



**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
"КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ"**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ

З ДИСЦИПЛІНИ

“Пічне обладнання у хімічних процесах”

для студентів **напрямку 6.050503** **Машинобудування**

Київ-2016

Методичні вказівки до проведення практичних робіт з дисципліни “Пічне обладнання у хімічних процесах” для студентів напрямку 6.050503 Машинобудування: [Електронний ресурс]: / НТУУ „КПІ”; уклад, А.Р. Степанюк. – Київ: НТУУ „КПІ”, 2016. – 48 с.

*Гриф надано Вченою радою
інженерно-хімічного факультету НТУУ „КПІ”
(Протокол № 2 від 28 березня 2016 р.)*

Для студентів інженерно-хімічного факультету.

Відповідальний редактор Степанюк Андрій Романович, доцент, к.т.н.

Рецензент:

Сокольський Олександр Леонідович, доцент, к.т.н.

Степанюк Андрій Романович, к.т.н., доц. кафедри МАХНВ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ПРОВЕДЕННЯ ПРАКТИЧНИХ РОБІТ
з дисципліни
“Пічне обладнання у хімічних процесах”
для студентів напрямку 6.050503 Машинобудування

ЗМІСТ

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ	4
Приклад 1.1. Розрахунок вмісту вуглецю в складових вугілля.	4
2 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА	6
Приклад 2.1. Розрахунок теплоти згоряння вугілля.	6
Приклад 2.2. Визначення теплоти згоряння коксувального газу	7
Приклад 2.3. Визначення теплоти згоряння природного газу.	8
Приклад 2.4. Розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.	8
Приклад 2.5. Розрахунок механічної форсунки.	11
Приклад 2.6. Розрахунок плуменевого пальника.	12
Приклад 2.7. Розрахунок інжекторного панельного безфакельного пальника.	14
Приклад 2.8. Розрахунок об'єму пиловугільної топки.	21
Приклад 2.9. Розрахунок напівгазової топки.	22
3 ТЕПЛООБМІН В ПЕЧАХ	25
Приклад 3.1. Розрахунок тепловідачі у печі.	25
Приклад 3.2. Розрахунок основних розмірів шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку	28
Приклад 3.3. Розрахунок товщини ізоляції печі та порівняння ізоляції з різних наповнювачів	30
4 РУХ ГАЗІВ В ПЕЧАХ	32
Приклад 4.1. Розрахунок тягового пристрою для пічного пристрою.	32
Приклад 4.2. Розрахунок ежектора для забезпечення примусового відсмоктування димових газів.	38
Приклад 4.3. Визначення висоти димаря та його діаметра для трубчатої печі	41
5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ	43
Приклад 5.1. Визначення теплового навантаження печі вакуумної установки.	43
Додаток 1. Характеристики природних газів	45
Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів	46
Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів	47
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	48

1 ХАРАКТЕРИСТИКА ПАЛИВ ТА ОСОБЛИВОСТІ ЇХ СПАЛЮВАННЯ

Приклад 1.1. Розрахунок вмісту вуглецю в складових вугілля.

Завдання. Розрахувати вміст вуглецю в складових палива вугілля: склад робочого палива: волога – $W^P, \%$, негорючі мінеральні речовини (зола) – $A^P, \%$, сірка – $S^P, \%$, кисень – $O^P, \%$, азот – $N^P, \%$, водень – $H^P, \%$, вуглець – $C^P, \%$, всього $\Sigma B^P = 100\%$.

Завдання:

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W^P, \%$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$A^P, \%$	27,6	25,6	23,6	21,6	19,6	17,6	15,6	13,6	11,6	11,6
$S^P, \%$	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
$O^P, \%$	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
$N^P, \%$	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$H^P, \%$	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$C^P, \%$	55	57	59	61	63	65	67	69	71	71
$\Sigma B^P, \%$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$W^P, \%$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$A^P, \%$	9,6	7,6	8,7	6,7	4,7	5,9	5,9	6,9	6,9	6,9	6,5
$S^P, \%$	4,1	4,1	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
$O^P, \%$	5,5	5,5	4	4	4	3	3	2	2	2	2
$N^P, \%$	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$H^P, \%$	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	2	2	2	2	2	1,4
$C^P, \%$	73	75	77	79	81	83	83	83	83	83	84
$\Sigma B^P, \%$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Наприклад: волога – $W^P=4,5\%$, негорючі мінеральні речовини (зола) – $A^P=9\%$, сірка – $S^P=4,1\%$, кисень – $O^P=5,5\%$, азот – $N^P=1,6\%$, водень – $H^P=4,2\%$, вуглець – $C^P=71,1\%$, всього $\sum B^P=100\%$.

Розв’язок. Вміст вуглецю в органічній масі (вуглець + азот + водень + кисень) буде:

$$C^O = C^P \frac{100}{100 - (S^P + A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (4,1 + 9 + 4,5)} = 86,29\%.$$

Вміст вуглецю в горючій масі палива (органічна маса та горюча частина вмісту сірки S^G), тут: $S^G = S^P$

$$C^G = C^P \frac{100}{100 - (A^P + W^P)} = 71,1 \frac{100}{100 - (9 + 4,5)} = 82,19\% .$$

Вміст вуглецю в сухій масі :

$$C^C = C^P \frac{100}{100 - W^P} = 71,1 \frac{100}{100 - 4,5} = 74,45\% .$$

2 ТОПКИ ТА ПРИСТРОЇ ДЛЯ СПАЛЮВАННЯ ПАЛИВА

Приклад 2.1. Розрахунок теплоти згорання вугілля.

Завдання. Визначити теплоту згорання вугілля складу: волога – $W^P, \%$, негорючі мінеральні речовини (зола) – $A^P, \%$, сірка – $S^P, \%$, кисень – $O^P, \%$, азот – $N^P, \%$, водень – $H^P, \%$, вуглець – $C^P, \%$, всього $\Sigma B^P = 100\%$.

Завдання:

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$W^P, \%$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$A^P, \%$	27,6	25,6	23,6	21,6	19,6	17,6	15,6	13,6	11,6	11,6
$S^P, \%$	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1	4,1
$O^P, \%$	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
$N^P, \%$	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$H^P, \%$	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2
$C^P, \%$	55	57	59	61	63	65	67	69	71	71
$\Sigma B^P, \%$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$W^P, \%$	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
$A^P, \%$	9,6	7,6	8,7	6,7	4,7	5,9	5,9	6,9	6,9	6,9	6,5
$S^P, \%$	4,1	4,1	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5
$O^P, \%$	5,5	5,5	4	4	4	3	3	2	2	2	2
$N^P, \%$	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
$H^P, \%$	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	2	2	2	2	2	1,4
$C^P, \%$	73	75	77	79	81	83	83	83	83	83	84
$\Sigma B^P, \%$	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100

Наприклад: $W^P = 4,5\%$, $A = 9\%$, $S^P = 4,1\%$, $O^P = 5,5\%$, $N^P = 1,6\%$, $H^P = 4,2\%$, $C^P = 71,1\%$, всього – 100%.

Розв'язок. Вища теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, переходить в рідину з температурою 20°C).

$$Q_B^P = 4,187 \cdot (81C^P + 300H_2^P - 26(O^P - S^P)) =$$

$$= 4,187(81 \cdot 71,1 + 300 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1)) = 29237 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Нижча теплота згорання (коли волога продуктів згорання, віддавши тепло, лишається у паровому стані):

$$Q_H^P = 4,187 \cdot (81C^P + 246H_2^P - 26(O^P - S^P) - 6W^P) =$$

$$= 4,187(81 \cdot 71,1 + 246 \cdot 4,2 - 26 \cdot (5,5 - 4,1) - 6 \cdot 4,5) = 28174 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Приклад 2.2. Визначення теплоти згорання коксувального газу

Завдання. Визначити теплоту згорання коксувального газу складу:

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$H_2S, \%$	0,1	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24	0,26	0,28
$CO_2, \%$	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1	2,2	2,3	2,4
$C_2H_4, \%$	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$O_2, \%$	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$CO, \%$	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
$H_2, \%$	45	47	49	51	53	55	57	59	61	63
$CH_4, \%$	38,6	36,48	34,16	31,84	29,52	27,2	24,88	22,56	20,24	17,92
$N_2, \%$	7	7,1	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,7	7,8	7,9

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$H_2S, \%$	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,42	0,44	0,46	0,48
$CO_2, \%$	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3	3,1	3,2	3,3	3,4
$C_2H_4, \%$	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
$O_2, \%$	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$CO, \%$	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
$H_2, \%$	65	67	69	66	63	60	57	54	51	48
$CH_4, \%$	15,6	13,28	10,96	13,64	16,32	19	21,68	24,36	27,04	29,72
$N_2, \%$	8	8,1	8,2	8,3	8,4	8,5	8,6	8,7	8,8	8,9

Наприклад: $H_2S=0,4\%$; $CO_2 =2,3\%$; $C_2H_4 =1,9\%$; $O_2=0,8\%$; $CO=6,8\%$;
 $H_2=57,5$; $CH_4=22,5\%$; $N_2=7,8\%$.

Розв'язок. Вища теплота згорання:

$$Q_B = 4,187(30,5CO + 30,5H_2 + 93,2CH_4 + 152,5C_2H_4 + 60H_2S) =$$

$$= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 30,5 \cdot 57,5 + 93,2 \cdot 22,5 + 152,5 \cdot 1,9 + 60 \cdot 0,4) = 18309 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(30,5CO + 25,8H_2 + 85,9CH_4 + 143C_2H_4 + 55,2H_2S) =$$

$$= 4,187(30,5 \cdot 6,8 + 25,8 \cdot 57,5 + 85,9 \cdot 22,5 + 143 \cdot 1,9 + 55,2 \cdot 0,4) = 16402 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Приклад 2.3. Визначення теплоти згорання природного газу.

Завдання. Визначити теплоту згорання природного газу складу. Варіант відповідає номеру рядка у таблиці додатку 1.

Наприклад: Газопровід Гоголево-Полтава. Склад газу $CH_4=85,8\%$;
 $C_2H_6=0,2\%$; $C_3H_8=0,1\%$; $C_4H_{10}=0,1\%$; $N_2=13,7\%$; $CO_2=0,1\%$.

Розв'язок. Вища теплота згорання:

$$Q_B = 4,187(95,2CH_4 + 166,4C_2H_6 + 237,0C_3H_8 + 308,0C_4H_{10} + 378,2C_5H_{12} + 61,8H_2S) =$$

$$= 4,187(95,2 \cdot 85,8 + 166,4 \cdot 0,2 + 237,0 \cdot 0,1 + 308,0 \cdot 0,1 + 378,2 \cdot 0 + 61,8 \cdot 0) = 34567,62 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Нижча теплота згорання:

$$Q_H = 4,187(85,6CH_4 + 152,3C_2H_6 + 218,0C_3H_8 + 283,4C_4H_{10} + 348,9C_5H_{12} + 57,0H_2S) =$$

$$= 4,187(85,6 \cdot 85,8 + 152,3 \cdot 0,2 + 218,0 \cdot 0,1 + 283,4 \cdot 0,1 + 348,9 \cdot 0 + 57,0 \cdot 0) = 31088,81 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Приклад 2.4. Розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.

Завдання. Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Рм, Па	5000	5100	5200	5300	5400	5500	5600	5700	5800	5900
$G_m^{\text{Задано}}$, кг/с	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$P_m, \text{Па}$	6100	6200	6300	6400	6500	6600	6700	6800	6900	6100
$G_m^{\text{Задано}}, \text{кг/с}$	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58

Наприклад: Провести розрахунок пальника низького тиску для спалювання мазуту, тиск якого дорівнює $P_m = 30 \text{ кПа}$ ($0,3 \text{ атм}$). Тиск повітря перед форсункою $P_{нов} = 6000 \text{ Па}$, температура повітря $t_n = 30^\circ \text{C}$, густина повітря $\rho_n^0 = 1,29 \text{ кг/м}^3$. Кількість мазуту $G_m^{\text{Задано}} = 0,004 \text{ кг/с}$.

Теплотворність мазуту $Q_H^P = 40600 \text{ кДж/кг}$, густина мазуту $\rho_m = 950 \text{ кг/м}^3$.

Розв'язок. Визначимо відносну густину повітря при температурі повітря $t_n = 30^\circ \text{C}$:

$$\rho_n^t = \frac{\rho_n^0 \cdot 273}{273 + t_n} = \frac{1,29 \cdot 273}{273 + 30} = 1,16$$

Знаходимо мінімальну продуктивність при відсутності подачі вторинного повітря. Швидкість повітря, яке проходить через вузький переріз сопла:

$$W_n = \varphi \sqrt{\frac{2P_{нов}}{\rho_n^t}} = 0,6 \sqrt{\frac{2 \cdot 6000}{1,16}} = 61,03 \text{ м/с},$$

приймаємо $\varphi = 0,6$ – коефіцієнт швидкості.

Вузький переріз дифузора при $d = 9 \text{ мм}$ (рис. 2.1):

$$f_\delta = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,009^2}{4} = 63,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

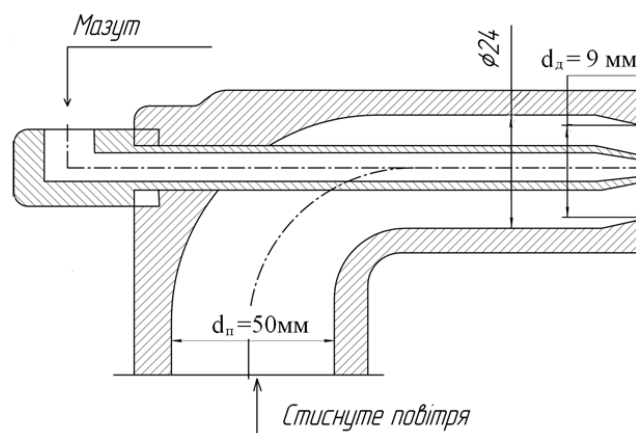


Рис. 2.1. Схема пальника низького тиску для спалювання мазуту

Кількість повітря, що проходить через вузький переріз:

$$V_n = f_\delta \cdot W_n = 63,58 \cdot 10^{-6} \cdot 61,03 = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

Теоретична витрата повітря на згоряння 1 кг мазуту складає:

$$V_0 = \frac{0,263 \cdot Q_H^P}{1000} = \frac{0,263 \cdot 40600}{1000} = 10,68 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

При подачі повітря через форсунку витрати повітря складають 75% ($\alpha=0,75$) від теоретичної.

Мінімальна продуктивність форсунки:

$$B_{\min} = \frac{V_n}{V_o a} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68 \cdot 0,75} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

При подачі повітря через відкрите зовнішнє сопло $d=24$ мм, площа перетину якого:

$$f_{zc} = \frac{\pi \cdot d_{zc}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,024^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

з такою ж швидкістю (61,03 м/с) може проходити наступна кількість повітря:

$$V_n' = f_{zc} \cdot W_n = 4,52 \cdot 10^{-4} \cdot 61,03 = 27,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Тоді максимальна продуктивність форсунки:

$$B_{\max} = \frac{V_n'}{V_o \cdot a} = \frac{27,59 \cdot 10^{-3}}{10,7 \cdot 0,75} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$$

Таким чином, межі регулювання продуктивності B лежать у межах: від $B_{\min} = 4,74 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$ до $B_{\max} = 3,43 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$.

Максимальна швидкість повітря у повітропроводі діаметром $d_{nn}=50$ мм площа перерізу якого:

$$f_{nn} = \frac{\pi \cdot d_{nn}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,785 \cdot 0,05^2 = 19,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 :$$

$$W_m = \frac{B_{\max} \cdot V_o \cdot a}{f_{nn}} = \frac{3,43 \cdot 10,7 \cdot 0,75}{19,6 \cdot 10^{-4}} = 14,04 \text{ м/с.}$$

Враховуючи кількість повітря, що проходить через вузький переріз $V_n=3,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$ та теоретичні витрати повітря на згоряння 1 кг мазуту $V_0 = 10,68 \text{ м}^3 / \text{кг}$, визначаємо кількість мазуту, що проходить через форсунку:

$$G_m = \frac{V_n'}{V_o} = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{10,68} = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с}$$

Приймаємо швидкість мазуту $W_m=0,1$ м/с, тоді діаметр мазутного сопла d_{mc} можна визначити за залежністю:

$$d_{mc} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_m}{\pi \cdot W_m \cdot \rho_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,6 \cdot 10^{-4}}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 950}} = 0,00179m$$

Приймаємо $d_{mc} = 0,002m = 2mm$.

Кількість форсунок:

$$n = \frac{G_m^{Задано}}{G_m} = \frac{0,004}{3,6 \cdot 10^{-4}} = 11,1$$

Приймаємо 11 форсунок.

Приклад 2.5. Розрахунок механічної форсунки.

Завдання. Розрахувати механічну форсунку для спалювання мазуту.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B_m , кг	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
B_m , кг	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44

Наприклад. Розрахувати механічну форсунку для спалювання $B_m = 50$ кг мазуту за годину. Тиск мазуту $P_m = 1,8$ МПа, густина – $\rho_m = 950$ кг/м³.

Розв'язок. Знайдемо швидкість витікання мазуту за виразом:

$$W_m = \varphi \sqrt{\frac{2P}{\rho_m}} = 0,5 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{950}} = 30 \text{ м/с}.$$

Розрахунковий переріз форсунки:

$$f_\phi = \frac{B_m}{3600 \cdot W_m \cdot \rho_m} = \frac{50}{3600 \cdot 30 \cdot 950} = 0,487 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Звідки діаметр сопла:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,487 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 7,8 \cdot 10^{-3} = 0,8 \text{ мм}.$$

Щоб запобігти засмічення форсунки приймаємо мінімальний рекомендований діаметр $d=2$ мм, відповідно цьому й зменшується швидкість витікання мазуту, а також і тиск, який регулюється вентилем.

Приклад 2.6. Розрахунок плуменевий пальника.

Завдання. Розрахувати плуменевий пальник (рис. 2.2)

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5

Наприклад. Розрахувати плуменевий пальник, що має продуктивність $V_2 = 0,14 \text{ м}^3/\text{с}$ ($500 \text{ м}^3/\text{год}$) газу. Теплотвірна здатність доменного газу $Q_H^P = 5850 \text{ кДж}/\text{м}^3$, густина газу при нормальних умовах ($t_2 = 0^\circ\text{C}$ і $P = 0,1 \text{ МПа}$) $\rho_2^0 = 0,95 \text{ кг}/\text{м}^3$, температура газу $t_2 = 250^\circ\text{C}$, тиск газу перед пальником $P_2 = 2200 \text{ Па}$, густина повітря при нормальних умовах $\rho_n^{20} = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$, коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,15$.

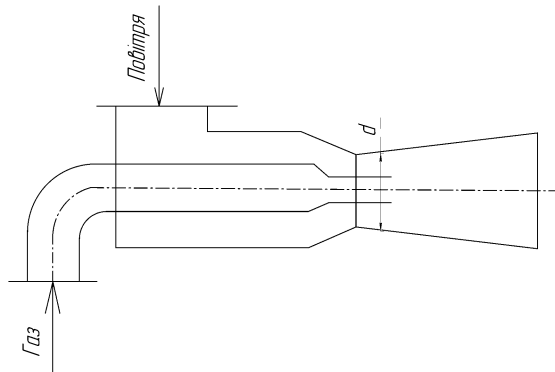


Рисунок 2.2. Схема плуменевий пальника

Розв'язок. Витрати повітря:

$$V_n = \frac{0,209 \cdot Q_H^P \cdot V_2 \cdot \alpha}{1000} = \frac{0,209 \cdot 5850 \cdot 0,14 \cdot 1,15}{1000} = 0,197 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Кількість повітря необхідного для спалювання 1 м^3 газу:

$$m = \frac{V_n}{V_2} = \frac{0,197}{0,14} = 1,41 \text{ м}^3 / \text{м}^3 \text{ газу}$$

Кількість отриманої газової суміші:

$$V_c = V_2 + V_n = 0,14 + 0,20 = 0,34 \text{ м}^3/\text{с}$$

Густина газоповітряної суміші при нормальних умовах:

$$\rho_c^{20} = \frac{\rho_2^0 + m \cdot \rho_n^{20}}{1 + m} = \frac{0,95 + 1,41 \cdot 1,29}{1 + 1,41} = 1,15 \text{ кг/м}^3,$$

Температура газової суміші:

$$t_c = \frac{t_2 + m t_n}{1 + m} = \frac{250 + 1,41 \cdot 20}{1 + 1,41} = 115 \text{ }^\circ\text{C},$$

де $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура повітря при нормальних умовах.

Густина суміші при температурі $115 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_c^{115} = \frac{\rho_c}{1 + \alpha \cdot t_c} = \frac{1,15}{1 + \frac{1}{273} \cdot 115} = 0,81 \text{ кг/м}^3$$

де: $\alpha = \frac{1}{273}$ – коефіцієнт об'ємного розширення газу.

Густина газу при температурі $205 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\rho_2^{205} = \frac{\rho_2^0}{(1 + \alpha \cdot t_2)} = \frac{0,95}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 250)} = 0,49 \text{ кг/м}^3.$$

Визначаємо швидкість витікання газу:

$$W_2^{250} = \varphi \cdot \sqrt{\frac{2(P_2 - P_2)}{\rho_2}} = 0,7 \cdot \sqrt{\frac{2(2200 - 100)}{0,50}} = 64 \text{ м/с}$$

де $P_2 = 100 \text{ Па}$ – тиск на виході з сопла.

Діаметр отвору для виходу газу:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2 \cdot (1 + \alpha \cdot t_2)}{\pi \cdot W_2^{250}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,14 \cdot (1 + \frac{1}{273} \cdot 250)}{3,14 \cdot 64}} = 0,073 \text{ м}.$$

Швидкість повітря в вузькому перерізі сопла знаходимо за виразом:

$$P_n = (1 + \sum \xi) \frac{(W_n^{20})^2}{2} \cdot \rho_n^{20} + P_2,$$

де: $P_n = 1000 \text{ Па}$ – тиск повітря на вході в сопло,

$P_2 = 100 \text{ Па}$ – тиск на виході з сопла,

$$\rho_n^{20} = \frac{\rho_n^0}{(1 + \alpha \cdot t_n)} = \frac{1,29}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 20)} = 1,20 \text{ кг/м}^3 \text{ – густина повітря при } t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

$$\varphi = \sqrt{1 + \sum \xi} = \sqrt{1 + 0,2} = 1,09 \text{ – коефіцієнт.}$$

$\sum \xi = 0,2$ – коефіцієнт втрати швидкості в соплі

тоді:

$$W_n^{20} = \varphi \sqrt{\frac{2(P_n - P_2)}{\rho_n^{20}}} = 1,09 \sqrt{\frac{2(1000 - 100)}{1,2}} = 42 \text{ м/с.}$$

Швидкість виходу суміші знаходимо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$G_c^{115} W_c^{155} = V_n G_n^{20} + V_z G_z^{250}$$

де $G = W \cdot \rho$ – масові витрати, W – швидкість повітря, газу і суміші газів.

Після підстановки отримаємо:

$$W^{115} V_c^{155} \rho_c^{115} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{(1 + \alpha \cdot t_n)} + \frac{V_z \rho_z W_z^{250}}{(1 + \alpha \cdot t_z)} = \frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}$$

Звідки, зробивши заміни, маємо:

$$W_c^{155} = \frac{\frac{V_n \rho_n^{20} W_n^{20}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_n\right)} + \frac{V_z \rho_z W_z^{250}}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_z\right)}}{V_c^{155} \rho_c^{155}} = \frac{0,197 \cdot 1,29 \cdot 42,37}{\left(1 + \frac{20}{273}\right)} + \frac{0,14 \cdot 0,95 \cdot 64,2}{\left(1 + \frac{250}{273}\right)} = 49,2 \text{ м/с.}$$

Приймаємо, що швидкість витікання газоповітряної суміші $w_c^{155} = 50 \text{ м/с}$, тоді переріз газоповітряного сопла у вузькому місці при коефіцієнті втрат швидкості $\varphi = 0,8$ буде дорівнювати:

$$f_c = \frac{V_c (1 + \alpha \cdot t_c)}{W_c^{155} \cdot \varphi} = \frac{0,34 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 155,5\right)}{50 \cdot 0,35} = 0,064 \text{ м}^2,$$

звідки діаметр газоповітряного сопла на виході буде дорівнювати :

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot f_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,064}{3,14}} = 0,09 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр $d = 0,09 \text{ м} = 90 \text{ мм}$.

Приклад 2.7. Розрахунок інжекторного панельного безфакельного пальника.

Завдання. Розрахувати інжекторний панельний безфакельний пальник.

Схема пальника зображена на рисунку 2.3.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_z, \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^4$	5	6	7	8	9	11	12	13	14	15

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_2, \text{ м}^3/\text{с} \cdot 10^4$	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25

Наприклад. Визначити втрати тиску у пальнику, початковий тиск газу та основні розміри пальника. Горючий газ – метан, продуктивність пальника за газом $V_2 = 0,001 \text{ м}^3/\text{с} = 3,6 \text{ м}^3/\text{год}$, густина метану при нормальних умовах $\rho_2^0 = 0,73 \text{ кг}/\text{м}^3$, питома витрата повітря $m = 10 \text{ м}^3/\text{м}^3 \text{ газу}$; кількість тунелей $n = 30 \text{ шт}$, швидкість витоку газової суміші із каналу в тунель $W_1 = 15 \text{ м}/\text{с}$.

Розв'язок. Знаходимо діаметр сопла (каналу) – d_1 для виходу газоповітряної суміші в тунель із рівняння:

$$V_2(1+m) = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot W_1$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2(1+m)}{\pi \cdot n \cdot W_1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \cdot (1+10)}{3,14 \cdot 30 \cdot 15}} = 0,00558 \text{ м}$$

Із конструктивних міркувань приймаємо:

$$d_1 = 6 \text{ мм},$$

$$D_1 = 4 \cdot d_1 = 24 \text{ мм},$$

$$D_2 = 5 \cdot d_1 = 30 \text{ мм},$$

$$L_T = 8 \cdot d_1 = 48 \text{ мм} \text{ (довжина тунелю)}.$$

Визначаємо втрати тиску в пальнику і змішувачі :

1. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя у циліндричному соплі (каналі) при $W_1 = 15 \text{ м}/\text{с}$, при довжині сопла $L_1 = 3 \cdot d_1 = 3 \cdot 6 = 18 \text{ мм} = 0,018 \text{ м}$ і діаметрі $d_1 = 6 \text{ мм} = 0,003 \text{ м}$.

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1+m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1+10} = 1,239 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

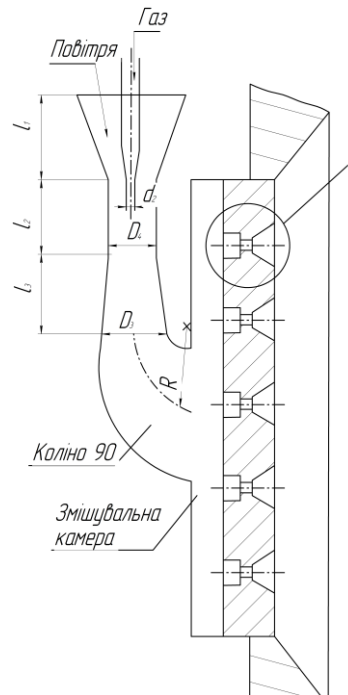
де – $\rho_n = 1,29 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина повітря.

Співвідношення параметрів сопла $\frac{L_1}{d_1} = \frac{3 \cdot d_1}{d_1} = \frac{3}{6} = 3$, коефіцієнт гідравлічного

опору приймаємо – $\lambda = 0,05$:

$$\Delta P_1 = \lambda \frac{L_1}{d_1} \cdot \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1+\alpha t_c)} = 0,05 \frac{0,018}{0,006} \cdot \frac{15^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1+\frac{1}{273} \cdot 40)} = 18,3 \text{ Па},$$

$$\text{де } \alpha = \frac{1}{273}.$$



а)

Параметри

форсунки:

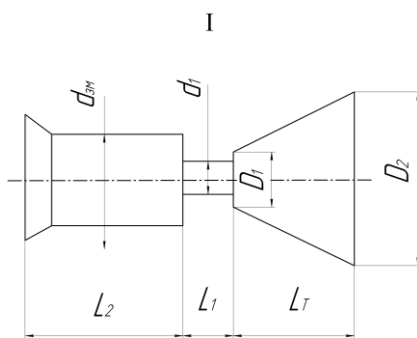
$$l_1 = 2D_4$$

$$l_2 = 4D_4$$

$$l_3 = 10D_4$$

$$D_3 = 50 \text{ мм}$$

$$R = D_4$$



б)

Параметри

сопла:

$$D_1 = 4d_1$$

$$D_2 = 5d_1$$

$$L_1 = 3d_1$$

$$L_2 = 4d_1$$

$$d_{3m} = 2d_1$$

Рис. 2.3. Схема пальника

Втрати тиску:

2. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при виході суміші із каналу в тунель при $W_1 = 15 \text{ м/с}$.

$$\Delta P_2 = \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{15^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 121,5 \text{ Па},$$

де: $t_c = 40^0 \text{ C}$ – температура суміші,

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1 + m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1 + 10} = 1,239 \text{ кг/м}^3,$$

де – $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря.

3. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при переході суміші із змішуваної камери у сопло (канал) з розмірами $d_{3M} = 2d_1 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм}$, площа перерізу змішувального каналу тоді:

$$f_{3M} = \frac{\pi \cdot d_{3M}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 183 \text{ мм}^2,$$

площа перерізу сопла:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} = 46 \text{ мм}^2$$

$$\Delta P_2 = \frac{W_1^2}{2} \cdot \rho_c^0 \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{15^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 121,5 \text{ Па},$$

де: $t_c = 40^0 \text{ C}$ – температура суміші,

$$\rho_c^0 = \frac{\rho_2^0 + m\rho_n}{1 + m} = \frac{0,73 + 10 \cdot 1,29}{1 + 10} = 1,239 \text{ кг/м}^3,$$

де – $\rho_n = 1,29 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря.

3. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при переході суміші із змішуваної камери у сопло (канал) з розмірами $d_{3M} = 2d_1 = 2 \cdot 6 = 12 \text{ мм}$, площа перерізу змішувального каналу тоді:

$$f_{3M} = \frac{\pi \cdot d_{3M}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 183 \text{ мм}^2,$$

площа перерізу сопла:

$$f_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 6^2}{4} = 46 \text{ мм}^2$$

Площа перерізу змішувального каналу більша площі перерізу сопла у

$\frac{f_{3M}}{f_1} = \frac{183}{46} = 4$ рази, тому швидкість суміші у змішувальній камері буде дорівнювати:

$$W_{3M} = \frac{W_1}{4} = \frac{15}{4} = 3,75 \text{ м/с},$$

тоді втрати тиску:

$$\Delta P_3 = \xi_1 \frac{(W_1^2 - W_{3M}^2)}{2} \cdot \rho_c^o \cdot \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = 0,5 \frac{(15^2 - 3,75^2)}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 56,9 \text{ Па}$$

де $\xi = 0,5$ – коефіцієнт місцевого опору (раптове звуження діаметру з гострими краями).

4. Втрати тиску (шляхові втрати тиску) на тертя в змішуваній камері (каналі) при швидкості $W_{3M} = 3,75 \text{ м/с}$ та розмірах каналу $\frac{L_2}{d_{3M}} = \frac{4 \cdot d_1}{2 \cdot d_1} = \frac{4 \cdot 6}{2 \cdot 6} = \frac{24}{12} = 2$ коефіцієнт гідравлічного опору приймаємо – $\lambda = 0,05$:

$$\Delta P_4 = \lambda \frac{L_2}{d_{3M}} \frac{W_{3M}^2}{2} \cdot \rho_c^o \cdot \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = 0,05 \cdot \frac{0,024}{0,012} \cdot \frac{3,75^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 0,601 \approx 1 \text{ Па}$$

5. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) у змішуваній коробці при вході суміші у коробку і при виході неї у керамічні змішувачі (канали):

Приймаємо $D_3 = 50 \text{ мм}$, тоді $f_3 = \frac{\pi \cdot D_3^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,05^2}{4} = 0,00196 \text{ мм}^2$, тоді швидкість:

$$W_3^o = \frac{V_2(1+m)}{f_3} = \frac{0,001 \cdot (1+10)}{0,00196} = 6,61 \text{ м/с}$$

Втрати тиску у змішуваній коробці будуть:

$$\begin{aligned} \Delta P_5 &= \xi_2 \frac{W_{3M}^2}{2} \cdot \rho_c^o \cdot \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} + \xi_3 \frac{(W_3^o)^2}{2} \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \\ &= \frac{\xi_2 W_{3M}^2 + \xi_3 (W_3^o)^2}{2} \rho_c^o \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{\xi_2 W_{3M}^2 + \xi_3 (W_3^o)^2}{2} \rho_c^o \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot t_c)} \\ &= \frac{0,02 \cdot 3,75^2 + 0,81 \cdot 6,61^2}{2} \cdot 1,239 \cdot \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 19,3 \text{ Па}, \end{aligned}$$

де коефіцієнти місцевого опору:

– $\xi_2 = 0,02$ при закруглених краях для раптового звуження при вході суміші у коробку,

– $\xi_3 = 0,81$ ($f = \text{Re} \cdot d_{3M} / d_{\text{коробки}}$) – коефіцієнти місцевого опору при виході з коробки у керамічні змішувачі (канали).

6. Втрати тиску (місцеві втрати тиску) при плавному повороті в каналі дифузор–змішувальна коробка. Кут повороту 90° , приймаємо відношення радіусу повороту R до діаметру D : $R/D = 1$, при цьому коефіцієнт місцевого опору $\xi_4 = 0,5$,

$$\Delta P_6 = \frac{\xi_4 (W_3^o)^2}{2} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{0,5 \cdot 6,61^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 11,8 \text{ Па}$$

Таким чином, сумарні (втрати тиску), які покриваються тиском, що утворений дифузором інжектора, дорівнюють:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 + \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 = \\ &18,4 + 121,5 + 56,9 + 1 + 19,3 + 11,8 = 228,9 \text{ Па} \end{aligned}$$

Знаходимо динамічний напір у кінці дифузору, на виході з ежектору: (h_g^{eux}):

$$h_g^{eux} = \frac{(W_3^o)^2}{2} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)} = \frac{6,61^2}{2} \cdot 1,239 \frac{1}{(1 + \frac{1}{273} \cdot 40)} = 23,6 \text{ Па}.$$

Приймаємо коефіцієнт корисної дії дифузора $\eta_g = 0,85$.

Знаходимо динамічний напір у вузькому перерізі дифузора (на вході суміші у дифузор h_g^{ex}),

$$(h_g^{ex} - h_g^{eux}) \cdot \eta_g = \sum \Delta P,$$

звідки:

$$h_g^{ex} = \frac{\sum \Delta P}{\eta_g} + h_g^{eux} = \frac{228,9}{0,85} + 23,6 = 292,9 \text{ Па}$$

Із рівняння $h_g^{ex} = \frac{W_4^2}{g} \cdot \rho_c \frac{1}{(1 + \alpha t_c)}$ знаходимо значення швидкості у кінці

дифузору, на виході з ежектору W_4 :

$$W_4 = W_c = \sqrt{\frac{2h_g^{ex} \cdot (1 + \alpha \cdot t_c)}{\rho_c^o}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 292,9 \cdot \left(1 + \frac{1}{273} \cdot 40\right)}{1,239}} = 23,3 \text{ м/с}.$$

При цій швидкості діаметр дифузору (D_4) дорівнює:

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2^o (1 + m)}{W_4 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001 \cdot (1 + 10)}{23,3 \cdot 3,14}} = 0,025 \text{ м}$$

Виходячи із закону збереження кількості руху, знаходимо необхідну швидкість руху газу із сопла інжекторного пальника:

$$G_z \cdot W_z + G_n \cdot W_n = G_c \cdot W_c,$$

звідки визначається швидкість витікання газу із газового сопла:

$$\begin{aligned} W_z &= \frac{G_c \cdot W_c - G_n \cdot W_n}{G_z} = \frac{V_c \cdot \rho_c \cdot W_c - V_n \cdot \rho_n \cdot W_n}{V_z \cdot \rho_z} = \\ &= \frac{0,011 \cdot 1,239 \cdot 23,9 - 0,01 \cdot 1,29 \cdot 10}{0,001 \cdot 0,73} = 269 \text{ м/с}, \end{aligned}$$

де витрати суміші:

$$V_c = V_n + V_z = V_z \cdot (1 + m) = V_z \cdot 1 + V_z \cdot 10 = 0,001 + 0,001 \cdot 10 = 0,001 + 0,01 = 0,011 \text{ м}^3/\text{с};$$

W_n – швидкість витікання повітря, приймаємо $W_n = 10 \text{ м/с}$.

Щоб знайти початковий тиск газу, необхідний для створення швидкості $W_z = 423,66 \text{ м/с}$, використаємо рівняння витікання газу із сопла при значних тисках:

$$W_z = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

де $\varphi = 0,9$ – коефіцієнт витікання;

R – універсальна газова стала для метану, $R = \frac{848}{16} = 53 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$;

$T_1 = 273 + t_{\text{газ}} = 273 + 30 = 303 \text{ К}$ – температура газу,

$k = 1,31$ – коефіцієнт,

$P_2 = 10000 \text{ Па}$ – атмосферний тиск,

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$

Підставляючи значення величин, які входять у рівняння, отримаємо тиск газу (P_1):

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{P_2}{\sqrt{\frac{k-1}{k} \left(\frac{W_z}{\varphi} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot g \cdot R \cdot T_1} \cdot \frac{k-1}{k} - 1}} = \\ &= \frac{10000}{\sqrt{\frac{1,31-1}{1,31} \left(\frac{269}{0,9} \right)^2 \frac{1}{2 \cdot 9,81 \cdot 53 \cdot 303} \cdot \frac{1,31-1}{1,31} - 1}} = 18976 = 19 \cdot 10^3 \text{ Па} \end{aligned}$$

Діаметр газового сопла інжектора:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot W_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001}{3,14 \cdot 269}} = 0,00217 \text{ м.}$$

Приймаємо діаметр газового сопла інжектора $d_2=2,5$ мм.

Приклад 2.8. Розрахунок об'єму пиловугільної топки.

Завдання. Розрахувати об'єм пиловугільної топки для спалювання АРШ у печі. Теплота згорання донецьких антрацитів лежить у межах 24000...28000 кДж/кг.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q_H^P , кДж/кг	24000	24250	24500	24750	25000	25250	25500	25750	26000	26250
$q_{мех}$, %	4,1	4,2	4,3	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8	4,9	5
$q_{хім}$, 2 %	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
$q_{вт}$, 7,5 %	5	5,2	5,4	5,6	5,8	6	6,2	6,4	6,6	6,8

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Q_H^P , кДж/кг	26500	26750	27000	27250	27500	27750	28000	28250	28500	28750
$q_{мех}$, %	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9	6
$q_{хім}$, 2 %	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
$q_{вт}$, 7,5 %	7	7,2	7,4	7,6	7,8	8	8,2	8,4	8,6	8,8

Наприклад. Теплове навантаження топки для спалювання АРШ у печі $Q_n = 2300$ кВт .

Теплота згорання для вугілля АРШ $Q_H^P = 26300$ кДж/кг . За практичними даними механічна неповнота згорання $q_{мех} = 5,5$ % , хімічна неповнота згорання $q_{хім} = 2$ % , втрати тепла у довкілля $q_{вт} = 7,5$ % .

Розв'язок. Коефіцієнт використання тепла палива з урахуванням механічної ($q_{мех}$), хімічної ($q_{хім}$) неповноти згорання і втрат тепла у довкілля ($q_{вт}$) дорівнює:

$$\eta = 100 - (q_{мех} + q_{хім} + q_{вт}) = 100 - (5,5 + 2 + 7,5) = 85\%,$$

Витрати палива складають:

$$B = \frac{Q_n}{Q_n^p \cdot \eta} = \frac{2300}{26000 \cdot 0,85} = 0,104 \text{ кг / с ,}$$

де $Q_n^p = \frac{24000 + 28000}{2} = 26000 \text{ кДж/кг}$ – середня теплота згорання донецьких

антрацитів;

η – коефіцієнт використання тепла палива.

Об'єм пічного простору визначаємо по тепловому навантаженню:

$$Q' = B \cdot Q_n^p = 0,104 \cdot 26000 = 2704 \text{ кВт.}$$

Приймаємо теплове навантаження пічної камери за об'ємом:

$$q_v = \frac{Q}{V} = 300 \text{ кВт/ м}^3 ,$$

тоді об'єм пиловугільної топки:

$$V_T = \frac{Q'}{q_v} = \frac{B \cdot Q_n^p}{q_v} = \frac{0,104 \cdot 26000}{300} = 9,02 \text{ м}^3 .$$

Приклад 2.9. Розрахунок напівгазової топки.

Завдання. Розрахувати напівгазову топку для спалювання бурого вугілля.

Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива зображена на рисунку 2.4.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$Q, \text{ кВт}$	1350	1400	1450	1500	1550	1600	1650	1700	1750	1800
$t_{н,2}, \text{ }^\circ\text{C}$	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890
$\eta, 0,8$	0,7	0,71	0,72	0,73	0,74	0,75	0,76	0,77	0,78	0,79

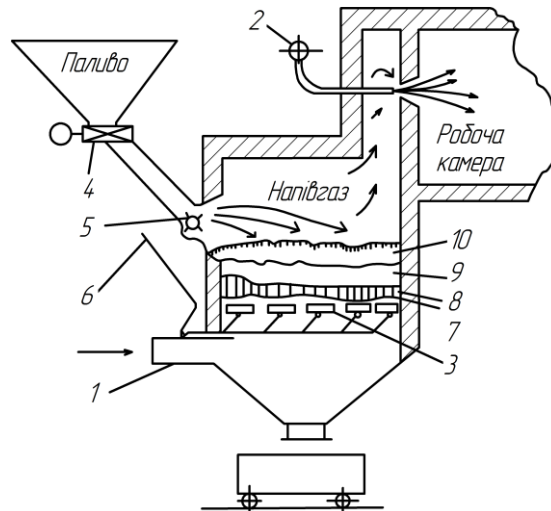
Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$Q, \text{ кВт}$	1850	1900	1950	2000	2050	2100	2150	2200	2250	2300
$t_{н,2}, \text{ }^\circ\text{C}$	890	910	920	930	940	950	960	970	980	990
$\eta, 0,8$	0,8	0,81	0,82	0,83	0,84	0,85	0,86	0,87	0,88	0,89

Наприклад. Теплове навантаження печі $Q = 1700 \text{ кВт}$. Теплоти згорання:

вугілля $Q_H^P = 11900 \text{ кДж/кг}$, напівгазу – $Q_{н.г}^P = 2900 \text{ кДж/м}^3$. Коефіцієнт надлишку

первинного повітря $\alpha_1 = 0,7$, вторинного повітря – $\alpha_2 = 1,1$, фізичним теплом

палива і повітря знехтуємо, тобто $q_{фiз}^{n+нов} = c_n \cdot t_n + c_{нов} \cdot t_{нов} \cdot \alpha \cdot L_0 = 0$.



1 – подача первинного повітря; 2 – подача вторинного повітря;
3 – колосникова решітка; 4 – живильник; 5 – розкидач; 6 – механізм повороту колосників; 7 – зона шлаку; 8 – зона горіння; 9 – зона відновлення; 10 – шар свіжого палива.

Рис. 2.4. Схема напівгазової топки для спалювання твердого палива

ККД топки $\eta = 0,8$, температура напівгазу $t_{н.г} = 900^\circ \text{C}$.

Розв'язок.

Вихід напівгазу визначаємо за рівнянням теплового балансу, яке для напівгазу з урахуванням ККД топки (η) матиме вид:

$$(Q_H^P + c_n t_n + c_{нов} t_{нов} \alpha \cdot L_0) \eta = (Q_{н.г}^P + q_{фiз}^{n+нов}) \eta = V_{н.г} (c_{н.г} t_{н.г} + Q_{н.г}^P)$$

звідки:

$$V_{н.г} = \frac{(Q_H^P + q_{фiз}^{n+нов}) \eta}{c_{н.г} t_{н.г} + Q_{н.г}^P} = \frac{(11900 + 0) \cdot 0,8}{1,25 \cdot 900 + 2900} = 2,36 \text{ м}^3/\text{кг палива},$$

де $c_{н.г} = 1,25 \text{ кДж/м}^3$ – теплоємність напівгазу.

Витрати палива визначаємо з рівняння:

$$Q = B(Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{\text{П+нов}}) = B \cdot V_{\text{нз}} (c_{\text{нз}} \cdot t_{\text{нз}} + Q_{\text{нз}}^P),$$

звідки:

$$B = \frac{Q_H^P + q_{\text{фіз}}^{\text{П+нов}}}{V_{\text{нз}} (c_{\text{нз}} \cdot t_{\text{нз}} + Q_{\text{нз}}^P)} = \frac{1700}{2,36(1,25 \cdot 900 + 2900)} = 0,183 \text{ кг/с}.$$

Приймаємо напругу колосникової решітки по паливу рівною:

$$q_F = \frac{B}{F} = 0,083 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

звідки площа решітки:

$$F = \frac{B}{q_F} = \frac{0,183}{0,083} = 2,2 \text{ м}^2$$

Об'єм пічного простору визначаємо з рівняння:

$$V_T' = \frac{Q}{q_V} = \frac{925}{290} = 3,2 \text{ м}^3,$$

де: $Q = B(Q_{\text{П}}^P - V_{\text{нз}} \cdot Q_{\text{нз}}^P) = 0,183 \cdot (11900 - 2,36 \cdot 2900) = 925 \text{ кВт}$ – кількість тепла, що виділяється у топці;

$q_V = 290 \text{ кВт/м}^3$ – теплове навантаження пічного простору.

Приймаємо висоту шару вугілля на колосниковій решітці: $h = 0,6 \text{ м}$.

Тоді об'єм, зайнятий паливом, буде рівним:

$$V_T'' = F \cdot h = 2,16 \cdot 0,6 = 1,29 \text{ м}^3.$$

Сумарний об'єм топки

$$V_T = V_T' + V_T'' = 3,2 + 1,29 = 4,49 \text{ м}^3 \approx 4,5 \text{ м}^3$$

Витрата первинного повітря обчислюється з рівняння:

$$L_{\text{перв}} = \alpha_1 L_0 \text{ та } V_{\text{перв}} = \alpha_1 V_0,$$

де L_0 і V_0 теоретично необхідна масова і об'ємна кількість повітря для повного згорання 1 кг палива.

Спільні витрати повітря можна обчислити за емпіричним рівнянням:

$$V_o = \left(\frac{0,24 \cdot Q_{\text{нз}}^P}{1000} + 0,5 \right) \cdot \alpha_2 = \left(\frac{0,24 \cdot 11900}{1000} + 0,5 \right) \cdot 1,1 = 3,78 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата вторинного повітря (V_e'') визначається з рівняння:

$$V_e'' = \frac{0,209 \cdot Q_{H_2}^P \cdot V_{H_2} \cdot \alpha_2}{1000} = \frac{0,209 \cdot 2900 \cdot 2,35 \cdot 1,1}{1000} = 1,65 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

Витрата первинного повітря (V_e') визначається з рівняння:

$$V_o = V_e' + V_e'';$$

$$V_e' = V_o - V_e'' = 3,78 - 1,65 = 2,13 \text{ м}^3 / \text{кг палива}$$

3 ТЕПЛОБМІН В ПЕЧАХ

Приклад 3.1. Розрахунок тепловідачі у печі.

Завдання. Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T_m, K	1650	1660	1670	1680	1690	1700	1710	1720	1730	1740
$T_2, K;$	500	510	520	530	540	550	560	570	580	590
$T_m^n, K;$	260	265	270	275	280	285	290	295	300	305
T_m^k, K	800	820	840	860	880	900	920	940	960	980

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
T_m, K	1750	1760	1770	1780	1790	1800	1810	1820	1830	1840
$T_2, K;$	600	610	620	630	640	650	660	670	680	690
$T_m^n, K;$	310	315	320	325	330	335	340	345	350	355
T_m^k, K	1000	1020	1040	1060	1080	1100	1120	1140	1160	1180

Наприклад.

Визначити кількість тепла, що передалось випромінюванням матеріалу, за таких умов:

джерело тепла – природний газ, степінь чорноти

$$\xi_2 = 0,5;$$

степінь чорноти матеріалу

$$\xi_m = 0,9;$$

теоретична температура горіння газу

$$T_m = 1800 K;$$

температура газів, що виходять з печі	$T_g^6 = 600 \text{ K};$
початкова температура матеріалу	$T_M^n = 300 \text{ K};$
кінцева температура матеріалу	$T_M^k = 1000 \text{ K};$
поверхня матеріалу	$F_M = 200 \text{ м}^2;$
поверхня матеріалу, яка сприймає променеву енергію	$F_n = 64 \text{ м}^2;$
сумарна внутрішня поверхня кладки	$F_k = 64 \text{ м}^2.$
еквівалентний діаметр шматків матеріалу, що нагріваються у печі	$d_{екв} = 0,1 \text{ м};$

Розв'язок. Кількість тепла, що отримує матеріал за одиницю часу (потужність передачі тепла) за рахунок випромінювання теплової енергії пічним газом і кладкою печі, дорівнює:

$$Q_{z+k}^n = C_g \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi,$$

де: $C_g = C_o \cdot \xi_M \cdot \xi_n = 5,67 \cdot 0,9 \cdot 0,39 = 1,99 \text{ (Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4))$ – коефіцієнт видимого випромінювання;

$C_o = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$ – коефіцієнт чорноти абсолютно чорного тіла,

$$\xi_n = \frac{\omega + 1 - \xi_z}{\beta \frac{1 + \xi_z}{\xi_z}} = \frac{1 + 1 - 0,5}{0,95 \frac{1 + 0,5}{0,5}} = 0,39 \text{ – набута степінь чорноти пічного простору,}$$

$\beta = \xi_M + \xi_z(1 - \xi_M) = 0,9 + 0,5(1 - 0,9) = 0,95$ – степінь чорноти (відносна випромінювальна здатність) газу;

$$\omega = \frac{F_k}{F_n} = \frac{64}{64} = 1 \text{ – коефіцієнт, що є відношенням променесприймаючої}$$

поверхні виробів до сумарної внутрішньої поверхні кладки,

$$\theta = \sqrt{\left[\left(\frac{T_M}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M^k}{100} \right)^4 \right] \cdot \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_M^n}{100} \right)^4 \right]} = \sqrt{\left[\left(\frac{1800}{100} \right)^4 - \left(\frac{1000}{100} \right)^4 \right] \cdot \left[\left(\frac{600}{100} \right)^4 - \left(\frac{300}{100} \right)^4 \right]} = 10740 \text{ К}^4,$$

температура вечі;

$\xi = 1$, – коефіцієнт, що враховує степінь забруднення поверхні F_n .

Тоді:

$$Q_{z+k}^n = C_g \cdot F_n \cdot \theta \cdot \xi = 1,99 \cdot 64 \cdot 10740 \cdot 1 = 1368200 \text{ Вт} = 1368 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт тепловіддачі випромінюванням дорівнює:

$$\alpha_b = \frac{Q_{2+K}^n}{F_M \cdot \Delta T_{cp}} = \frac{1368 \cdot 10^3}{200 \cdot 550} = 12,43 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} ,$$

де $\Delta T_{cp} = \frac{T_T + T_2^e}{2} - \frac{T_M^k + T_M^n}{2} = \frac{1800 + 600}{2} - \frac{1000 + 300}{2} = 550 \text{ К}$ – середня різниця температур.

Коефіцієнт тепловіддачі за рахунок конвекції при швидкості пічних газів $W_r^t = 0,7 \text{ м/с}$ у вільному перерізі камери визначається за виразом:

$$\alpha_k = \frac{\lambda_2^t \cdot Nu}{d_{екв}}$$

де $Nu = 0,61 Re^{0,67}$ – критерій Нусельта;

Визначимо середню температуру пічного газу

$$t_2^{cp} = \frac{T_T + T_2^e}{2} - 273 = \frac{1800 + 600}{2} - 273 = 927 \text{ К} .$$

За цієї температури визначимо теплофізичні властивості димових газів.

Динамічна в'язкість пічного газу:

$$\mu^t = 2,91 \cdot 10^{-8} t_2^{cp} + 1,62 \cdot 10^{-5} = 2,91 \cdot 10^{-8} \cdot 927 + 1,62 \cdot 10^{-5} = 4,32 \cdot 10^{-5} \text{ Па} \cdot \text{с} .$$

густина пічного газу:

$$\rho_2^t = \rho_2^o \left(\frac{273}{273 + t_2^{cp}} \right) = 1,3 \left(\frac{273}{273 + 927} \right) = 0,30 \text{ кг/м}^3 .$$

Теплопровідність пічного газу:

$$\lambda_2^t = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot t_2^{cp} + 2,32 \cdot 10^{-2} = 9,3 \cdot 10^{-5} \cdot 927 + 2,32 \cdot 10^{-2} = 10,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} .$$

Тоді значення критерію Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_r^t \cdot \rho_2^t \cdot d_{екв}}{\mu_2^t} = \frac{0,7 \cdot 0,3 \cdot 0,1}{4,32 \cdot 10^{-5}} = 483 .$$

Значення критерію Нусельта:

$$Nu = 0,61 Re^{0,67} = 0,61 \cdot 483^{0,67} = 62,8 .$$

Коефіцієнт тепловіддачі від газу до матеріалу:

$$\alpha_k = \frac{Nu \cdot \lambda_2^t}{d_{екв}} = \frac{62,8 \cdot 10,9 \cdot 10^{-2}}{0,1} = 68,5 \frac{Вт}{м^2 \cdot К} .$$

Кількість тепла, що передається матеріалу конвекцією:

$$Q_{\kappa} = \alpha_{\kappa} \cdot F_M \cdot \Delta T_{cp} = 68,5 \cdot 200 \cdot 550 = 7535000 \quad Bm = 7535 \quad \kappa Bm.$$

Загальна кількість підведеного тепла:

$$Q = Q_{\sigma+\kappa}^n + Q = 1368 + 7535 = 8903 \quad \kappa Bm.$$

Приклад 3.2. Розрахунок основних розмірів шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку

Завдання. Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання вапняку.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G, кг/год	3000	32000	34000	36000	38000	4000	42000	44000	46000	48000

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
G, кг/год	5000	52000	54000	56000	58000	6000	62000	64000	66000	68000

Наприклад.

Розрахувати основні розміри шахтної печі циліндричної форми для випалювання $G = 100000 \text{ кг}$ вапняку (CaCO_3) за добу.

Розв'язання. Розрахунок ємності печі буде проводитися двома способами:

1. На $G = 100 \text{ кг}$ вапняку, які випалюються за добу з наступним перерахунком за дійсною продуктивністю.
2. За емпіричними залежностями.

Спосіб 1. Час перебування по зонам печі прийнято з експериментальних даних:

час підігріву вапна $\tau_1 = 4 \text{ год}$,

час випалювання вапна $\tau_2 = 15 \text{ год}$,

час охолодження вапна $\tau_3 = 5 \text{ год}$.

Об'єм зони підігріву визначимо за залежністю:

$$V_1 = \left(\frac{100}{\rho_{\text{CaCO}_3}} + \frac{C}{\rho_0} \right) \frac{\tau_1}{24} = \left(\frac{100}{1300} + \frac{9}{900} \right) \frac{4}{24} = 0,0147 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг CaCO}_3,$$

Об'єм зони випалювання за залежністю:

$$V_2 = \left(\frac{100 \cdot S}{\rho_{cp.}} + \frac{C}{2\rho_a} \right) \frac{\tau_2}{24} = \left(\frac{100 \cdot 0,75}{1300} + \frac{9}{2 \cdot 900} \right) \frac{15}{24} = 0,055 \cdot \text{м}^3 / 100 \text{кг CaCO}_3,$$

Об'єм зони охолодження вапна за залежністю:

$$V_3 = \frac{100 \cdot 0,56}{\rho_{CaO}} \cdot \frac{\tau_3}{24} = \frac{56}{900} \cdot \frac{5}{24} = 0,013 \cdot \text{м}^3 / 100 \text{кг CaCO}_3.$$

де: $\rho_{CaCO_3} = 1200 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ – насипна густина вапняку;

$C = 9\%$ – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_a = 900 \text{ кг/м}^3$ – насипна густина антрациту;

$\rho_{cp} = 1100 \text{ кг/м}^3$ – насипна густина шихти у зоні випалювання;

$S = 0,75$ – коефіцієнт усадки;

$\rho_{CaO} = 900 \text{ кг/м}^3$ – насипна густина вапна (CaO);

Загальний питомий об'єм шахти печі:

$$V' = V_1 + V_2 + V_3 = 0,0147 + 0,055 + 0,013 = 0,0827 \text{ м}^3 / 100 \text{ кг вапняку}$$

При розрахунку об'єму печі для продуктивності 100 т вапняку за добу, об'єм печі, при продуктивності 100 кг вапняку за добу, буде:

$$V = V' \cdot G = 0,0827 \cdot 100000 = 82,7 \text{ м}^3.$$

Визначаємо діаметр печі, прийнявши, що висота печі $H = 5 \cdot D$, тоді:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H = \frac{3,14 \cdot D^2}{4} \cdot 5D.$$

Звідки:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V}{5 \cdot \pi}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 82,7}{5 \cdot 3,14}} = 2,8 \text{ м},$$

тоді

$$H = 5 \cdot D = 5 \cdot 2,8 = 14 \text{ м}.$$

Спосіб 2. Визначимо висоту і діаметр шахти печі за емпіричними залежностями.

Питомі витрати повітря:

$$V = \frac{9 \cdot \rho_{нов} \cdot C}{100} = \frac{9 \cdot 1,2 \cdot 9}{100} = 0,97 \text{ м}^3 / \text{кг CaCO}_3$$

Висота шахти печі:

$$H = 0,463 \sqrt[3]{\left(\frac{\tau}{v \cdot \rho_{нас}}\right)^2 \frac{\Delta P}{\varphi}} = \sqrt[3]{\left(\frac{24}{0,97 \cdot 1300}\right)^2 \frac{2500}{0,35 \cdot 10^4}} = 13,7 \approx 14 \text{ (м)},$$

Діаметр шахти печі:

$$D = 1,66 \cdot \sqrt[6]{G_2^3 v^2 \frac{\varphi \cdot \tau}{\Delta P \cdot \rho_{нас}}} = 1,66 \sqrt[6]{4170^3 \cdot 0,97^2 \frac{0,35 \cdot 10^{-4} \cdot 24}{1300 \cdot 2500}} = 2,5 \text{ (м)},$$

де $\Delta P = 2500 \text{ Па}$ – гідравлічний опір шихти:

$\varphi = 0,35 \cdot 10^{-4}$ – коефіцієнт;

$\rho_{нас.} = 1300 \text{ кг/м}^3$ – насипна густина шихти:

$C = 9\%$ – витрати палива (антрациту) у відсотках до маси вапняку;

$\rho_{нов} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – густина повітря;

$\tau = 24 \text{ год}$ – час перебування матеріалу в печі.

годинна продуктивність печі:

$$G_T = \frac{G}{24} = \frac{100000}{24} = 4170 \text{ кг/год.}$$

Як бачимо, результати розрахунків за першим і другим способом співпадають.

Приклад 3.3. Розрахунок товщини ізоляції печі та порівняння ізоляції з різних наповнювачів

Завдання. Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
t_a, K	800	820	840	860	880	900	940	960	980	1000

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
t_a, K	1020	1040	1060	1080	1100	1120	1140	1160	1180	1200

Наприклад.

Визначити потрібну товщину ізоляції печі та порівняти ізоляційні матеріали з базальтового волокна, мінерального волокна та скляного волокна. Температура неізольованої стінки апарата $t_a = 923 K$; температура зовнішньої поверхні ізоляції

$t_2 = 313 \text{ K}$; температура повітря $t_{\text{ноє}} = 293 \text{ K}$. Ізоляція базальтове волокно, товщина її вибирається за умови меншення втрат тепла у доквілля на 85% ($\eta_{\text{ізол}} = 0,85$).

Розв'язання. Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні повітря за рахунок випромінювання та конвекції для неізольованої поверхні α_2 , $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$ орієнтовно можна визначити за залежністю:

$$\alpha_2 = 9,74 + 0,07(t_2 - t_{\text{ноє}}) = 9,74 + 0,07(313 - 293) = 11,14 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Питомий тепловий потік через стінку:

$$q_1 = \alpha_2 \cdot (t_2 - t_{\text{ноє}}) = 11,14 \cdot (313 - 293) = 222,8 \text{ Вт/м}^2$$

Вважаючи, що основний термічний опір дає ізоляція, можна записати:

$$q_1 = K(t_a - t_{\text{ноє}}) \approx \frac{\lambda}{\delta}(t_a - t_{\text{ноє}}) \text{ Вт/м}^2,$$

звідки визначаємо товщину ізоляції, враховуючи, що теплопровідність базальтового волокна знаходиться у межах $\lambda = 0,031 \dots 0,034 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, мінерального волокна $\lambda = 0,04 \dots 0,047 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$, скляного волокна $\lambda = 0,038 \dots 0,042 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ [16]:

товщина ізоляції базальтового волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{ноє}}) = \frac{0,032}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,129 \text{ м},$$

товщина ізоляції мінерального волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{ноє}}) = \frac{0,043}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,174 \text{ м},$$

товщина ізоляції скляного волокна:

$$\delta = \frac{\lambda}{q_1} \cdot (t_a - t_{\text{ноє}}) = \frac{0,040}{222,8} \cdot (923 - 20) = 0,162 \text{ м}.$$

Найменша товщина у ізоляції з базальтового волокна.

4 РУХ ГАЗІВ В ПЕЧАХ

Приклад 4.1. Розрахунок тягового пристрою для пічного пристрою.

Завдання. Розрахувати тяговий пристрій для пічного пристрою за схемою зображеною на рисунку 4.1.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B, кг/с	0,09	0,092	0,094	0,096	0,098	0,1	0,102	0,106	0,108	0,11

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
B, кг/с	0,112	0,114	0,116	0,118	0,12	0,122	0,124	0,126	0,128	0,13

Наприклад.

Вихідні дані: витрата палива (вугілля марки ПС) – $B = 0,104 \text{ кг/с} = 375 \text{ кг/год}$,
теплота згорання палива – $Q_H^p = 27800 \text{ кДж/кг}$.

Схема тягового пристрою для пічного пристрою зображена на рисунку 5.2.

Розв'язання. Теоретична витрата повітря для горіння вугілля:

$$V_o = 2,63 \cdot 10^{-4} Q_H^p = 2,63 \cdot 10^{-4} \cdot 27800 = 7,3 \text{ м}^3 / \text{кг}.$$

Дійсні витрати повітря з врахуванням запасу $\alpha = 1,5$:

$$V_d = V_o \alpha = 7,3 \cdot 1,5 = 11 \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$L'_d = V_d \cdot \rho_n = 11 \cdot 1,29 = 8,5 \text{ кг/кг}$$

Маса продуктів згорання на 1 кг палива:

$$G_{np} = 1 + L = 1 + 8,5 = 9,5 \text{ кг}.$$

Кількість продуктів згорання (пічних газів при їх густині $\rho_T^o = 1,3 \text{ кг/м}^3$):

$$G_2 = B \cdot G_{np} = 0,104 \cdot 9,5 = 1,0 \text{ кг/с} = 3,6 \text{ т/год}$$

$$V_2^o = \frac{B \cdot G_{np}}{\rho_T^o} = \frac{0,104 \cdot 9,5}{1,3} = 0,76 \text{ м}^3 / \text{с}$$

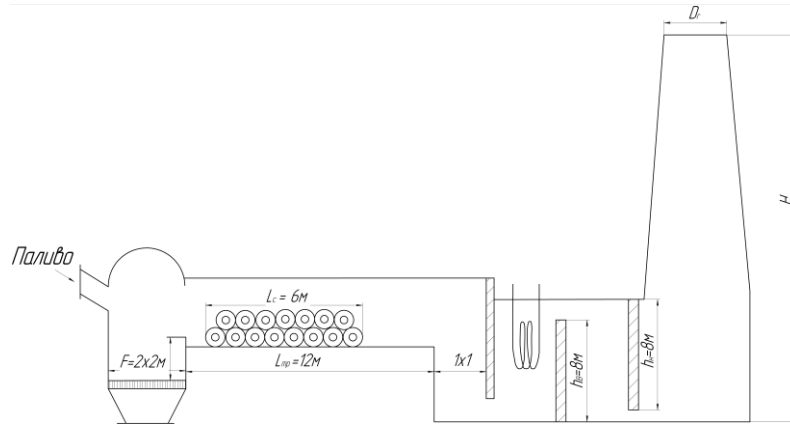


Рис. 4.1. Схема пічної установки

Розрахунок опорів руху газів:

1. Гідравлічний опір шару палива:

$$\Delta P_{ui} = \xi_{ui} \frac{H_{ui} \cdot W_{ui}^2 \cdot \rho_n}{d_e \cdot 2},$$

де: $H_{ui} = 0,3 \text{ м}$ – висота шару вугілля у топці;

d_e – еквівалентний діаметр кусків вугілля в шарі (для сорту ПС діаметр $d_e = 0,006 \dots 0,016 \text{ м}$) приймаємо $d_e = 0,01 \text{ м}$;

ρ_n^t – середня густина повітря у шарі вугілля, визначається за залежністю

$$\rho_n^t = \rho_n^o \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot t_{cp}\right)} = 1,29 \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} \cdot \frac{20 + 900}{2}\right)} = 0,48 \text{ кг/м}^3;$$

$t_{вих} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура пічних газів на виході з пічного простору,

$t_{вх} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура пічних газів на вході у пічний простір.

Швидкість повітря у шарі:

$$W_{ui} = \frac{V_d \cdot B}{R(1-e)} = \frac{11 \cdot 0,104}{4(1-0,6)} = 0,72 \text{ м/с},$$

де: $R = 4 \text{ м}^2$ – площа колосникової решітки;

$e = 0,6$ – порозність шару;

критерій Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{W_{ui} \cdot d_e \cdot \rho_n^t}{\mu_e} = \frac{0,72 \cdot 0,01 \cdot 0,48}{33,2 \cdot 10^{-6}} = 104$$

$$\xi_{\text{Re} \geq 7} = \frac{1800}{\text{Re}} + \frac{46}{\text{Re}^{0,8}} = \frac{1800}{104} + \frac{46}{104^{0,8}} = 17,31 \text{ – коефіцієнт опору шару вугілля;}$$

Тоді:

$$\Delta P_{uc} = 17,31 \cdot \frac{0,3 \cdot 0,72^2 \cdot 0,48}{0,01 \cdot 2} = 3,72 \text{ Па.}$$

2. Гідрравлічний опір від тертя у камері спалювання палива:

$$\Delta P_{KC} = \lambda_{KC} \frac{L_{KC}}{d_e} \cdot \frac{W_{KC}^2}{2} \cdot \rho_T^o \frac{1}{(1 + \alpha t_{KC})} = 0,05 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{0,19^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{900}{273}\right)} = 4,09 \text{ Па,}$$

де: $\lambda_{KC} = 0,05$ – коефіцієнт гідрравлічного опору камери спалювання палива (цегляна кладка),

W_{KC} – швидкість потоку в камері спалювання палива:

$$W_{KC} = \frac{V_c}{R} = \frac{0,76}{4} = 0,19 \text{ м/с,}$$

де: $R = a \cdot b = 2 \cdot 2 = 4 \text{ м}^2$ – розміри камери спалювання палива;

$L_{KC} = 3 \text{ м}$ – висота камери спалювання палива;

$t_{KC} = 900 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура пічних газів у камері спалювання палива.

3. Гідрравлічний опір тертя по тракту печі при загальній довжині шляху $L_{III} = 12 \text{ м}$, при середній швидкості газів $W_{III} = 0,37 \text{ м/с}$, при $t_{III} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$ і $d_{екв} = 1,7 \text{ м}$:

$$\Delta P_{III} = \lambda \frac{L_{III}}{d} \cdot \frac{W_{III}^2}{2} \cdot \rho_t \frac{1}{(1 + \alpha t_{III})} = 0,05 \cdot \frac{12}{1,7} \cdot \frac{0,37^2}{2 \cdot 9,81} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{850}{273}\right)} = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па.}$$

4. Гідрравлічний опір камери допалювання, при довжині камери допалювання $L_{КД} = 6 \text{ м}$:

$$\Delta P_{КД} = \lambda_{КД} L_{КД} = 1 \cdot 6 = 6 \text{ Па.}$$

де: $\lambda_{КД} = 0,4$ – питомий коефіцієнт гідрравлічного опору камери опалювання.

5. Гідрравлічний опір тертя у рекуператорі при його розмірах,

$$\Delta P_P = \lambda \cdot \frac{L_P}{d_P} \cdot \frac{\rho \cdot W_P^2}{2} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_P\right)} = 0,05 \cdot \frac{4}{1} \cdot \frac{1,3 \cdot 0,76^2}{2} \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} = 0,099 \approx 0,1 \text{ Па.}$$

де $L_P = 4 \text{ м}$ – довжина рекуператора;

$t_P^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура димових газів у рекуператорі;

W_P – швидкість потоку рекуператорі, $W_o = \frac{V_c}{f_P} = \frac{0,76}{1} = 0,76 \text{ м/с}$,

$f_p = c \cdot d = 1 \cdot 1 = 1 \text{ м}^2$ – площа перерізу рекуператора.

6. Самотяга.

У каналі висотою $H_p = 4 \text{ м}$ рух газів напрямлений угору, на вході в рекуператор температура $t_p^{ex} = 550 \text{ }^\circ\text{C}$ є вищою за температуру $t_p^{in} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$ газів на виході з рекуператора, тому за рахунок різниці густини газ піднімається вгору, створюючи перепад тиску:

$$\begin{aligned} \Delta P_p &= H_p g (\rho_p^{in} - \rho_p^{ex}) = H_p g \rho \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_p^{in}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_p^{ex}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 550\right)} \right) = -2,29 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Геометричний напір, що сприяє руху, береться зі знаком мінус, а протидіючий – зі знаком плюс.

У наступному каналі, висотою $H_k = 2,5 \text{ м}$, рух газів напрямлений вниз, а початкова температура $t_k^{ex} = t_k^{in} = 450 \text{ }^\circ\text{C}$, у кінці каналу – $t_k^{in} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$, геометричний напір:

$$\begin{aligned} \Delta P_k &= H_k g (\rho_k^{in} - \rho_k^{ex}) = H_k g \rho \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_k^{in}\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} t_k^{ex}\right)} \right) = \\ &= 3 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \left(\frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 400\right)} - \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{273} 450\right)} \right) = 2,67 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Результуюча самотяга в даних каналах

$$\Delta P_{CT} = \Delta P_p + \Delta P_k = -2,29 + 2,67 = 0,38 \text{ Па.}$$

7. Місцеві опори.

При проході пічного газу у пічному тракту потік на своєму шляху зустрічає 9 поворотів на 90° (коефіцієнт цього місцевого опору $\xi = 1,5$) сумарний коефіцієнт опору буде $\sum \xi_1 = 1,5 \cdot 9 = 13$. При раптовому звуженні каналу при $F_1/F_2 = 4/2,4$ – коефіцієнт опору:

$$\xi = 0,5 \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2 = 0,5 \left(1 - \frac{4}{2,4}\right)^2 = 0,22,$$

а при раптовому розширенні каналу:

$$F_1 : F_2 = \frac{2,4}{4}; \quad \xi = 0,5(1 - \frac{F_1}{F_2}) = 0,5(1 - \frac{2,4}{4}) = 0,16$$

Таких звужень і розширень є 4, тоді загальний коефіцієнт цих опорів буде:

$$\sum \xi_2 = 4(0,22 + 0,16) = 1,52.$$

Сумарний коефіцієнт місцевих опорів: $\sum \xi = 13,5 + 1,5 = 15$. Втрати напору від місцевих опорів (приймаємо, що швидкість газів $W_o = 0,4 \text{ м/с}$ при середній температурі $t_{cp} = 700^\circ\text{C}$):

$$\Delta P_{.m} = \sum \xi \cdot \frac{W_o^2}{2} \cdot \rho \frac{1}{1 + \alpha t_{cp}} = 15 \cdot \frac{0,4^2}{2} \cdot 1,3 \frac{1}{\left(1 + \frac{700}{273}\right)} = 0,43 \text{ Па}.$$

8. Опір трубчатого рекуператора знаходимо із рівняння:

$$\Delta P_{TP} = n \cdot \frac{C \cdot W_{TP}^2 \rho_o}{2} \cdot \left(\frac{W_{TP} d}{\nu}\right)^{-0,27} = 6 \cdot \frac{1,9 \cdot 6^2 \cdot 0,46}{2} \cdot \left(\frac{6 \cdot 0,075}{6,54 \cdot 10^{-4}}\right)^{-0,27} = 8,7 \text{ Па},$$

де: $n = 6$ – число труб у пучку,

$C = 1,9$ – коефіцієнт, залежить від відношення кроку (S) до діаметра труби (d)

в пучку;

$W_p = 6 \text{ м/с}$ – швидкість газу в рекуператорі;

$$\rho_{TP} = \rho_o \frac{273}{273 + t_{TP}} = 1,3 \frac{273}{273 + 500} = 0,46 \text{ кг/м}^3 \quad \text{– густина газу при середній}$$

температурі в рекуператорі:

$$t_K^{ex} = t_P^{ex} = 450^\circ\text{C}, \quad t_P^{ex} = 550^\circ\text{C}$$

$$t_{TP} = \frac{t_P^{ex} + t_P^{ex}}{2} = \frac{450 + 550}{2} = 500^\circ\text{C},$$

$\nu = 6,54 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість пічних газів при $t_{TP} = 500^\circ\text{C}$,

$d = 75 \text{ мм} = 0,075 \text{ м}$ – діаметр труб.

Сумарні опори пічної установки:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_{in} + \Delta P_{KC} + \Delta P_{III} + \Delta P_{KD} + \Delta P_P + \Delta P_{TP} + \Delta P_{CT} + \Delta P_{.m} = \\ &= 3,72 + 4,09 + 7,7 \cdot 10^{-4} + 6 + 0,1 + 8,7 + 0,38 + 0,43 = 23,42 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Невеликий сумарний опір пояснюється незначними швидкостями газів.

З урахуванням різної загрузки печі, а також можливих забруднень каналів у процесі роботи, приймаємо коефіцієнт запасу $K = 1,4$, тоді сумарний опір пічного пристрою буде дорівнювати:

$$\sum \Delta P_{\text{сум}} = K \cdot \sum \Delta P = 1,4 \cdot 23,42 = 32,79 \text{ Па.}$$

1. Розрахунок димаря.

Переріз гирла димаря при $V_2^o = 0,76 \text{ м}^3/\text{с}$, $t_2 = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ і швидкості газів на виході з димаря $W_2 = 5 \text{ м/с}$:

$$f_2 = \frac{V_2^o(1 + \alpha t_2)}{W_2} = \frac{0,76}{5} = 0,152 \text{ м,}$$

звідки діаметр гирла димаря:

$$d_2 = \sqrt{\frac{f_2}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,152}{0,785}} = 0,44 \text{ м} = 440 \text{ мм.}$$

Нижній діаметр димаря, враховуючи, що нижній діаметр димаря береться рівним $d_{\text{зовн}} = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 440 = 660 \text{ мм}$, середній діаметр димаря:

$$d_{\text{сеп}} = \frac{d_2 + d_{\text{зовн}}}{2} = \frac{440 + 660}{2} = 550 \text{ мм}$$

Висота димаря визначається із рівняння :

$$\Delta P_{\text{сум}} = Hg \left(\frac{273 \rho_o}{273 + t_n} - \frac{273 \cdot \rho_o}{273 + t_{cp}^o} \right) \frac{B}{760} - \frac{W_2^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_2} -$$

$$- \lambda \frac{H}{d_{\text{сеп}}} \cdot \frac{W_{cp}^2}{2} \rho_o \frac{273}{273 + t_{cp}^o},$$

де: $t_{nc} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$t_K^{\text{вих}} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура пічних газів на вході в димар;

$t_{cp}^o = \frac{t_{nc} + t_K^{\text{вих}}}{2} = \frac{20 + 400}{2} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$ – середня температура пічних газів у димарі та

в навколишньому середовищі;

$W_{cp} = W_2 \frac{d_2^2}{d_{cp}^2} = 5 \frac{440^2}{550^2} = 3,2 \text{ м/с}$ – середня швидкість газу в димарі;

$B = 745 \text{ мм рт ст}$ – середній барометричний тиск на рівнині.

Підставляючи відомі величини, отримаємо:

$$32,79 = H \cdot 9,81 \left(\frac{273 \cdot 1,29}{273 + 20} - \frac{273 \cdot 1,29}{273 + 210} \right) \frac{745}{760} - \frac{5^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 350} -$$

$$- 0,05 \frac{H}{550} \cdot \frac{3,2^2}{2} \cdot 1,29 \frac{273}{273 + 210},$$

звідки висота димаря: $H = 6,62 \text{ м}$

Приклад 4.2. Розрахунок ежектора для забезпечення примусового відсмоктування димових газів.

Завдання. Виконати розрахунок ежектора для димового газу. Схема ежектора зображена на рисунку 4.2.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	1,8	1,85	1,9	1,95	2	2,05	2,1	2,15	2,2	2,25

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$V_2, \text{ м}^3/\text{с}$	2,4	2,45	2,5	2,55	2,6	2,65	2,7	2,75	2,8	2,85

Наприклад.

Витрати ежекторного (димового) газу $V_2 = 2,33 \text{ м}^3/\text{с}$ з температурою $t_2 = 750$ °С, тиском (вакуумом) $P_2 = 400 \text{ Па}$ і густиною (при нормальних умовах) $\rho_2 = 1,33 \text{ кг}/\text{м}^3$ подається у ежектор зі швидкістю $W_2 = 10 \text{ м}/\text{с}$. Ежектуючий газ (повітря) має температуру $t_1 = 20$ °С, тиск $P_1 = 5000 \text{ Па}$ і густину $\rho_1 = 1,26 \text{ кг}/\text{м}^3$. Тиск суміші газів на виході ежектора $P_4 = 200 \text{ Па}$.

Розв'язання. Густина ежекторного газу при $t_2 = 750$ °С:

$$\rho_2^t = \frac{\rho_2 \cdot 273}{273 + 570} = \frac{1,3 \cdot 273}{273 + 570} = 0,42 \text{ кг}/\text{м}^3.$$

Швидкісний напір ежекторного газу при $W_2 = 10 \text{ м}/\text{с}$:

$$\Delta P_{2-3} = P_2 - P_3 = \frac{W_2^t}{2} \rho_2^t = \frac{10^2}{2} \cdot 0,42 = 21 \text{ (Па)}.$$

Тиск суміші газів у перерізі горловини дифузору:

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{2-3} = -400 - 21 = -421 \text{ (Па)}.$$

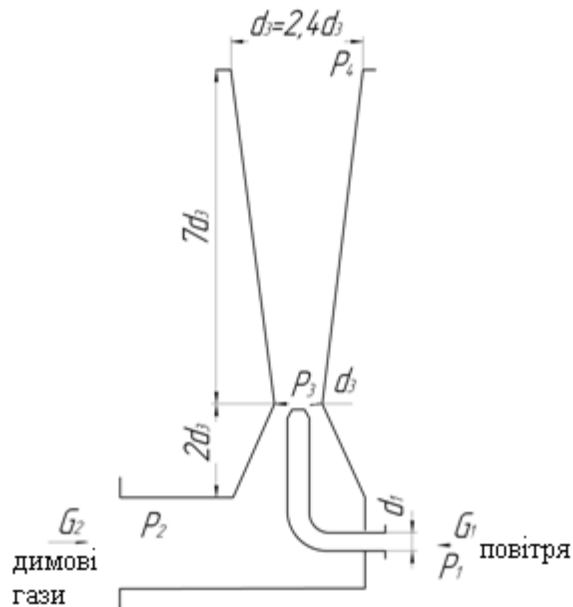


Рис. 4.2. Схема ежектора

Швидкість витікання ежектуючого газу із сопла:

$$W_1 = \mu \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho_1'}} = 0,85 \sqrt{\frac{2 \cdot (5000 + 421)}{1,26}} = 78,8 \text{ (м/с)}.$$

Перепад тиску на відрізьку від горловини дифузору до виходу ежектора має бути:

$$\Delta P_{4-3} = P_4 - P_3 = 200 - (-421) = 621 \text{ Па}.$$

Витрати ежекторного газу знайдемо із залежності:

$$\Delta P_{4-3} = \eta \frac{(V_1 \rho_1 W_1 + V_2 \rho_2 W_2)^2}{2(V_1 \rho_1 + V_2 \rho_2)(V_1 + V_2)} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow 621 = 0,8 \frac{(V_1 \cdot 1,26 \cdot 78,8 + 2,33 \cdot 0,42 \cdot 10)^2}{2(V_1 \cdot 1,26 + 2,33 \cdot 0,42)(V_1 + 2,33)}$$

Звідки:

$$V_1 = 0,58 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Переріз сопла виходу повітря:

$$f_c = \frac{V_1'}{W_1} = \frac{0,58}{78,8} = 0,0074 \text{ м}^2,$$

звідки отримаємо діаметр сопла:

$$d_c = \sqrt{\frac{f_c}{0,785}} = \sqrt{\frac{0,0074}{0,785}} = 0,097 \text{ м}.$$

Масові витрати повітря:

$$G_1 = V_1 \cdot \rho_1' = 0,58 \cdot 1,26 = 0,73 \text{ кг/с}.$$

Масові витрати димових газів:

$$G_2 = V_2 \cdot \rho'_2 = 2,33 \cdot 0,42 = 0,98 \text{ (кг / с)}.$$

Масові витрати суміші газів:

$$G_c = G_1 + G_2 = 0,73 + 0,98 = 1,71 \text{ кг / с}.$$

Температура суміші (за умови рівної теплоємності повітря і димових газів):

$$t_c = \frac{G_1 t_1 + G_2 t_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 20 + 0,98 \cdot 570}{1,71} = 335^\circ \text{C}$$

Густина суміші газів:

$$\rho_c = \frac{G_c}{(G_1 / \rho_1^0 + G_2 / \rho_2^0)(1 + t_c / 273)} = \frac{1,71}{(0,73 / 1,29 + 0,98 / 1,3) \cdot (1 + 335 / 273)} = 0,56 \text{ кг / м}^3$$

Об'ємна витрата суміші газів:

$$V_c = \frac{G_c}{\rho_c} = \frac{1,71}{0,56} = 3,08 \text{ м}^3 / \text{с}$$

Швидкість суміші газів у горловині дифузору визначаємо з рівняння закону збереження кількості руху:

$$W_3 = \frac{G_1 W_1 + G_2 W_2}{G_c} = \frac{0,73 \cdot 78,8 + 0,98 \cdot 10}{1,71} = 39,38 \text{ м / с}.$$

Переріз горловини дифузору:

$$f_3 = \frac{V_c}{W_3} = \frac{3,08}{39,38} = 0,078 \text{ м}^2.$$

Діаметр горловини:

$$d_3 = \sqrt{f_3 / 0,785} = \sqrt{0,078 / 0,785} = 0,32 \text{ м}^2.$$

Визначимо інші конструктивні розміри ежектора:

а) Діаметр вихідного отвору ежектора :

$$d_4 = 2,4 \cdot d_3 = 2,4 \cdot 0,32 = 0,76 \text{ м}^2.$$

б) Довжина дифузору:

$$L = 0,34 \cdot d_3 = 0,34 \cdot 0,32 = 2,21 \text{ м}^2.$$

в) При загальній довжині ежектора:

$$H = L + 2 \cdot d_3 = 2,21 + 2 \cdot 0,32 = 2,84 \text{ м}^2.$$

Додатковий напір за рахунок різниці густин гарячої суміші газів і зовнішнього повітря дорівнює:

$$\Delta P_3 = H \cdot g \cdot (\rho_1 - \rho_c) = 2,84 \cdot 9,81 \cdot (1,29 - 0,56) = 20,3 \text{ Па.}$$

тоді тиск на виході дифузору буде:

$$P = P + \Delta P_3 = 200 + 20,3 = 220,3 \text{ Па.}$$

Приклад 4.3. Визначення висоти димаря та його діаметра для трубчатої печі

Завдання. Визначити висоту димаря для трубчатої печі.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$G, \text{ кг/с}$	50	55	60	65	75	80	85	90	95	75
$t_{\text{дм}}, \text{ }^\circ\text{C}$	360	365	370	375	380	385	390	395	400	405

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$G, \text{ кг/с}$	77	79	81	83	85	87	89	91	93	95
$t_{\text{дм}}, \text{ }^\circ\text{C}$	410	415	420	425	430	435	440	445	450	455

Наприклад.

Визначити висоту димаря для трубчатої печі, продуктивністю $G = 70 \text{ кг/с}$, температура димових газів на вході у димар $t_{\text{дм}} = 380 \text{ }^\circ\text{C}$. Густина димових газів $\rho_{\text{дг}}^{15} = 1,25 \text{ кг/м}^3$. Гідравлічні опори: конвективної частини печі $\Delta P_{\text{кон}} = 4800 \text{ Па}$, радіаційної частини печі $\Delta P_{\text{рад}} = 3600 \text{ Па}$, газоходів $\Delta P_g = 5200 \text{ Па}$.

Розв'язання.

Температура газів на виході з димаря приймається на $20 \text{ }^\circ\text{C}$ менше від температури входу у димар $t_{\text{дм}}$, тоді середня температура у димарі:

$$t_{\text{сеп}} = \frac{(t_{\text{дг}} + t_{\text{вух}})}{2} = \frac{380 + (380 - 20)}{2} = 370 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Густина димових газів при $t_{\text{сеп}}$:

$$\rho_{\text{сеп}}^t = \frac{\rho_{\text{дг}}}{\left(1 + \frac{1}{273} t_{\text{сеп}}\right)} = \frac{1,25}{\left(1 + \frac{1}{273} 370\right)} = 0,5 \text{ кг/м}^3$$

Масова швидкість газу в димарі, знаходиться з виразу:

$$U_{\text{мр}} = u_{\text{дм}} \cdot \rho_{\text{сеп}}^{t_{\text{сеп}}} = u_{\text{дм}} \cdot \rho_{\text{сеп}}^{370} = 7 \cdot 0,5 = 3,5 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)},$$

де u_{dm} – лінійна швидкості газів на вході у димар (при природній тязі приймається 7 м/с).

Діаметр димаря визначається за залежністю:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot U_{mp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 70}{3,14 \cdot 3,5}} = 5 \text{ м,}$$

Приймаємо діаметр димаря 5 м.

Гідравлічний опір на тертя в димаря визначається за формулою Дарсі-Вейсбаха:

$$\Delta P_{тер} = \xi \frac{H}{D} \cdot \frac{U_{mp}}{2 \cdot g \cdot \rho_{сер}^t} = 0,5 \frac{15}{0,26} \cdot \frac{3,5}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} = 20,5 \text{ Па.}$$

де H – висота димаря, попередньо приймається $H = 15 \text{ м}$,

ξ – коефіцієнт гідравлічного опору, приймається $\xi = 0,5$.

а потім перераховується за залежністю:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{(\rho_{нов} - \rho_{сер})g} = \frac{\sum \Delta P}{1,293 \left(\frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g},$$

Сумарний гідравлічний опір знаходиться за залежністю:

$$\begin{aligned} \sum \Delta P &= \Delta P_{кон} + \Delta P_{рад} + \Delta P_z + \Delta P_M + \Delta P_{тер} = \\ &= 18 + 15 + 16 + 19 + 20,5 = 88,5 \text{ Па} \end{aligned}$$

Тоді висота димаря:

$$H = \frac{\sum \Delta P}{\rho_{д2}^{15} \left(\frac{273}{t_{нов}} - \frac{273}{t_{сер}} \right) g} = \frac{88,5}{1,25 \left(\frac{273}{293} - \frac{273}{370} \right) 9,81} = 35,4 \text{ м}$$

Приймаємо димар, довжиною 35 м.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПЕЧЕЙ

Приклад 5.1. Визначення теплового навантаження печі вакуумної установки.

Завдання. Визначити теплове навантаження печі вакуумної установки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$G, \text{ кг/год}$	10	10,4	10,8	11,2	11,6	12	12,4	12,8	13,2	13,6
$T_m^n, \text{ }^\circ\text{C}$	180	185	190	195	200	205	210	215	220	225
$T_m^k, \text{ }^\circ\text{C}$	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440
e	0,3	0,31	0,32	0,33	0,34	0,35	0,36	0,37	0,38	0,39
$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$	105	107	109	111	113	115	117	119	121	123
$t_4, \text{ }^\circ\text{C}$	350	355	360	365	370	375	380	385	390	395

Варіант	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$G, \text{ кг/год}$	14	14,4	14,8	15,2	15,6	16	16,4	16,8	17,2	17,6
$T_m^n, \text{ }^\circ\text{C}$	230	235	240	245	250	255	260	265	270	275
$T_m^k, \text{ }^\circ\text{C}$	450	460	470	480	490	500	510	520	530	540
e	0,4	0,41	0,42	0,43	0,44	0,45	0,46	0,47	0,48	0,49
$t_3, \text{ }^\circ\text{C}$	125	127	129	131	133	135	137	139	141	143
$t_4, \text{ }^\circ\text{C}$	400	405	410	415	420	425	430	435	440	445

Наприклад.

Продуктивність печі вакуумної установки $G = 50000 \text{ кг/год}$ мазуту ($\rho_4^{20} = 0,93$). В печі мазут нагрівається від температури $T_m^n = 226^\circ\text{C}$ до $T_m^k = 430^\circ\text{C}$, при цьому 40% ($e = 0,4$) його переходить в парову фазу. В печі встановлено перегрівач, в якому перегрівается 650 кг/год водяної пари від температури $t_3 = 120^\circ\text{C}$ до $t_4 = 400^\circ\text{C}$. Відгін має густину $\rho_{15}^{15} = 0,9$, а залишок $\rho_{15}^{15} = 0,95$. Вологість водяної пари 2%.

Розв'язок.

Знаходимо ентальпію мазуту в рідкому стані при температурі 226°C :

$$I_{t_2}^p = I_{226}^p = \left(129,58 + 0,134T_M^n + 0,00059 T_M^{n^2}\right)(4 - \rho_{15}^{15}) - 308,99 =$$

$$= \left(129,58 + 0,134 \cdot 226 + 0,00059 \cdot 226^2\right)(4 - 0,91) - 308,99 = 743,3 \text{ кДж / кг}$$

Знаходимо ентальпію мазуту в пароподібному стані при температурі $T_M^k = 430^\circ\text{C}$ та залишку при температурі 430°C (Додаток 1 та 2):

$$I_{t_1}^n = I_{430}^n = \left(0,00T_M^k + 0,762T_M^{k^2} - 334,25\right) \frac{1}{\sqrt{\rho_{15}^{15}}} =$$

$$= \left(0,00 \cdot 430 + 0,762 \cdot 430^2 - 334,25\right) \frac{1}{\sqrt{0,91}} = 12783 \text{ кДж / кг}$$

Тепло, що витрачається на нагрів та випаровування мазуту:

$$Q_1 = Q_{нагр} + Q_{еун} = G(I - e)(I_{t_2}^p - I_{t_1}^p) + G(I_{t_2}^n - I_{t_1}^p) =$$

$$= 50000(1 - 0,6)(1258 - 743,3) + 50000(1278 - 743,3) = 26138900 \text{ кДж / год} = 7266,6 \text{ кВт}$$

Тепло, що витрачається на перегрів водяної пари:

$$Q_2 = G_{ен} \cdot [x \cdot r + c_p(t_3 - t_4)] = 650 \cdot [0,02 \cdot 2262 + 0,5(400 - 120)] =$$

$$= 250406 \text{ кДж / год} = 250,5 \text{ кВт}$$

Корисне теплове навантаження печі:

$$Q = Q_1 + Q_2 = 7266,6 + 250,4 = 7517,0 \text{ кВт}$$

Додаток 1. Характеристики природних газів

Викладено за авторами [1].

№	Газопровід	Склад газу по об'єму, %							Q_H^C , кДж/м ³	ρ_2 , кг/м ³
		CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀ 0	C ₅ H ₁₂ 12	N ₂	CO ₂		
1	Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37310	0,775
2	Бухара-Урал	94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6	–	36170	0,752
3	Газлі-Коган	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	36590	0,750
4	Газлі-Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36260	0,751
5	Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	–	13,7	0,1	30980	0,789
6	Дашава-Київ	98,9	0,3	0,1	0,1	–	0,4	0,2	35880	0,712
7	Джаркак-Ташкент	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	36680	0,748
8	Карабулак-Грозний	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45850	1,036
9	Карадаг-Єреван	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	37090	0,766
10	Коробки-Волгоград	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3,0	0,7	35840	0,766
11	Коробки-Камишин	81,5	8,0	4,0	2,3	0,5	3,2	0,5	41450	0,901
12	Кумертау-Магнітогорськ	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36800	0,858
13	Лінево-Вольск	93,2	2,6	1,2	0,7	–	2,0	0,3	37010	0,782
14	Оренбург-Совхозне	91,4	4,1	1,9	0,6	–	0,2	0,7	38020	0,883
15	Первомайськ-Сторожівка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28300	0,952
16	Промисловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	–	–	2,4	0,1	35040	0,733
17	Рудки-Мінск	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35500	0,740
18	Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36130	0,786
19	Саратов-Москва	78,2	4,4	2,2	0,7	0,2	14,2	0,1	34160	0,879
20	Саушино-Волгоград	96,1	0,7	0,1	0,1	–	2,8	0,2	35130	0,741
21	Серпухов-С.Петербург	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37430	0,799
22	Смуїш Зап.Сибіру	92,7	5,0	0,5	–	1,8	–	–	36840	0,800
23	Средня Азія-Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37560	0,776
24	Ставрополь-Грозний	98,2	0,4	0,1	0,1	–	1,0	0,2	35630	0,728
25	Ставрополь-Москва: 1-а нитка	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36090	0,764
26	Ставрополь-Москва: 2-а нитка	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36550	0,722
27	Ставрополь-Москва: 3-а нитка	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37010	0,786
28	Угерсько-Львів	98,5	0,2	0,1	–	–	1,0	0,2	35500	0,722
29	Уренгой-Ужгород	98,4	0,1	–	–	–	1,2	0,3	41750	0,838
30	Урицьк-Сторожівка	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	36470	0,789

Додаток 2. Ентальпія рідких нафтопродуктів

Викладено за авторами [1].

t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг
0(273)	0,00	180(453)	358,91	415(688)	992,98	225(498)	465,84
5(278)	8,46	185(458)	370,47	420(693)	1008,53	230(503)	478,12
10(283)	17,05	190(463)	382,08	425(698)	1024,16	235(508)	490,52
15(288)	25,72	195(468)	393,77	430(703)	1039,83	240(513)	503,00
20(293)	34,44	200(473)	405,59	435(708)	1055,62	245(518)	515,53
25(298)	43,28	260(533)	553,75 (440(713)	1071,50	250(523)	528,19
30(303)	52,16	265(538)	566,65	445(718)	1091,62	255(528)	540,88
35(308)	61,17	270(543)	579,60	450(723)	1103,47	335(608)	756,08
40(313)	70,26	275(548)	592,67	455(728)	1119,14	340(613)	770,28
45(318)	79,40	280(553)	605,83	460(733)	1135,82	345(618)	784,53
50(323)	88,66	285(558)	619,07	75(348)	136,30	350(623)	798,86
55(328)	98,00	290(563)	632,39	80(353)	145,93	355(628)	813,02
60(333)	107,38	295(568)	645,80	85(358)	155,44	360(633)	827,81
65(338)	116,94	300(573)	659,29	90(363)	165,71	365(638)	842,39
70(343)	126,78	305(578)	672,87	95(368)	175,72	370(643)	857,06
130(403)	248,17	310(583)	686,53	100(373)	185,82	375(648)	871,85
135(408)	258,90	315(588)	700,27	105(378)	196,00	380(653)	886,68
140(413)	269,66	320(593)	714,10	110(383)	206,27	385(658)	901,6
145(418)	279,89	325(598)	728,01	115(388)	216,62	465(738)	1152,08
150(423)	291,45	330(603)	742,00	120(393)	227,05	470(743)	1164,48
155(428)	302,47	390(663)	916,39	125(398)	237,57	475(748)	1184,93
160(433)	313,62	395(668)	931,73	205(478)	417,44	480(753)	1201,48
165(438)	324,80	400(673)	946,94	210(483)	429,43	485(758)	1218,11
170(443)	336,07	405(678)	962,19	215(488)	441,45	490(763)	1234,83
175(448)	347,47	410(683)	977,56	220(493)	453,60	495(768)	1251,63

Додаток 3. Ентальпія парів нафтопродуктів

Викладено за авторами [1].

t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг	t. °c (K)	I, кДж/кг
5(278)	212,54	130	279,64	260(533)	268,72	390(663)	477,66
10(283)	214,94	(403)	282,69	265(538)	372,57	395(668)	482,31
15(288)	217,33	135(408)	285,75	270(543)	380,28	400(673)	486,87
20(293)	219,72	140(413)	288,90	275(548)	384,22	405(678)	491,52
25(298)	222,11	145(418)	292,04	280(553)	388,16	410(683)	496,17
30(303)	227,05	150(423)	295,22	285(558)	392,10	415(688)	500,91
35(308)	229,52	155(428)	298,41	290(563)	396,12	420(693)	505,60
40(313)	232,08	160(433)	301,68	295(568)	400,14	425(698)	510,38
45(318)	237,23	165(438)	304,94	300(573)	408,27	430(703)	515,20
50(323)	239,83	170(443)	311,56	305(578)	416,56	435(708)	520,02
55(328)	242,51	175(448)	314,87	310(583)	420,71	440(713)	524,83
60(333)	245,19	180(453)	318,27	315(588)	429,18	445(718)	529,74
65(338)	247,88	185(458)	325,14	320(593)	433,41	450(723)	534,64
70(343)	253,41	190(463)	328,62	325(598)	442,04	455(728)	539,58
75(348)	256,17	195(468)	332,09	330(603)	446,40	460(733)	542,43
80(353)	259,02	200(473)	335,66	335(608)	450,76	465(738)	549,56
85(358)	261,87	205(478)	342,78	340(613)	455,20	470(743)	554,54
90(363)	264,76	210(483)	346,38	345(618)	464,08	475(748)	559,61
95(368)	270,63	215(488)	350,07	350(623)	468,60	480(753)	564,68
100(373)	273,60	220(493)	353,71	355(628)	473,13	485(758)	569,79
105(378)	276,58	225(498)	357,44	360(633)	268,72	490(763)	574,95
110(383)	212,54	230(503)	361,17	365(638)	372,57	495(768)	580,14
115(388)	214,94	235(508)	364,94	370(643)	380,28	500(773)	585,34
120(393)	217,33	240(513)	373,64	375(648)	384,22		
125(398)	219,72	245(518)	282,69	380(653)	388,16		

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.