

ОБГРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ КОТЛІВ ІЗ ВЕРХНІМ ГОРІННЯМ

*С.М. Кухарець, докторант**

Наведено результати теоретичних досліджень витрат повітря в котлах, що спалюють соломі зернових. Встановлено основні параметри котлів, що забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання.

Котел, спалювання, солома, біомаса, паливо, повітря, генераторний газ.

Постановка проблеми. В Україні виробляються теплогенератори з повітряним теплоносієм для спалювання соломи, які можна агрегатувати з сушарками та використовувати для опалення теплиць й виробничих приміщень, водонагрівальні котли для обігріву виробничих приміщень та соціально-культурних об'єктів, котли-теплогенератори для спалювання відходів деревообробки [1, 2, 3]. Проте при спалюванні рослинної біомаси виникають деякі труднощі, пов'язані із неоднорідністю біомаси, як палива; відносно високою вологістю, малим питомим енерговмістом, низькою температурою плавлення золи.

Аналіз останніх досліджень. У зоні горіння рослинної біомаси необхідно створити сприятливі умови для повного згоряння соломи, без плавлення золи та із підтримання рівномірного процесу виділення тепла [4, 5, 6, 7].

Таких умов можна досягти застосувавши котли, що мають дві робочі області: першу - утворення генераторного газу та другу - горіння генераторного газу [8] (рис. 1). В таких котлах є можливість регулювання процесом тепловиділення за рахунок зміни об'ємів повітря, що надходить в робочі області котла.

Мета досліджень. Встановити основні параметри котлів верхнього горіння із розділенням робочої області топки котла на область утворення генераторного газу та область його спалювання.

Результати досліджень. З конструктивних міркувань [9], щоб забезпечити рівномірну подачу повітря в область утворення генераторного газу, прийmemo нижню секцію розсіювача повітря виконану із 4-х трубчастих секцій постійного перерізу, а верхню секцію, для забезпечення подачі необхідної кількості повітря в

*Науковий консультант – доктор технічних наук Г.А. Голуб

область горіння утвореного газу – у вигляді конусного повітропроводу (рис. 2).

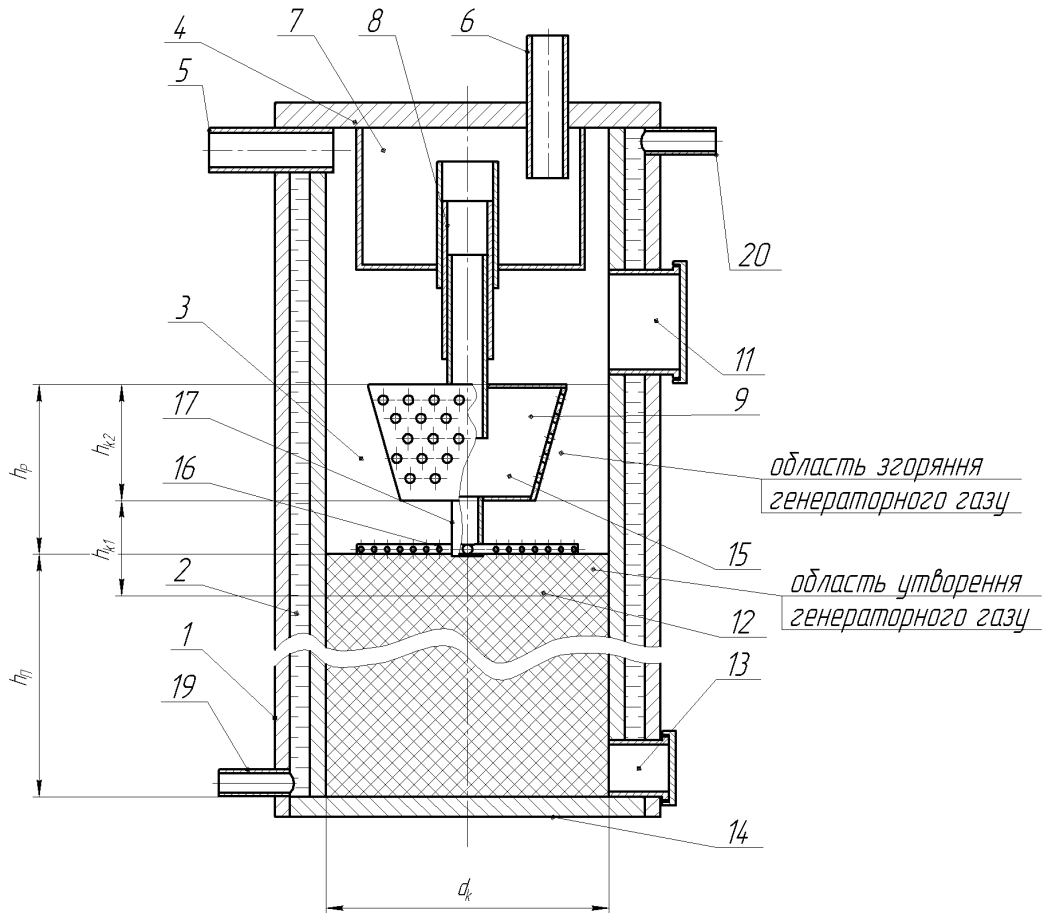


Рис. 1. Загальний вигляд котла для спалювання соломи: 1 – корпус; 2 – порожнина; 3 – камера згоряння; 4 – кришка; 5 – патрубок для видалення продуктів згорання; 6 – патрубок для подачі повітря, 7 – проміжна ємкість; 8 – напрямна; 9 - розсіювач повітря; 10 – отвори, 11 – дверцята для палива; 12 – паливо; 13 – дверцята для попелу; 14 – днище; 15 – верхня секція розсіювача повітря; 16 – нижня секція розсіювача повітря; 17 – трубчастий; 18 – трубчасті елементи; 19 – патрубок для подачі холодної води; 20 – патрубок для відведення гарячої води; d_k – діаметр котла; h_n – висота палива; h_p – висота розпилювача повітря; h_{K1} – висота області утворення генераторного газу; h_{K2} – висота області згоряння генераторного газу.

Витрати повітря можна переставити у вигляді системи:

$$\begin{cases} V_{заг} = V_{нуз} + V_{cd}; \\ V_{нуз} = k_{рн} V_{заг}; \\ V_{cd} = k_{рв} V_{заг}; \end{cases} \quad (1)$$

де $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилювачі котла, м³/с;
 $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювача, м³/с;
 $V_{сд}$ – витрати повітря верхньою секцією розпилювач, м³/с;
 $K_{рн}$ – коефіцієнт витрат повітря нижньою секцією розпилювача;
 $K_{рв}$ – коефіцієнт витрат повітря верхньою секцією розпилювача.

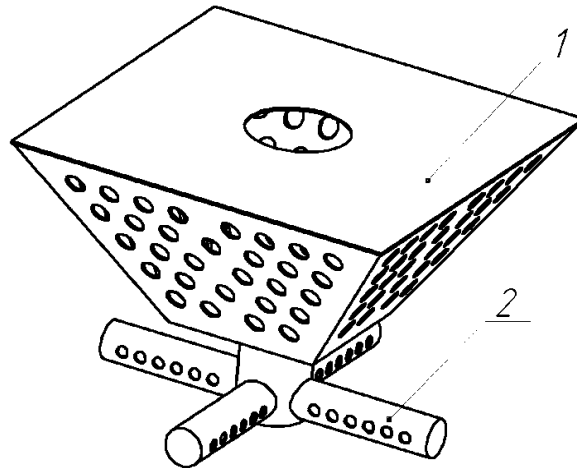


Рис. 2. Схема конструкції розподільника повітря: 1 – верхня секція, 2 – нижня секція.

Розглянемо витрати повітря [9, 10, 11, 12] трубчастою секцією нижньої секції розпилювача (рис. 3). Із врахування того, що трубчаста секція повинна забезпечити рівномірну подачу повітря в область утворення генераторного газу, її необхідно розглядати як повітророзподільник із отворами різної площі. Пронумерувавши, отвори секції проти руху повітря та провівши перерізи 1-1, 2-2, 3-3, ..., k-k, ..., i-i, ..., n-n, перед кожним отвором, отримано формулу для розрахунку робочого діаметра i -го отвору для круглого трубчастого сегмента (враховуючи, що $D_{He} = 4R_r = D_H$ [11]):

$$d_{Hi} = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt[4]{\frac{4}{d_{Hi-1}^4} - \frac{16\mu^2}{D_H^4} \left[i^2 - (i-1)^2 - \lambda \frac{l_H}{n_H D_H} (i-1)^2 - \eta \right]}}; \quad (2)$$

де d_{Hi} – діаметр i -го отвору трубчастої секції, м; d_{Hi-1} – діаметр $i-1$ -го отвору трубчастої секції, м; n_H – кількість пар суміщених отворів; D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; λ – коефіцієнт Дарсі; η – коефіцієнт втрат повітря при проходженні отвору (пом'якшення удару).

Встановивши із наступного рівняння, діаметр 1-го отвору, якій i буде максимальним:

$$d_{Hn\max} = \sqrt{\frac{V_{пуг}}{2\pi n_H v_{\max}}}, \quad (3)$$

де d_{Hnmax} – максимальний діаметр 1-го отвору трубчастої секції, м; U_{max} – максимальна швидкість повітря на виході із отворів трубчастої секції, м/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с; n_H – кількість пар суміщених отворів; та використовуючи формулу (2) можна встановити діаметри пар отворів в трубчастій секції, які забезпечать рівномірну подачу повітря в область газоутворення.

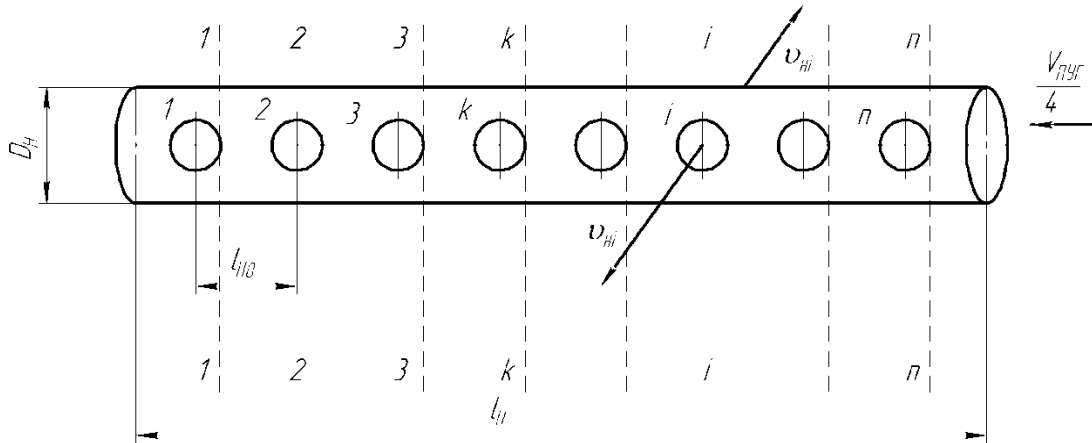


Рис. 3. Розрахункова схема трубчастої секції розподільника (подача повітря в область утворення генераторного газу): D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; l_{HO} – відстань між отворами, м; U_{Hi} – швидкість руху повітря на виході із i -го отвору, м/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с.

Опір секції трубчастого розподільника буде рівним повному надлишковому тиску на його початку [9, 11]:

$$\Delta p_{НП} = n_c \xi_{нвх} \xi_{мс} \frac{\rho_{нов} V_{пуг}^2}{2\pi^2 D_H^4} = \frac{\rho_{нов} V_{пуг}^2}{2\pi^2} \left(\frac{1}{\mu^2 n_H^2 d_{Hn}^4} + \frac{1}{D_H^4} \right), \quad (4)$$

де $\Delta p_{НП}$ – опір нижнього розподільника, Па; n_c – кількість секцій нижнього розподільника; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилювач, м³/с; μ – коефіцієнт витрат отвору трубчастої секції; d_{Hn} – діаметр n -го отвору трубчастої секції, м; D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м²; n_H – кількість пар суміщених отворів; $\rho_{нов}$ – густина повітря, кг/м³; $\xi_{мс}$ – коефіцієнт опору трубчастої секції нижнього розподільника; $\xi_{нвх}$ – коефіцієнт опору нижнього розподільника на його вході.

Згідно із рівнянням 3 можна встановити максимальний діаметр отвору трубчастої секції, що забезпечує необхідну подачу повітря в область утворення газу (рис. 4).

При аналізі графіка на рис. 4. є очевидним, що із раціональних міркувань діаметр отвору d_{H1max} необхідно обмежити, і тому необхідно встановити оптимальну кількість пар отворів n_H , та

виходячи із діаметру отвору та кількості пар отворів встановити раціональну довжину D_H та діаметр трубчастої секції розпилювача.

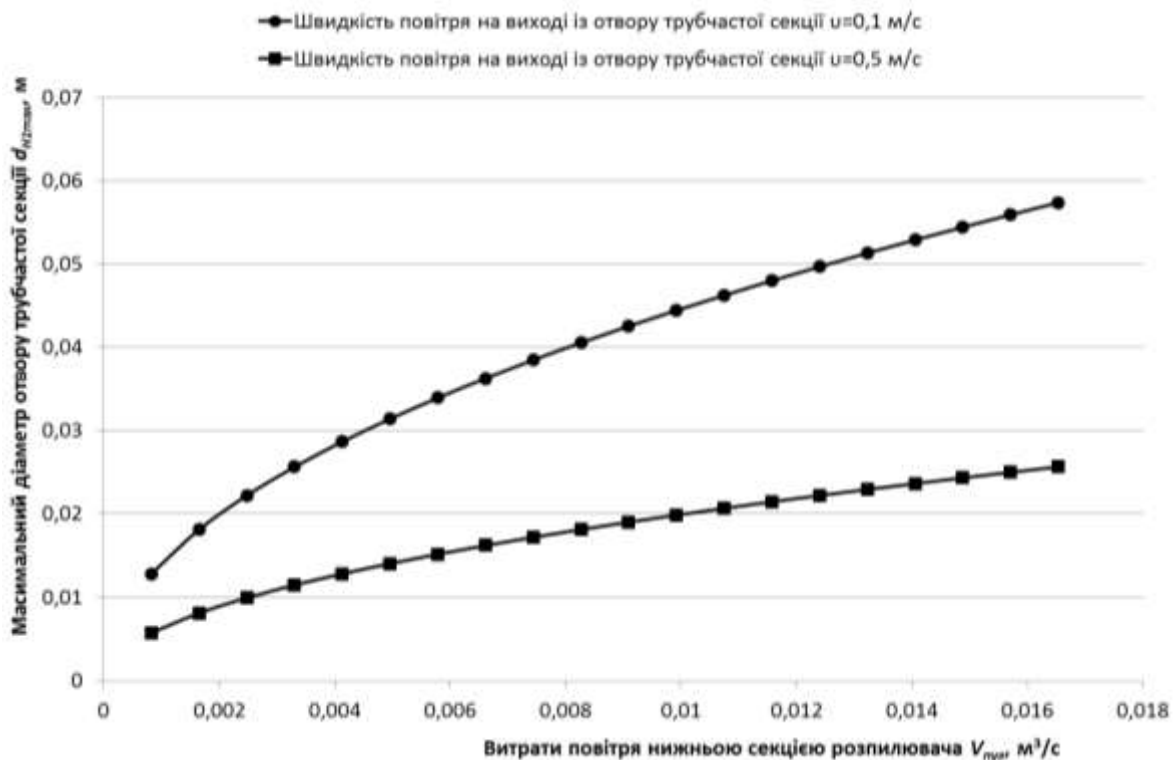


Рис. 4. Залежність максимального діаметра отвору від подачі повітря в область утворення генераторного газу (кількість пар отворів $n=8$).

Виходячи із умов забезпечення рівномірної подачі повітря в область утворення генераторного газу та забезпечення мінімального опору трубчастої секції розподільника за формулами (2), (3) можна встановити її основні конструкційні та технологічні параметри (рис. 5, табл. 1).

Проведенні дослідження щодо рівномірності розподілу повітря розподільником в область утворення генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{пуг}$ на утворення генераторного газу лежать в межах від 3 до 59,5 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_K 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HP} розподільника повітря в область утворення генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,9 ($P_K=10$ кВт) до 37,4 Па ($P_K=130$ кВт).

Максимальний розмір d_{H1max} отворів розподільника має діапазон від 13 ($P_K=10$ кВт) до 26 мм (P_K від 130 до 200 кВт), причому діаметр отворів, для досягнення рівномірності подачі, повітря в область утворення генераторного газу збільшуються від початку розподільника до центру із кроком Δd_{Hi} від 0,3 ($P_K=10, 40$ та 50 кВт)

до 0,7 ($P_K=130$ кВт) мм, кількість пар отворів n_H змінюється від 8 ($P_K=10$ кВт) до 40 ($P_K=200$ кВт).

Довжина l_H трубчастої секції розподільника варіює в межах від 0,2 ($P_K=10$ кВт) до 0,6м (P_K від 130 до 200 кВт), а діаметр D_H від 0,03 (P_K від 10 до 70 кВт) до 0,05 м (P_K від 140кВт до 200 кВт).

1. Основні параметри розподільника повітря в область утворення генераторного газу (при швидкості витікання повітря в область утворення газу $u_{H1}=0,1$ м/с, кількість трубчастих секцій $n_c=4$).

Теоретична теплова потужність котла P_K , кВт	Витрати повітря на утворення генераторного газу $V_{пуг}$, м ³ /год	Максимальний діаметр отворів розподільника d_{H1max} , мм	Крок зменшення діаметру отворів розподільника, Δd_{H1} , мм	Кількість пар отворів в секції розподільника n_H	Діаметр секції розподільника D_H , м	Довжина секції розподільника l_H , м	Опір розподільника Δp_{H1} , Па
10	3,0	13	0,3	8	0,03	0,2	0,9
20	6,0	15	0,5	12	0,03	0,3	3,4
30	8,9	15	0,4	18	0,03	0,3	5,9
40	11,9	15	0,3	24	0,03	0,3	9,0
50	14,9	15	0,3	30	0,03	0,3	12,6
60	17,9	20	0,6	20	0,03	0,4	26,8
70	20,8	20	0,5	24	0,03	0,4	32,9
80	23,8	22	0,6	22	0,04	0,5	13,8
90	26,8	22	0,5	24	0,04	0,5	16,6
100	29,8	22	0,5	26	0,04	0,5	19,6
110	32,7	22	0,4	30	0,04	0,5	22,0
120	35,7	22	0,4	34	0,04	0,5	24,6
130	38,7	26	0,7	26	0,04	0,6	37,4
140	41,7	26	0,5	28	0,05	0,6	14,8
150	44,6	26	0,5	30	0,05	0,6	16,4
160	47,6	26	0,5	32	0,05	0,6	18,1
170	50,6	26	0,4	34	0,05	0,6	19,8
180	53,6	26	0,4	36	0,05	0,6	21,6
190	56,5	26	0,4	38	0,05	0,6	23,5
200	59,5	26	0,4	40	0,05	0,6	25,4

Отриманні параметри забезпечують рівномірний розподіл повітря в область утворення генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід генераторного газу при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

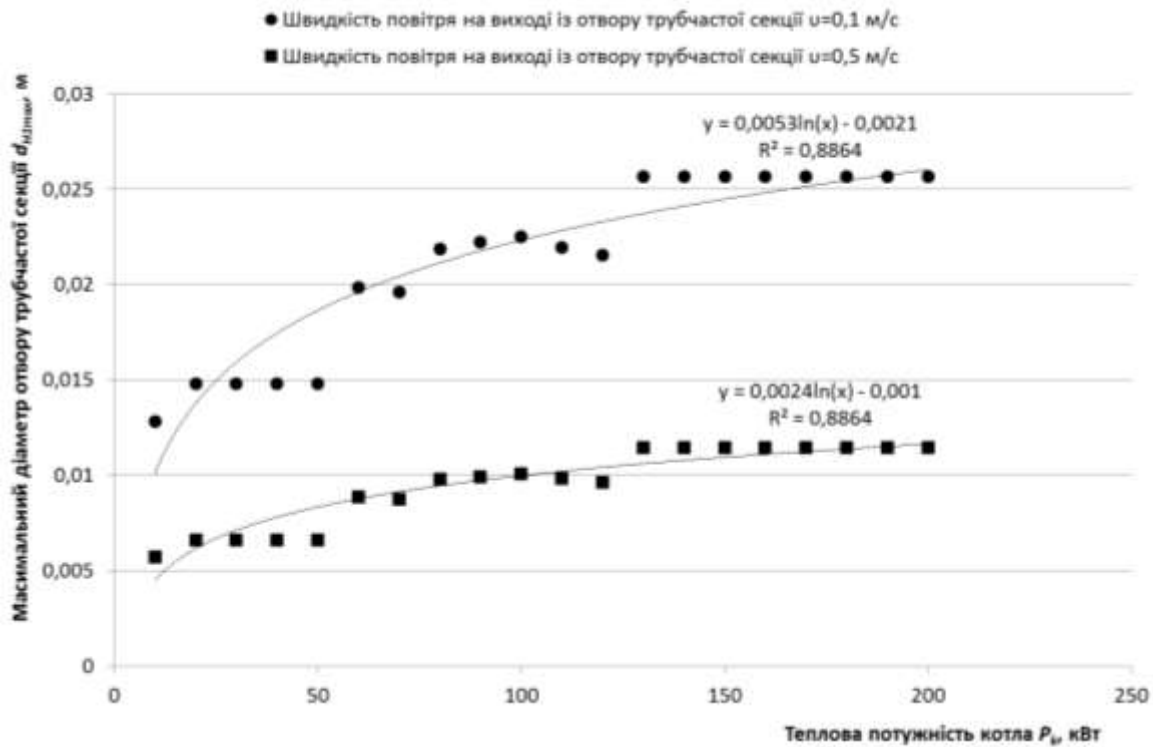


Рис. 5. Залежність максимального діаметра отвору трубочасті секції від теплової потужності котла при раціональних конструкційних параметрах.

Розглянемо подачу повітря в область спалювання газу верхньою секцією розподільника, що виконання у вигляді зрізаної піраміди з основою квадратної форми (рис. 6).

Знаючи витрати повітря V_{cd} в області горіння можна встановити необхідний діаметр d_{B0} отворів розподільника:

$$d_{B0} = \sqrt{\frac{4V_{cd}}{\pi n_B v_{ec}}}, \quad (5)$$

де d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; V_{cd} – дійсні витрати повітря в області горіння, м³/с; v_{ec} – середня швидкість повітря на виході із отворів, м/с; n_B – кількість отворів.

При подачі повітря в область спалювання газу важливо забезпечити повноту його надходження, причому з метою утворення аеродинамічної межі між областями утворення та спалювання генераторного газу швидкість виходу повітря v_{Bi} із отворів секцій розподільника повинна бути більшою в нижній частині розподільника і описуватись функцією:

$$v_{Bi} = f(h_B, h_0, d_B, a_B, \theta, V_{cz}). \quad (6)$$

Враховуючи, що $a_{B0} \gg d_{B0}$ втратами тиску можна знехтувати (згідно [9, 12] $\lambda \rightarrow 0$, $\eta \rightarrow 0$) і тому можна прийняти діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання газу однаковим.

Опір верхньої секції розподільника складе:

$$\Delta p_{ВП} = \frac{2\rho_{нов}}{\pi^2} \left(\frac{V_{сд}^2}{\mu^2 n_B^2 d_{B0}^4} + \frac{\xi_{ex} V_{заг}^2}{d_{Bex}^4} + \frac{\xi_{вих} V_{пуг}^2}{d_{Bвих}^4} \right); \quad (7)$$

де $\Delta p_{ВП}$ – опір верхнього розподільника, Па; ξ_{ex} – коефіцієнт опору верхнього розподільника на вході; $\xi_{вих}$ – коефіцієнт опору верхнього розподільника на виході; d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; n_B – кількість отворів; μ – коефіцієнт витрат отворів для виходу повітря; $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилувачі котла, м³/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилувача, м³/с. $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; d_{Bex} – діаметр отвору для входу повітря в розподільник, м.

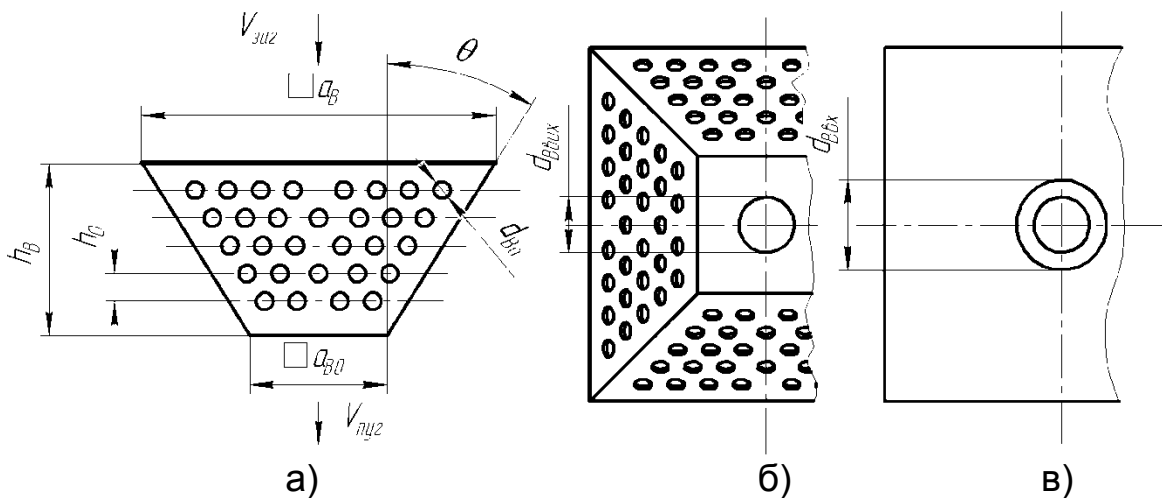


Рис. 6. Розрахункова схема верхньої секції розподільника (подача повітря в область горіння): а) вигляд спереду; б) вигляд знизу; в) вигляд зверху; a_B – розмір сторони основи розподільника на вході (максимальний), м; a_{B0} – розмір сторони основи розподільника на виході (мінімальний), м; h_B – висота розподільника, м; h_0 – крок рядів отворів, м; θ – бічний кут розкриття, град; d_{B0} – діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання, м; $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; d_{Bex} – діаметр отвору для входу повітря в розподільник, м; $V_{заг}$ – загальні витрати повітря в розпилувачі котла, м³/с; $V_{пуг}$ – витрати повітря нижньою секцією розпилувача, м³/с.

Прийнявши:

$$a_B \approx 2l_H; a_{B0} \approx 2d_{Bвих}; d_{Bвих} \approx 2D_H; d_{Bex} \approx 1,5d_{Bвих}, \quad (8)$$

де D_H – внутрішній діаметр трубчастої секції, м; l_H – довжина трубчастої секції, м; a_B – розмір сторони основи розподільника на вході (максимальний), м; a_{B0} – розмір сторони основи розподільника на виході (мінімальний), м; $d_{Bвих}$ – діаметр отвору для виходу повітря із розподільника, м; d_{Bex} – діаметр отвору для входу повітря в

розподільник, м; можна визначити параметри розподільника повітря, що забезпечують повне згорання газу в області спалювання (табл. 2). Проведенні дослідження щодо повноти подачі повітря розподільником в область спалювання генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря V_{cd} на спалювання генераторного газу лежать в межах від 10,3 до 206,3 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір Δp_{HV} розподільника повітря в область спалювання генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,06 ($P_k=10$ кВт) до 2,87 Па ($P_k=130$ кВт).

2. Основні параметри розподільника повітря в область спалювання генераторного газу (при швидкості витікання повітря в область спалювання газу $u_{H1}=0,2$ м/с).

Теоретична теплова потужність котла P_k , кВт	Витрати повітря на спалювання генераторного газу V_{cd} , м ³ /год	Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B	Діаметр отворів для подачі повітря в область спалювання d_{B0} , мм	Висота розподільника h_e , мм	Сторона основи розподільника на вході $a_{B,м}$	Сторона основи розподільника на виході $a_{B0,м}$	Діаметр вхідного отвору $d_{вх}$, мм	Діаметр вихідного отвору $d_{вих}$, мм
10	10,3	40	21	91	0,4	0,24	90	60
20	20,6	80	21	117	0,6	0,24	90	60
30	30,9	120	21	209	0,6	0,24	90	60
40	41,3	160	21	302	0,6	0,24	90	60
50	51,6	200	21	393	0,6	0,24	90	60
60	61,9	240	21	342	0,8	0,24	90	60
70	72,2	280	21	417	0,8	0,24	90	60
80	82,5	320	21	342	1	0,32	120	80
90	92,8	360	21	401	1	0,32	120	80
100	103,1	400	21	460	1	0,32	120	80
110	113,5	440	21	519	1	0,32	120	80
120	123,8	480	21	577	1	0,32	120	80
130	134,1	520	21	498	1,2	0,32	120	80
140	144,4	560	21	528	1,2	0,4	150	100
150	154,7	600	21	577	1,2	0,4	150	100
160	165,0	640	21	625	1,2	0,4	150	100
170	175,4	680	21	674	1,2	0,4	150	100
180	185,7	720	21	722	1,2	0,4	150	100
190	196,0	760	21	770	1,2	0,4	150	100
200	206,3	800	21	818	1,2	0,4	150	100

Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B лежить в межах від 40 ($P_K=10$ кВт) до 800 ($P_K=130$ кВт), причому їх діаметр d_{B0} не змінний і дорівнює 21 мм.

Отриманні параметри забезпечують повне згоряння генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід теплової енергії при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

Враховуючи питомий вихід газу u_c із біомаси та знаючи необхідну теплову потужність котла P_K із можна встановити загальний вихід газу $V_{заг}$ та визначити, витрати палива.

Знаючи витрати палива та враховуючи геометричні розміри розподільника повітря, можна встановити діаметр топки D_K та висоту H_K котла, а також кількість його завантажень на добу (табл. 3).

3. Основні розрахункові параметри котлів для спалювання біомаси (тюкована солома зернових).

Теоретична теплова потужність P_K , кВт	Витрати біомаси за добу G_b , кг	Загальні витрати повітря $V_{заг}$, м ³ /с	Кількість завантажень $n_{заг}$	Діаметр топки D_{TK} , м	Висота топки H_{TK} , м	Висота загальна H_K , м	ККД η_k	Робоча теплова потужність $P_{кр}$, кВт
10	66,7	0,00369	2	0,48	1,84	2,20	75	7,5
20	133,3	0,00738	2	0,72	1,64	2,05	75	15
30	200,0	0,01108	2	0,72	2,46	3,05	75	22,5
40	266,7	0,01477	3	0,72	2,18	2,97	75	30
50	333,3	0,01846	3	0,72	2,73	3,69	75	37,5
60	400,0	0,02215	3	0,96	1,84	2,71	80	48
70	466,6	0,02584	3	0,96	2,15	3,16	80	56
80	533,3	0,02954	3	1,2	1,57	2,50	80	64
90	600,0	0,03323	3	1,2	1,77	2,81	80	72
100	666,6	0,03692	3	1,2	1,96	3,12	80	80
110	733,3	0,04061	3	1,2	2,16	3,44	80	88
120	800,0	0,04430	3	1,2	2,36	3,75	80	96
130	866,6	0,04800	3	1,44	1,77	3,01	80	104
140	933,3	0,05169	3	1,44	1,91	3,27	80	112
150	999,9	0,05538	4	1,44	1,53	2,99	85	127,5
160	1066,6	0,05907	4	1,44	1,64	3,19	85	136
170	1133,3	0,06276	4	1,44	1,74	3,39	85	144,5
180	1199,9	0,06645	4	1,44	1,84	3,59	85	153
190	1266,6	0,07015	4	1,44	1,94	3,78	85	161,5
200	1333,3	0,07384	4	1,44	2,05	3,98	85	170

Параметри котлів наведенні в табл. 3, забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання. Витрати біомаси G_b , в таких котлах змінюються в межах від 66,7 ($P_k=10$ кВт) до 1333,3 кг/добу ($P_k=200$ кВт) при кількості завантажень від 2 до 4-х на добу. Висота котла змінюється в межах від 2,05 ($P_k=20$ кВт) до 3,98 м ($P_k=200$ кВт), а діаметр топки котла від 0,48 м ($P_k=10$ кВт) до 1,44 м (P_k від 130 до 200 кВт).

Висновки

1. Проведенні дослідження щодо рівномірності розподілу повітря розподільником в область утворення генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{пуз}$ на утворення генераторного газу лежать в межах від 3 до 59,5 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір $\Delta p_{НП}$ розподільника повітря в область утворення генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,9 ($P_k=10$ кВт) до 37,4 Па ($P_k=130$ кВт). Максимальний розмір $d_{Н1max}$ отворів розподільника має діапазон від 13 ($P_k=10$ кВт) до 26 мм (P_k від 130 до 200 кВт), причому діаметр отворів, для досягнення рівномірності подачі, повітря в область утворення генераторного газу збільшуються від початку розподільника до центру із кроком Δd_{Hi} від 0,3 ($P_k=10, 40$ та 50 кВт) до 0,7 ($P_k=130$ кВт) мм, кількість пар отворів n_H змінюється від 8 ($P_k=10$ кВт) до 40 ($P_k=200$ кВт). Довжина l_H трубчастої секції розподільника варіює в межах від 0,2 ($P_k=10$ кВт) до 0,6м (P_k від 130 до 200 кВт), а діаметр D_H від 0,03 (P_k від 10 до 70 кВт) до 0,05 м (P_k від 140кВт до 200 кВт). Отриманні параметри забезпечують рівномірний розподіл повітря в область утворення генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід генераторного газу при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

2. Проведенні дослідження щодо повноти подачі повітря розподільником в область спалювання генераторного газу дозволяють стверджувати, що витрати повітря $V_{сд}$ на спалювання генераторного газу лежать в межах від 10,3 до 206,3 м³ на годину, причому менше значення забезпечує теплову потужність котла P_k 10 кВт, а більше 200 кВт, причому опір $\Delta p_{НВ}$ розподільника повітря в область спалювання генераторного газу є незначним і лежить в діапазоні від 0,06 ($P_k=10$ кВт) до 2,87 Па ($P_k=130$ кВт). Кількість отворів для подачі повітря в область спалювання n_B лежить в межах від 40 ($P_k=10$ кВт) до 800 ($P_k=130$ кВт), причому їх діаметр d_{B0} не змінний і дорівнює 21мм. Отриманні параметри забезпечують повне згоряння генераторного газу, що дозволяє максимізувати вихід

теплової енергії при експлуатації котлів, призначених для спалювання біомаси.

3. В результаті теоретичних досліджень отримано параметри котлів, що забезпечують мінімізацію втрат енергії при спалюванні біомаси, за рахунок розділення робочої області на область утворення генераторного газу та область його спалювання. Витрати біомаси G_b , в таких котлах змінюються в межах від 66,7 ($P_k=10$ кВт) до 1333,3 кг/добу ($P_k=200$ кВт) при кількості завантажень від 2 до 4-х на добу. Висота котла змінюється в межах від 2,05 ($P_k=20$ кВт) до 3,98 м ($P_k=200$ кВт), а діаметр топки котла від 0,48 м ($P_k=10$ кВт) до 1,44 м (P_k від 130 до 200 кВт). Причому, загальні витрати повітря $V_{заг}$ в котлі лежать в межах від $3,7 \cdot 10^{-3}$ ($P_k=10$ кВт) до $7,38 \cdot 10^{-2}$ ($P_k=200$ кВт). Використання пропонованих досліджень дозволяє підібрати при проектуванні двозонних котлів основні конструкційні параметри, що дозволяють отримати максимальний ККД.

Список літератури

1. *Енергоавтономність* виробництва на основі біологічних видів палива / М.В. Молодик, Г.А. Голуб, В.О. Лук'янець, Б.О. Рубан, М.І. Вирьовка // Вісник аграрної науки. – 2008. – № 11. – С. 39–44.
2. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 303–312.
3. Голуб Г.А. Науково-дослідний інститут техніки і технологій – аналіз діяльності та перспективи розвитку / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2013. – Вип. 185, ч. 3. – С. 9–23.
4. Гелетуша Г.Г. Обзор технологий сжигания соломы с целью выработки тепла и электроэнергии / Г.Г. Гелетуша, Т.А. Железная // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 1998. – № 6. – С. 3–11.
5. Evald A. Experiences from 61 Straw-Fired District Heating Plants in Denmark / A. Evald, M.G. Larsen // Ibid. – Vol. 1. – P. 211–216.
6. Mosbech H. Possibilities and Limitations for Biomass as a Means of CO₂ Reduction in the Danish Heat and Power Production / H. Mosbech, K. Jakobsen // Ibid. – Vol. 3. – P. 1748–1753.
7. Дубровин В. Сельхозпроизводство как источник энергии / В. Дубровин, М. Мельничук, В. Мироненко // Зерно. – 2006. – № 2. – С. 76–81.
8. Патент 105346 Україна, МПК F24H 1/10, F23B 60/00. Котел водогрійний для спалювання рослинної біомаси / О.Я. Переходько, Г.А. Голуб; В.О. Дубровін; О.Н. Дімітрев, С.М. Кухарець; О.Я. Переходько. заявка № а201310034; заявлено 12.08.2013; опубліковано 25.04.2014; Бюл. №8. – 6 с.
9. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции : учеб. пособие / В.Н. Талиев. – М.:Стройиздат, 1976. – 295 с.
10. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания / О.Д. Волков. – Х.: Вища школа, 1989. – 240 с.
11. Кучеров С.Ф. Гідравліка : конспект лекцій / С.Ф. Кучеров, С.М. Кухарець. – Житомир: ЖНАЕУ, 2010. – 116 с.

12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик ; под ред. М.О. Штейнберга. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Приведены результаты теоретических исследований расхода воздуха в котлах, сжигающих солому зерновых. Установлены основные параметры котлов, обеспечивающих минимизацию потерь энергии при сжигании биомассы, за счет разделения рабочей области на область образования генераторного газа и область его сжигания.

Котел, сжигание, солома, биомасса, топливо, воздух, генераторный газ.

The results of theoretical investigations of air flow in boilers burning straw cereals. The basic parameters of boilers that provide minimizing energy loss in biomass due to the separation of the work area to the area of education and region generator gas combustion.

Boiler, burning, straw, biomass, fuel, air, gas generator.

УДК 631.1.27

ВИПРОБУВАННЯ КАБІНИ МЕЗ ЗА УМОВИ ОГЛЯДОВОСТІ З РОБОЧОГО МІСЦЯ ОПЕРАТОРА

***І.Л. Роговський, кандидат технічних наук
Б.С. Любарець, студент***

Розглянуто проблему доцільності проектування форми кабіни трактора, використовуючи ергономічні показники оглядовості з робочого місця оператора, а також отримання експериментальних даних шляхом комп'ютерного моделювання в трьохвимірному просторі світлотіньового методу.

Випробування, кабіна, оглядовість.

Постановка проблеми. Ефективність функціонування системи "людина – машина" в значній мірі залежить від об'єму зорової інформації необхідної для керування цією системою. Зорове сприйняття людини забезпечує йому біля 80 % інформації, одержуваної з навколишнього його середовища. Тому забезпечення

© І.Л. Роговський, Б.С. Любарець, 2014