



**Енергозощаджуючі
технології в енергетиці:
практика**

Практичне заняття № 1

Побудова зовнішньої швидкісної характеристики автотракторного дизеля

Ціль роботи: побудова зовнішній швидкісній характеристики автотракторного дизеля з використанням вихідні даних: номінальна потужність, частота обертання колінчатого вала при номінальній потужності, коефіцієнт запасу крутного моменту.

Теоретичні основи. Зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ являє собою залежність ефективної потужності і крутного моменту від частоти обертання колінчатого вала ($N_e, M_{кр} = f(n)$) **за умови повної подачі палива**. Крім того, на зовнішній швидкісній характеристиці можуть бути представлені і залежності показників паливної економічності, димності і токсичності ВГ двигуна.



Формується зовнішня характеристика регулюванням паливної апаратури відповідно до вимог найбільш ефективної роботи установки, на якій застосовується дизель, та забезпечення безвідмовності його роботи в експлуатації.

Відповідно до особливостей регулювання циклової подачі палива на зовнішній швидкісній характеристиці виділяють дві зони: регуляторна та коректорна. У регуляторній зоні відзначається значне та лінійне зростання крутного моменту від нуля до номінального і невелика (близько 5... 10%) зміна частоти обертання колінчатого вала, яка характеризується ступенем нерівномірності регулятора.

В коректорній зоні, зміна крутного моменту відносно невелика (не більше 10 ... 30%). Тому підвищення зовнішнього навантаження призводить до суттєвого зменшення частоти обертання (для автотракторних дизелів від 45 до 50% від номінальної частоти обертання колінчатого вала)..

Коректорна зона в свою чергу складається із зони позитивного коректування, де йде зростання крутного моменту від номінального ($M_{\text{кр.ном.}}$) до максимального ($M_{\text{кр.мах.}}$), та із зони негативного коректування, в якій крутний момент від максимального зменшується.

В сучасних автотракторних дизелях зменшення крутного моменту у зоні негативного коректування по зовнішній швидкісній характеристиці йде до рівня 0,9...1,0 від номінального крутного моменту.

Площина, що обмежена горизонтальною абсцисою, регуляторною і коректорною зоною та вертикальною ординатою визначає область можливих режимів роботи дизеля в експлуатації.





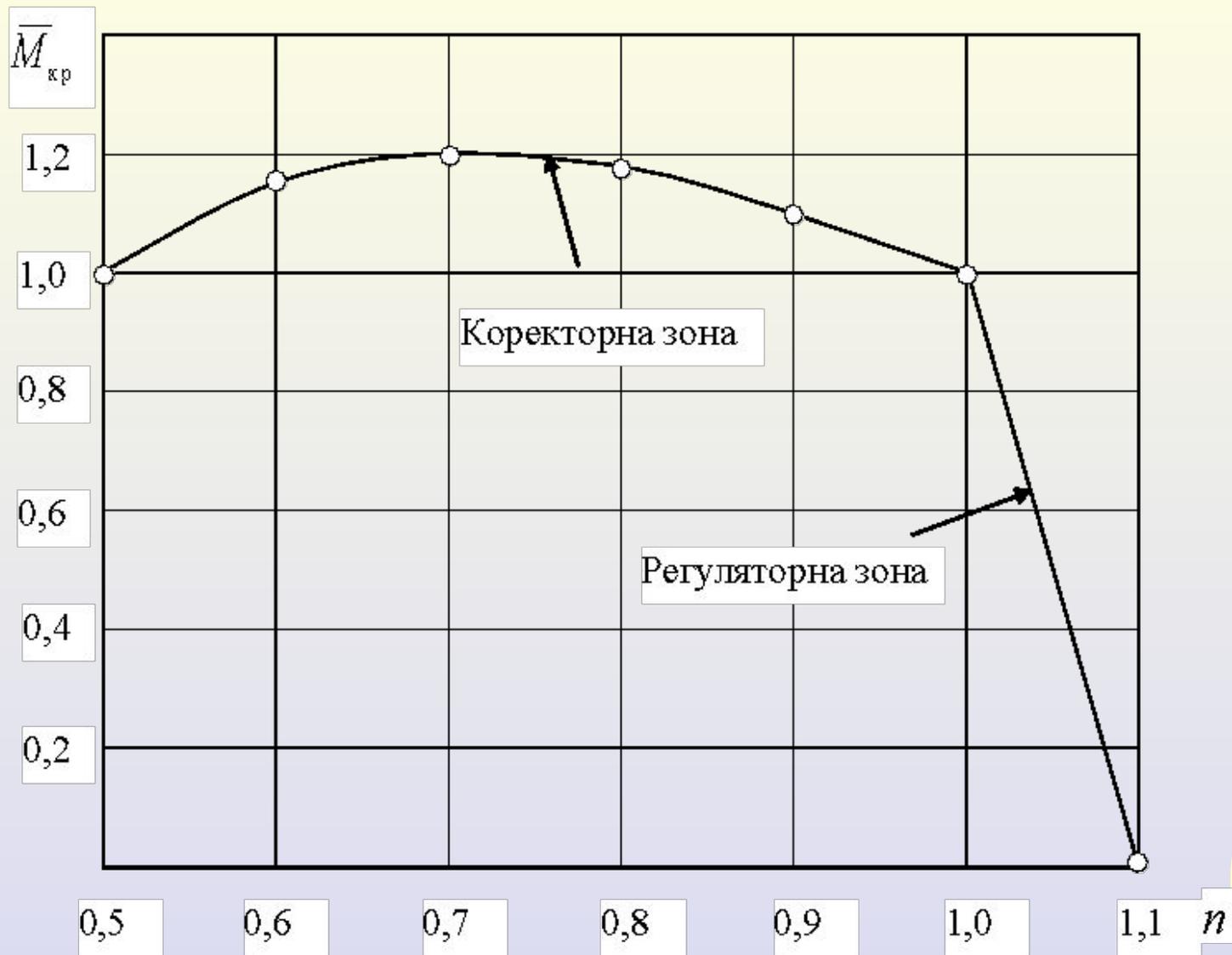


Рисунок 1 – Зміна крутного моменту на зовнішній швидкісній характеристиці автотракторного дизеля у відносному виді



На рис. 1 у відносному виді наведена узагальнена зміна крутного моменту на зовнішній швидкісній характеристиці автотракторного дизеля. При побудові характеристики прийнято:

- значення частоти обертання колінчатого вала і крутного моменту при номінальній потужності ($n_{\text{НОМ}}$ і $M_{\text{кр.м.НОМ}}$) дорівнює 1, а запас крутного моменту ($K_{\text{з кр.м.}} = M_{\text{кр.м.макс}} / M_{\text{кр.м.НОМ}}$) складає 1,2, при частоті обертання колінчатого вала $0,7 n_{\text{НОМ}}$;
- мінімальна частота обертання колінчатого вала на зовнішній характеристиці $n_{\text{мін}}$ дорівнює $0,5$ від $n_{\text{НОМ}}$, а крутний момент при цьому такий же як і $M_{\text{кр.м.НОМ}}$;
- максимальна частота обертання колінчатого вала $n_{\text{макс}}$ на холостому ході ($M_{\text{кр}} = 0$) складає $1,1 n_{\text{НОМ}}$;
- на швидкісному режимі $0,6 n_{\text{НОМ}}$ крутний момент складає $0,15 M_{\text{кр. ном}}$, на швидкісному режимі $0,8 n_{\text{НОМ}}$ крутний момент складає $1,18 M_{\text{кр. ном}}$ і на швидкісному режимі $0,9 n_{\text{НОМ}}$ крутний момент складає $1,1 M_{\text{кр. ном}}$.



Вихідні дані для побудови зовнішньої швидкісної характеристики автотракторного дизеля наведені в табл. 9.

Порядок виконання практичного заняття.

Результати розрахунків зовнішній швидкісній характеристики відповідно до вихідних даних наводимо в табличному і графічному виді.

Крутний момент дизеля $M_{кр ном}$ в Н·м, якщо відомі $N_{е ном}$ в кВт та $n_{ном}$ в $хв^{-1}$, знаходимо по формулі

$$(1) \quad M_{кр ном} = \frac{9550 \cdot N_{е ном}}{n_{ном}}$$

Максимальний крутний момент дорівнює $M_{кр м макс} = 1,2 M_{кр ном}$

Для побудови зовнішньої швидкісної характеристики визначаємо, як і при побудові характеристики, приведеної на рис.1, $M_{кр м макс}$, $n_{кр м макс}$, $n_{мін}$, $M_{кр}$ при $n_{мін}$, $n_{макс}$, $M_{кр}$ на швидкісних режимах $0,6 n_{ном}$, $0,8 n_{ном}$ і $0,9 n_{ном}$



Таблиця 8 – Вихідні дані для розрахунків у практичних завданнях

варіант	B_o , кПа	T_o , К	φ_o , %	$n_{\text{ном}}$, хв ⁻¹	$Ne_{\text{ном}}$, кВт	$G_{\text{п}}$, кг/год	$G_{\text{пов}}$, кг/год	W_{NO_x} , млн ⁻¹	W_{CO_2} , млн ⁻¹	W_{CH_4} , млн ⁻¹	N_d , %
1	101,3	298	60	2000	200	43,0	1180	630	290	150	11
2	101,1	297	64	2100	220	47,3	1340	540	350	120	12
3	99,9	295	68	2200	240	51,6	1410	710	400	170	10
4	99,9	294	72	2000	190	42,6	1270	770	370	145	5
5	101,1	292	76	2100	240	49,2	1390	700	280	130	14
6	101,3	292	80	2200	210	46,0	1300	450	290	110	9
7	101,5	292	84	2000	230	50,0	1400	500	340	165	7
8	101,7	294	86	2100	200	48,0	1280	480	390	120	9
9	101,5	296	84	2200	200	45,0	1360	575	330	160	11
10	101,3	300	80	2000	180	39,6	1090	525	320	130	6
11	101,1	302	75	2100	190	47,5	1320	650	250	130	10
12	100,9	302	70	2200	220	48,8	1360	415	200	100	9
13	100,7	301	65	2000	220	47,5	1300	550	390	140	8
14	100,6	300	55	2100	210	44,2	1370	450	350	125	10
15	100,4	298	60	2200	250	53,0	1450	750	410	155	12
16	100,2	296	70	2000	210	43,4	1250	600	470	125	8
17	100	294	71	2100	230	47,8	1430	730	400	135	13
18	99,8	296	78	2200	230	52,0	1440	560	300	115	12

Питання до практичного заняття 1:

9

1. Що являє собою зовнішня швидкісна характеристика ДВЗ?
2. Вимоги до формування зовнішньої швидкісної характеристики ДВЗ.
3. Зони, які виділяють на зовнішній швидкісній характеристиці відповідно до особливостей регулювання циклової подачі палива. Особливості зміни цих зон.
4. Особливості перебігу коректорної зони на зовнішній швидкісній характеристиці двигуна. До якого рівня зменшується крутний момент у зоні негативного коректування в сучасних автотракторних дизелях?
5. Як можна отримати зовнішню швидкісну характеристику ДВЗ?
6. Які вихідні дані необхідні для побудови зовнішньої швидкісної характеристики дизеля графічним методом?
7. Визначить область можливих режимів роботи дизеля в експлуатації.
8. Які дані повинні бути відомі для визначення крутного моменту?



Практичне заняття № 2

Оцінка димності відпрацьованих газів автомобільного дизеля по методиці Правил ЄЕК ООН № 24-03

Ціль роботи: ознайомитися з методикою Правил ЄЕК ООН № 24-03, яка призначена для оцінки димності відпрацьованих газів автомобільних дизелів

Теоретичні основи. Димність – це оптична непрозорість ВГ, яка викликана наявністю в них частинок сажі, незгорілих частинок палива і масла та інших речовин.

Основним показником, що характеризує димність ВГ є натуральний показник ослаблення світлового потоку K_d , m^{-1} , рівний зворотній величині товщини шару ВГ, проходячи який, світловий потік від джерела світла послаблюється в e разів. Значення K_d визначається тільки оптичними властивостями потоку газу і не залежить від конструкції прибору, яким він вимірюється (димоміра).



Допоміжним нормованим показником, що характеризує димність ВГ, є коефіцієнт ослаблення світлового потоку N_d , приведений до ефективної оптичної бази вимірювання димоміра $L = 0,43$ м (саме такі димоміри в основному випускаються промисловістю).

Цей параметр визначає ступінь ослаблення світлового потоку при проходженні їм робочої труби димоміра унаслідок поглинання і розсіювання світла відпрацьованими газами. Взаємозв'язок K_d і N_d встановлюється за формулами

$$K_d = \frac{-\ln \cdot \left(1 - \frac{N_d}{100}\right)}{L} \quad (2)$$

$$N_d = 100 (1 - e^{-K_d L}) \quad (3)$$

Згідно з правилами ЄЕК ООН № 24-03, димність ВГ автомобільного дизеля визначається на усталених режимах при повній подачі палива і в режимі вільного прискорення.



Випробування на усталених режимах при повній подачі палива проводиться за шістьма режимами зовнішньої швидкісної характеристики у діапазоні від номінальної до мінімальної розрахункової частот обертання колінчатого вала. Режими вибираються рівномірно з визначеного діапазону частот обертання. При цьому один із швидкісних режимів обов'язково відповідає номінальній потужності, а ще один – максимальному крутному моменту. Мінімальна розрахункова частота обертання колінчастого вала визначається як більша з двох: $0,45 n_n$ або 1000 хв^{-1} .

Для кожного з шести швидкісних режимів розраховують умовну витрату ВГ у $\text{дм}^3/\text{с}$ за формулою

$$Q_{\text{ВГ}} = \frac{z \cdot V_h \cdot n}{30 \cdot \tau} \quad (4)$$

де z – число циліндрів, V_h – робочий об'єм циліндра, дм^3 , n – частота обертання колінчатого вала на відповідному швидкісному режимі, хв^{-1} , τ – тактність дизеля.



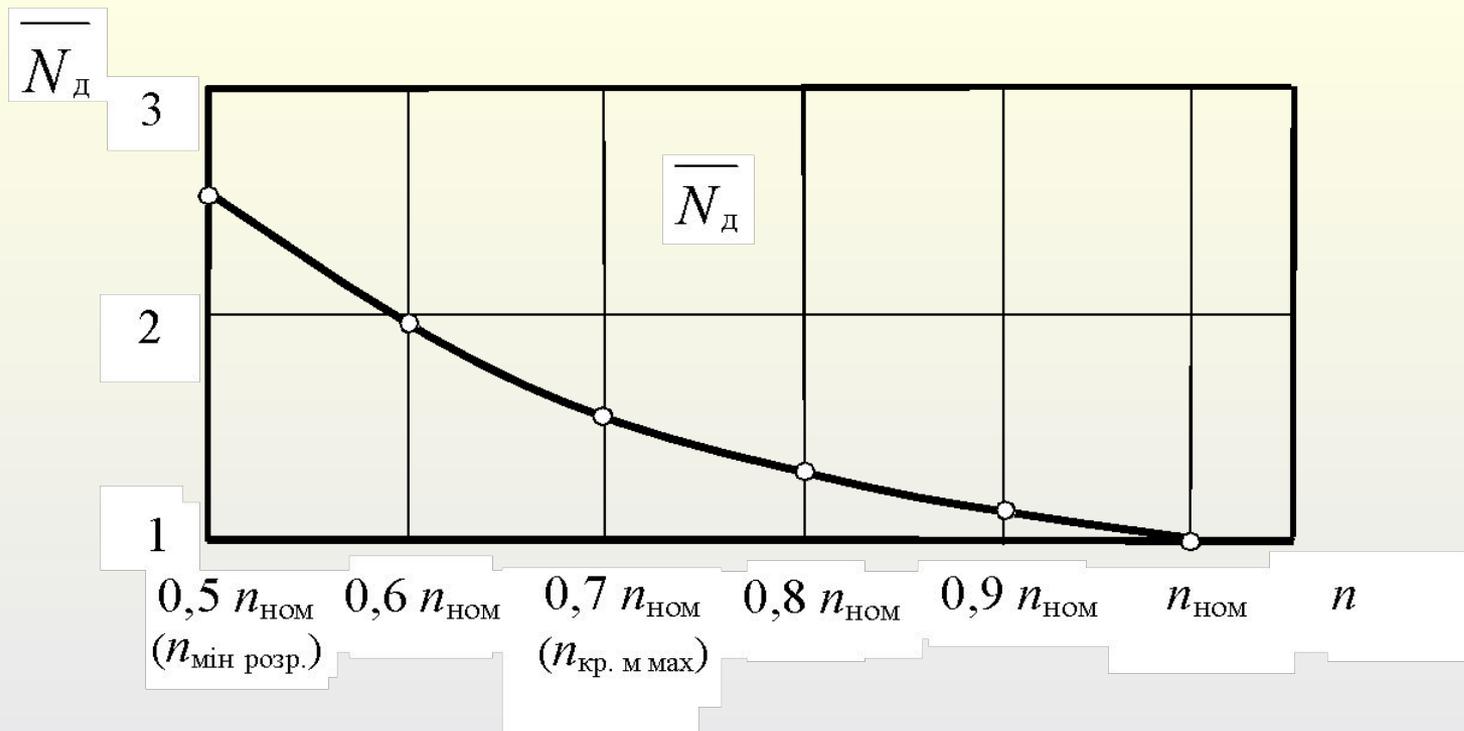


Рис. 2 Характерна відносна зміна коефіцієнту ослаблення світлового потоку N_d по зовнішній швидкісній характеристиці автотракторного дизеля для визначених відповідно до вимог правил ЄЕК ООН № 24-03 усталених шести режимів вимірювання димності ВГ

Вважається, що дизель відповідає Правилам ЄЕК ООН № 24-03, якщо виконуються нормативні вимоги на кожному з швидкісних режимів зовнішньої характеристики.

Допустимий натуральний показник ослаблення світлового потоку K_d залежить від умовної витрати ВГ ($Q_{ВГ}$) і знаходиться у межах $1,065 \dots 2,26 \text{ м}^{-1}$, при витраті ВГ понад $200 \text{ дм}^3/\text{с}$ та коли витрата становить менше або дорівнює $42 \text{ дм}^3/\text{с}$, відповідно, (див. таблицю 1).

Випробування у режимі вільного прискорення проводяться без зовнішнього навантаження дизеля (на холостому ході) при зміні частоти обертання колінчатого вала від мінімальної до максимальної. Цей режим здійснюватися не менш ніж з шестиразовим повторенням. За основу приймається середнє значення натурального показника ослаблення світлового потоку за останні чотири процеси розгону, коли його значення стабілізувалися й відрізняються між собою не більш ніж на $0,25 \text{ м}^{-1}$.

Допустиме значення K_d для дизелів з газотурбінним наддувом у режимі вільного прискорення не повинно перевищувати більше як на $0,5 \text{ м}^{-1}$ значення максимального K_d , виміряного при випробуваннях на усталеному режимі.



Умовна
витрата ВГ, (дм³/с)

Натуральний показник
послаблення світового потоку,
 K_d (м⁻¹)

Умовна
витрата ВГ, (дм³/с)

Натуральний показник
послаблення світового потоку, K_e
(м⁻¹)

До 42 включно



Порядок проведення розрахунків:

1. Визначаємо шість швидкісних усталених режимів по зовнішній характеристиці, на яких будемо оцінювати димність ВГ дизеля відповідно правилам ЄЕК ООН № 24-03. Використовуючи формулу (4) і табл. 1 находимо граничні значення натурального показника ослаблення світлового потоку K_d , в m^{-1} для умовних витрат ВГ на кожного швидкісного режиму. Розраховуємо коефіцієнт ослаблення світлового потоку N_d в % для кожного швидкісного режиму (формула 3).
2. Використовуючи значення коефіцієнту ослаблення світлового потоку N_d



Питання до практичного заняття 2:

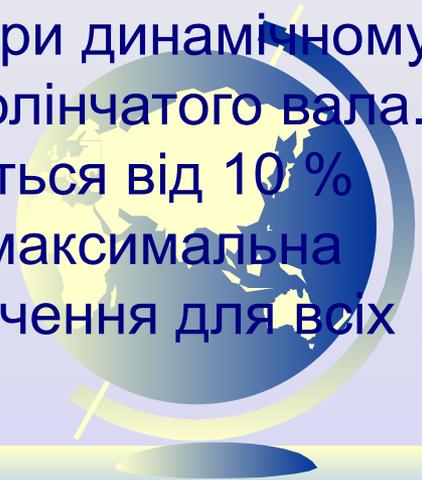
1. Дайте визначення димності ВГ.
2. Що є основним показником для характеристики димності ВГ?
3. Що є допоміжним показником для характеристики димності ВГ?
4. Як визначається взаємозв'язок між основним і допоміжним показниками, що характеризують димність ВГ?
5. На яких режимах вимірюється димність ВГ автомобільного дизеля згідно з правилами ЄЕК ООН № 24-03?
6. Як і для чого визначається умовна витрата відпрацьованих газів?
7. Особливості випробувань і вимірювань димності ВГ на режимі вільного прискорення. Як визначається допустимий рівень димності ВГ для дизелів з газотурбінним наддувом у режимі вільного прискорення?



Оцінка димності відпрацьованих газів автомобільного дизеля по методиці Правил ЄЕК ООН ERL

Ціль роботи: ознайомитися з методикою Правил ЄЕК ООН ERL, яка призначена для оцінки димності відпрацьованих газів автомобільних дизелів.

Теоретичні основи. Останнім часом нормування і оцінка димності дизелів вантажних автомобілів проводяться за методикою Правил ЄЕК ООН ERL. Згідно до цієї методики дизелі випробуються за спеціальним циклом. Цикл ERL – Європейський навантажувальний цикл (European Load Response Test) – проводиться при динамічному навантаженні дизеля на трьох частотах обертання колінчатого вала. На кожному швидкісному режимі дизель навантажується від 10% до повного навантаження. При цьому визначається максимальна димність на кожному режимі, а потім – середнє її значення для всіх швидкісних режимів, які і порівнюють із нормативом.





Таблиця 2 – Норми димності ВГ дизелів вантажних автомобілів при випробуваннях по методиці Правил ЄЕК ООН ERL

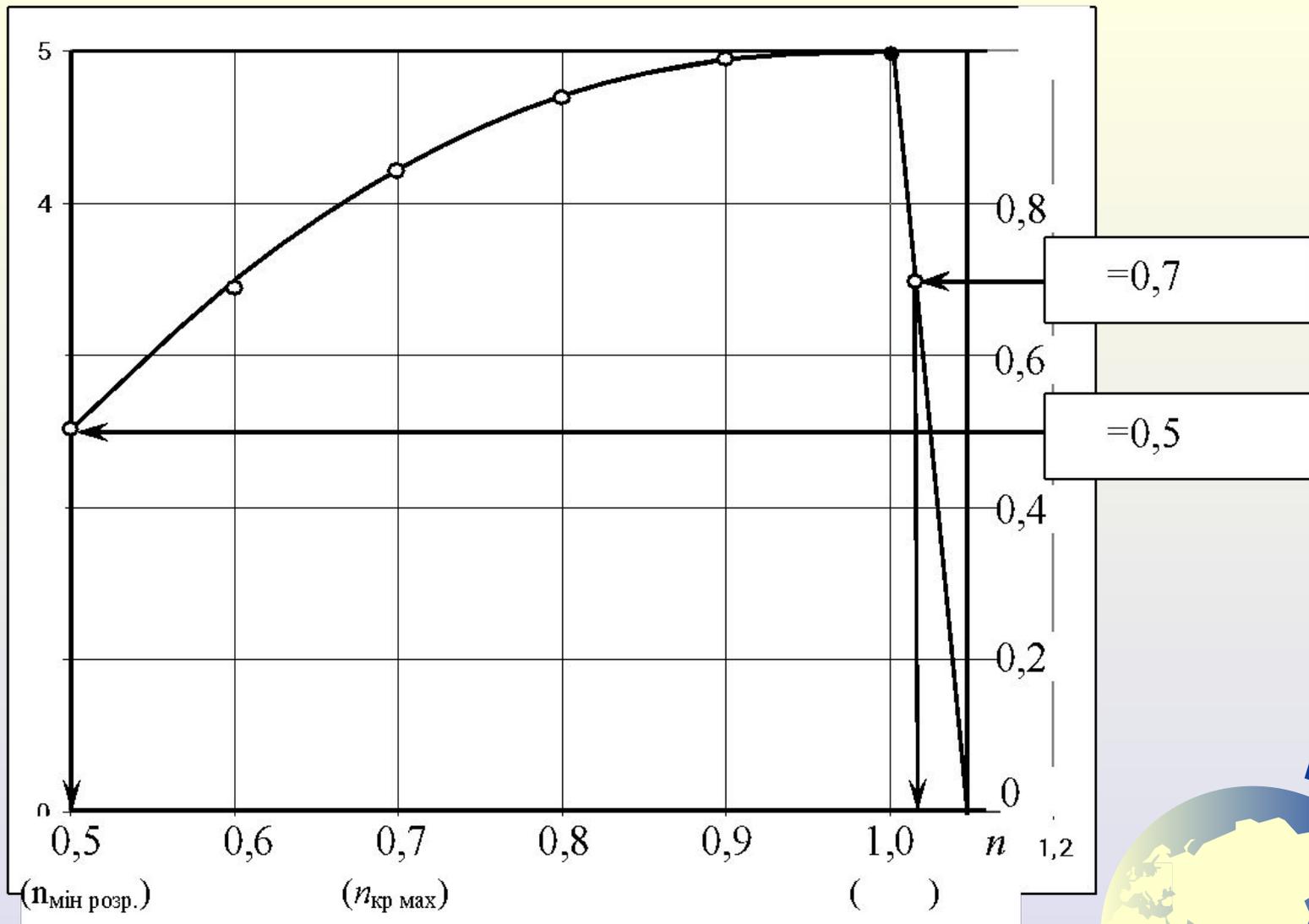
Стандарти	Димність, м-1, Кд
Євро-1 (до 01.10.1995 р.)	–
Євро-2 (з 01.10.1995 р.)	–
Євро-3 (з 01.10.2000 р.)	0,8
Євро-4 (з 2005 р.)	0,5
Євро-5 (з 2008 р.)	0,5

Частоти обертання колінчатого вала дизеля, на яких визначається димність ВГ умовно обозначаються

n_A, n_B, n_C .

Для визначення цих частот необхідно побудувати залежність ефективної потужності від частоти обертання колінчатого вала $N_e = f(n)$ за умови повної подачі палива.





На рис. у відносному виді наведена узагальнена зміна ефективної потужності по зовнішній швидкісній характеристиці автомобільного дизеля при виконанні умов, прийнятих при побудові характеристики у практичному завданні № 1 (рис. 1).

Значення частот обертання колінчатого вала дизеля n_A, n_B, n_C , на яких визначається димність ВГ згідно методики Правил ЄЕК ООН ERL, знаходяться так:

1. Із зовнішньої характеристики дизеля визначається більша за значенням частота обертання n_h , яка відповідає потужності $0,7 N_{e\text{ном}}$. На зовнішній швидкісній характеристиці (рис. 3) n_h дорівнює приблизно $1,02 n_{\text{ном}}$.

2. Із зовнішньої характеристики дизеля визначається менша за значенням частота обертання n_i , яка відповідає потужності $0,5 N_{e\text{ном}}$. На зовнішній характеристиці (рис.3) n_i дорівнює приблизно $0,5 n_{\text{ном}}$.

3. Розраховуються значення частот обертання колінчатого вала дизеля n_A, n_B, n_C за формулами:

$$n_A = n_i + 0,25 (n_h - n_i) \quad (5)$$

$$n_B = n_i + 0,50 (n_h - n_i) \quad (6)$$

$$n_C = n_i + 0,75 (n_h - n_i) \quad (7)$$

Вихідні дані для розрахунків наведені в таблицях 2, 8, на рис.1, 2,3.



Порядок проведення розрахунків:

1. Використовуючи зовнішню швидкісну характеристику (рис. 1), вихідні дані ($N_{e \text{ ном}}$ і $n_{\text{ном}}$) та формулу 8 визначаємо ефективну потужність дизеля по зовнішній швидкісній характеристиці при частотах обертання колінчатого вала $0,5 n_{\text{ном}}$, $0,6 n_{\text{ном}}$, $0,7 n_{\text{ном}}$, $0,8 n_{\text{ном}}$ і $0,9 n_{\text{ном}}$.

$$N_e = \frac{M_{\text{кр}}(8)n}{9550}$$

Будуємо в табличному і графічному виді швидкісну характеристику дизеля за умови повної подачі палива $N_e = f(n)$ при абсолютному значенні величин відповідно до вихідних даних. Визначаємо значення n_h і n_i .

2. Користуючись формулами 5, 6, 7 і рис. 3 визначаємо частоти обертання колінчатого вала дизеля n_A , n_B , n_C згідно циклу випробувань за методикою Правил ЄЕК ООН ERL.

3. Користуючись одержаній при виконанні практичного завдання № 2 залежністю зміни коефіцієнту ослаблення світлового потоку N_d по зовнішній характеристиці дизеля при повній подачі палива, находимо значення димності ВГ при повній подачі палива для швидкісних режимів n_A , n_B , n_C (рис. 2). При зміні навантаження від 10 % до максимального відповідно циклу ERL димність ВГ відносно максимального значення коефіцієнту ослаблення світлового потоку в % зростає в 1,3 рази для швидкісного режиму n_A , в 1,2 рази для швидкісного режиму n_B і в 1,1 рази для швидкісного режиму n_C .

4. Розраховуємо за допомогою формули (2) значення K_d і робимо висновок про відповідність дизеля вимогам Правил ЄЕК ООН ERL (табл. 2).

Питання до практичного заняття 3:

1. Особливості методики випробувань для визначення димності ВГ дизеля вантажного автомобіля за Правилами ЄЕК ООН ELR.
2. Рівень коефіцієнту ослаблення світлового потоку K_d в м^{-1} для норм ЄВРО.
3. Як розраховуються значення частот обертання колінчатого вала, на яких визначається димність ВГ згідно методики Правил ЄЕК ООН ERL.
4. Як розраховується значення димності ВГ згідно Правил ЄЕК ООН ELR для визначення відповідності автомобільного дизеля цьому нормативу?



Практичне заняття № 4

Розрахунок викидів твердих частинок за результатами вимірювань газоподібних вуглеводнів та димності відпрацьованих газів

Ціль роботи: одержання практичних навиків розрахунку викидів твердих частинок з відпрацьованими газами дизеля.

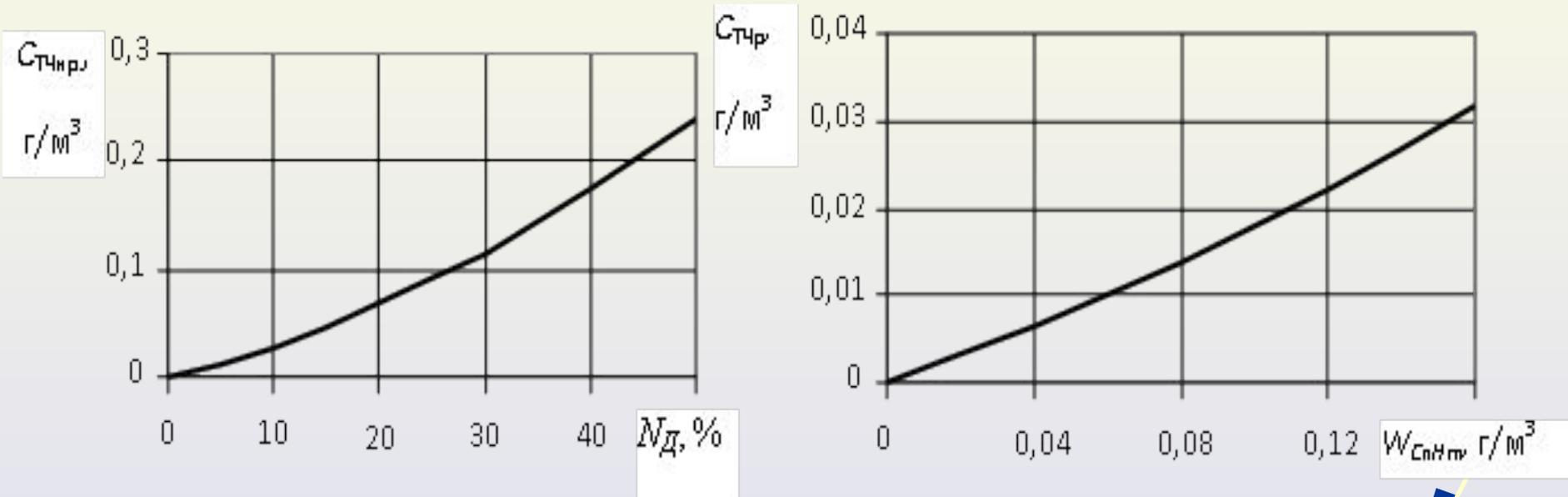
Теоретичні основи. Масовий викид твердих частинок (ТЧ) визначається, головним чином, наявністю у ВГ двигунів розчинних частинок вуглеводнів у рідкій і твердій фазах і нерозчинних частинок сажі. Для уникнення витратних і складних вимірів емісії ТЧ використовують метод, що полягає у розрахунку масового викиду ТЧ за результатами вимірювання концентрації газоподібних вуглеводнів ($C_n H_m$) у ВГ і димності (N_d) ВГ. При цьому приймають такі допущення:

- димність ВГ, що вимірюється оптичним методом, визначається емісією сажі й інших нерозчинних частинок (сульфідів, оксидів металів, пилу, золи);

відносна частка газоподібних вуглеводнів, що вимірюються полум'яно-іонізаційним аналізатором при температурі $>190^\circ\text{C}$ та трансформується з газоподібного у рідкий і твердий стани при температурі 52°C (температура реєстрації їх на фільтрах), залишається постійною.



Залежності емісії ТЧ від димності ВГ і розчинних ТЧ від сумарних газоподібних вуглеводнів, які одержані обробкою результатів дослідження дизеля 6СН 12/14, наведені на рисунках нижче.



Залежності викидів нерозчинних ТЧ від димності ВГ і розчинних ТЧ від концентрації сумарних газоподібних вуглеводнів у ВГ для дизеля 6СН12/1



Експериментальна залежність концентрації нерозчинних ТЧ від димності ВГ апроксимується поліномом другого ступеня:

$$C_{\text{ТЧ нр}} = (0,0023 N_{\text{Д}} + 0,00005 N_{\text{Д}}^2), \quad (9)$$

де $C_{\text{ТЧ нр}}$ – концентрація нерозчинних ТЧ у ВГ в г/м^3 ;
 $N_{\text{Д}}$ – димність ВГ у відсотках.

Залежність концентрації розчинних ТЧ від сумарних газоподібних сумарних вуглеводнів також апроксимується поліномом другого ступеня:

$$C_{\text{ТЧ р}} = (0,145 C_{\text{СнНм}} + 0,33 C_{\text{СнНм}}^2), \quad (10)$$

де $C_{\text{ТЧ р}}$ – концентрація розчинних твердих частинок у ВГ г/м^3 ;
 $C_{\text{СнНм}}$ – концентрація газоподібних вуглеводнів у ВГ в г/м^3 .

У підсумку, об'ємна концентрація ТЧ (г/м^3) у ВГ дизеля визначатиметься адитивною функцією двох поліномів другого ступеня (9 і 10):

$$C_{\text{ТЧ}} = (0,0023 N_{\text{Д}} + 0,00005 N_{\text{Д}}^2) + (0,145 C_{\text{СнНм}} + 0,33 C_{\text{СнНм}}^2). \quad (11)$$



Для того щоб одержати об'ємну концентрацію газоподібних вуглеводнів у відпрацьованих газах в г/м³, якщо відома концентрація в млн-1, необхідно спочатку розрахувати масовий викид газоподібних вуглеводнів (г/год):

$$G_{C_nH_m} = 0,000478 \cdot W_{C_nH_m} \cdot (G_{\Pi} + G_{\text{пов}}) \quad (12)$$

де $W_{C_nH_m}$ – концентрація газоподібних вуглеводнів в млн-1; G_{Π} і $G_{\text{пов}}$ – витрата палива і витрата повітря двигуном на відповідному режимі роботи в кг/год.

Потім визначається об'ємна витрата двигуном сухих ВГ на відповідному режимі роботи (м³/год)

$$V_{\text{ВГ}} = 22,4 \cdot \left(0,03465 \cdot G_{\text{пов}} - \frac{0,03325}{G_{\Pi}} \right) \quad (13)$$

і далі знаходимо об'ємну концентрацію газоподібних вуглеводнів у ВГ двигуна на відповідному режимі роботи (г/м³)

$$C_{C_nH_m}^{(14)} = \frac{G_{C_nH_m}}{V_{\text{ВГ}}}$$



Якщо треба знайти масовий викид ТЧ (г/год), то використовують концентрацію ТЧ (г/м³), визначену за формулою (11), і значення об'ємної витрати ВГ, одержане за формулою (13),

$$G_{ТЧ} = C_{ТЧ} \cdot V_{ВГ}. \quad (15)$$

Вихідні дані для розрахунків наведені в табл. 8, на рис. 4 і в формулах (11-15).

Порядок проведення розрахунків

Розрахунок викидів ТЧ за результатами виміру газоподібних вуглеводнів та димності ВГ проводимо для режиму (N_e ном).

Визначаємо масовий викид газоподібних вуглеводнів (г/год) за формулою (12), відповідні значення $W_{C_nH_m}$, G_p і $G_{пов}$ беремо з таблиці 8.

Визначаємо об'ємну витрату відпрацьованих газів (м³/год) за формулою (13) і знаходимо об'ємну концентрацію газоподібних вуглеводнів у ВГ двигуна (г/м³) за формулою (14).

Визначаємо об'ємну концентрацію твердих частинок у ВГ дизеля на режимі номінальної ефективної потужності (г/м³), використовуючи значення димності ВГ із вихідних даних (таблиця 8) та формулу (11).



Питання до практичного заняття № 4

1. Як визначається масовий викид ТЧ у відпрацьованих газах дизелів?
2. Які речовини входять до складу нерозчинених твердих частинок?
3. Які речовини входять до складу розчинених твердих частинок?
4. Який вигляд має графіки залежності емісії нерозчинних ТЧ від димності ВГ та залежності емісії розчинних ТЧ від сумарних газоподібних вуглеводнів?
5. За якою формулою визначається концентрація ТЧ у ВГ дизелів?



Восполняемые источники энергии (растительные масла)

Для расширения ресурса дизельного топлива перспективным представляется получение топлив из восстанавливаемых источников, например, из растительных масел (соевого, рапсового, подсолнечного).

Растительные масла являются глицеринами (глицериновыми эфирами ненасыщенных кислот). Получают их путем гидравлической обработки масличных растений.

По своей структуре растительные масла мало отличаются друг от друга и отличаются только содержанием углерода и уровнем насыщения жирных кислот. Они имеют близкий к дизельному топливу углеводородный состав и незначительно уступают ему по теплотворной способности. Поэтому растительные масла могут быть применены в дизелях. Из-за более низкой теплоты сгорания растительных масел, в сравнении с дизельным топливом, удельный расход топлива дизеля получают более высоким.



Особенностью растительных масел (РМ) являются более высокие в сравнении с дизельным топливом вязкость и плотность, высокое содержание кислорода (8 – 9%) и обусловленное этим снижение теплоты сгорания топлива. Проведение исследований направленных на использование РМ в качестве топлива для дизелей предусмотрено в рамках государственных программ США, Германии, Франции, Австрии и других стран. Реализация таких программ зависит не только от разработчиков двигателей и специалистов по переработке топлив. Для выращивания масленичных культур должно быть отведено определенное количество плодородных земель и получен определенный уровень урожайности, обеспечивающий экономическую эффективность использования РМ.

Наиболее рационально использовать РМ в качестве топлива для сельскохозяйственной техники. В данном случае производитель топлива является его потребителем.



РМ может быть применено как в чистом виде, так и в смеси с дизельным топливом, в зависимости от того, как будет обеспечиваться надежность двигателя. При длительной работе на РМ возникают проблемы, связанные с образованием лаковых пленок на элементах топливной аппаратуры и углеродистых отложений на деталях цилиндропоршневой группы, а также со старением смазочного масла.

Обеспечение надежности дизелей при работе на РМ связано с внедрением мероприятий по подогреву топлива, увеличению давления впрыскивания топлива, температуры сгорания в цилиндре, повышению надежности топливной аппаратуры, т.е. неизбежны изменения в конструкции двигателя.

Перспективным направлением использования в качестве моторного топлива РМ во многих странах Европы признано применение рапсового масла, прошедшего метанолиз и этанолиз (рапсовометилового эфира – РМЭ и рапсовоэтилового эфира – РЭЭ).



Если характеристики чистого масла и смеси масла с дизельным топливом существенно отличаются от характеристик дизельного топлива, то рапсовые эфиры имеют подобные дизельному топливу характеристики и могут применяться в дизелях без внесения изменений в их конструкцию.

В результате анализа исследований, установлено, что при работе дизеля с непосредственным впрыскиванием на РМЭ снижаются выбросы углеводородов, оксида углерода, дымность ОГ в сравнении с дизелем, работающим на дизельном топливе, но увеличиваются выбросы оксидов азота.

В настоящее время стоимость топлива биологического происхождения выше традиционного топлива, однако во многих странах потребителям этого топлива предоставляются льготы.



Водотопливные эмульсии

К перспективным альтернативным видам топлив можно отнести топливо, включающее в свой состав воду, иначе – водотопливные эмульсии (ВТЭ).

ВТЭ представляют собой систему, которая состоит из двух жидких фаз. Вода, представляет собой дисперсную фазу с диаметром капель 0,1 – 10 мкм, а топливо – дисперсную среду, включающую в себя воду. Такие эмульсии носят название эмульсии обратного типа (вода в топливе), что исключает контакт металлических поверхностей топливной аппаратуры и стенок трубопроводов с водой.

Получение ВТЭ осуществляется в различного рода гомогенизаторах и диспергаторах. Наиболее эффективными являются аппараты роторно-пульсационного типа.

Дополнительное диспергирование топлива происходит в топливном насосе высокого давления и в распылителе форсунки.



Важным показателем качества ВТЭ является стабильность. От нее во многом зависит надежность работы дизеля. В состав ВТЭ для стабилизации его свойств добавляют поверхностно-активные вещества – эмульгаторы. Содержание эмульгатора должно быть минимальным во избежание увеличения стоимости ВТЭ.

Использование ВТЭ не требует значительных конструктивных переделок двигателя. Наиболее широкое применение ВТЭ получили в судовых дизелях. Эффективность применения ВТЭ в среднеоборотных и малооборотных дизелях обеспечивается при концентрации воды в топливе от 7 до 50%.

Положительное влияние ВТЭ на процесс сгорания объясняют явлением микровзрыва при вскипании водяного ядра, приводящего к интенсивному перемешиванию капель топлива с воздухом и каталитическом воздействии на сгорание продуктов диссоциации воды.



Основные результаты практического применения ВТЭ :

- применение ВТЭ позволяет снизить расход топлива на 3-7%, образование нагара в камере сгорания и на сопловых отверстиях распылителей форсунок;

- применение ВТЭ снижает тепловую напряженность и не увеличивает скорость изнашивания поршневых колец и гильзы цилиндра;

- для каждого типа дизеля существует оптимальная концентрация воды, дающая наибольший эффект на определенных режимах работы;

- применение ВТЭ требует изменения регулировок двигателя;

- применение ВТЭ требует его стабилизации путем введения специальных присадок.

Важным преимуществом, проявляющимся при работе дизеля на ВТЭ, является то, что она позволяет существенно снизить выброс с отработавшими газами оксидов азота и уменьшить дымность отработавших газов .







Комплексная оценка показателей топливной экономичности и экологической безопасности ДВС

Для комплексной оценки топливной экономичности и экологической безопасности ДВС применяют безразмерный критерий ($K_{ТЭ}$), основанный на оценке уровня затрат на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ на организм человека и окружающую среду при эксплуатации двигателя.

$$K_{ТЭ} = \eta_{e\text{ ср.э}} \beta$$

Произведение среднего эксплуатационного эффективного КПД двигателя на коэффициент относительных эксплуатационных экологических затрат.



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Наиболее полно топливную экономичность двигателя в эксплуатации характеризует среднеэксплуатационный удельный расход топлива, определение которого рационально выполнять при стендовых испытаниях на характерных фиксированных режимах работы, выбранных при обобщении данных эксплуатации двигателя конкретного назначения. Эти выбранные режимы и составляют по сути модель эксплуатации двигателя. Тогда среднеэксплуатационный удельный расход топлива будет определяться по формуле:

$$= \frac{\sum_{i=1}^z G_{\text{топл } i} \cdot \gamma_i}{\sum_{i=1}^z N_{\text{с}i} \cdot \gamma_i} \text{ где } \text{г/з (кВт}\cdot\text{ч)}$$

- γ_i , доля годовой наработки двигателя на каждом i -ом эксплуатационном режиме; z – количество эксплуатационных представительных (фиксированных) режимов, с достаточной общей вероятностью идентифицирующих модель эксплуатации двигателя; $G_{\text{топл}}$ – часовой расход топлива и эксплуатационная мощность двигателя на i -ом режиме.

$\sum_{i=1}^z G_{\text{топл } i} \cdot \gamma_i$
 $\sum_{i=1}^z N_{e_i} \cdot \gamma_i$



КАФЕДРА ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Если известен среднеэксплуатационный удельный эффективный расход топлива, то можем определить одну из составляющих комплексного критерия – безразмерный универсальный показатель, характеризующий топливную экономичность двигателя в эксплуатации – средний эксплуатационный эффективный КПД:

$\eta_{e \text{ ср. э}} = \frac{3600}{N_{\text{н}}}$ где $N_{\text{н}}$ – низшая теплота сгорания топлива;
для дизелей грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин принимается равной 42,7 МДж/кг.

Следует отметить, что приведенные в Правилах ЕЭК ООН № 49, 96, ESC циклы испытаний дизелей по сути являются моделями эксплуатации в большей или меньшей мере соответствующими действительным.

На кафедре ДВС НТУ «ХПИ» по результатам специально проведенных испытаний разработаны и применяются в практике научно-исследовательских работ модели эксплуатации для двигателей грузовых автомобилей городских автобусов, зерноуборочных комбайнов, колесных и гусеничных тракторов.



разработанных моделях совокупность эксплуатационных режимов приведены в виде представительных полигонов значений крутящих моментов и частот вращения коленчатого вала двигателя, а каждый из исследуемых показателей работы двигателя в границах отдельно взятого i -го полигона приведен к центру полигона, имеющего конкретную величину $M_{\text{Кр}i}$, и n_i .

Если для каждого из полигонов определить его вероятность, характеризующую долевой годовой занятостью, то получим модель эксплуатации двигателя в виде

$$\gamma_i = f(M_{\text{Кр}i}, n_i)$$

где γ_i , $M_{\text{Кр}i}$, n_i – соответственно долевая наработка, крутящий момент и частота вращения коленчатого вала двигателя на i -ом полигоне эксплуатационных режимов.

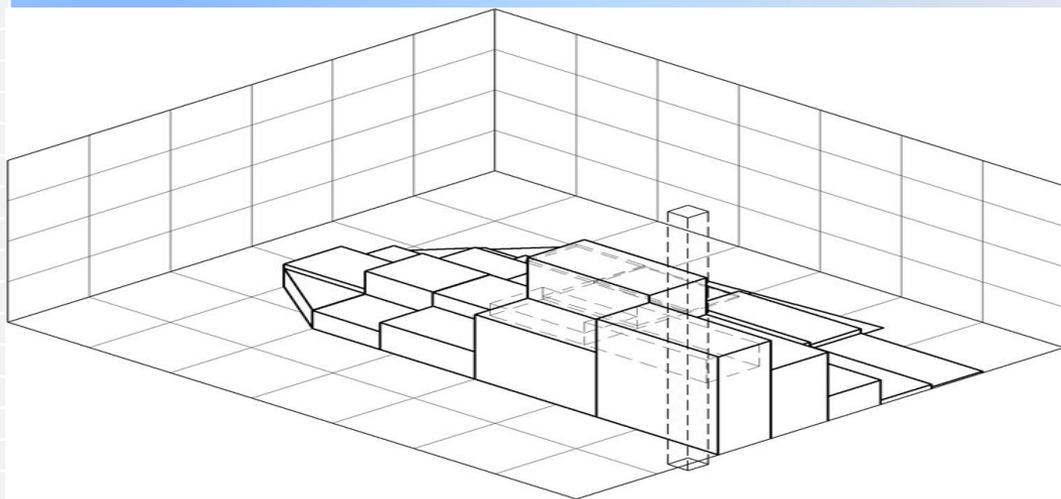
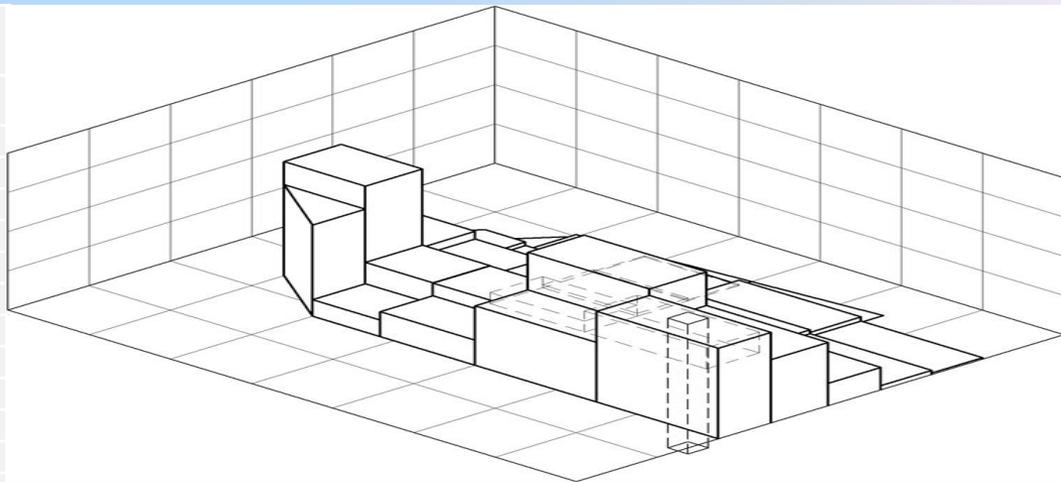
Данную модель можно рассматривать как квазистационарную, т.е. полагать, что внутри конкретного полигона представительные значения $M_{\text{Кр}i}$ и n_i не меняются в течение долевой наработки γ_i . Область модели ограничивается регуляторной и внешней характеристиками двигателя, а также реальными минимальными значениями крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала, которые могут встретиться в эксплуатации.

$\sum_{i=1}^z G_{\text{топл } i} \cdot \gamma_i$
 $\sum_{i=1}^z N_{e_i} \cdot \gamma_i$

Навигация

ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

№ полигона	Потн в узловой точке	Мкр отн. в узловой точке	Вероятностное распределение полигонов эксплуатационных режимов дизеля	
			грузовой автомобиль	автобус
0	0,2750	0,0000	0,1922	0,3700
1	0,4150	0,1500	0,0923	0,0970
2	0,4150	0,4500	0,0607	0,0638
3	0,4150	0,7165	0,0254	0,0267
4	0,4150	0,9165	0,0168	0,0177
5	0,4300	1,0500	0,0930	0,0182
6	0,5500	0,1500	0,0645	0,0678
7	0,5500	0,4500	0,0990	0,1041
8	0,5500	0,7165	0,0385	0,0405
9	0,5500	0,9165	0,0388	0,0408
10	0,5500	1,1000	0,1165	0,0227
11	0,6850	0,1500	0,0229	0,0241
12	0,6850	0,4500	0,0214	0,0225
13	0,6850	0,7165	0,0112	0,0118
14	0,6850	0,9165	0,0288	0,0303
15	0,6850	1,1000	0,0365	0,0071
16	0,8125	0,1850	0,0041	0,0043
17	0,8125	0,4500	0,0080	0,0084
18	0,8125	0,7165	0,0029	0,0030
19	0,8125	0,9165	0,0064	0,0067
20	0,8125	1,1000	0,0101	0,0020
21	0,9375	0,1850	0,0014	0,0015
22	0,9375	0,4500	0,0055	0,0058
23	0,9375	0,7165	0,0011	0,0012
24	0,9375	0,9165	0,0020	0,0021
25	0,9150	1,0300	0,0000	0,0000
26	1,0150	0,4500	0,0000	0,0000
27	1,0075	0,7165	0,0000	0,0000





ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Коэффициент относительных эксплуатационных экологических затрат определяется отношением

$$\beta = Z_T / Z_{TЭ}$$

где $Z_{TЭ}$ – суммарные затраты на топливо и возмещение экологического ущерба от вредного воздействия ОГ двигателя в эксплуатации, отнесенные к единице мощности $Z_{TЭ} = Z_T + Z_Э$

Если известна цена 1 кг топлива, то затраты на топливо для каждого представительного фиксированного режима модели эксплуатации, грн/кВт·ч

$$Z_{Ti} = g_{ei} \cdot C_T = \frac{G_{Ti} \cdot \gamma_i}{N_{ei} \cdot \gamma_i} C_T$$

где G_{Ti} – часовой расход топлива на каждом фиксированном режиме;

N_{ei} – эффективная мощность дизеля на каждом фиксированном режиме;

γ_i – долевая наработка на каждом i -том фиксированном режиме с учетом обобщения данных эксплуатации двигателя за конкретный период;

C_T – цена 1 кг топлива.

Тогда суммарные затраты на топливо для всех представительных фиксированных режимов модели эксплуатации, грн/кВт·ч

$$Z_T = g_{срЭ} \cdot C_T = \frac{\sum (G_{Ti} \cdot \gamma_i)}{\sum (N_{ei} \cdot \gamma_i)} C_T$$



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

составляющая коэффициента относительных эксплуатационных экологических затрат $Z_{ТЭ}$ – суммарные затраты на топливо и возмещение экологического ущерба.

Для определения $Z_{ТЭ}$ необходимо найти $Z_{э}$ – **затраты на возмещение экологического ущерба** от вредного воздействия ОГ двигателя в эксплуатации, отнесенные к единице мощности .

Оценка двигателя как источника загрязнения окружающей среды проводится с учетом массового выброса токсичных компонентов, их агрессивности, и наносимого ущерба.

Стоимостное возмещение экологического ущерба от сжигания 1 кг топлива на каждом i -м фиксированном режиме, грн/кг

$$Y_{эi} = \delta \cdot \sigma \cdot f \cdot G_{ВВПri}$$

где δ – величина, переводящая бальную оценку ущерба в стоимостную; коэффициент δ при расчете ущерба, причиняемого отработавшими газами дизелей, целесообразно принимать равным цене дизельного топлива, на его значение и стабильность могут влиять экономические факторы.



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

– безразмерный показатель относительной опасности загрязнения для различных территорий; показатель относительной опасности загрязнения σ в зависимости от классификации территории колеблется в широких пределах.

f – безразмерный коэффициент, учитывающий характер рассеивания отработавших газов в атмосфере; этот коэффициент зависит от природно-климатических условий эксплуатации.

– $G_{\text{ВВПр}i}$ – приведенный массовый выброс вредных веществ с отработавшими газами дизеля на каждом фиксированном режиме, отнесенный к расходу топлива

$$G_{\text{ВВПр}i} = \sum \left(A_k \frac{G_{\text{ВВ}ki}}{G_{\text{Т}i}} \right)$$

Здесь:

A_k – показатель относительной агрессивности k -го компонента токсичных выбросов;

$G_{\text{ВВ}ki}$ и $G_{\text{Т}i}$ – соответственно массовые выбросы вредных веществ и расход топлива на каждом фиксированном режиме.



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Затраты на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия на окружающую среду отработавших газов при сжигании топлива, отнесенные к единице мощности для каждого представительного фиксированного режима эксплуатации двигателя, грн/кВт·ч

$$z_{эi} = \frac{G_{\pi} \cdot Y_{эi}}{N_{эi} \cdot \gamma_i}$$

Суммарные затраты на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия на окружающую среду отработавших газов при сжигании топлива, отнесенные к единице мощности для всех представительных фиксированных режимов модели эксплуатации двигателя, грн/кВт·ч

$$z_{э} = \frac{\sum (G_{\pi} \cdot Y_{эi} \cdot \gamma_i)}{\sum (N_{эi} \cdot \gamma_i)}$$



Анализ показателей, используемых для определения $K_{ТЭ}$,

$$K_{ТЭ} = \eta_{e \text{ ср.э}} \beta$$

показывает, что он зависит от следующих факторов:

- **выбранной модели эксплуатации (количества и режимных характеристик представительных полигонов, долевой наработки на каждом из них);**
- **массового расхода топлива на каждом из представительных полигонов (топливной экономичности двигателя в эксплуатации);**
- **массовых расходов контролируемых вредных веществ, выбрасываемых в окружающую среду с отработавшими газами двигателя на каждом из представительных полигонов с учетом их агрессивности**
- **показателя относительной опасности загрязнения для территорий, где эксплуатируется двигатель;**
- **коэффициента, учитывающего характер рассеивания отработавших газов в атмосфере;**
- **характеристик применяемого топлива.**



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Полученные данные для дизелей, предназначенных для грузовых автомобилей и сельскохозяйственных машин различного назначения с учетом условий эксплуатации, позволяют:

- соотнести затраты на топливо и возмещение экологического ущерба от вредных выбросов с учетом вероятностного распределения эксплуатационных режимов;
- выявить эксплуатационные режимы, которые вносят наибольший вклад в комплексные топливно-экологические затраты;
- оценить вклад каждого из исследуемых токсичных компонентов в затраты на возмещение экологического ущерба от вредного воздействия отработавших газов;
- определить топливно-экологическую эффективность дизеля при эксплуатации на различных машинах;
- дать комплексную оценку показателей топливной экономичности и токсичности ОГ при работе дизелей на альтернативных топливах.



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

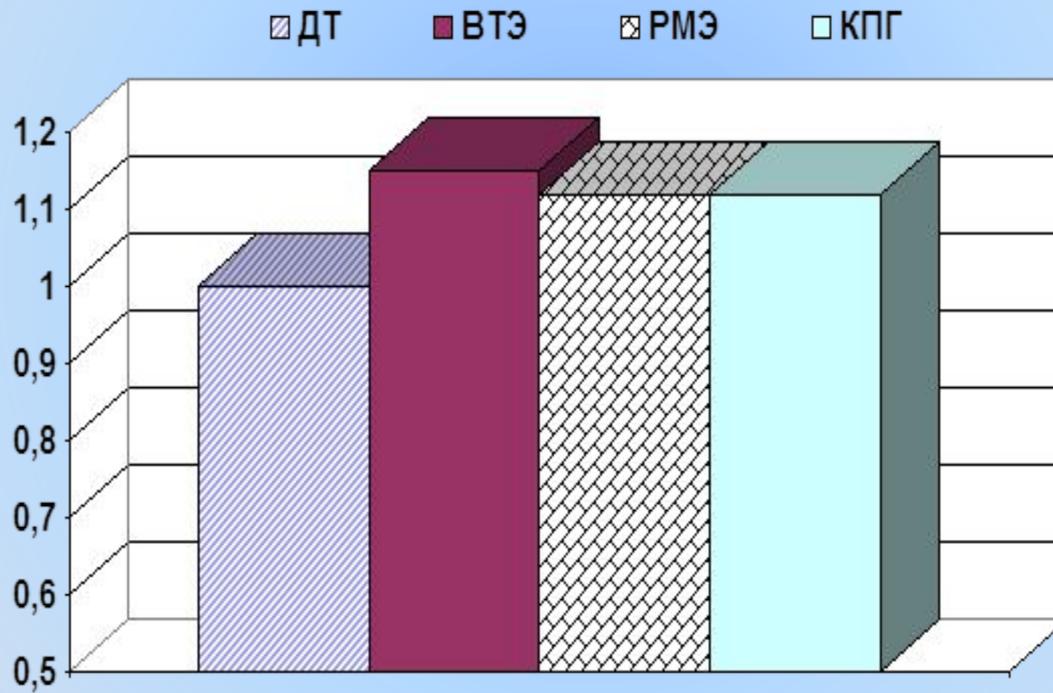
Для сокращения объема испытаний на основании обобщения проведенных исследований для дизелей грузовых автомобилей и сельхозмашин разработаны 8 – 9 режимные циклы испытаний. Эти циклы при ограниченном количестве режимов нагрузок и частот вращения коленчатого вала дизеля позволяют без существенных погрешностей определять комплексный критерий топливной экономичности и токсичности отработавших газов.

№№ режимов	Частота вращения коленчатого вала дизеля	Крутящий момент	Коэффициент, учитывающий долю от суммарных затрат на расход топлива и возмещение экологического ущерба в эксплуатации
1	n_n	$M_{кр\ n}$	0,05
2	n_n	$0,7 M_{кр\ n}$	0,025
3	$0,8 n_n$	$1,1 M_{кр\ n}$	0,3
4	$0,8 n_n$	$0,7 M_{кр\ n}$	0,05
5	$0,8 n_n$	$0,3 M_{кр\ n}$	0,05
6	$0,6 n_n$	$1,1 M_{кр\ n}$	0,35
7	$0,6 n_n$	$0,7 M_{кр\ n}$	0,1
8	$0,6 n_n$	$0,3 M_{кр\ n}$	0,05
9	$n_{х/хода\ min}$	0	0,025



ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Относительное изменение комплексного критерия расхода топлива и токсичности отработавших газов дизеля СМД-31.15 для грузового автомобиля при работе на альтернативных топливах



Токсичность вредных выбросов

Основными компонентами рабочего тела в ДВС являются топливо и окислитель, в качестве которого используется атмосферный воздух. Топлива представляют собой смесь сложных углеводородных соединений. Их элементарный химический состав определяется содержанием углерода, водорода, кислорода и некоторых других компонентов.

В ходе процессов, протекающих в камере сгорания двигателя, образуется большое количество газообразных и твёрдых (например, частиц сажи) компонентов, которые выбрасываются в окружающую среду.

К основным из компонентов, выбрасываемых с ОГ в окружающую среду, относятся: оксиды азота, оксид углерода, газообразные углеводороды, твердые частицы и др.

Повышение моторесурса

Повышение моторесурса связано с задачей снижения механических потерь в системах и механизмах ДВС, с улучшением качества применяемых материалов и совершенствованием технологии производства и конструкции деталей, с обеспечением оптимальных зазоров в сопряжениях и сочленениях основных механизмов ДВС.



Нетрадиционные виды топлив

Топлива, применяемые в ДВС, должны обладать вполне определёнными свойствами. И эти свойства регламентируются стандартами. В настоящее время используются топлива нефтяного происхождения. Широко ведутся работы по поиску новых нетрадиционных видов топлив. К таким топливам могут быть отнесены газообразные и спиртовые топлива. Горючие газы (сжатые и сжиженные) уже нашли широкое применение на транспорте, и, в целом, проблемы, связанные с их использованием, принципиально разрешены.

Другой альтернативой бензинам и дизельным топливам являются спирты. В ряде стран мира спирты как вид топлива использовались всегда, когда ощущалась нехватка нефтепродуктов.

Попутным продуктом при добыче нефти и природного газа являются газовые конденсаты. По своим свойствам (химическому составу, вязкостно-температурным характеристикам и др.) они очень близки к топливам, применяемым для ДВС.

Топливом будущего называют водород. Запасы этого топлива можно считать безграничными. И водород является экологически чистым топливом.



Предмет и задачи дисциплины

Обеспечение эффективной работы ДВС связано с соответствующими теоретическими проработками и выполнением многих расчётно-теоретических исследований. Экономичность, экологические характеристики двигателей внутреннего сгорания определяются, в основном, уровнем доводки рабочих процессов, отличающихся сложностью процессов массообмена, теплообмена, химических реакций окисления топлива. Аналитическое описание этих явлений, взаимосвязей параметров конструкции и рабочих процессов с технико-экономическими показателями двигателя обеспечивается использованием основных положений теории ДВС. Конечной целью теории ДВС является создание на стадии проектирования и доводки и при их модернизации двигателей с улучшенными показателями по мощности, экологичности, расходу топлива, массе, габаритам.



Тема 2. Основні визначення, термодинамічні та дійсні цикли ДВЗ

Принцип роботи двигунів різного типу, основні параметри та показники роботи ДВЗ. Термодинамічні і дійсні цикли ДВЗ.

В двигателях внутреннего сгорания преобразование химической энергии топлива в тепловую энергию происходит в рабочей полости в результате периодического осуществления ряда процессов.

Если процесс преобразования химической энергии топлива в тепловую происходит вне рабочей полости, то такие двигатели называются двигателями внешнего сгорания.

Совокупность процессов, периодически повторяющихся в цилиндре ДВС и необходимая для его работы, называется **рабочим циклом** двигателя.

В рабочем цикле происходят изменения состава и состояния смеси газов. Смесь газов, состав которой в течение рабочего цикла изменяется, называется **рабочим телом**. Изменение состава и состояния рабочего тела в течение рабочего цикла называется **рабочим процессом двигателя**.



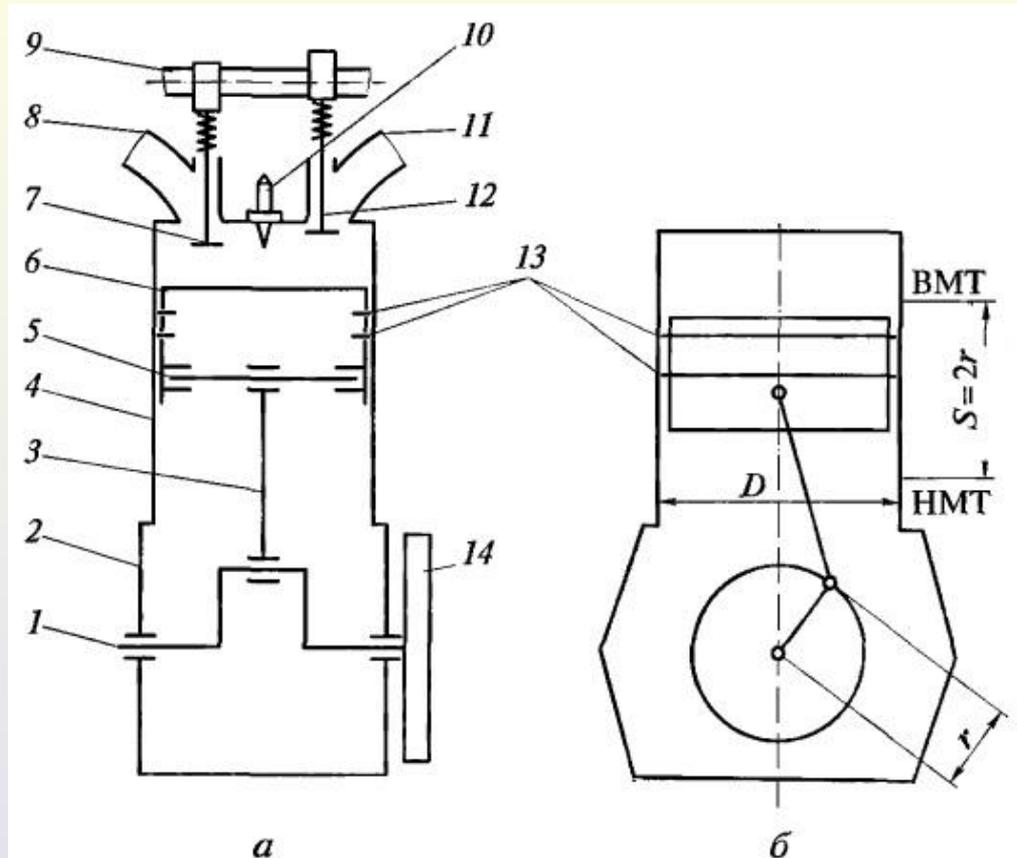
Рабочая полость представляет собой замкнутый объем, величина которого изменяется с помощью рабочего органа – поршня. К рабочей полости примыкают устройства (системы), предназначенные для подвода рабочего тела в рабочую полость и для его удаления из рабочей полости. Эти *системы* называют соответственно *впускной* и *выпускной*. Кроме впускной и выпускной систем для обеспечения работоспособности двигатель снабжен и другими системами: системой пуска, системой топливоподачи, системой зажигания, системой охлаждения, системой смазки и т.д.

В рабочей полости двигателя и его системах осуществляют в определенном порядке рабочие процессы, которые периодически повторяются. *Совокупность процессов, происходящих в течение одного периода, называется **рабочим циклом***.

Важнейшим источником исходных данных при оценке выбора параметров конструкции и рабочих процессов, оценки уровня показателей рабочих процессов является **индикаторная диаграмма**. Индикаторная диаграмма необходима и при оценке нагрузок на детали двигателя при расчетах на прочность.



Принципиальная схема поршневого ДВС



1 – коленчатый вал; 2 – картер; 3 – шатун; 4 – цилиндр; 5 – поршневой палец; 6 – поршень; 7 – впускной клапан; 8 – впускной трубопровод; 9 – распределительный вал; 10 – свеча зажигания (бензиновые и газовые двигатели) или топливная форсунка (дизели); 11 – выпускной трубопровод; 12 – выпускной, клапан; 13 – поршневые кольца; 14 – маховик; D – диаметр цилиндра; r – радиус кривошипа; S – ход поршня.

Крайнее верхнее положение поршня, соответствующее минимальному объему надпоршневой полости, называется верхней мертвой точкой (ВМТ), крайнее нижнее, соответствующее максимальному объему рабочей полости, – нижней мертвой точкой (НМТ), расстояние по оси цилиндра от ВМТ до НМТ – ходом поршня (S). Если ось кривошипа и ось цилиндра расположены в одной плоскости, то ход поршня $S = 2R$. Минимальный объем над поршнем (V_c) называется объемом камеры сжатия (камеры сгорания); максимальный объем (V_a) – полным. Разность между максимальным и минимальным объемами – рабочим объемом:

$$V_a - V_c = V_h = \frac{\pi D^2}{4} S$$

где D – диаметр цилиндра.



Перемещение поршня от ВМТ

$\bar{S} = L + R - x$, где x – расстояние между осью кривошипа и осью поршневого пальца; L – длина шатуна.

Из теоремы косинусов $L^2 = R^2 + x^2 - 2R x \cos\varphi$. Или

$$x = R \left(\cos \varphi + \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - 1 + \cos^2 \varphi} \right), \text{ где } \lambda = R/L$$

$$\text{Тогда } \bar{S} = R \left(\frac{1}{\lambda} + 1 - \cos \varphi - \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - 1 + \cos^2 \varphi} \right) = R \sigma$$

Перемещение поршня от ВМТ несколько проще определять по приближенной зависимости

$$\bar{S} = R \left[1 - \cos \varphi + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

Текущее значение объема надпоршневой полости

$$V = V_c + 0,5V_h \sigma$$

Рабочий объем цилиндра двигателя измеряют в м^3 , дм^3 , л .

Сумма рабочих объемов всех цилиндров называется литражом двигателя.



Геометрическая степень сжатия – отношение максимального надпоршневого объема к минимальному объему:

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Действительная степень сжатия – отношение надпоршневого объема V_v , соответствующего моменту закрытия впускных клапанов, к минимальному объему:

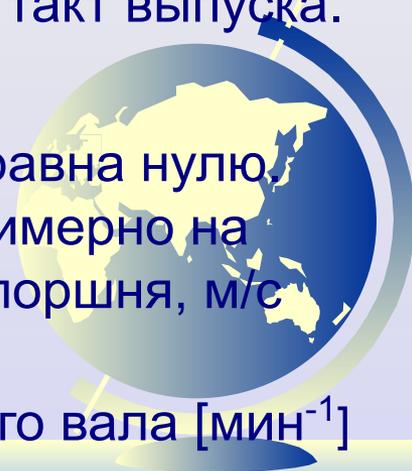
$$\varepsilon_{\partial} = \frac{V_v}{V_c}$$

В зависимости от определяющего процесса, протекающего в цилиндре четырехтактного двигателя, такты названы: такт впуска (наполнения); такт сжатия; такт сгорания – расширения; такт выпуска.

Скорость перемещения поршня $C = dS/d\tau$

При положении поршня в ВМТ и НМТ скорость поршня равна нулю. Максимального значения скорость поршня достигает примерно на середине хода поршня. Средняя скорость перемещения поршня, м/с

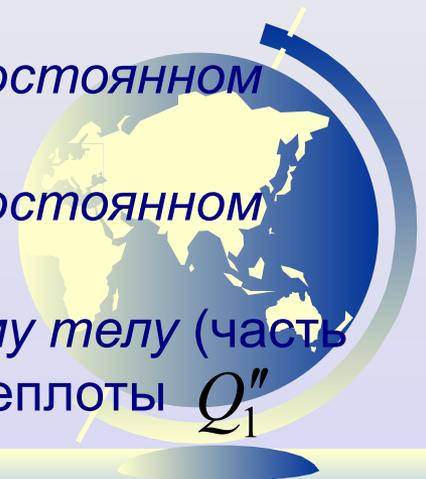
$$C_m = 2S \frac{n}{60} = \frac{Sn}{30}, \text{ где } n - \text{ частота вращения коленчатого вала [мин}^{-1}\text{]}$$

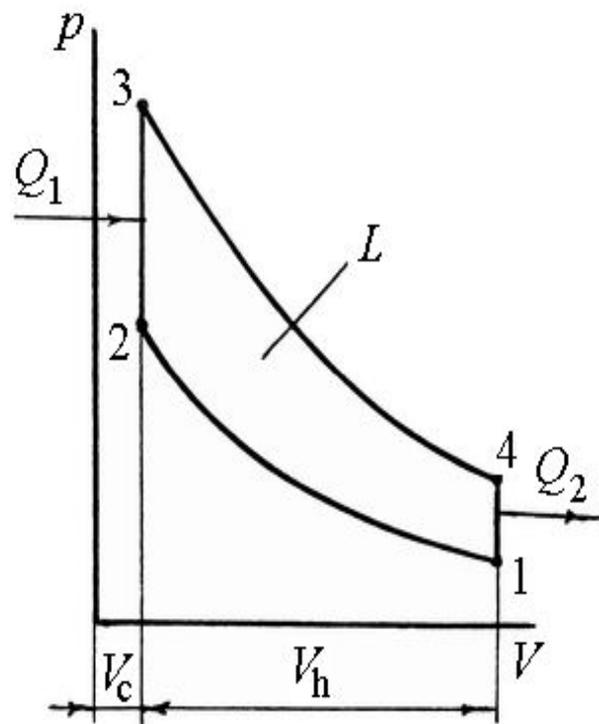


Термодинамические циклы ДВС

Термодинамические циклы ДВС представляют собой упрощенные теоретические диаграммы круговых процессов преобразования теплоты в механическую работу, отражающие основные особенности реальных циклов. В термодинамических циклах ДВС с традиционными схемами организации рабочих процессов в качестве рабочего тела принимается идеальный газ, процесс сгорания в реальных циклах заменен в термодинамических циклах подводом теплоты Q_1 к рабочему телу, смена рабочего тела в реальных циклах заменена в термодинамических циклах отводом теплоты от рабочего тела Q_2 при постоянном объеме, процессы сжатия и расширения рабочего тела предполагаются адиабатическими. В зависимости от способа подвода теплоты Q_1 к рабочему телу термодинамические циклы могут быть сведены к трем основным видам:

- цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном объеме (рис. а);
- цикл с подводом теплоты Q_1 к рабочему телу при постоянном давлении (рис. б);
- цикл со смешанным подводом теплоты Q_1 к рабочему телу (часть теплоты подводится при постоянном объеме, а часть теплоты Q_1'' при постоянном давлении (рис. в).



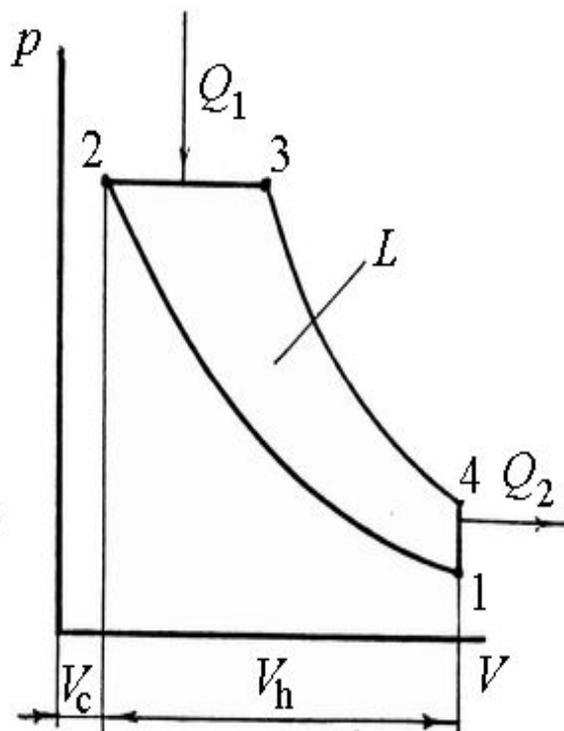


$V_1 / V_2 = \varepsilon$ - степень сжатия;

$p_3 / p_2 = \lambda$ - степень
повышения давления
при сгорании;

$V_4 / V_3 = \delta$ - степень
расширения;

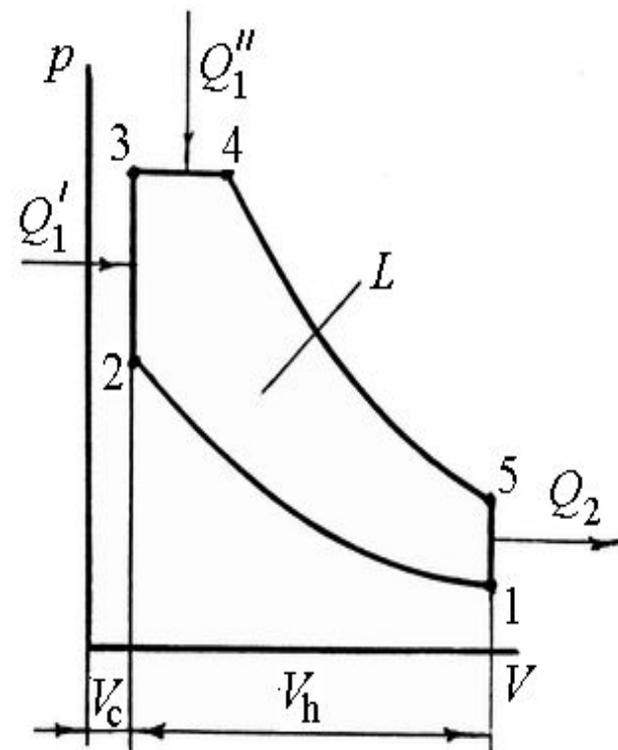
а



$V_3 / V_2 = \rho$ - степень
предварительного
расширения;

$V_4 / V_3 = \delta$ - степень
последующего
расширения;

б



$V_4 / V_3 = \rho$;

$p_3 / p_2 = \lambda$;

$V_5 / V_4 = \delta$.

в

Действительные циклы ДВС

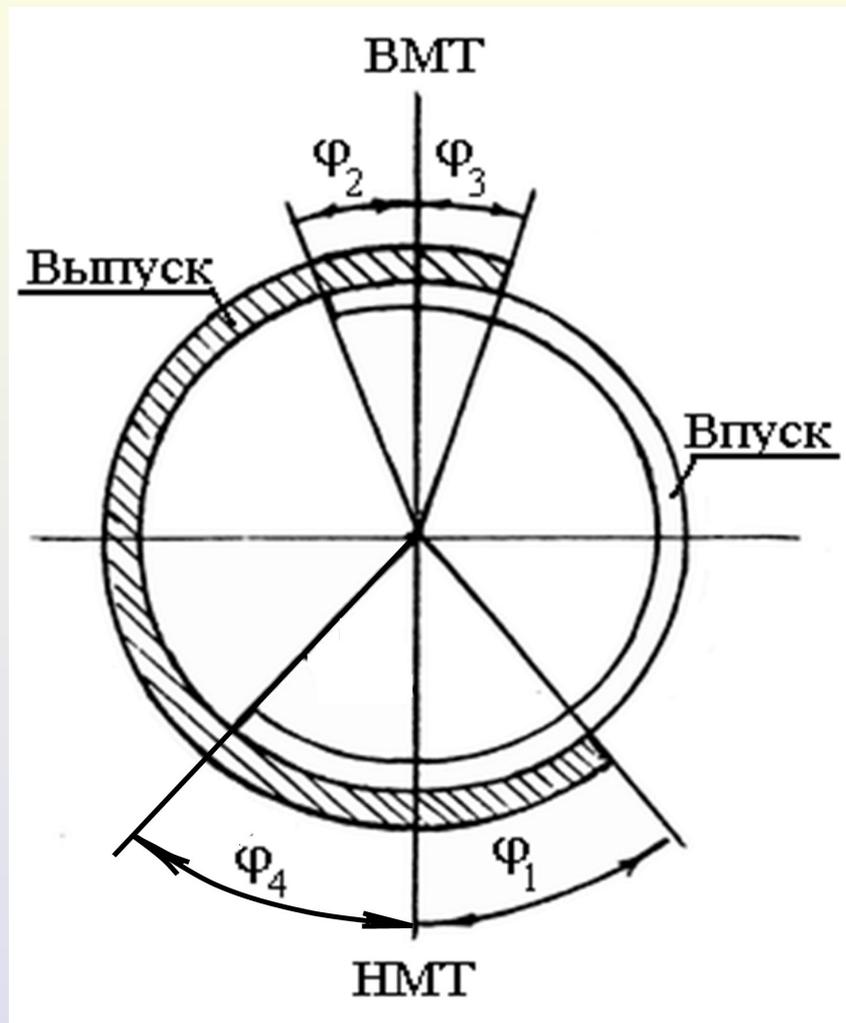
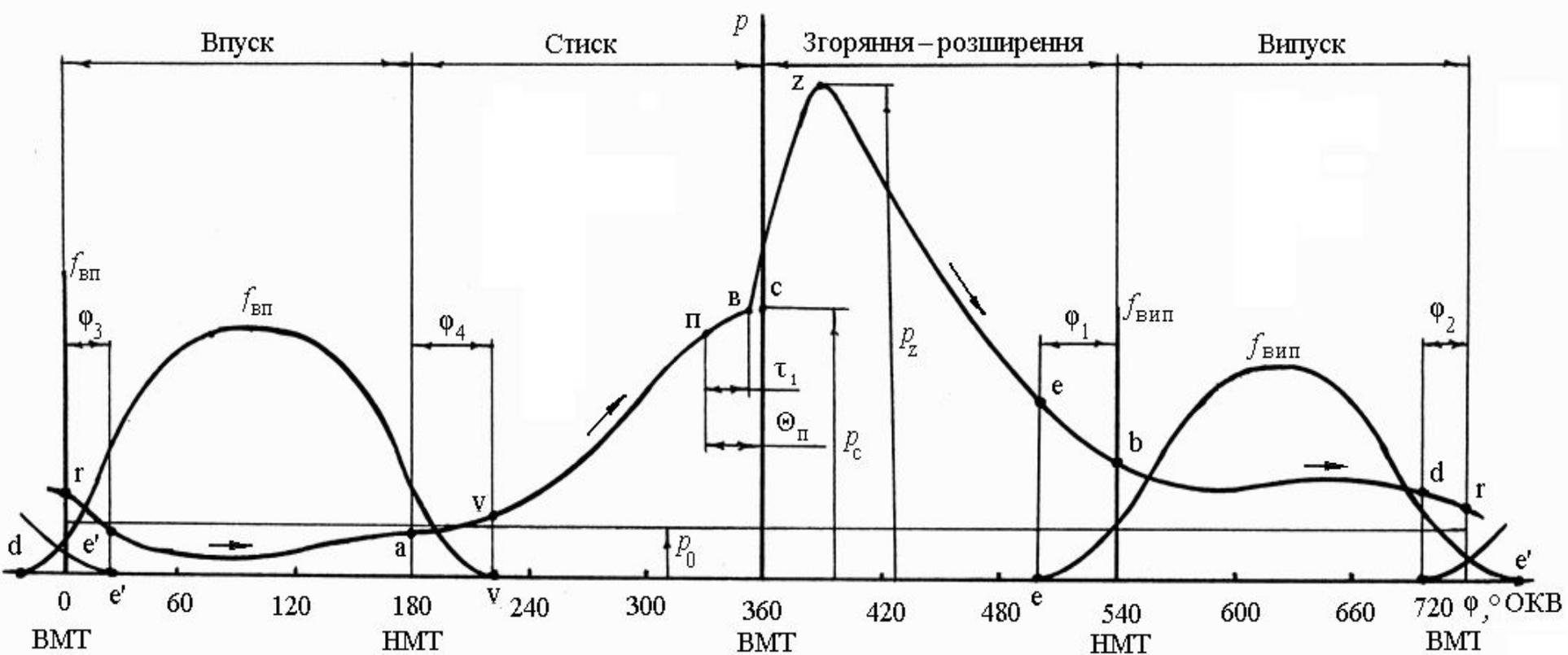


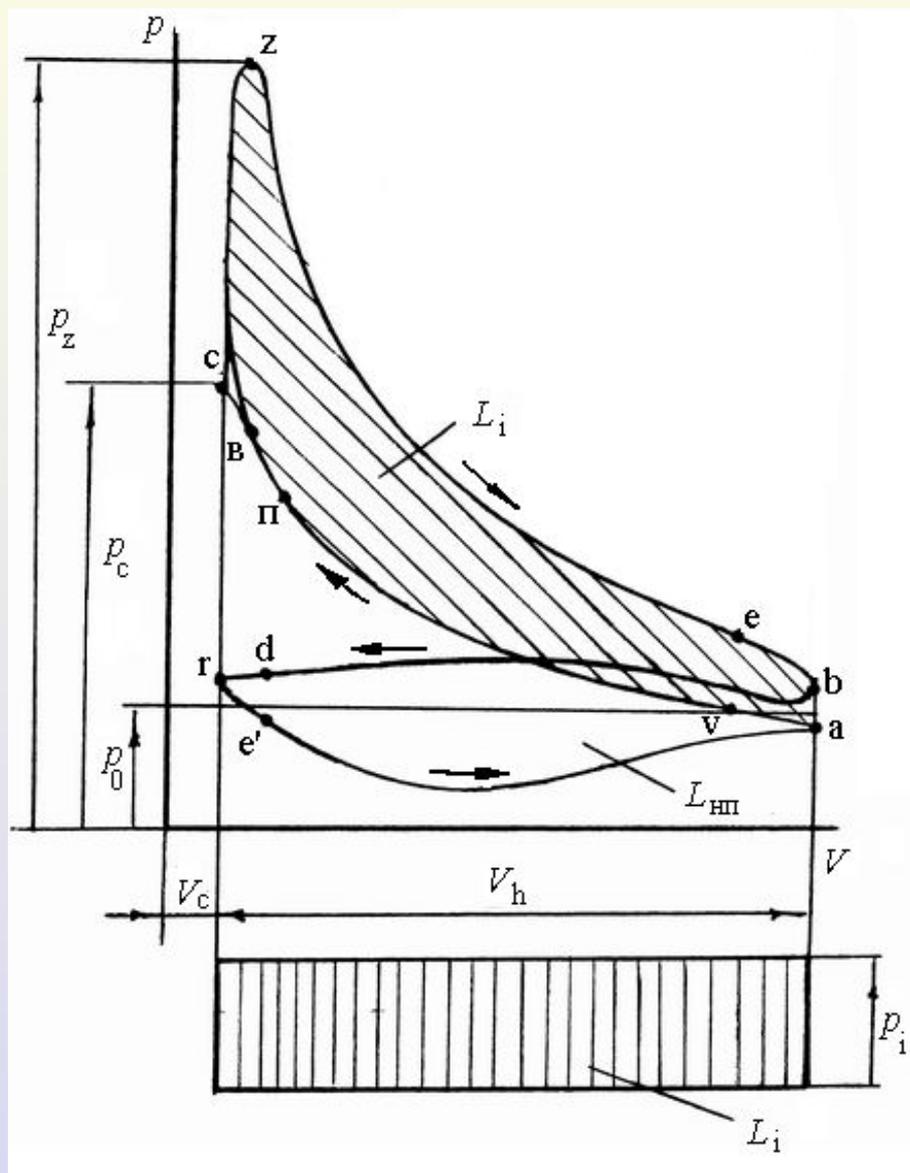
Диаграмма фаз газораспределения
четырёхтактного двигателя





Индикаторная диаграмма четырёхтактного дизеля в координатах p – ϕ : точка e – начало открытия выпускного клапана; ϕ_1 – опережение открытия выпускного клапана (40 – 65° ПКВ до НМТ); точка b – конец расширения; точка d – начало открытия впускного клапана; ϕ_2 – опережение открытия впускного клапана (10 – 30° ПКВ до ВМТ); точка r – конец такта выпуска; точка e' – закрытие выпускного клапана; ϕ_3 – запаздывание закрытия выпускного клапана (10 – 30° ПКВ после ВМТ); точка a – конец такта впуска; точка V – закрытие впускного клапана; ϕ_4 – запаздывание закрытия впускного клапана (40 – 65° ПКВ после НМТ); точка π – начало подачи топлива; точка $в$ – начало видимого сгорания; Θ_{π} – угол опережения подачи топлива; τ_1 – период задержки воспламенения; точка c – конец такта сжатия; p_0 – давление атмосферного воздуха; p_c – давление конца сжатия; p_z – максимальное давление цикла; $f_{вп}$, $f_{вып}$ – площади проходного сечения впускных и выпускных клапанов

Индикаторная диаграмма четырёхтактного дизеля в координатах $p-V$



Термодинамические циклы ДВС не зависят от тактности, но действительные циклы двухтактных и четырехтактных ДВС заметно отличаются. Действительный цикл двухтактного ДВС осуществляется за 2 такта (один оборот коленчатого вала).

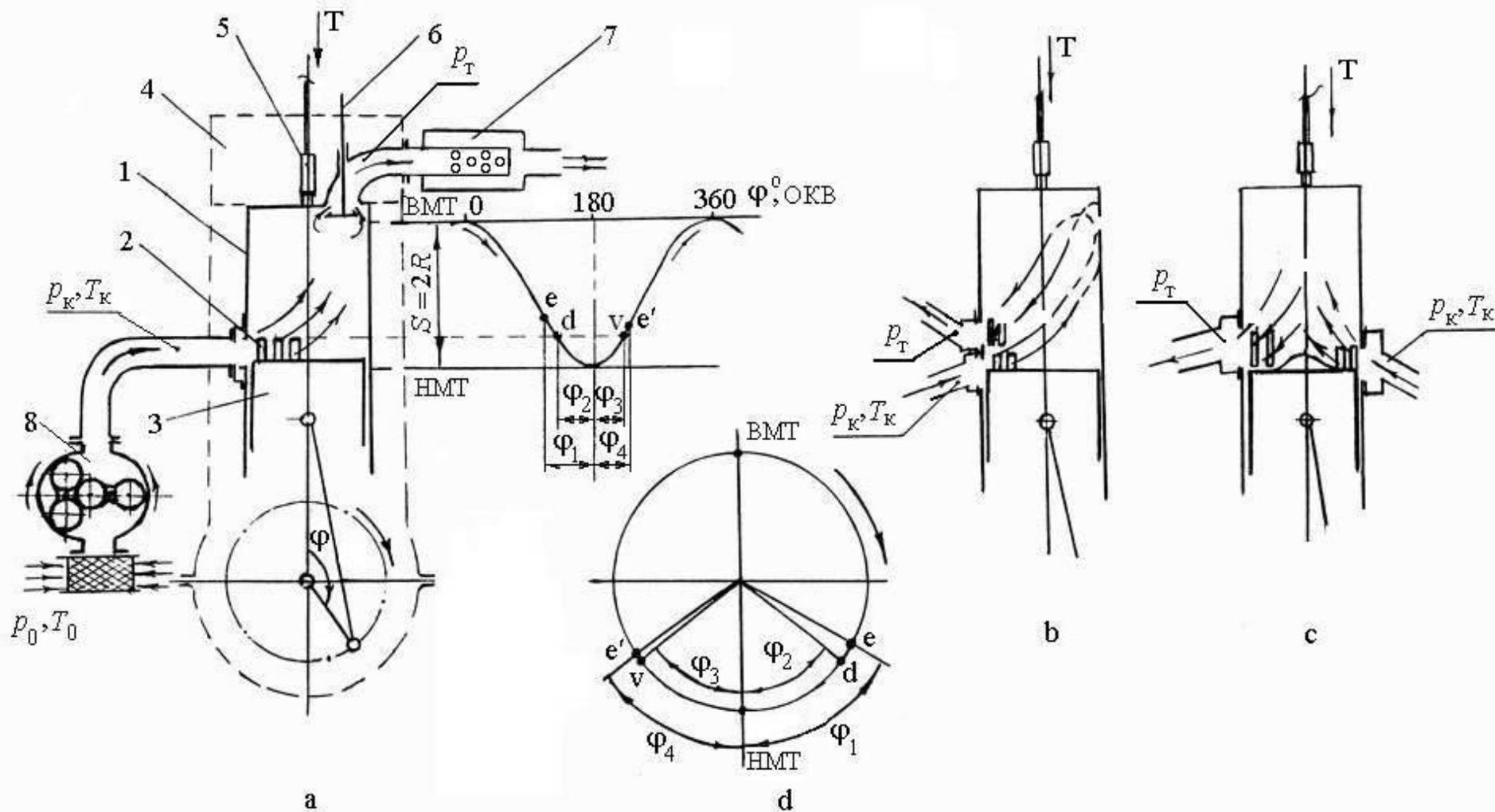
В зависимости от особенностей осуществления процессов газообмена двухтактные ДВС подразделяются на *ДВС с прямоточной клапанно-щелевой, с петлевой продувкой, с поперечной продувкой, с прямоточной щелевой продувкой* (например, ДВС с противоположно движущимися поршнями).

В двухтактном двигателе при любой схеме осуществления процессов газообмена имеется нагнетатель для принудительной подачи воздуха к продувочным окнам.

Принцип работы двухтактного ДВС на примере двухтактного двигателя с прямоточной клапанно-щелевой продувкой.



Принцип работы двухтактного ДВС на примере двухтактного двигателя с прямооточной клапанно-щелевой продувкой



Тема 3. Робочий цикл і індикаторні показники ДВЗ.

Процеси дійсних циклів ДВЗ. Індикаторні діаграми і індикаторні показники ДВЗ. Визначення індикаторних показників дійсних циклів.

Коефіцієнт остаточных газов –

отношение массы остаточных газов M_γ к массе свежего заряда $M_{\text{св.зар}}$, поступившего в цилиндр,

$$\gamma = \frac{M_\gamma}{M_{\text{св.зар}}}$$

Коефіцієнт наполнения – отношение массы

свежего заряда $M_{\text{св.зар}}$ к массе потенциального заряда M_h (количество свежего заряда, которое могло бы находиться в рабочем объеме цилиндра при давлении и температуре окружающей среды – $M_h = \rho_0 V_h$),

$$\eta_V = \frac{M_{\text{св.зар}}}{M_h}$$

Работа, затрачиваемая на процессы газообмена, пропорциональна площади диаграммы между кривыми изменения давления в цилиндре на тактах выпуска и впуска (рис. 1.11) и равна сумме работ на выталкивание отработавших газов из цилиндра на такте выпуска $L_{\text{вып}}$ и на впуск свежего заряда $L_{\text{вп}}$,

$$L_{\text{н.п}} = L_{\text{вып}} + L_{\text{вп}}$$



В ДВС с искровым зажиганием $\gamma = 0,05-0,10$; $\eta_V = 0,80-0,90$;
удельная работа насосных потерь $l_{н.п} = 0,04-0,10$ Дж/см³.

В четырехтактных дизелях без наддува коэффициент остаточных газов $\gamma < 0,04$, вследствие более высокой степени сжатия (меньшего объема камеры сжатия), а с наддувом – $\gamma = 0-0,03$.

В двигателях с наддувом коэффициент наполнения, отнесенный к условиям перед впускными клапанами

$$\eta_{VS} = \frac{M_{св.зар}}{M_{hs}}$$

$M_{hs} = \rho_s V_h$ – потенциальный заряд при условиях перед впускными клапанами; ρ_s – плотность воздуха перед впускными клапанами.

Показателями совершенства процессов газообмена в четырёхтактных дизелях с наддувом являются также коэффициент избытка продувочного воздуха ϕ (отношение массы воздуха M_s , поступившего в цилиндр, к массе потенциального заряда при условиях на впуске) и коэффициент утечки продувочного воздуха υ (отношение массы воздуха $M_{ут}$, ушедшего из цилиндра при продувке, к массе воздуха M_s , поступившего в цилиндр):

$$\phi = \frac{M_s}{M_{hs}}$$

$$\upsilon = \frac{M_{ут}}{M_s} = \frac{M_s - M_{св.зар}}{M_s} = 1 - \frac{\eta_{VS}}{\phi}$$



Действительный процесс сжатия начинается с момента закрытия впускных клапанов (точка V) и при отключении подачи топлива заканчивается в точке c . Давление и температура газов в точке c зависят от степени сжатия. Работа, затрачиваемая на процесс сжатия в предположении, что процесс сжатия начинается от точки a ,

$$L_{сж} \cong \frac{P_c V_c - P_a V_a}{n_c - 1} \quad \text{где } n_c \text{ – среднее значение показателя политропы сжатия.}$$

Максимального значения давление газов в цилиндре достигает за 10–15 °ПКВ после ВМТ (точка z). Участок диаграммы от точки v до точки z называется *видимым сгоранием*. Процесс выгорания топлива продолжается и после точки z . Продолжительность сгорания 30–90 ° ПКВ. Процесс расширения газов продолжается до НМТ, (точка b). Работа расширения газов в двигателях с искровым зажиганием:

$$L_p \cong \frac{p_z + p_c}{2} (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1}$$

в двигателях с воспламенением топлива от сжатия:

$$L_p \cong p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z - p_b V_b}{n_p - 1}$$

где n_p – среднее значение показателя политропы расширения.



Средние значения показателей политропы сжатия и расширения, соответствующие параметрам рабочего тела в точках V , c , z и e расчетных индикаторных диаграмм:

$$n_c = \frac{\ln p_c / p_v}{\ln V_v / V_c} \quad n_p = \frac{\ln p_z / p_e}{\ln V_e / V_z}$$

Значения параметров в условных точках a и b расчетных индикаторных диаграмм определяются в предположении, что политропы сжатия V - c и расширения z - e продолжены до НМТ

$$p_a V_a^{n_c} = p_c V_c^{n_c} \quad p_b V_b^{n_c} = p_z V_z^{n_c} \quad \text{или} \quad p_a = p_c / \varepsilon^{n_c} \quad p_b = p_z / \delta^{n_p}$$

Вследствие приближенного представления на расчетных индикаторных диаграммах процессов в надпоршневой полости индикаторная работа газов, определенная по этим диаграммам, отличается от экспериментальных данных. Это отличие учитывается коэффициентом полноты диаграммы $\psi = 0,95-0,98$.

Основными индикаторными показателями являются индикаторная работа газов за цикл, индикаторная мощность, индикаторный коэффициент полезного действия, удельный индикаторный расход топлива.



Индикаторная (полезная) работа газов в цилиндре за цикл пропорциональна площади индикаторной диаграммы

$$L_i = L_p - L_{сж}$$

Удельная индикаторная работа газов в цилиндре, Дж/м³, Дж /см³:

$$l_i = \frac{L_i}{V_h}$$

Среднее индикаторное давление – условное постоянное давление, при воздействии которого на поршень за один ход поршня от ВМТ к НМТ выполняется работа, равная индикаторной работе газов за цикл. По абсолютной величине среднее индикаторное давление равно удельной индикаторной работе газов $p_i = |l_i|$.

Индикаторная мощность двигателя (индикаторная работа газов в цилиндрах двигателя за 1 с) при частоте вращения коленчатого вала n [мин⁻¹], и числе цилиндров z , кВт:

$$N_i = k L_i \cdot 10^{-3},$$

где $k = \frac{n}{2} \frac{1}{60} z$ – количество рабочих циклов в четырёхтактном двигателе за 1 с; z – число цилиндров.



Эффективность преобразования химической энергии топлива $Q_{т.х}$ в индикаторную работу газов (степень совершенства рабочих процессов) характеризуется индикаторным КПД, представляющим отношение индикаторной работы газов (за цикл или за час) к химической энергии топлива, поступившего в двигатель (за цикл или за час):

$$\eta_i = \frac{L_i}{Q_{т.х}} = \frac{L_i}{B_{ц} Q_H} = \frac{3600 N_i}{B_{ч} Q_H}$$

или удельным индикаторным расходом топлива, кг/(кВт · ч),

$$g_i = \frac{B_{ч}}{N_i}, \text{ т.е. } \eta_i = \frac{3600}{g_i Q_H} \quad \text{где } B_{ц} \text{ – цикловая подача топлива; } B_{ч} \text{ – часовой расход топлива; } Q_H \text{ – низшая теплота сгорания топлива.}$$

Индикаторная работа газов расходуется на преодоление сил трения в подвижных сопряжениях – $L_{тр}$; привод вспомогательных агрегатов (масляного, водяного и топливного насосов, вентилятора, генератора и т.д.) – $L_{всп}$; на осуществление процессов газообмена – $L_{н.п}$ и на полезную работу – L_e .



Тема 4. Техніко-економічні показники ДВЗ.

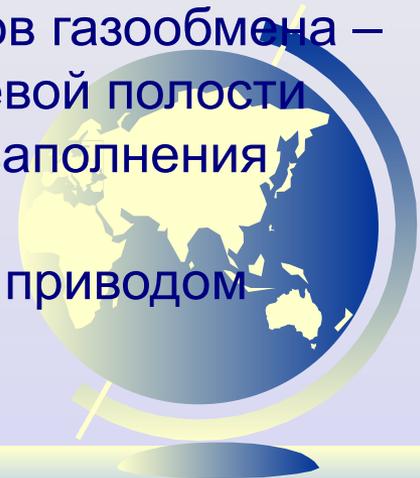
Механічні втрати і ефективних показники ДВЗ. Порівнянні показники ДВЗ.

Механические потери

Индикаторная работа газов за цикл не могут быть полностью использованы на выходном валу для выполнения полезной работы.

Часть индикаторной работы газов необходимо затратить на собственные нужды двигателя:

- на преодоление сил трения в подвижных сопряжениях двигателя – $L_{тр}$;
- на привод вспомогательных агрегатов – $L_{всп}$ (водяного насоса, масляного насоса, топливного насоса, механизма газораспределения, генератора и т.п.);
- на преодоление аэродинамического сопротивления воздуха вращению или перемещению деталей двигателя – $L_{аэр}$ (коленчатого вала, маховика, шатунов и т.д.);
- на осуществление в четырехтактном двигателе процессов газообмена – $L_{н.п}$ (насосные потери – потери на удаление из надпоршневой полости продуктов сгорания и создание в ней разрежения для ее заполнения свежим зарядом);
- на привод нагнетателя – $L_{н}$ (в двигателе с механическим приводом нагнетателя).



Сумму потерь индикаторной работы газов за цикл на преодоление трения в подвижных сопряжениях, привод вспомогательных агрегатов, преодоление аэродинамического сопротивления вращению или перемещению деталей двигателя принято называть механическими потерями в двигателе за цикл: $L_{\text{тр}} + L_{\text{всп}} + L_{\text{аэр}} = L_{\text{мд}}$.

В суммарных механических потерях индикаторной работы газов за цикл (без насосных потерь) на долю потерь в поршневой группе (поршень – цилиндр, поршневые кольца – цилиндр) приходится 60–70 %, на трение в подшипниках – 1–5 %, на привод вспомогательных агрегатов, включая и механизм газораспределения – 25–35 %, на преодоление аэродинамического сопротивления воздуха движению деталей – 1–2 %.

Механические потери в механизмах двигателя, как и мощность механических потерь ($N_{\text{мд}} = k \cdot L_{\text{мд}}$), по абсолютной величине зависят от диаметра цилиндра D , хода поршня S , частоты вращения коленчатого вала n , способа организации рабочих процессов и ряда других факторов, то есть они не могут характеризовать степень совершенства конструкции различных двигателей по уровню механических потерь.



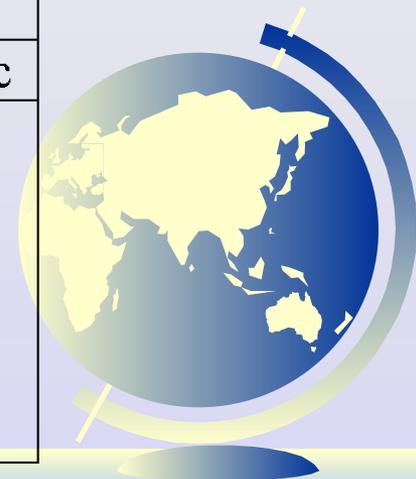
Универсальными показателями, характеризующими степень совершенства конструкции двигателя по уровню механических потерь, являются удельная работа механических потерь $l_{\text{мд}}$ [Дж/см³] или среднее давление механических потерь $p_{\text{мд}}$ [МПа]:

$$l_{\text{мд}} = |p_{\text{мд}}| = L_{\text{мд}} / V_h$$

Эти показатели не зависят от диаметра цилиндра и хода поршня. Вследствие большого количества факторов, влияющих на механические потери, значения $l_{\text{мд}}$ ($p_{\text{мд}}$) для проектируемого двигателя принимаются по экспериментальным данным для двигателя-прототипа.

Удельная работа механических потерь на режимах номинальной мощности в двигателях различных типов

Тип двигателя	$l_{\text{мд}}$ [Дж/см ³] ($l_{\text{мд}} = p_{\text{мд}} $)	
	$C_m = 7-11$ м/с	$C_m = 11-15$ м/с
Двигатели с искровым зажиганием:		
• четырехтактные	0,14–0,21	0,21–0,26
• двухтактные	0,08–0,12	0,12–0,18
Дизели:		
• четырехтактные	0,18–0,25	0,25–0,35
• двухтактные	0,10–0,14	0,14–0,20



В конкретном двигателе определяющим фактором изменения $p_{мд}$ ($l_{мд}$) является частота вращения коленчатого вала. Изменение нагрузки в двигателях без наддува от режима холостого хода до максимальной при неизменной частоте вращения коленчатого вала и тепловом режиме двигателя оказывает незначительное влияние на удельные механические потери (до 10 %), в двигателях с высоким наддувом – до 15 %.

По экспериментальным данным для различных типов четырехтактных двигателей зависимость среднего давления механических потерь в МПа (удельной работы механических потерь за цикл в Дж/цикл) для режимов номинальной мощности может быть представлена уравнением:

$$p_{мд} = a + b \frac{n}{n_H} \quad , \text{ где } a, b \text{ – постоянные коэффициенты для определенного типа двигателя}$$



Эффективные показатели

К эффективным показателям двигателя относятся:

- эффективная работа на выходном валу двигателя за цикл, Дж/цикл:

$$L_e = L_i - (L_{мд} + L_{н.п} + L_n);$$

- удельная эффективная работа на выходном валу двигателя (эффективная работа на выходном валу двигателя в Дж, отнесенная к единице рабочего объема, обычно к 1 см^3 рабочего объема) или среднее эффективное давление в МПа: $l_e = |p_e| = L_e / V_h$

- эффективная мощность, развиваемая двигателем на выходном валу в кВт: $N_e = \kappa L_e 10^{-3}$, где $\kappa = \frac{n}{60} \frac{1}{\tau} z$ – количество рабочих циклов

в цилиндрах двигателя за 1 с; τ – коэффициент тактности (для двухтактных двигателей $\tau = 1$, для четырехтактных – 2);

- эффективный КПД (доля теплоты топлива, преобразованная в полезную работу)

$$\eta_e = \frac{3600 N_e}{B_{\text{ч}} Q_H} = \frac{3600 N_i \eta_M}{B_{\text{ч}} Q_H} = \eta_i \eta_M$$

где $B_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива;



$g_e = B_v / N_e$ – удельный эффективный расход топлива, кг/(кВт·ч).

Эффективный КПД характеризует степень совершенства рабочих процессов (через индикаторный КПД) и степень совершенства конструкции двигателя по уровню механических потерь (через механический КПД).

Механический КПД характеризует эффективность преобразования индикаторной работы газов в цилиндрах двигателя в работу на валу двигателя, т.е. степень совершенства конструкции двигателя по уровню потерь мощности на трение, газообмен, привод вспомогательных агрегатов

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{\kappa p_s V_h}{\kappa p_i V_h} = 1 - \frac{p_{мд} + p_{н.п} + p_n}{p_i}, \text{ где } p_n = |l_n| = \frac{N_n}{\kappa} \frac{10^3}{V_n}$$

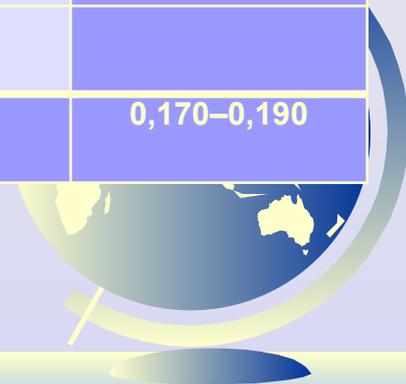
– среднее давление механических потерь (удельная работа механических потерь) на привод нагнетателя, Па.

Поскольку в условиях эксплуатации двигатель обычно работает в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала и нагрузки, в зоне определяющих (по расходу топлива) режимов работы двигателя эффективный КПД должен быть близким к максимальному значению.



Эффективные показатели различных двигателей на режимах номинальной мощности

Тип двигателя	Показатели			
	l_e , Дж/см ³	p_e , МПа	η_e	g_e , кг/(кВт·ч)
Четырехтактные с искровым зажиганием	0,7–0,9	0,7–0,9	0,25–0,30	0,272–0,325
Четырехтактные дизели:				
· без наддува	0,6–0,7	0,6–0,7	0,30–0,40	0,215–0,285
· с наддувом	1,0–2,3	1,0–2,3	0,35–0,45	0,190–0,245
Двухтактные дизели:				
· с наддувом	0,6–1,2	0,6–1,2	0,40–0,50	0,170–0,190



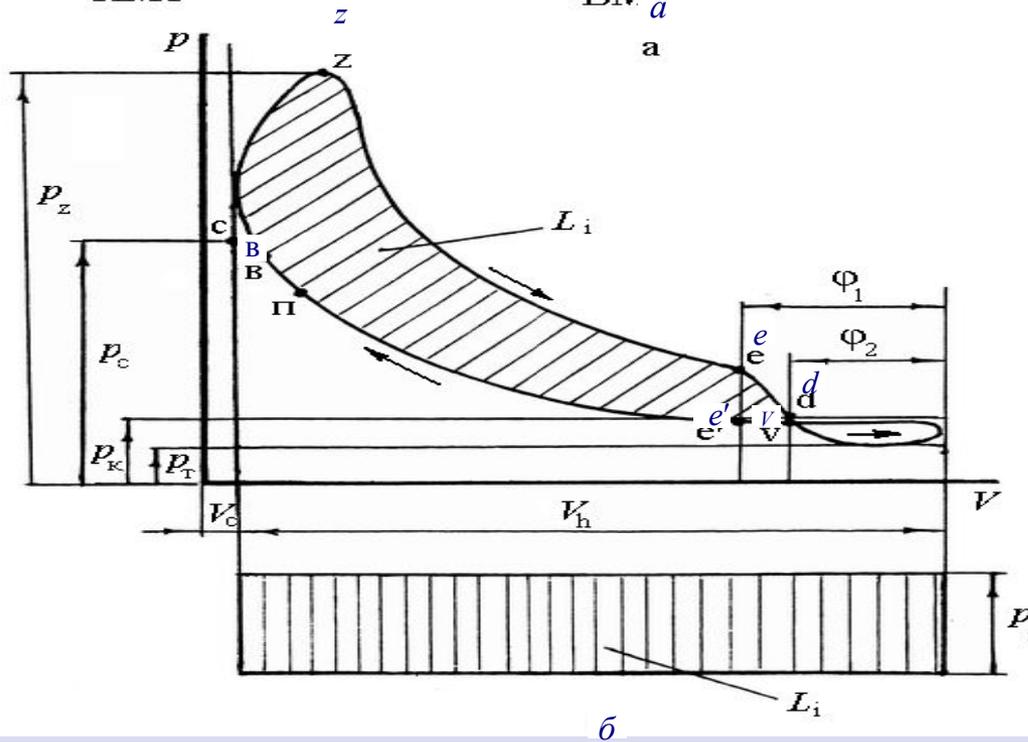
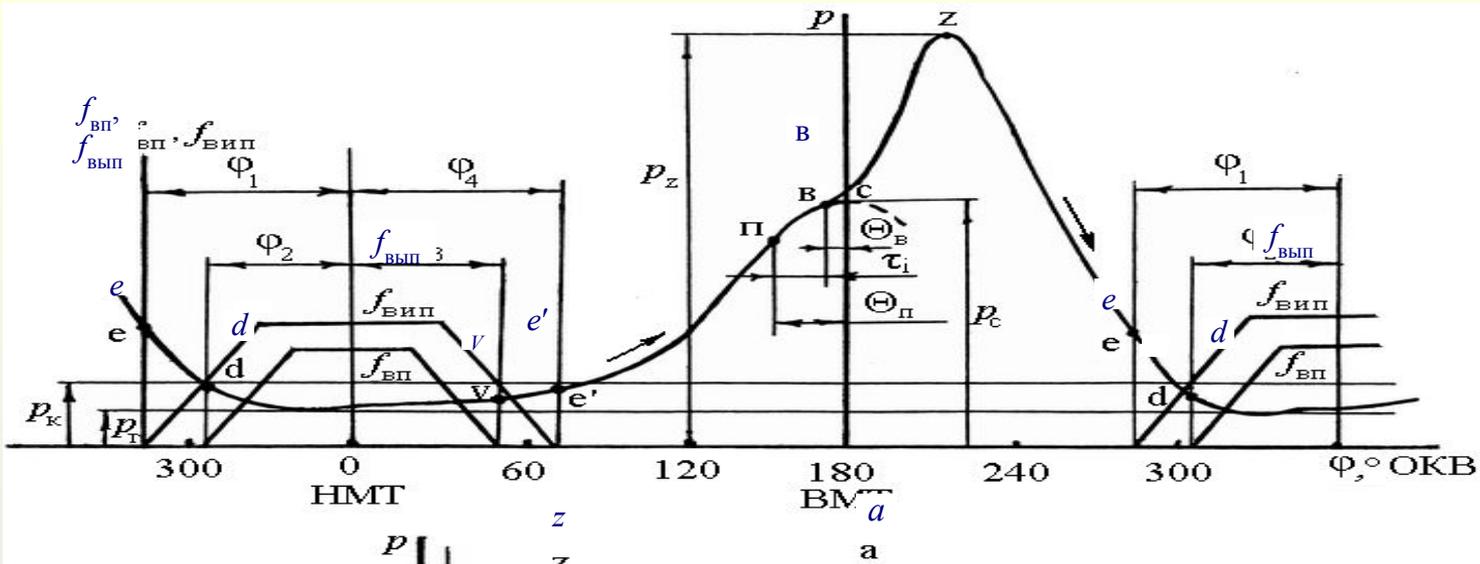
Степень совершенства процессов газообмена в двухтактных ДВС оценивается теми же показателями (γ , η_{vs} , ϕ , u), что и в четырехтактных ДВС с наддувом. В зависимости от схемы продувки и степени совершенства процессов газообмена $\phi = 1,2-1,8$; $\eta_{vs} = 0,5-0,9$; $\gamma = 0,05-0,30$; $u = 0,2-0,5$.

Процессы сжатия, воспламенения, сгорания и расширения в двухтактных двигателях внутреннего сгорания протекают так же, как и в четырехтактных ДВС. Индикаторные диаграммы двухтактных ДВС отличаются от индикаторных диаграмм четырехтактных ДВС только на участках диаграмм, соответствующих процессам газообмена.

Индикаторные и эффективные показатели двухтактного двигателя определяются так же, как и четырехтактного за исключением количества циклов за 1 с, так как каждому обороту коленчатого вала соответствует цикл.

$$K = \frac{n}{60} z$$





Индикаторные диаграммы двухтактного ДВС в системе координат $p-\phi$ (а) и $p-V$ (б)



Преимущества двухтактных двигателей по сравнению с четырехтактными:

1. При одинаковом литраже и частоте вращения коленчатого вала мощность двухтактного двигателя больше, чем четырехтактного (на 50–60 %, несмотря на увеличение числа циклов в два раза, так как на осуществление процессов газообмена теряется до 25 % рабочего хода поршня).
2. На 50–60 % могут быть уменьшены габариты и масса силовой установки при той же мощности.
3. В двухтактном двигателе ниже потери на трение, так как цикл осуществляется только за один оборот коленчатого вала. Механический, а зачастую и эффективный КПД двухтактного двигателя на частичных режимах выше, чем в четырехтактном двигателе той же мощности.
4. Двухтактные двигатели проще по конструкции, а соответственно и ниже их стоимость. Этим объясняется преимущественное применение двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой для средств малой механизации, мототехники и т.п.
5. Более равномерное вращение коленчатого вала при том же числе цилиндров.



Недостатки двухтактных двигателей в сравнении с четырехтактными:

1. Выше тепловая напряженность деталей двигателя вследствие удвоенной частоты рабочих циклов, а соответственно, и выше требования к материалам деталей двигателя;
2. Выше интенсивность износа деталей цилиндрико-поршневой группы, а соответственно, меньше сроки службы;
3. Больше потери масла с отработавшими газами;
4. Необходим специальный нагнетатель для принудительной продувки цилиндра;
5. Значительные затраты мощности на привод нагнетателя, что снижает механический, а соответственно и эффективный КПД двухтактного двигателя, что требует использования сложных устройств для регулирования давления наддува в зависимости от нагрузки.



