

ДЖЕРЕЛО ЕНЕРГІЇ ДЛЯ РУЙНУВАННЯ МІНЕРАЛЬНИХ СЕРЕДОВИЩ

Для термічного руйнування природних мінеральних середовищ у гірничодобувній, каменеобробній та будівельній промисловості використовуються газоструменеві термоінструменти, що працюють на газоподібному окислювачі (кисень, повітря) та рідкому пальному (керосин, бензин).

Значний інтерес являє собою використання в цих інструментах у якості пального горючого природного газу, що має не тільки підвищену теплоту згоряння, але й значно меншу, у три–чотири рази, вартість.

Термодинамічними розрахунками нами встановлено теоретичні залежності температури робочого тіла (газу) у камері згоряння T_k та на виході з реактивного сопла T_a , та швидкості його витікання W_a від тиску в пальнику P_k та коефіцієнту надлишку повітря α_T .

Оскільки теплота згоряння природних газів приблизно однакова (табл. 1), обмежимося аналізом параметрів робочого тіла пальників, що працюють на шебелинському газі, припускаючи, що отримані дані будуть достатньо наближеними для випадків роботи пальника з використанням інших горючих газів.

Таблиця 1 – Теплота згоряння деяких палив, що використовуються в реактивних пальниках

Назва пального	Найнижча теплота згоряння Q_n	
	МДж/м ³	МДж/кг
Рідке пальне:		
бензин	–	43,08
керосин	–	42,66
Природний газ:		
шебелинський (Харків)	34,90	48,14
дашавський (Київ)	35,65	48,84
мелітопольський (Запоріжжя)	35,09	48,14

При дослідженні було прийнято такі параметри шебелинського газу:

- умовна формула $C_{1,0068}H_{4,0984}O_{0,002}N_{0,0314}$;
- температура горіння на вході в пальник $T_0 = 300$ °К;
- тиск на виході з пальника $P_a = 0,1$ МПа.
- тиск у камері згоряння змінювався від P_{kmin} , за якого встановлюється швидкість звуку на зрізі сопла 2,5 МПа;
- коефіцієнт надлишку повітря α_T змінювався у межах 0,7–3,0.

Основні результати розрахунків наведено в табл. 2, 3 та на рис. 1, 2.

Таблиця 2 – Параметри газу в камері згоряння пальника

α_T	$T_k, ^\circ K$			Без урахування дисоціації			$P_{kmin},$ МПа	$M,$ $\frac{кг_{пальн}}{кг_{пал}}$
	з дисоціацією	без дисоціації	\bar{T}_k ($\alpha_m = const$)	$R_k, R_a,$ кДж/(кг·К)	к	$\beta,$ сек		
0,7	1958	1959	1,00	0,33; 0,53	1,27	124,0	0,181	12,60
0,8	2100	2104	1,00	0,32; 0,53	1,26	126,5	0,180	14,26
0,9	2219	2226	1,00	0,31; 0,46	1,25	128,6	0,180	15,92
1,0	2249	2328	1,00	0,30; 0,77	1,24	130,2	0,179	17,58
1,1	2148	2189	1,00	0,30; 0,52	1,26	125,4	0,180	19,23
1,2	2049	2068	1,00	0,30; 0,43	1,26	121,7	0,180	20,90
1,5	1783	1788	1,00	0,30; 0,23	1,27	112,5	0,181	25,86
2,0	1480	1481	1,00	0,30; 0,30	1,30	93,67	0,183	34,15
3,0	1137	1137	1,00	0,30; 0,83	1,32	87,94	0,184	50,73

Як видно з табл. 2, температура робочого тіла в камері згоряння T_k з урахуванням дисоціації та без неї відрізняється за значенням тільки при α_T , близькими до одиниці. Оскільки ця відмінність є незначною, то з достатнім для практики ступенем точності при термодинамічних розрахунках дисоціацію продуктів згоряння можна не враховувати.

Незважаючи на те, що теплота згоряння природного газу вище за теплоту згоряння бензину на 8–13 % (див. табл. 1), температура згоряння T_k в першому випадку нижче, ніж у другому на 2–3 %.

Це пояснюється тим, що виділене при спалюванні шебелинського газу тепло йде на підігрівання більшої кількості робочого тіла (див. табл. 2):

$$M = 1 + \alpha_T \nu_0,$$

де ν_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання 1 кг пального.

Окрім того, до складу продуктів згоряння входить дещо більша кількість води, що має більшу теплоємність.

Температура газового струму на зрізі сопла T_a також є відповідно нижчою.

Швидкість же витікання W_a на 1,0–1,5 % вище, що пояснюється біль високою працездатністю продуктів згоряння, тобто більш високим значенням газової константи R_k і R_a (див. табл. 2).

Таким чином, енергетичні можливості газових струменів при спалювання природного газу в пальниках не менші, а навіть дещо більші, якщо врахувати, що кількість робочого тіла в цьому випадку на 11–12 % більша, ніж у випадку застосування бензину.

Мінімальний тиск в камері згоряння пальника P_{kmin} , за якого забезпечується звукова швидкість газового струменю, змінюється в дуже вузьких межах, тобто майже не залежить від α_T (див. табл. 2). Це пояснюється тим, що при $P_a = 0,1$ МПа значення P_{kmin} , як це видно з рівності

$$P_{kmin} = \left(\frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}},$$

визначається тільки показником адиабати κ , що також обмежено залежить від α_T .

Ця обставина дозволяє вважати $P_{kmin} = \text{const}$ та приймати його в якості вихідного для дослідження залежності T_a та W_a від P_k .

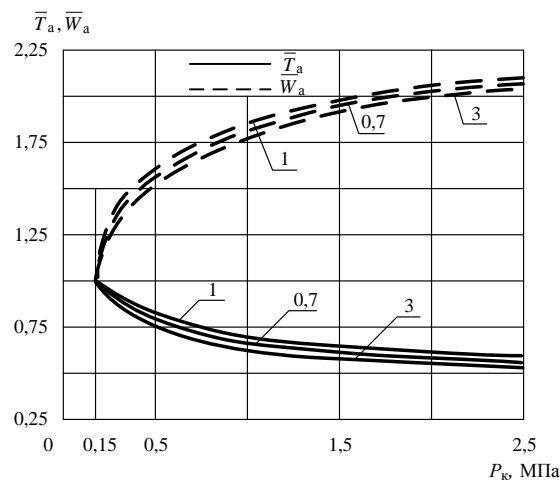


Рисунок 1 – Відносні зміни T_a та W_a залежно від P_k (цифрами на кривих наведено значення α_T)

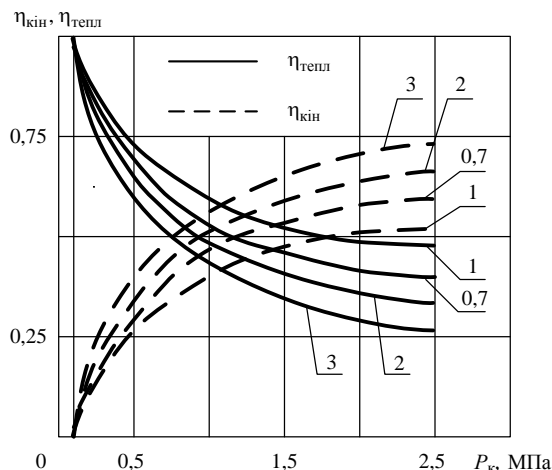


Рисунок 2 – Криві розподілу наявної енергії на зрізі сопла на $\eta_{\text{кін}}$ та $\eta_{\text{тепл}}$ залежно від α_T та P_k (цифрами на кривих наведено значення α_T)

Характер змін T_a та W_a від P_k аналогічний випадку роботи пальника на бензині. Характерним є тут те, що при збільшенні P_k темп зростання \bar{W}_a та зменшення \bar{T}_a уповільнюється: при підвищенні тиску від $P_a = 0,18$ МПа до $P_a = 0,5$ МПа приріст W_a складає 57 %, а зниження T_a – 18 %; при зміні P_k від 0,5 до 1,0 МПа W_a збільшується тільки на 25 %, а T_a зменшується на 10 %. При подальшому збільшенні P_k темп зміни \bar{W}_a та \bar{T}_a суттєво знижується.

Розглядаючи криві залежності \bar{W}_a та \bar{T}_a від P_k (див. рис. 1) та криві розподілення наявної енергії на зрізі сопла між тепловою $\eta_{\text{тепл}}$ та кінетичною енергією $\eta_{\text{кін}}$ (див. рис. 2), приходимо до висновку про недоцільність підвищення тиску в камері згорання реактивного пальника, що працює на стисненому повітрі та природному газі, вище 1,5–20 МПа. Такий же висновок можна зробити при розгляданні газових струменем бензо-повітряних пальників.

Комплекс основних параметрів пальника

$$\beta = \frac{\sqrt{R_k T_k}}{A_{\text{п}}},$$

де

$$A_{\text{п}} = \sqrt{\text{кг}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}},$$

а також витрата робочого тіла $\bar{M}F$ на одиницю критичного дотину сопла $F_{\text{кр}}$, що визначається зі залежності

$$\bar{M}F = \frac{M}{F_{\text{кр}}} = \frac{P_k}{\beta},$$

того ж порядку, що й для бензо-повітряного пальника.

Висновки

1. Переведення газоструменевих термоінструментів на природний газ дозволить за рахунок меншої вартості пального значно знизити собівартість робіт, що виконуються.
2. Енергетичні можливості газових струменів при використанні газу вище, оскільки в цьому разі при другорядних однакових умовах кількість робочого тіла на 11–12 % більше, ніж у випадку використання бензину.

Таблиця 3 – Параметри газових струменів на виході з реактивного сопла

P_k , МПа	α_T	T_k , °К	W_a , м/с	\bar{T}_a та $\bar{W}_a = f(P_k)$		\bar{T}_a та $\bar{W}_a = f(P_k)$		M_F , г/см ²
				\bar{T}_a	\bar{W}_a	\bar{T}_a	\bar{W}_a	
0,18	0,7	1729	843	1,00	1,00	0,832	0,956	14,51
	0,9	1976	876	1,00	1,00	0,951	0,993	13,99
	1,0	2078	882	1,00	1,00	1,000	1,000	13,82
	1,2	1831	828	1,00	1,00	0,881	0,938	14,79
	1,5	1578	765	1,00	1,00	0,759	0,867	15,99
	2,0	1293	692	1,00	1,00	0,622	0,784	17,77
	3,0	986	603	1,00	1,00	0,474	0,683	20,47
0,5	0,7	1391	1325	0,804	1,570	0,818	0,949	40,30
	0,9	1613	1375	0,816	1,570	0,939	0,985	38,87
	1,0	1704	1395	0,820	1,581	1,000	1,000	38,39
	1,2	1484	1300	0,810	1,570	0,870	0,932	41,08
	1,5	1269	1202	0,804	1,570	0,744	0,861	44,43
	3,0	1021	1083	0,789	1,565	0,599	0,776	49,38
1,0	0,7	1201	1531	0,694	1,816	0,806	0,947	80,61
	0,9	1404	1592	0,710	1,817	0,942	0,985	77,74
	1,0	1490	1616	0,717	1,832	1,000	1,000	76,78
	1,2	1287	1503	0,702	1,815	0,863	0,930	82,16
	1,5	1096	1389	0,694	1,815	0,735	0,859	88,86
	2,0	870	1248	0,673	1,803	0,584	0,772	98,76
	3,0	650	1083	0,659	1,796	0,436	0,670	113,71
1,5	0,7	1101	1628	0,636	1,932	0,799	0,946	120,92
	0,9	1295	1695	0,655	1,935	0,939	0,985	116,61
	1,0	1378	1721	0,663	1,951	1,000	1,000	115,17
	1,2	1183	1600	0,646	1,932	0,858	0,930	123,24
	1,5	1005	1477	0,637	1,931	0,729	0,859	133,29
	2,0	792	1325	0,612	1,915	0,574	0,772	148,15
	3,0	589	1149	0,597	1,905	0,427	0,670	170,57
2,5	0,7	988	1733	0,571	2,055	0,791	0,945	201,53
	0,9	1169	1805	0,591	2,061	0,936	0,984	194,35
	1,0	1249	1834	0,601	2,079	1,000	1,000	191,95
	1,2	1064	1704	0,581	2,058	0,852	0,929	205,40
	1,5	901	1572	0,571	2,055	0,721	0,857	222,16
	2,0	704	1408	0,544	2,034	0,563	0,767	246,90
	3,0	521	1219	0,582	2,021	0,417	0,664	284,28

Література

1. Zagrebelnaj L.I. Reactive burner as power source in the technological processes of hard rock dislocation / L.I. Zagrebelnaj // Annals of University of Petrosani-Romania. Mechanical Engineering. – 2002. – vol 1.

УДК 629.7.036.22

Зagrebel'naya Л.И., Кобец Е.В.

ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ СРЕД

Рассматривается использование природного газа в газоструйном термоинструменте для разрушения природных минеральных сред.

Zagrebel'naya L.I., Kobets E.V.

THE ENERGY SOURCE FOR MINERAL MEDIUMS DISTRUCTION

The application of natural gas in the gas-jet thermal instrument for mineral mediums destruction is researched in the paper.