективності рекуператора, частки витрати повітря, що проходить через рекуператор, коефіцієнту надлишку повітря, теплових втрат, теплового потоку у гарячому теплообміннику двигуна Стірлінга.

Показано, що температура в камері згоряння знижується зі зниженням ефективності рекуператора та зростанням коефіцієнту надлишку повітря. Виявлено значний вплив теплових втрат в камері згоряння

Рис. 5. Залежність температури викидних газів від коефіцієнту надлишку повітря. $\eta_\Sigma = 80\%$, $Q_{loss}/Q_{th} = 0,1$

на тепловий потік в рекуператорі. Також показано, що при зниженні витрати повітря, яка іде через рекуператор, у 2 рази, тепловий потік знижується у 5 разів, тому необхідно мінімізувати витрату повітря, яка іде в обхід рекуператора. Отримано оптимальне значення коефіцієнту надлишку повітря, яке складає величину 1,7...1,8.

ЛІТЕРАТУРА

1. *Martinez S., Michaux G., Salagnac P., Bouvier J-L.* Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – V.154. – P.262–285 <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.035>
2. *Padinger R., Aigenbauer S., Schmidl C.* Best practise report on decentralized biomass fired CHP plants and status of biomass fired small- and micro scale CHP technologies. – 2019. – Published by IEA Bioenergy. 88 p. https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2019/05/T32_CHP_Report_01_2019.pdf last access August 17th 2020.
3. *Urciuolo M., Chirone R., SaverioMarra F., Solimene R.* Power generation by Stirling engine during fluidized bed combustion of wood pellets // *Combustion Science and Technology*. – 2019. – V.191, No2. – P.263-274, doi: 10.1080/00102202.2018.1453122
4. *Crema L., Alberti F., Bertaso A., Bozzoli A.* Development of a pellet boiler with Stirling engine for m-CHP domestic application // *Energy, Sustainability and Society*. – 2011. – 1:5. – 11 p.– doi: 10.1186/2192-0567-1-5
5. *Daguo Ma, Xinbo Jiang, Xu Zhang, Yan M.* Experimental Analysis of Micro-CHP Based on Biomass Direct-fired Stirling Engine // *Applied Mechanics and Materials*. – 2012. – Vol. 151. – P. 36-40. Trans Tech Publications, Switzerland doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.151.36
6. *Arashnia I., Najafi G., Ghobadian B., Yusaf, T.F., Mamat R., & Kettner M.* Development of Micro-scale Biomass-fuelled CHP System Using Stirling Engine. // *Energy Procedia*. – 2015. – V.75. – P.1108–1113. doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.505.
7. *Sato K., Okiwa N., Ishikawa A., Shimojima H., Nishiyama A., Moriya Y.* Development of Small-Scale CHP Plant with a Wood Powder-Fueled Stirling Engine // *Journal of Power and Energy Systems*. – 2008. – No 2. – P.1221-1231. doi: 10.1299/jpes.2.1221.
8. *Cardozo E, Erlich C, Malmquist A, Alejo L.* Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produceresidential heat and power // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. V.73. – P.671-680. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.024>
9. *Lane N.W., Beale W.T.* BioWatt, a Biomass-fired 1kWe Stirling Engine Generator and its applications in South Africa. (1999). 9th International Stirling Engine Conference, South Africa, 1999, <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/Biowatt.pdf>, last access August 17th 2020.
10. *Schnetzinger, R., Aigenbauer, S., Mair, C., Höftberger, E., Weissinger, A., Schmidl, C., Haslinger W.* Development of Combustion Concept for Biomass Pellet Driven Stirling Engine // *Proceedings of the 21st European Biomass Conference and Exhibition, 2016 in Amsterdam*, ISBN:978-88-89407-165, pp. 685 – 686. – doi: 10.5071/24thEUBCE2016-2BV.1.28..
11. *Jensen, N., Werling, J., Carlsen, H., Henriksen, U. B.* (2002). CHP from Updraft Gasifier and Stirling Engine // *Proceedings of 12th European Biomass Conference*. – 2002. – P.726-729. ETA-Florence & WIP-Munich.
12. *Leu Jai.* Biomass Power Generation through Direct Integration of Updraft Gasifier and Stirling Engine Combustion System // *Advances in Mechanical Engineering*. – 2010. – No 2. doi: 10.1155/2010/256746.
13. *US Patent 8,281.584 B2.* Wood-pellet cogeneration unit with Stirling engine in condensing technology / Weber E., 09.10.2012
14. *Pieniniemi K., Muilu Y., Ulla Lassi.* Micro-CHP Based on Biomass Gasification in a Downdraft Gasifier and Stirling Engine // *Proceedings of the 21st European Biomass Conference and Exhibition, 2013 in Copenhagen*, ISBN: 978-88-89407-53-0, doi: 10.5071/21stEUBCE2013-2CV.3.21. P. 814 – 819.
15. *Reed, T.B.* Principles and Technology of Biomass Gasification // *Advances in Solar Energy*. – Vol. 2. New York, Plenum, 1985, P.125–174. doi.org/10.1007/978-1-4613-9951-3_3

THERMOPHYSICAL ANALYSIS OF THE PARAMETERS OF A BIOMASS FUELED MICRO-CHP UNIT WITH A STIRLING ENGINE

Borisov I.I., Khalatov A.A.

*Institute of Engineering Thermophysics of the National
Academy of Sciences of Ukraine, Kyiv 2a Marii Kapnist str.,
03057, Kyiv, Ukraine*

<https://doi.org/10.31472/tpe.4.2020.3>

A typical scheme of a biomass fueled micro-CHP unit with a Stirling engine, including a combustion chamber, a Stirling Engine, a recuperator and water heater, is considered. A brief overview of the main biomass combustion methods used in this installation is made.

Thermophysical analysis was carried out on the basis of solving a system of equations: the reaction equation for wood biomass combustion, the equations of both the general heat balance and the heat balance of parts of CHP unit, as well as the equation of energy conservation at flows mixing in the combustion chamber, taken into account the heat input and losses. The relationship for calculating the theoretical temperature in the combustion chamber and heat flux in the recuperator is obtained. The last equation is obtained in dimensionless form. The theoretical temperature in the combustion chamber and the heat flux in the recuperator have been calculated, the influence of the main factors has been analyzed - the efficiency of heat exchange in the recuperator, the share of the total air flow passing through the recuperator, the excess air ratio, dimensionless heat losses and heat flux on the hot heat exchanger of the Stirling engine.

It is shown that the temperature in the combustion chamber decreases with a decrease in the efficiency of the recuperator and with an increase in the excess air ratio. A significant influence of heat losses in the combustion chamber on the heat flux in the recuperator was found. Under certain conditions (high heat losses and high heat exchange on the hot heat exchanger of the Stirling engine), the recuperator is not needed at all.

It is also shown that the share of the total air flow passing through the recuperator has a significant effect on the heat flux in the recuperator. Thus, when the air flow passing through the recuperator is reduced by 2 times, the heat flow is reduced by 5 times. Therefore, it is necessary to minimize the air flow bypassing the recuperator. As a result of thermophysical analysis, the optimal value of the excess air ratio was obtained, which is 1.7 ... 1.8.

References 15, Figures 5.

Key words: micro-CHP unit; biomass; Stirling engine; thermophysical analysis.

1. Martinez S., Michaux G., Salagnac P., Bouvier J-L. Micro-combined heat and power systems (micro-CHP) based on renewable energy sources // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – V.154. – P.262–285 <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.10.035>

2. Padinger R., Aigenbauer S., Schmidl C. Best practise report on decentralized biomass fired CHP plants and status of biomass fired small- and micro scale CHP technologies. – 2019. –Published by IEA Bioenergy. 88 p. https://www.ieabioenergy.com/wp-content/uploads/2019/05/T32_CHP_Report_01_2019.pdf last access August 17th 2020.

3. Urciuolo M., Chirone R., SaverioMarra F., Solimene R. Power generation by Stirling engine during fluidized bed combustion of wood pellets // *Combustion Science and Technology*. – 2019. – V.191, No2. – P.263-274, doi: 10.1080/00102202.2018.1453122

4. Crema L., Alberti F., Bertaso A., Bozzoli A. Development of a pellet boiler with Stirling engine for m-CHP domestic application // *Energy, Sustainability and Society*. – 2011. – 1:5. – 11 p.– doi: 10.1186/2192-0567-1-5

5. Daguo Ma, Xinbo Jiang, Xu Zhang, Yan M. Experimental Analysis of Micro-CHP Based on Biomass Direct-fired Stirling Engine // *Applied Mechanics and Materials*. – 2012. – Vol. 151. – P. 36-40. Trans Tech Publications, Switzerland doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.151.36

6. Arashnia I., Najafi G., Ghobadian B., Yusaf, T.F., Mamat R., & Kettner M. Development of Micro-scale Biomass-fuelled CHP System Using Stirling Engine. // *Energy Procedia*. – 2015. – V.75.– P.1108–1113. doi: 10.1016/j.egypro.2015.07.505.

7. Sato K., Okiwa N., Ishikawa A., Shimojima H., Nishiyama A., Moriya Y. Development of Small-Scale CHP Plant with a Wood Powder-Fueled Stirling Engine // *Journal of Power and Energy Systems*. – 2008. – No 2. – P.1221-1231. doi: 10.1299/jpes.2.1221.

8. Cardozo E, Erlich C, Malmquist A, Alejo L. Integration of a wood pellet burner and a Stirling engine to produceresidential heat and power // *Applied Thermal Engineering*. – 2014. V.73. – P.671-680. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.08.024>

9. Lane N.W., Beale W.T. BioWatt, a Biomass-fired 1kW Stirling Engine Generator and its applications in South Africa. (1999). 9th International Stirling Engine Conference, South Africa, 1999, <https://www.ohio.edu/mechanical/stirling/engines/Biowatt.pdf>, last access August 17th 2020.

10. Schnetzinger, R., Aigenbauer, S., Mair, C., Höftberger, E., Weissinger, A., Schmidl, C., Haslinger W. Development of Combustion Concept for Biomass Pellet Driven Stirling Engine // Proceedings of the 21st European Biomass Conference and Exhibition, 2016 in Amsterdam, ISBN:978-88-89407-165, pp. 685 – 686. – doi: 10.5071/24thEUBCE2016-2BV.1.28..
11. Jensen, N., Werling, J., Carlsen, H., Henriksen, U. B. (2002). CHP from Updraft Gasifier and Stirling Engine // Proceedings of 12th European Biomass Conference. – 2002. – P.726-729. ETA-Florence & WIP-Munich.
12. Leu Jai. Biomass Power Generation through Direct Integration of Updraft Gasifier and Stirling Engine Combustion System // Advances in Mechanical Engineering. – 2010. – No 2. doi: 10.1155/2010/256746.
13. US Patent 8,281.584 B2. Wood-pellet cogeneration unit with Stirling engine in condensing technology / Weber E., 09.10.2012
14. Pieniniemi K., Muilu Y., Ulla Lassi. Micro-CHP Based on Biomass Gasification in a Downdraft Gasifier and Stirling Engine // Proceedings of the 21st European Biomass Conference and Exhibition, 2013 in Copenhagen, ISBN: 978-88-89407-53-0, doi: 10.5071/21stEUBCE2013-2CV.3.21. P. 814 – 819.
15. Reed, T.B. Principles and Technology of Biomass Gasification // Advances in Solar Energy. – Vol. 2. New York, Plenum, 1985, P.125–174. doi.org/10.1007/978-1-4613-9951-3_3

Отримано 27.08.2020
Received 27.08.2020