

**В.Т. Турчин, інж., В.О. Пильов, д-р техн. наук, І.Г. Омельченко, магістр,
М.В. Прокопенко, канд. техн. наук**

ВПЛИВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ ДВИГУНА НА РЕСУРСНУ МІЦНІСТЬ ПОРШНЯ

Одним з вирішальних напрямків розвитку сучасного двигунобудування є розробка нових ефективних підходів, методів, методик щодо створення перспективних транспортних ДВЗ з прогресивними питомими показниками, у тому числі – з максимально можливими літровою потужністю й відношенням міцності до маси за умов забезпечення високої надійності. Фахівці вітчизняних та закордонних конструкторських бюро, без винятку всі провідні фірми-виробники двигунів внутрішнього згоряння мають значний доробок наукових знань та практичний досвід щодо постійного підвищення довговічності теплонапружених деталей камери згоряння (КЗ). Однак подальше форсування двигунів, незважаючи на значне покращення властивостей матеріалів, технологій виготовлення деталей та удосконалення їх конструкцій постійно викликає нові труднощі щодо забезпечення безвідмовної роботи та необхідного ресурсу.

Розв'язання вказаної проблеми все гостріше спонукає дослідників переходити до нової концепції проектування двигунів як забезпечення гранично можливих показників теплонапруженості складної технічної системи, на зміну концепції достатності забезпечення ресурсу технічного об'єкта.

На практиці існує суттєва множина критеріїв оцінки теплонапруженості деталей КЗ, від умовно-постійних показників якості [1,2] до фактичних значень межі ресурсу [3-6]. При цьому відповідно до загальної теорії САПР найбільш ефективні технології проектування за вимогою мінімізації часу виконання останнього передбачають застосування саме умовно-постійних даних. За приклад використання такого підходу можна навести застосування в проек-

тних процедурах критерію Взорова, як відношення ефективної циліндрової потужності до діаметра циліндра:

$$N_D = \frac{N_e}{z \cdot D} \leq [N_D], \quad (1)$$

Однак, використання умовно-постійних критеріїв має якнайменше два основних недоліки.

Перше. Чверть століття тому було встановлено, що для тракторних дизелів при діаметрі циліндра до 130 мм повинна виконуватись умова $N_D \leq 0,15$ кВт/мм. На сьогодні цей показник складає величину $N_D = 0,18 - 0,21$ кВт/мм. Видно, що значення розглянутого умовно-постійного критерію змінюється в часі неприпустимо швидко – в середньому до 2% на рік. При цьому ясно, що використання підходу (1), який відповідає концепції забезпечення гарантованого ресурсу, не дозволяє перевершити показники кращих зразків-аналогів, тобто системно закладає в САПР технологію постійного відставання від останніх.

Друге. Призначення двигуна функціонально не враховується в залежності (1), а мінімум конструктивних параметрів (тут – діаметр циліндру) не дозволяють реалізувати перехід до нової концепції проектування.

Ліквідування вказаних недоліків передбачає використання менш економічних стратегій проектування, які засновані наприклад на використанні виразу Петрова [7]:

$$f^{opt} \leftarrow \mu_x x, \Xi, \quad (2)$$

де μ_x – множина математичних моделей, призначених для пошуку оптимального значення вектору кри-

теріїв якості f^{om} за вектором конструктивних параметрів x об'єкту проектування та моделлю його експлуатації Ξ . Остання є множиною j характерних режимів навантаження, $\Xi = \{\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_j\}$.

Відповідні моделі μ_x щодо визначення ресурсної міцності теплонапружених деталей теплових двигунів розроблені Ф.І.Абрамчуком, М.Д.Симбірським, М.Д.Чайновим, А.Ф.Шеховцовим та іншими вченими. Нестационарні моделі експлуатації двигунів транспортного та сільськогосподарського призначення розроблено, наприклад, у [8]. Таким чином, існує практична можливість реалізації підходу (2) щодо встановлення граничного рівня теплонапруженості деталей КЗ. Водночас для підтримки ефективного проходження проекту в САПР необхідно мати багаторівневе математичне забезпечення [9,10] та функціональний зв'язок між фактичними значеннями межі ресурсу конструкцій та умовно-постійними показниками їх теплонапруженості.

Враховуючи актуальність означеного вище, метою роботи є визначення межі ресурсної міцності поршнів форсованих швидкохідних дизелів різного технологічного призначення та відповідних значень умовно-постійного критерію їх теплонапруженості.

Для потрібного узагальнення результатів нами виконано розрахунки ресурсної міцності поршня дизеля типу 4ЧН12/14 в діапазоні рівнів форсування $N_n = 18,5 \dots 30$ кВт/л. Розглядалися нестационарні моделі експлуатації двигунів: тракторного 3-ї та 4-ї категорій, автомобільного та комбайнового. Розрахунки виконано для двох варіантів масляного охолодження поршня: струминне охолодження днища поршня маслом та галерейне охолодження.

Визначення величини накопичених пошкоджень d_{fs} виконано з використанням методики [11], в основу якої покладено вираз:

$$d_{fs} = d_f + d_s = \sum_j \sum_k \frac{1}{N_{fk}} \Big|_j + \frac{1}{U^*} \sum_j \sum_k \sum_i \sum_l (\dot{\epsilon}_n \sigma \tau_l) \Big|_{i,k,j} \quad (3)$$

де d_f – доля пошкоджень утоми; d_s – доля пошкодження повзучості; N_{fk} – кількість циклів до руйнування матеріалу в умовах k -го циклу складного високо- та низькочастотного навантаження деталі; U^* – критична величина питомої енергії розсіювання за умов повзучості; $\dot{\epsilon}_n$ – швидкість повзучості матеріалу; σ – дійсне значення напруження в особливо термонавантаженої зоні деталі, що розглядається; τ – поточне значення часу навантаження деталі; j – кількість нестационарних режимів роботи двигуна в моделі його експлуатації; k – кількість циклів навантаження в кожному з j перехідних процесів; i – кількість ділянок кусково-лінійної моделі k -го циклу навантаження; l – кількість інтервалів розбиття i -ї ділянки кусково-лінійної моделі.

Відповідно до вказаної методики прогнозування величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня двигуна певного технологічного призначення Ξ здійснюється на заданий час його експлуатації P і дозволяє встановити момент руйнування деталі за умови $d_{fs} = 1$ при заданому рівні форсування.

В табл.1 за приклад наведено результати розрахунку величини накопичених пошкоджень в зоні кромки КЗ поршня для рівня форсування дизеля $N_n = 25$ кВт/л на розрахунковій базі $P = 10000$ год.

Тут колонки 2-4, 6-8, 10-12 та 14-16 представляють теоретичну модель нестационарного експлуатаційного навантаження двигунів: тракторного 3-ї та 4-ї категорій, автомобільного та комбайнового. Нестационарний режим в моделі формується з опису умов зміни навантаження \tilde{N}_{ei} та частоти обертання \tilde{n}_i в перехідному процесі з одного стаціонарного ре-

жиму на інший; часу роботи двигуна \tilde{P}_j за цих умов. В колонках 5,9,13,17 наведено результати розрахунку величини накопичених пошкоджень d_{fs} на j -му режимі з урахуванням накопичення пошкоджень на попередніх $j-1$ режимах.

З табл.1 видно, що знайдена величина d_{fs} суттєво відрізняється в залежності від технологічного призначення двигуна.

На рис. 1 наведено процес накопичення руйнуючих пошкоджень в матеріалі поршня дизеля типу 4ЧН12/14 в діапазоні рівня форсування $N_d = 18,5...30$ кВт/л на незмінній порівняльній ресурсній базі $P = 10000$ год. Граничний рівень працездатності конструкції встановлюється за виконання умови $d_{fs} = 1$. Видно, що при використанні струминного охолодження днища поршня маслом граничний рівень форсування для тракторного двигуна 4-ї категорії досягається при $N_d = 23,5$ кВт/л. Він відповідає найнижчому граничному рівню форсування, серед обраних моделей експлуатації. Відповідно граничне форсування двигуна вантажного автомобіля обмежується рівнем $N_d = 25,6$ кВт/л. Граничні рівні форсування для тракторного двигуна 3-ї категорії та комбайнового розташовуються між вище визначеними рівнями форсування. Це чітко відповідає стратегії проектування (2) і свідчить, що в залежності від призначення двигуна маємо інше значення критерію f^{omm} при іншому оптимальному конструктивному рішенні x^{omm} .

При використанні галерейного охолодження поршня граничний рівень форсування тракторного двигуна 4-ї категорії збільшується до $N_d = 26,4$ кВт/л, а автомобільного – до $N_d = 28,5$ кВт/л.

У цілому видно, що використання галерейного охолодження дозволяє підвищити рівень форсування

швидкохідних автотракторних двигунів в середньому на 12%.

В табл. 2 наведено результати оцінок теплового навантаження сучасних двигунів різного технологічного призначення за критерієм Взорова (1) та теплового навантаження двигуна 4ЧН12/14 за отриманим граничним рівнем форсування за методикою (3). Тут у рядку 1 наведено діапазон, а у рядку 2 – середнє значення теплового навантаження сучасних швидкохідних дизелів різного технологічного призначення.

Отримані результати (рядок 3) у порівнянні з даними рядків 1-2 свідчать, що величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня якісно повністю відповідають практиці досягнутих рівнів форсування сучасних двигунів. Так найнижчий рівень теплового навантаження мають двигуни тракторного призначення, найвищий – автомобільні двигуни.

Результати виконаної оцінки для поршня обраного двигуна за критерієм (1) подані в рядку 4 табл.2. Вони встановлюють гранично-припустимий рівень теплового навантаження двигунів за їх призначенням. Відповідно до [9] при визначенні гранично-допустимого рівня форсування двигуна необхідно враховувати розкид фізичних властивостей матеріалу, який для поршня алюмінієвого сплаву може досягати 20% - 30%, $[N_D] = N_D / 1,2$. З урахуванням вище зазначеного у рядку 5 табл.2 наведено допустиме теплове навантаження поршня дизеля 4ЧН12/14. Саме ці значення $[N_D]$ й потрібно закладати в моделі нижчих рівнів САПР поршня ДВС з подальшою перевіркою розрахунків за моделями вищих рівнів складності, наприклад [2,3].

Висновок:

Відповідно до поставленої мети роботи проведено комплекс чисельних експериментів по визначенню величини накопичених пошкоджень в поршні дизеля 4ЧН12/14 для тракторного комбайнового та автомобільного двигунів.

Таблиця 1. Результати розрахунку ресурсної міцності поршня дизеля типу 4ЧН12/14 для різного технологічного призначення при $N_n = 25$ Вт/л

Ре- жим j	Технологічне призначення двигуна																				
	Тракторний 3-ї категорії				Тракторний 4-ї категорії				Автомобільний				Комбайновий								
	Параметри перехідного процесу			d_{fs}	Параметри перехідного процесу			d_{fs}	Параметри перехідного процесу			d_{fs}	Параметри перехідного процесу			d_{fs}					
	\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час	5	\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час	8	9	\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час	12	13	\tilde{N}_{ej}	\tilde{n}_j	\tilde{P}_j , час	16	17		
1	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,040	0,796	0,0825-1,045	0,825-0,95	0,034	0,6842	0,6842	0,0623-0,942	0,415-0,915	0,082	0,4477	0,4477	0,171-0,950	0,570-1,0	0,034	0,203792			
1	0,0975-1,045	0,975-0,95	0,026	1,28	0,0975-1,045	0,975-0,95	0,070	1,984	1,984	0,0623-0,894	0,415-0,8125	0,020	0,4882	0,4882	0,207-0,950	0,690-1,0	0,070	0,552625			
2	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,012	1,325	0,0975-0,9487	0,975-0,825	0,022	2,0657	2,0657	0,083-0,894	0,550-0,8125	0,074	0,6393	0,6393	0,207-0,982	0,690-0,970	0,022	0,646742			
3	0,0975-0,9075	0,975-0,825	0,024	1,367	0,1075-0,9487	1,075-0,825	0,014	2,118	2,118	0,103-0,894	0,685-0,8125	0,034	0,7106	0,7106	0,207-0,850	0,690-1,0	0,014	0,658218			
4	0,0975-0,9	1,075-1,0	0,046	1,435	0,1075-0,9075	1,075-0,825	0,014	2,14	2,14	0,150-0,894	0,8125-0,8125	0,016	0,7464	0,7464	0,228-0,850	0,570-1,0	0,014	0,670005			
5	0,1045-0,855	1,075-0,95	0,040	1,71	0,1075-0,9	1,075-1,0	0,146	2,36	2,36	0,173-0,894	0,9375-0,8125	0,074	0,9143	0,9143	0,240-0,850	0,80-1,0	0,146	0,789852			
6	0,2475-0,855	0,825-0,95	0,032	1,75	0,2475-0,9	0,825-1,0	0,044	2,44	2,44	0,187-0,859	0,415-0,9375	0,030	0,9511	0,9511	0,285-0,850	0,570-1,0	0,044	0,828681			
7	0,2475-0,855	0,825-0,95	0,032	1,75	0,2925-0,9	0,975-1,0	0,056	2,56	2,56	0,187-0,754	0,415-0,685	0,036	0,9570	0,9570	0,331-0,850	0,69-1,0	0,056	0,881361			
8	0,2475-0,7425	0,825-0,825	0,022	1,758	0,2925-0,855	0,975-0,95	0,028	2,58	2,58	0,248-0,754	0,550-0,685	0,116	0,9769	0,9769	0,331-0,825	0,69-0,97	0,028	0,898959			
9	0,2925-0,7425	0,975-0,825	0,026	1,761	0,315-0,855	1,05-0,95	0,016	2,59	2,59	0,297-0,754	0,415-0,685	0,028	0,9823	0,9823	0,345-0,825	0,69-0,97	0,016	0,907967			
10	0,2925-0,7175	0,975-1,025	0,066	1,768	0,315-0,7425	1,05-0,825	0,036	2,6	2,6	0,308-0,754	0,685-0,685	0,060	0,9938	0,9938	0,345-0,715	0,69-0,97	0,036	0,913108			
11	0,315-0,7175	1,05-1,025	0,114	1,77	0,315-0,7175	1,05-1,025	0,062	2,607	2,607	0,308-0,745	0,685-0,8125	0,008	0,9953	0,9953	0,345-0,758	0,69-1,01	0,062	0,923468			
12	0,4125-0,665	0,825-0,95	0,062	1,771	0,4125-0,7175	0,825-1,025	0,056	2,612	2,612	0,366-0,745	0,8125-0,8125	0,038	0,9954	0,9954	0,350-0,758	1,0-1,01	0,056	0,932927			
13	0,475-0,5775	0,95-0,825	0,050	1,772	0,475-0,7175	0,95-1,025	0,066	2,617	2,617	0,366-0,672	0,8125-0,9375	0,018	0,99545	0,99545	0,40-0,758	0,80-1,01	0,066	0,944939			
14	0,475-0,5125	0,95-1,025	0,020	1,7725	0,5125-0,7175	1,025-1,025	0,026	2,62	2,62	0,380-0,628	0,415-0,685	0,050	0,996	0,996	0,450-0,758	1,0-1,01	0,026	0,950222			
15					0,5125-0,665	1,025-0,95	0,072	2,62	2,62	0,380-0,605	0,415-0,550	0,124	0,9968	0,9968	0,514-0,758	0,97-1,01	0,072	0,966040			
16										0,5125-0,5775	1,025-0,825	0,046	2,622	2,622	0,560-0,758	0,80-1,01	0,046	0,977018			
17															0,422-0,605	0,9375-0,550	0,016	0,99712			
18															0,422-0,582	0,9375-0,8125	0,024	0,9974			
19															0,452-0,582	0,430-0,8125	0,010	0,99745			
20															0,452-0,504	0,430-0,550	0,046	0,9981			
21															0,452-0,490	0,430-0,685	0,026	0,9982			
22																					
23																					
24																					

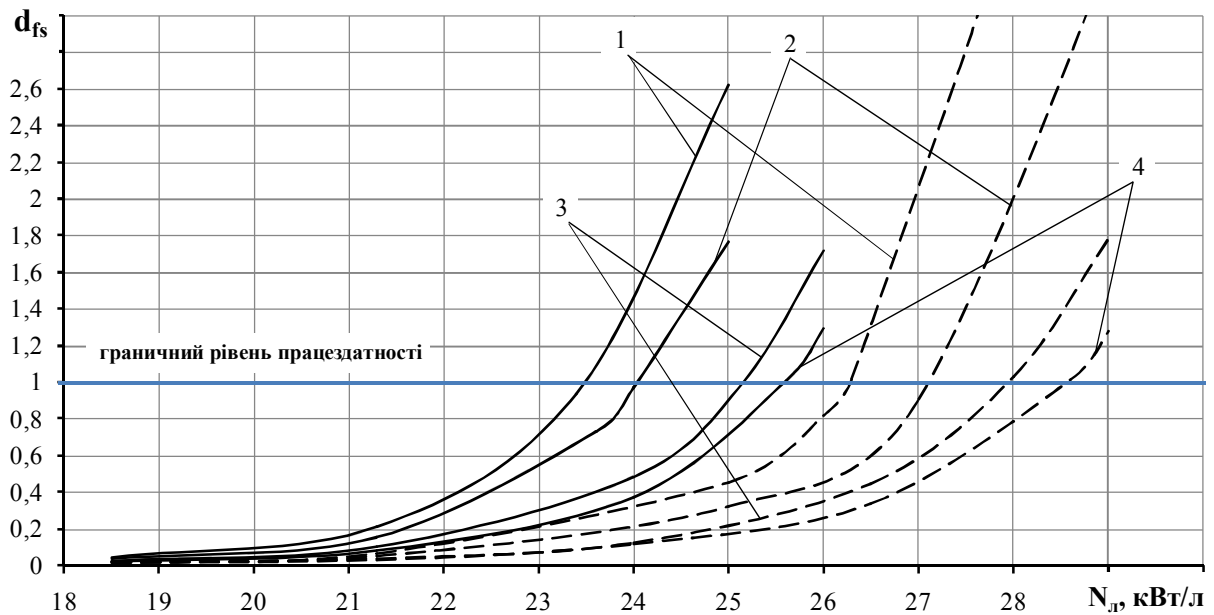


Рис. 1. Залежність величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршнів різного конструктивного виконання від рівня форсування двигуна певного технологічного призначення

————— — струминне масляне охолодження днища поршня;
 - - - - - — галерейне охолодження поршня;
 1 — тракторний дизель 4-ї категорії навантаження; 2 — тракторний дизель 3-ї категорії навантаження;
 3 — комбайновий дизель; 4 — дизель вантажного автомобіля

Таблиця 2. Оцінки граничного теплового навантаження сучасних двигунів різного технологічного призначення та об'єкту дослідження за умовно-постійним критерієм та граничною величиною накопичених пошкоджень

№ п/п	Найменування параметра	Призначення двигуна		
		тракторний	комбайновий	автомобільний
1	Рівень теплового навантаження швидкохідних дизелів N_D , кВт/мм	0,18 – 0,21	0,17 – 0,27	0,23 – 0,34
2	Середнє теплове навантаження швидкохідних дизелів $N_{D_{cp}}$, кВт/мм	0,195	0,22	0,285
3	Граничний розрахунковий рівень форсування двигуна 4ЧН12/14, $N_{л}$, кВт/л	23,5 / 27,2	25,2 / 28	25,5 / 28,5
4	Граничне теплове навантаження для граничного рівня форсування двигуна 4ЧН12/14, $N_{D_{розр.}}$, кВт/мм	0,31 / 0,36	0,33 / 0,37	0,34 / 0,38
5	Допустиме теплове навантаження поршня двигуна 4ЧН12/14 з урахуванням розкиду властивостей матеріалу $[N_D]$, кВт/мм	0,25 / 0,29	0,26 / 0,30	0,27 / 0,31

Отримані результати щодо величини накопичених пошкоджень в матеріалі поршня якісно збігаються з даними по рівню теплового навантаження сучасних швидкохідних дизелів за умовно-постійним

критерієм: найнижчий рівень теплового навантаження мають дизелі тракторного призначення, найвищий – автомобільні дизелі.

Встановлено граничні рівні форсування дизеля

4ЧН12/14 по величині накопичених пошкоджень при наявності струминного охолодження днища поршня та варіанту з галерейним охолодженням.

З використанням розрахунково-експериментальної моделі оцінки ресурсної міцності поршнів запропоновано методику отримання допустимих значень умовно-постійних критеріїв теплового навантаження поршня.

Встановлено допустиме значення умовно-постійного критерію теплового навантаження поршня для реалізації в економічних моделях оцінки ресурсної міцності в САПР.

Список літератури:

1. Тракторные дизели: Справочник / Под общей ред. В.А. Взорова. – М.: Машиностроение, 1981. – 535 с.
2. Двигуни внутрішнього згорання: Серія підручників. Т.4. Основи САПР ДВЗ. / За ред. проф. А.П. Марченка. – Харків: Прапор, 2004. – 336 с.
3. Шеховцов А.Ф., Абрамчук Ф.И., Левтеров А.А. Оценка накопленных повреждений в поршнях быстроходных форсированных дизелей / Двигатели внутр. сгорания. – Харьков: ХГПУ. – 1997. – Вып. 56-57. – С.44-50.
4. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термосталостной прочности поршней ДВС // Двигателестроение. – 1979. – №11. – С.15-19.
5. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. – 1991. – №11. – С.14-15.
6. Симбирский Д.Ф., Олейник А.В., Филяев А.В. и др. Комплекс программно-методических средств для эксплуатационного мониторинга выработки ресурса основных деталей авиационного двигателя Д-18Т // Авиационно-космична техніка і технологія: Зб. наук. праць Держ. аерокосм. ун-т. – Харків: ХАІ. – 2003. – Вып. 42/7. – С.96-101.
7. Краснощеков П.С., Петров А.А. Принципы построения моделей. – М.: МГУ, 1983. – 156 с.
8. Пыльёва Т.К., Турчин В.Т. Разработка теоретических нестационарных моделей нагружения машин различного назначения // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №1. – С. 125-132.
9. Пильов В.О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: Монографія. – Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. – 332с.
10. Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. Комплекс экономических моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. «Двигатель 2007», посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – С. 246-251.
11. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутр. сгор. – 2007. – №2. – С. 30-35.

УДК 621.43+621.43.05.1

М.І. Міщенко, д-р техн. наук, В.Г. Заренбін, д-р техн. наук, Т.М. Колеснікова, інж., Ю.В. Юрченко, асп., Д.М. Бухтієнко, студ.

СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ АВТОМОБІЛЬНИХ ДВИГУНІВ ІЗ РІЗНИМИ СПОСОБАМИ РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ТА СТУПЕНЯ СТИСКУ

Вступ

Двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), незважаючи на майже 150-літній вік, знайде своє широке застосування й у майбутньому. Тому в найближчі десятиліття він буде основним двигуном автомобілів. Але й у вже добре відпрацьованих й постійно вдосконалюючих конструкціях двигунів існують проблеми зниження витрати палива й зменшення токсичності відпрацьованих газів (ВГ), а також проблеми зниження вібрації й шуму.

Постановка проблеми

Бензинові ДВЗ із традиційним робочим процесом працюють у дуже вузькому діапазоні зміни складу свіжого заряду. На часткових навантаженнях для зміни кількості робочого тіла необхідно здійснювати дроселювання горючої суміші, що надходить у циліндр. Це приводить до підвищення насосних втрат і зниженню реального ступеня стиску, що значно погіршує індикаторні показники двигуна.