

Бензиновий двигун внутрішнього згоряння

Toyota 1ZR-FAE — геометрична база
Auris 1.6 Valvematic / європейська лінійка 2015

Українська версія · HTML / PDF · native engdoc

1,598 л	59,42 кВт	129 Н·м	6,647 МПа
Робочий об'єм	Розрахункова потужність	Розрахунковий момент	Максимальний тиск

Моделльний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{вп} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

Некалібрована розрахункова модель. Позначення Euro 6 стосується заводської лінійки автомобіля [1], а не результатів цього моделювання. Нижче наведені прийняті припущення, чисельні нев'язки та відхилення від паспорта.

Версія 0.2.0 · 23.09.2026 · Повний цикл 720° · Векторні рисунки
Зміст, формули, таблиці та графіки сформовано з одного стану проєкту.

Зміст

1. Призначення, прототип і межі
 2. Геометричні параметри
 3. Робоче тіло і паливо
 4. Газообмін і наповнення
 5. Стискання та баланс енергії
 6. Згоряння і теплообмін
 7. Розширення, випуск та індикаторна діаграма
 8. Індикаторні й ефективні показники
 9. Зовнішня швидкісна характеристика
 10. Кінематика кривошипно-шатунного механізму
 11. Динамічні навантаження і крутний момент
 12. Попередні оцінки допоміжних систем
 13. Перевірки, відтворення та статус
- Додаток А — Повний реєстр параметрів
- Перелік джерел

1. Призначення, прототип і межі

Розрахункова записка та інтерактивний документ для чотиритактного бензинового двигуна. Мова документа — українська. Перший аркуш A1 збирає шість основних груп розрахункових діаграм; він не є складальним кресленням двигуна.

Прийнята модельна прив'язка — Toyota Auris 1.6 Valvematic, європейська лінійка 2015 року, для якої Toyota заявляє Euro 6. Контрольні паспортні точки: 97 кВт при 6400 хв⁻¹ та 160 Н·м при 4400 хв⁻¹ [1]. Геометрія 1ZR-FAE взята з технічного опису Auris 2012: 80,5 × 78,5 мм, $\epsilon = 10,7$, чотири циліндри [2]. Перенесення геометрії тієї ж сім'ї на розрахунковий варіант 2015 року — явно прийнята база, а не підтвердження кожної внутрішньої деталі Euro 6 модифікації.

Розрахунок є однозонним, просторово усередненим і некаліброваним. Він визначає масу, енергію, тиск, температуру, теплообмін, роботу, витрату палива та навантаження КШМ. Не розраховує детонацію, розпилювання, локальний склад суміші, NO_x, CO, HC, частинки, прогрів каталізатора або сертифікаційний цикл. Модель Euro 6 автомобіля не є доказом відповідності розрахунку нормі Euro 6.

Усі параметри мають один із статусів: заводські дані, літературний приклад, прийняте припущення або вибір проєкту. Невідомі фази Valvematic, підйоми клапанів і маси деталей не видаються за заводські. Відхилення від паспортних точок відображаються без автоматичного підганяння.

З прикладу теплового розрахунку збережено послідовність: робоче тіло → впуск → стискання → згоряння → розширення та випуск → індикаторні й ефективні показники [3]. Замість виправлення старих чисел виконано новий чисельний розрахунок. Напівемпіричні криві тепловиділення потребують адаптації до конкретного двигуна [4].

2. Геометричні параметри

D — діаметр циліндра, м; S — хід поршня, м; ϵ — ступінь стиску; z — кількість циліндрів. Величини прийняті за геометричним джерелом [2]. L — довжина шатуна, м; вона є припущенням, а не характеристикою Toyota.

D — Діаметр циліндра: **0,0805 м**. Заводські дані [2]

S — Хід поршня: **0,0785 м**. Заводські дані [2]

ϵ — Геометричний ступінь стиску: **10,7**. Заводські дані [2]

z — Кількість циліндрів: **4**. Заводські дані [2]

L — Міжосьова довжина шатуна: **0,14 м**. Прийняте припущення

n — Частота обертання, обертів за секунду: **73,3333 с⁻¹**. Вибір проекту

Площа, до якої прикладається різниця тисків.

$$A_p = \pi \cdot D^2 / 4 \quad (2.1)$$

$$= 3,141593 \cdot (0,0805 \text{ м})^2 / 4$$

$$= \mathbf{0,00508958 \text{ м}^2}$$

Визначення об'єму, витісненого поршнем за хід.

$$V_h = A_p \cdot S \quad (2.2)$$

$$= (0,00508958 \text{ м}^2) \cdot (0,0785 \text{ м})$$

$$= \mathbf{3,995 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3}$$

Перевірка літражу геометричної бази.

$$V_d = z \cdot V_h \quad (2.3)$$

$$= (4) \cdot (3,995 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3)$$

$$= \mathbf{0,00159813 \text{ м}^3}$$

Визначення мінімального об'єму; поверхні камери в теплообміні прийняті плоскими.

$$V_c = V_h / (\epsilon - 1) \quad (2.4)$$

$$= (3,995 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3) / ((10,7) - 1)$$

$$= \mathbf{4,119 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3}$$

Геометрія центрованого КШМ.

$$r = S / 2 \quad (2.5)$$

$$= (0,0785 \text{ м}) / 2$$

$$= \mathbf{0,03925 \text{ м}}$$

Цей символ не використовується для коефіцієнта надлишку повітря.

$$\begin{aligned}\lambda_k &= r / L & (2.6) \\ &= (0,03925 \text{ м}) / (0,14 \text{ м}) \\ &= \mathbf{0,280357}\end{aligned}$$

n у формулі вимірюється в с^{-1} ; введені хв^{-1} явно діляться на 60.

$$\begin{aligned}\omega &= 2 \cdot \pi \cdot n & (2.7) \\ &= 2 \cdot 3,141593 \cdot (73,3333 \text{ с}^{-1}) \\ &= \mathbf{460,767 \text{ рад/с}}\end{aligned}$$

Характерна швидкість для оцінки теплообміну та механічних втрат.

$$\begin{aligned}c_m &= 2 \cdot S \cdot n & (2.8) \\ &= 2 \cdot (0,0785 \text{ м}) \cdot (73,3333 \text{ с}^{-1}) \\ &= \mathbf{11,5133 \text{ м/с}}\end{aligned}$$

3. Робоче тіло і паливо

Для першого варіанта використано ефективний газ із сталою $R = 287 \text{ Дж/(кг·К)}$ та змінною теплоємністю. Це модельне наближення, а не табличний склад продуктів згоряння. Пряме перенесення теплоємності повітря або дизельного зразка як властивостей реальних продуктів згоряння не виконується.

α — Коефіцієнт надлишку повітря: **1** . Вибір проєкту

I_0 — Стехіометричне відношення повітря до палива за масою: **14,956** . Літературний приклад [3]

H_u — Нижча теплота згоряння модельного бензину: **$4,400 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}$** . Літературний приклад [3]

η_c — Частка хімічної енергії, що переходить у теплоту: **0,98** . Прийняте припущення

Літературна база палива: масові частки $C = 0,855$; $H = 0,145$; $O = 0$; $I_0 = [(8/3)C + 8H - O]/0,23 \approx 14,956 \text{ кг повітря/кг палива}$; $H_u = 44 \text{ МДж/кг}$ [3]. Це умовний бензин без оксигенатів. Склад і теплота згоряння фактичного E5/E10 потребують окремого введення; вміст етанолу не підмінюється назвою Euro 6.

Прийнята ефективна залежність: $c_v(T) = 675 + 0,25T$, Дж/(кг·К); $u(T) = 675T + 0,125T^2$, Дж/кг; $h(T) = u(T) + RT$; $k(T) = 1 + R/c_v(T)$. (3.1) Коефіцієнти — явне припущення першого рівня. У моделі немає дисоціації, зміни молярної маси при реакції або хімічної рівноваги.

Маса палива вже входить до маси свіжої однорідної суміші. При згорянні до газу додається енергія, але не друга копія маси палива. Частка η_c задає неповноту енергетичного перетворення; зміна α не створює автоматичної моделі концентрацій шкідливих компонентів.

Перша версія не підтримує багату суміш ($\alpha < 1$): без моделі CO/H₂ та хімічної неповноти не можна приписувати кисневодефіцитному паливу майже повне тепловиділення. Допустимий інтервал α в інтерфейсі обмежено 1,0–1,1.

4. Газообмін і наповнення

Кут $\theta = 0^\circ$ відповідає ВМТ газообміну; 180° — НМТ впуску; 360° — ВМТ згоряння; 540° — НМТ розширення; 720° — наступна ВМТ газообміну. Початок впуску 0° , закриття впуску 720° . У базовому варіанті перекриття відсутнє.

Клапанний підйом задано як $h_v(\theta) = h_{\max} \cdot \sin^2[\pi(\theta - \theta_{\text{open}})/(\theta_{\text{close}} - \theta_{\text{open}})]$ усередині відкритого інтервалу, нуль поза ним. $A_v = 2 \cdot \min(\pi d_{vh_v}, \pi d_v^2/4)$. (4.1) Прийнято два однойменні клапани на циліндр. Цей закон не є вимірною кінематикою Valvematic; зміна підйому допускається вручну.

Для кожного клапана визначається напрям потоку за різницею тисків. За $p_d/p_u \leq [2/(k+1)]^{k/(k-1)}$ потік критичний. Вище критичного відношення використано ізоентропійну формулу витрати; нижче — її значення при $M = 1$ [5].

$\dot{m} = C_d A_v p_u / \sqrt{(RT_u)} \cdot \Psi$; $\Psi = \sqrt{\{2k/(k-1) \cdot [(p_d/p_u)^{2/k} - (p_d/p_u)^{(k+1)/k}]\}}$ у докритичному режимі; $\Psi = \sqrt{k \cdot [2/(k+1)]^{(k+1)/[2(k-1)]}}$ у критичному. (4.2) p_u і T_u беруться на стороні, звідки надходить газ; зворотний потік не обрізається.

$\dot{m}_{\text{fresh}} = \dot{m}_{\text{in,fresh}} - Y_{\text{fresh}} \cdot \dot{m}_{\text{out}}$; $Y_{\text{fresh}} = m_{\text{fresh}}/m$. (4.3) На початку повторного циклу залишкова маса має нульовий маркер свіжості. При закритті впуску маса свіжої суміші фіксується для визначення циклового палива. Це маркер походження маси, а не хімічний компонент.

m_a — Маса газу при закритті впуску: **4,193·10⁻⁴ кг**. Чисельний знімок

x_r — Масова частка залишкової складової при закритті впуску: **0,0437497**. Чисельний знімок

Відділення свіжого заряду від залишкового газу.

$$\begin{aligned} m_{\text{fresh}} &= m_a \cdot (1 - x_r) \\ &= (4,193 \cdot 10^{-4} \text{ кг}) \cdot (1 - (0,0437497)) \\ &= \mathbf{4,009 \cdot 10^{-4} \text{ кг}} \end{aligned} \quad (4.4)$$

З урахуванням палива у масі свіжої суміші.

$$\begin{aligned} m_f &= m_{\text{fresh}} / (1 + \alpha \cdot l_0) \\ &= (4,009 \cdot 10^{-4} \text{ кг}) / (1 + (1) \cdot (14,956)) \\ &= \mathbf{2,513 \cdot 10^{-5} \text{ кг}} \end{aligned} \quad (4.5)$$

T_a — Температура при закритті впуску: **365,071 К**. Чисельний знімок

p_a — Тиск при закритті впуску: **108 294 Па**. Чисельний знімок

Величина при закритті впуску	Значення
p_a , МПа	0,1083
T_a , К	365,1
m_a , мг	419,3
m_f , мг/цикл	25,13
Залишкова масова частка, %	4,375

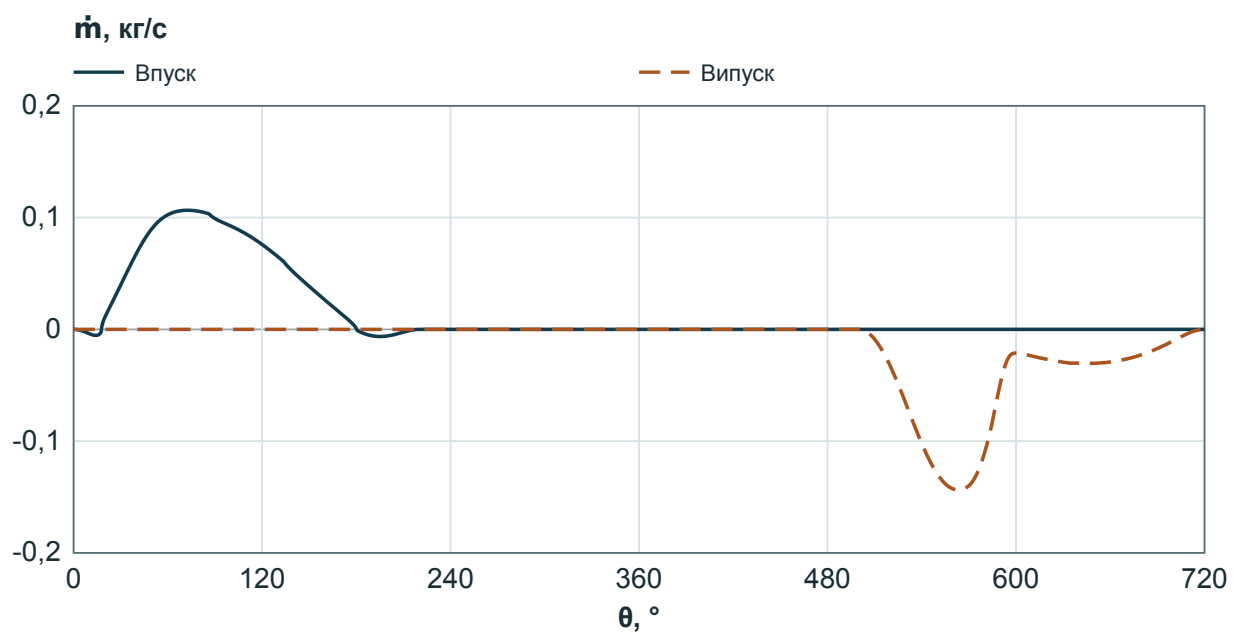


Рисунок 4.1 — Витрата через клапани; знак «+» у циліндр

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

5. Стискання та баланс енергії

Маса й енергія інтегруються від початку впуску до кінця випуску. Після закриття впуску й до відкриття випуску циліндр є закритою системою щодо маси. Витікання через кільця у першому варіанті не враховано.

$dm/d\theta = (\Sigma \dot{m}_{in} - \Sigma \dot{m}_{out}) / (6n_{rpm})$. (5.1) Тут кут вимірюється у градусах; n_{rpm} — чисельне значення частоти в $хв^{-1}$. Якщо застосовано радіани, дільник дорівнює ω ; ці два масштаби не змішуються.

$dU/d\theta = dQ_c/d\theta - dQ_w/d\theta - p \cdot dV/d\theta + [\Sigma \dot{m}_{in} h_{in} - \Sigma \dot{m}_{out} h] / (6n_{rpm})$. (5.2) $U = m u(T)$; $p = mRT/V$. Теплота Q_w додатна від газу до стінки. Від'ємний потік теплоти на холодному впуску дозволений.

На ділянці стискання $Q_c = 0$. Політропний показник не призначається так, щоб примусово отримати бажаний p_c ; тиск впливає з енергетичного рівняння, кінематики та теплообміну. Стан перед початком згоряння наведено нижче; він не тотожний стану у BMT після частини тепловиділення.

p_c — Тиск безпосередньо перед початком тепловиділення: **1,443·10⁶ Па**. Чисельний знімок

T_c — Температура безпосередньо перед початком тепловиділення: **715,845 К**. Чисельний знімок

Використано явний метод Рунге–Кутти четвертого порядку. Сітка містить моменти закриття впуску, початку/закінчення згоряння й відкриття випуску незалежно від основного кроку. Періодичний стан шукається повторенням циклів; критерій контролює масу й енергію на початку та в кінці 720°. Перевірка кроків 1° / 0,5° / 0,25° наведена у протоколі, а не замінена декларацією точності.

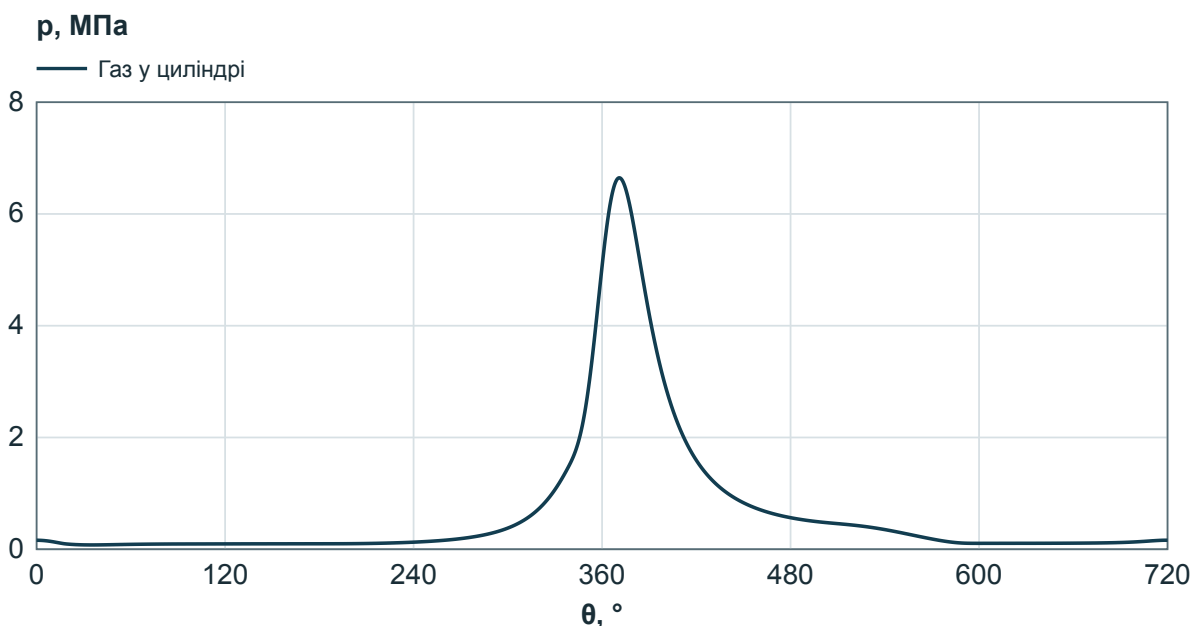


Рисунок 5.1 — Тиск за кутом повороту вала

Модельний режим: $n = 4\,400\,хв^{-1}$; $\alpha = 1$; $r_{vp} = 98\,кПа$; $\theta_o = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

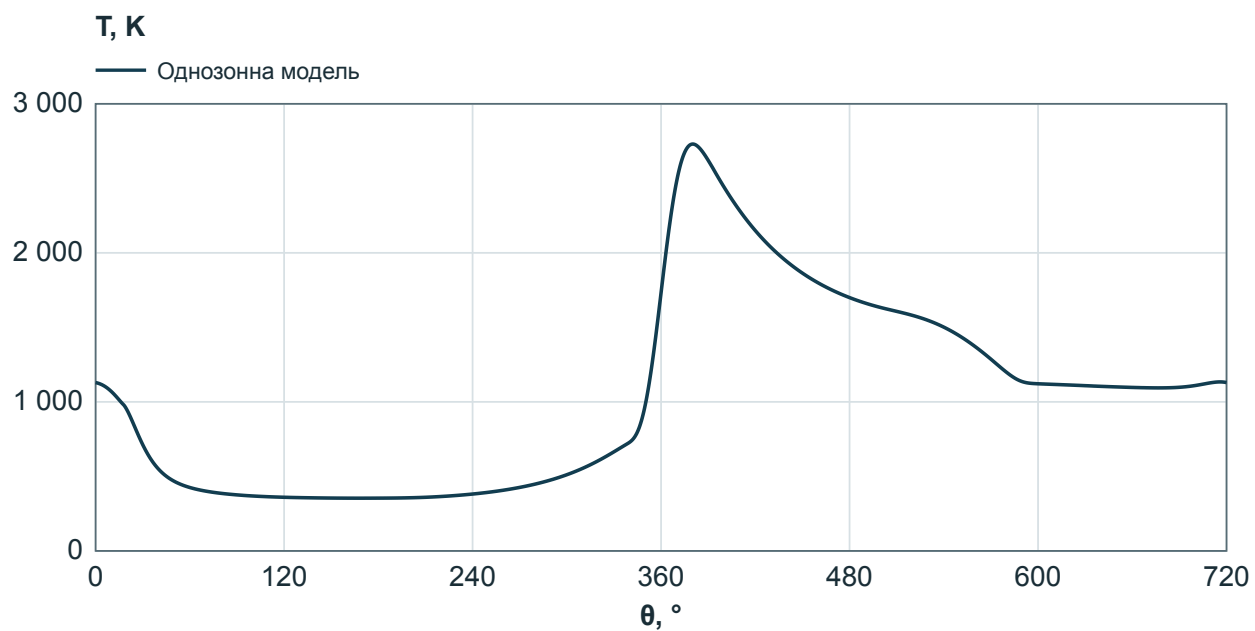


Рисунок 5.2 — Середня температура робочого тіла

Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{вп} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

6. Згоряння і теплообмін

Тепловиділення є заданою скінченною за тривалістю функцією. У моделі розділено початок тепловиділення, його тривалість і форму. Кут іскри не прирівнюється автоматично до початку згоряння; модель окремої затримки займання відсутня.

$y = (\theta - \theta_0) / \Delta\theta$; $x_b = [1 - \exp(-a \cdot y^{m+1})] / [1 - \exp(-a)]$ при $0 < y < 1$. (6.1) До початку згоряння $x_b = 0$, після кінця $x_b = 1$. Функція Вібе походить з літературної моделі [4, 6]; нормування знаменником у цьому проєкті — явна адаптація, щоб η_c не враховувалася двічі.

$dQ_c/d\theta = \eta_c m_f H_u dx_b/d\theta$. (6.2) Коефіцієнти форми, тривалість і початок задано як припущення. Вони не отримані з індикаторної діаграми Toyota та не доводять оптимальність запалювання.

Повна енергія до врахування неповноти згоряння.

$$\begin{aligned} Q_f &= m_f \cdot H_u \\ &= (2,513 \cdot 10^{-5} \text{ кг}) \cdot (4,400 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг}) \\ &= \mathbf{1\ 105,6 \text{ Дж}} \end{aligned} \tag{6.3}$$

Інтеграл тепловиділення має збігатися з цією величиною в межах похибки квадратури.

$$\begin{aligned} Q_c &= \eta_c \cdot Q_f \\ &= (0,98) \cdot (1\ 105,6 \text{ Дж}) \\ &= \mathbf{1\ 083,48 \text{ Дж}} \end{aligned} \tag{6.4}$$

$h_w = 130 \cdot p_{\text{bar}}^{0,8} \cdot T_K^{(-0,4)} \cdot V_m^{3^{(-0,06)}} \cdot (c_m + 1,4)^{0,8}$; $dQ_w/d\theta = h_w A_w (T - T_w) / (6n_{\text{rpm}})$. (6.5) Застосовано кореляцію Гогенберга в одиницях рівняння (49) [6]. $A_w = 2A_p + \pi D x$ — площа двох плоских торців і відкритої стінки. Поверхні клапанів, заглиблення поршня та різні температури стінок окремо не описуються.

p_{max} — Максимальний розрахунковий тиск: **$6,647 \cdot 10^6 \text{ Па}$** . Чисельний знімок

T_{max} — Максимальна середня температура газу: **$2\ 730,03 \text{ К}$** . Чисельний знімок

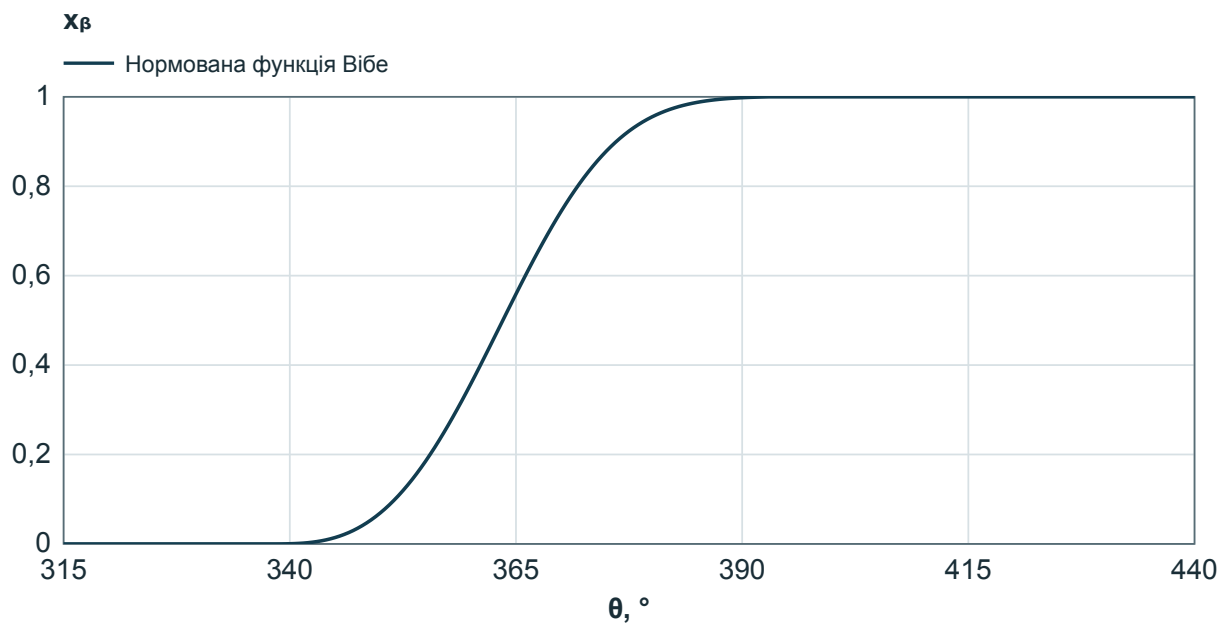


Рисунок 6.1 — Частка згорілої модельної суміші

Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

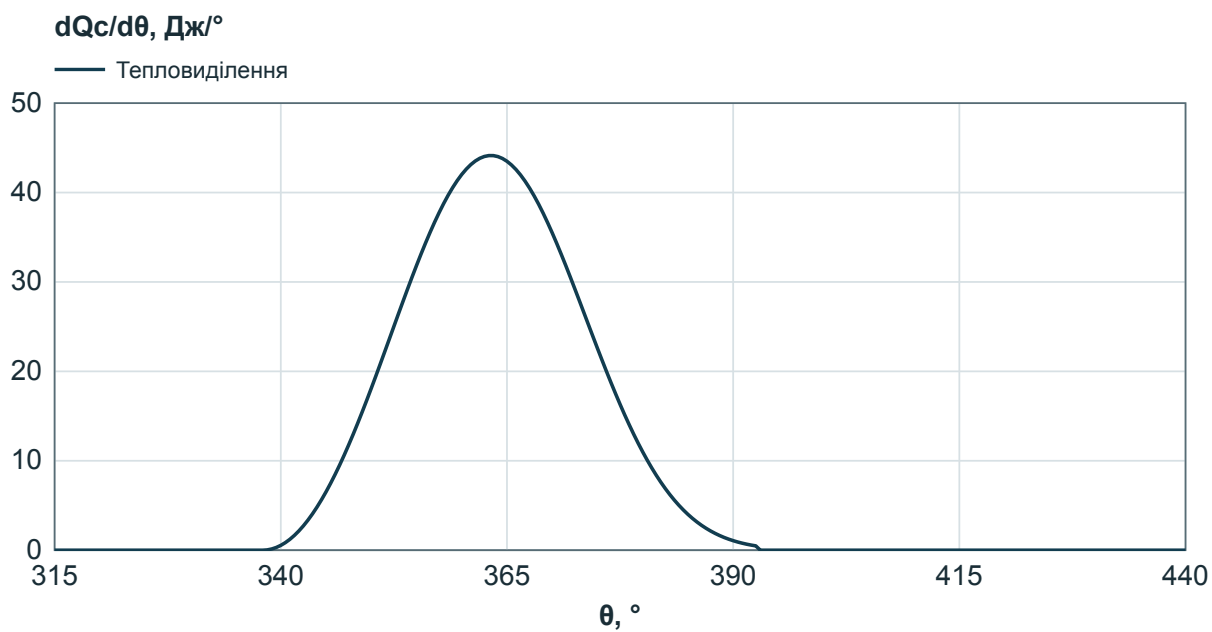


Рисунок 6.2 — Швидкість тепловиділення

Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

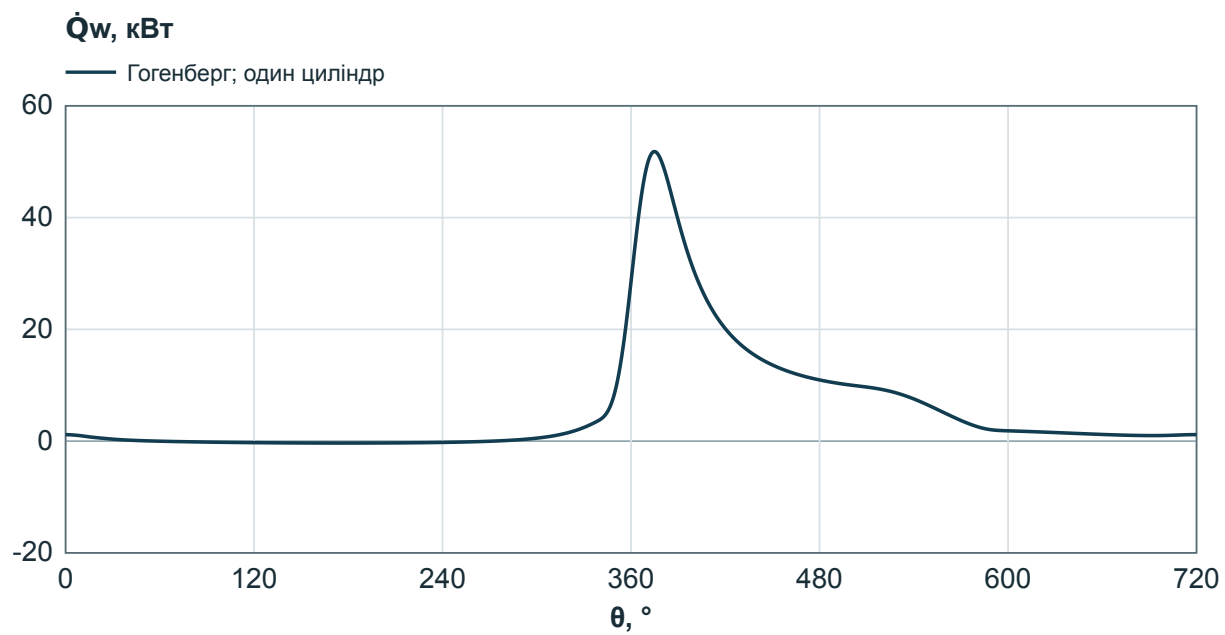


Рисунок 6.3 — Тепловий потік у стінки

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

7. Розширення, випуск та індикаторна діаграма

Розширення продовжує той самий баланс енергії. Після відкриття випуску виконується розрахунок вільного випуску і подальшого витіснення газів, а не вертикальне скидання тиску у штучній точці.

p_b — Тиск у момент відкриття випуску: **484 335 Па**. Чисельний знімок

T_b — Температура у момент відкриття випуску: **1 632,75 К**. Чисельний знімок

W_i — Інтеграл роботи одного циліндра за 720° : **458,067 Дж**. Чисельний знімок

W_p — Робота поршневих тактів газообміну $0-180^\circ$ та $540-720^\circ$: **-11,1126 Дж**. Чисельний знімок

$W_i = \oint p \, dV$. (7.1) До W_i вже включено газообмін. Додатково віднімати насосні втрати від цієї роботи не можна. W_p окремо показує роботу поршневих тактів газообміну; через пізнє закриття впуску й ранній випуск це не довільний інший поділ на gross/net IMEP.

Індикаторна діаграма $p(V)$ та розгорнуті $p(\theta)$, $T(\theta)$ будуються з тих самих масивів, що використовуються для інтегрування. Низьконапірна петля показана окремим масштабом. Максимуми p і T можуть відповідати різним кутам.

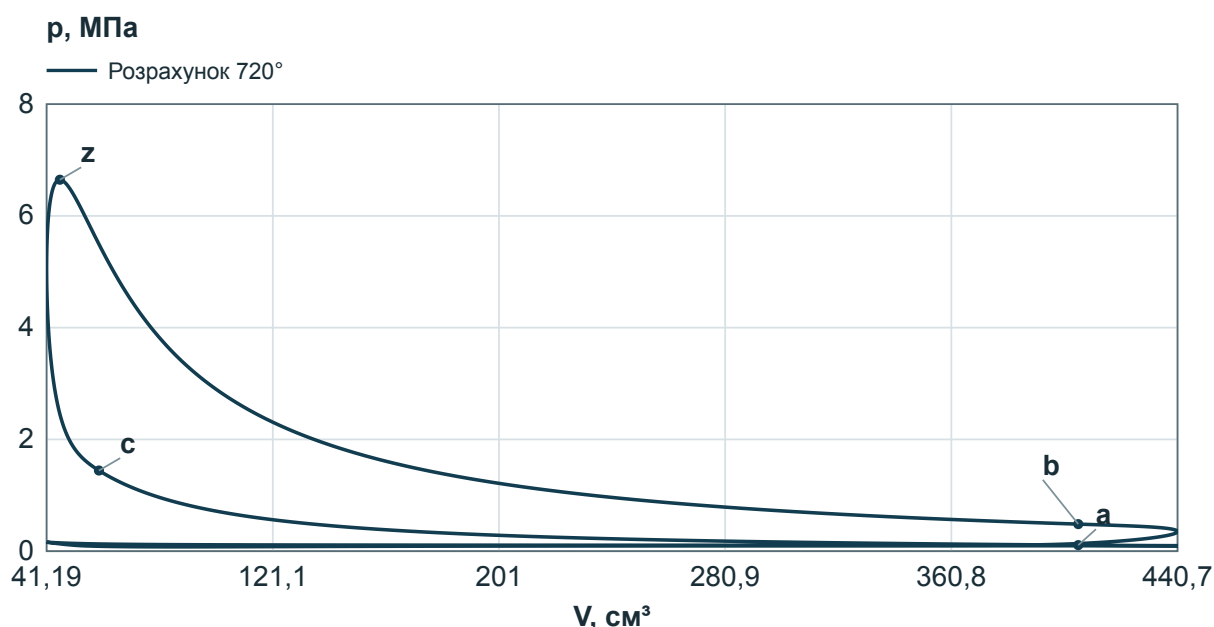


Рисунок 7.1 — Індикаторна діаграма повного циклу

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{вп} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

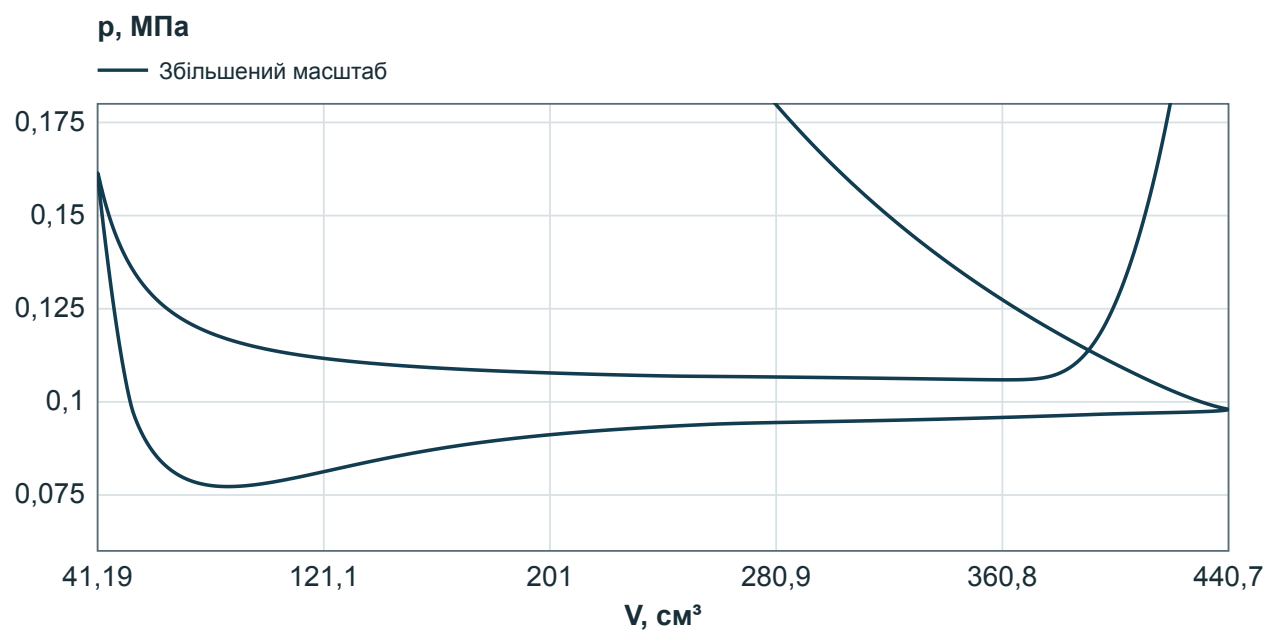


Рисунок 7.2 — Низьконапірна ділянка p–V

Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{vp} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

8. Індикаторні й ефективні показники

Розрізняємо індикаторну роботу за повний цикл, механічні втрати й корисну потужність на валу. Потужності насосів охолодження та мащення окремо вдруге не віднімаються: їх детальна карта у першому варіанті не відома.

Інтегральний показник отриманої індикаторної діаграми.

$$\begin{aligned} p_i &= W_i / V_h \\ &= (458,067 \text{ Дж}) / (3,995 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3) \\ &= \mathbf{1,147 \cdot 10^6 \text{ Па}} \end{aligned} \quad (8.1)$$

Для чотиритактного двигуна один цикл припадає на два оберти.

$$\begin{aligned} P_i &= W_i \cdot z \cdot n / 2 \\ &= (458,067 \text{ Дж}) \cdot (4) \cdot (73,3333 \text{ с}^{-1}) / 2 \\ &= \mathbf{67\,183,1 \text{ Вт}} \end{aligned} \quad (8.2)$$

A_m — Постійна складова механічних втрат A : **40 000 Па**. Прийняте припущення

B_m — Коефіцієнт механічних втрат при p_{max} : **0,005**. Прийняте припущення

C_m — Коефіцієнт механічних втрат при середній швидкості поршня: **4 000 Па·с/м**. Прийняте припущення

D_m — Коефіцієнт квадратичного члена механічних втрат: **100 Па·с²/м²**. Прийняте припущення

Прийнята модель втрат; усі чотири коефіцієнти є припущеннями, не результатом стендового тесту.

$$\begin{aligned} p_m &= A_m + B_m \cdot p_{\text{max}} + C_m \cdot c_m + D_m \cdot c_m^2 \\ &= (40\,000 \text{ Па}) + (0,005) \cdot (6,647 \cdot 10^6 \text{ Па}) + (4\,000 \text{ Па·с/м}) \cdot (11,5133 \text{ м/с}) + (100 \text{ Па·с}^2/\text{м}^2) \cdot (11,5133 \text{ м/с})^2 \\ &= \mathbf{132\,544 \text{ Па}} \end{aligned} \quad (8.3)$$

p_m тут не містить повторно насосної роботи газообміну.

Використовується та сама частота робочих циклів.

$$\begin{aligned} P_m &= p_m \cdot V_h \cdot z \cdot n / 2 \\ &= (132\,544 \text{ Па}) \cdot (3,995 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3) \cdot (4) \cdot (73,3333 \text{ с}^{-1}) / 2 \\ &= \mathbf{7\,766,83 \text{ Вт}} \end{aligned} \quad (8.4)$$

Корисна потужність після прийнятих механічних втрат.

$$\begin{aligned} P_e &= P_i - P_m \\ &= (67\,183,1 \text{ Вт}) - (7\,766,83 \text{ Вт}) \\ &= \mathbf{59\,416,3 \text{ Вт}} \end{aligned} \quad (8.5)$$

Незалежна перевірка зв'язку потужності й моменту.

$$\begin{aligned} M_e &= P_e / \omega \\ &= (59\,416,3 \text{ Вт}) / (460,767 \text{ рад/с}) \\ &= \mathbf{128,951 \text{ Н·м}} \end{aligned} \quad (8.6)$$

Циклова витрата перетворюється у витрату за секунду.

$$G_f = m_f \cdot z \cdot n / 2 \quad (8.7)$$

$$= (2,513 \cdot 10^{-5} \text{ кг}) \cdot (4) \cdot (73,3333 \text{ с}^{-1}) / 2$$

$$= \mathbf{0,00368532 \text{ кг/с}}$$

Початкова величина теплового балансу.

$$P_f = G_f \cdot H_u \quad (8.8)$$

$$= (0,00368532 \text{ кг/с}) \cdot (4,400 \cdot 10^7 \text{ Дж/кг})$$

$$= \mathbf{162 \ 154 \text{ Вт}}$$

Не є вимірним ККД серійного двигуна.

$$\eta_e = P_e / P_f \quad (8.9)$$

$$= (59 \ 416,3 \text{ Вт}) / (162 \ 154 \text{ Вт})$$

$$= \mathbf{0,366419}$$

Для подання у г/(кВт·год) результат множиться на $3,6 \cdot 10^9$.

$$g_e = G_f / P_e \quad (8.10)$$

$$= (0,00368532 \text{ кг/с}) / (59 \ 416,3 \text{ Вт})$$

$$= \mathbf{6,203 \cdot 10^{-8} \text{ кг/Дж}}$$

Енергетичний баланс: $P_f = P_e + P_m + \dot{Q}_w + (\dot{H}_{out} - \dot{H}_{in}) + P_{неповн} + dU/dt$. (8.11) Нев'язка обчислюється з усіх незалежно інтегрованих складових. Залишок не називається «неврахованими втратами» для примусового зведення суми до 100 %. Величина $\dot{Q}_w$ — теплота через стінки циліндра, не повна теплова потужність радіатора.

Таблиця 8.1 — Потужності теплового балансу

Складова	кВт	% від P_f
Ефективна робота	59,4163	36,642
Механічні втрати	7,76683	4,7898
Тепло у стінки циліндрів	23,9331	14,759
Нетто-ентальпія газових потоків	67,7898	41,806
Хімічна неповнота	3,24808	2,0031
Зміна енергії за цикл × цикли/с	$-2,390 \cdot 10^{-6}$	$-1,474 \cdot 10^{-6}$

Нев'язка: $8,731 \cdot 10^{-11}$ Вт. Питома витрата: **223,29 г/(кВт·год)**; $\eta_i = 0,41432$, $\eta_e = 0,36642$, $\eta_m = 0,88439$.

9. Зовнішня швидкісна характеристика

Наведено результати незалежного розрахунку періодичного циклу на сітці 1500–6400 хв⁻¹. Тиск впускного резервуара, фази, підйоми клапанів і прийняте тепловиділення при цьому сталі. Це модельна швидкісна характеристика за заданого максимального наповнення, а не відтворена заводська карта ECU.

Зовнішня характеристика зв'язує потужність, момент і питому витрату з частотою обертання [7]. Із двох паспортних точок [1] не можна відновити достовірну повну криву BSFC. Тому заводські дані нанесено лише окремими маркерами там, де відома відповідна величина. Немає екстраполяції паспортного моменту 160 Н·м на інші частоти.

$P_e(n)$, $M_e(n)$, $g_e(n)$, $G_f(n)$ обчислюються заново для кожного режиму. (9.1) Помітне відхилення від паспорта означає необхідність уточнити газообмін, робоче тіло, фазування згоряння та механічні втрати. Одночасне довільне підганяння всіх коефіцієнтів не забезпечує ідентифікованості моделі.

Таблиця 9.1 — Режими розрахункової характеристики

п, хв ⁻¹	Р _е , кВт	М _е , Н·м	g _е , г/(кВт·год)	G _f , кг/год
1 500	21,18	134,8	217,9	4,615
2 000	28,36	135,4	216,9	6,153
2 500	35,34	135	217,2	7,674
3 000	42,07	133,9	218,1	9,177
3 500	48,53	132,4	219,6	10,66
4 000	54,7	130,6	221,5	12,12
4 400	59,42	129	223,3	13,27
5 000	66,09	126,2	226,4	14,96
5 500	71,28	123,8	229,3	16,35
6 000	76,1	121,1	232,6	17,7
6 400	79,69	118,9	235,5	18,77

Таблиця 9.2 — Порівняння з двома паспортними точками [1]

Величина	Паспорт	Модель	Відхилення, %
М _е при 4400 хв ⁻¹ , Н·м	160	129	-19,41
Р _е при 6400 хв ⁻¹ , кВт	97	79,69	-17,85

Це порівняння різних за повнотою описів, а не критерій підтвердження моделі. За зміни геометрії зіставляється вже інша конструкція.

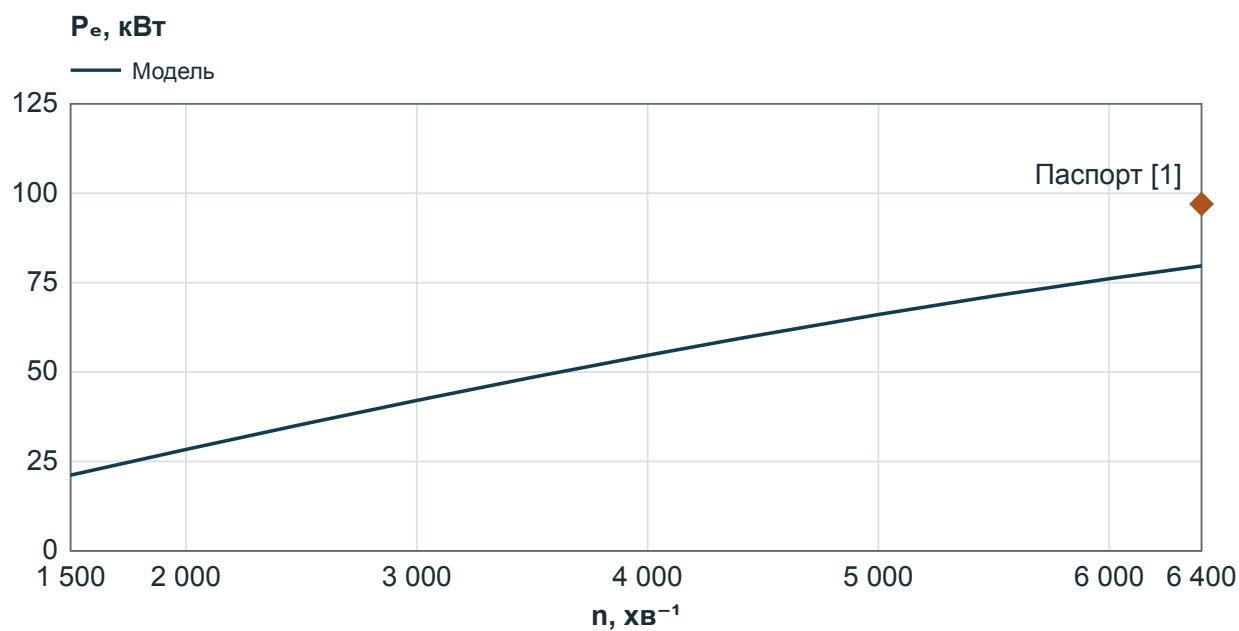


Рисунок 9.1 — Модельна потужність і паспортна точка
Розрахункова серія 1500–6400 хв⁻¹; не заводська карта.

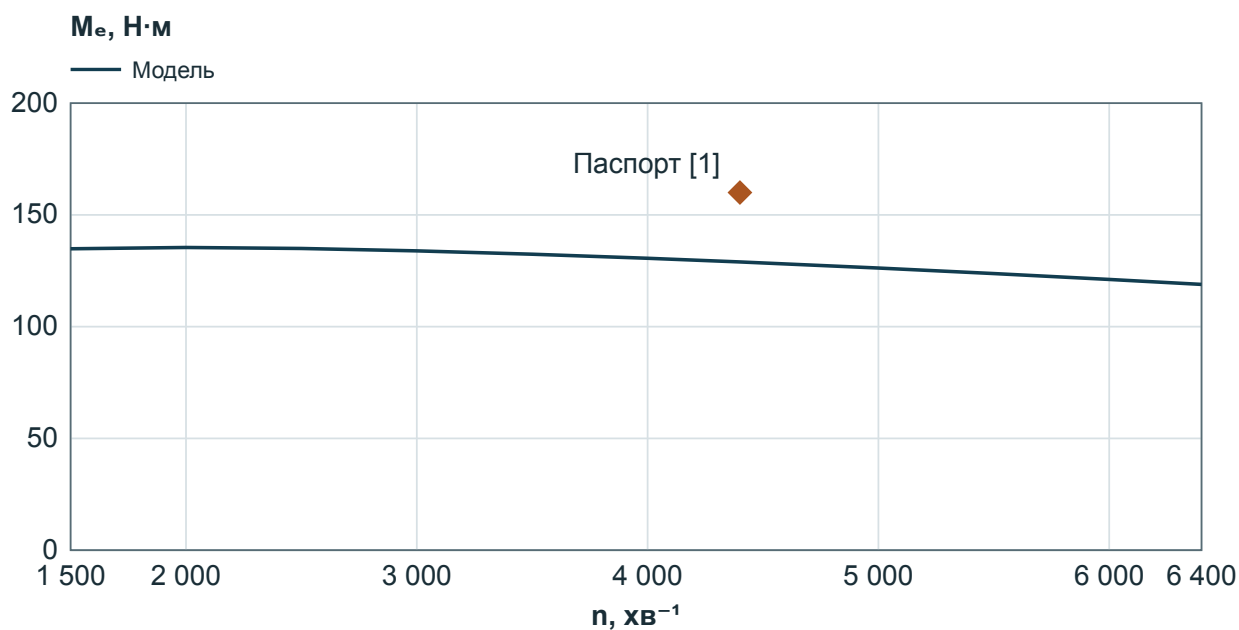


Рисунок 9.2 — Модельний момент і паспортна точка
Розрахункова серія 1500–6400 хв⁻¹; не заводська карта.

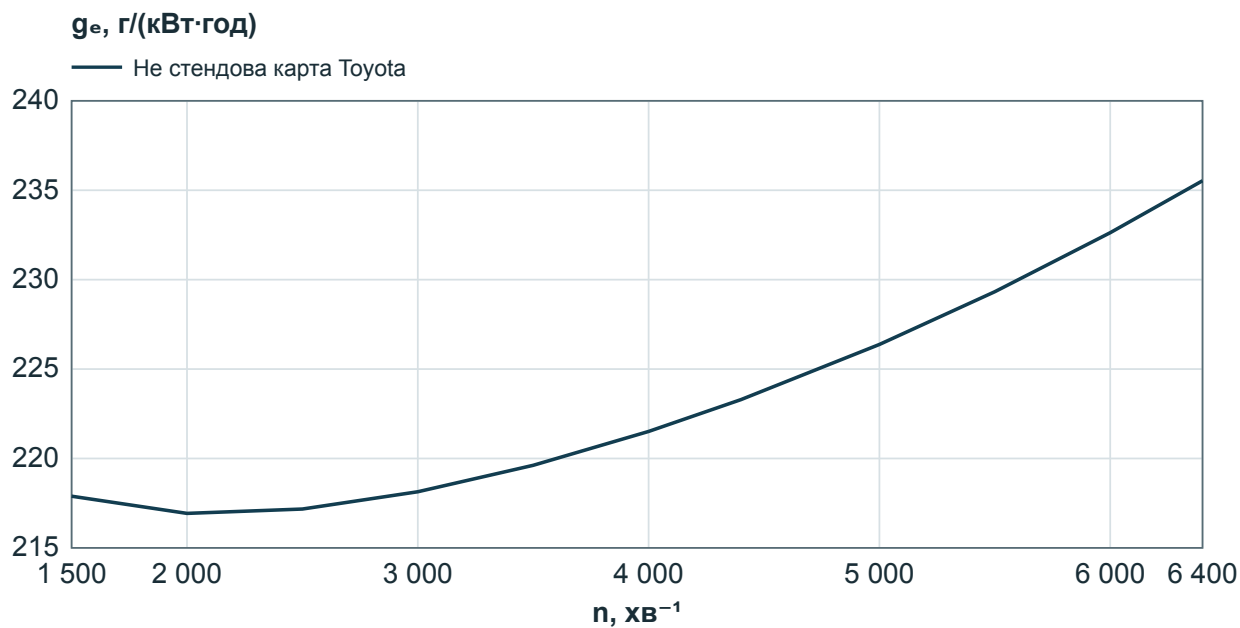


Рисунок 9.3 — Розрахункова питома витрата палива

Розрахункова серія 1500–6400 xh^{-1} ; не заводська карта.

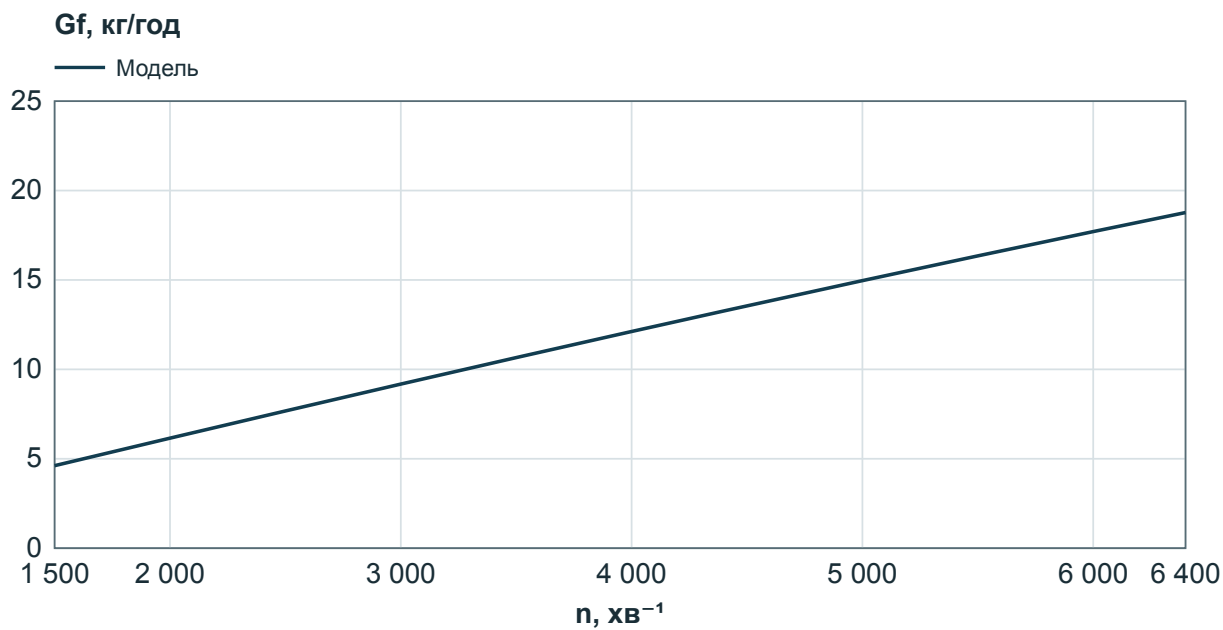


Рисунок 9.4 — Розрахункова годинна витрата палива

Розрахункова серія 1500–6400 xh^{-1} ; не заводська карта.

10. Кінематика кривошипно-шатунного механізму

Використано точну геометрію центрованого КШМ при сталій кутовій швидкості. Зміщення осі пальця, дезаксаж, пружна деформація й крутильні коливання не враховані. Довжина шатуна є припущенням.

$x(\theta) = r(1 - \cos \theta) + L - \sqrt{(L^2 - r^2 \sin^2 \theta)}$. (10.1) x відлічується від ВМТ до НМТ. $V(\theta) = V_c + A_p x(\theta)$; $\sin \beta = (r/L) \sin \theta$. У похідних нижче θ вимірюється в радіанах.

$dx/d\theta = r \sin \theta + r^2 \sin \theta \cos \theta / \sqrt{(L^2 - r^2 \sin^2 \theta)}$; $v_p = \omega \cdot dx/d\theta$. (10.2)

$d^2x/d\theta^2 = r \cos \theta + r^2 (\cos^2 \theta - \sin^2 \theta) / q + r^4 \sin^2 \theta \cos^2 \theta / q^3$, де $q = \sqrt{(L^2 - r^2 \sin^2 \theta)}$; $a_p = \omega^2 \cdot d^2x/d\theta^2$. (10.3)

Перевірено похідні незалежними центральними різницями. Кінематичні діаграми повторюються через 360° , газодинамічні — через 720° .

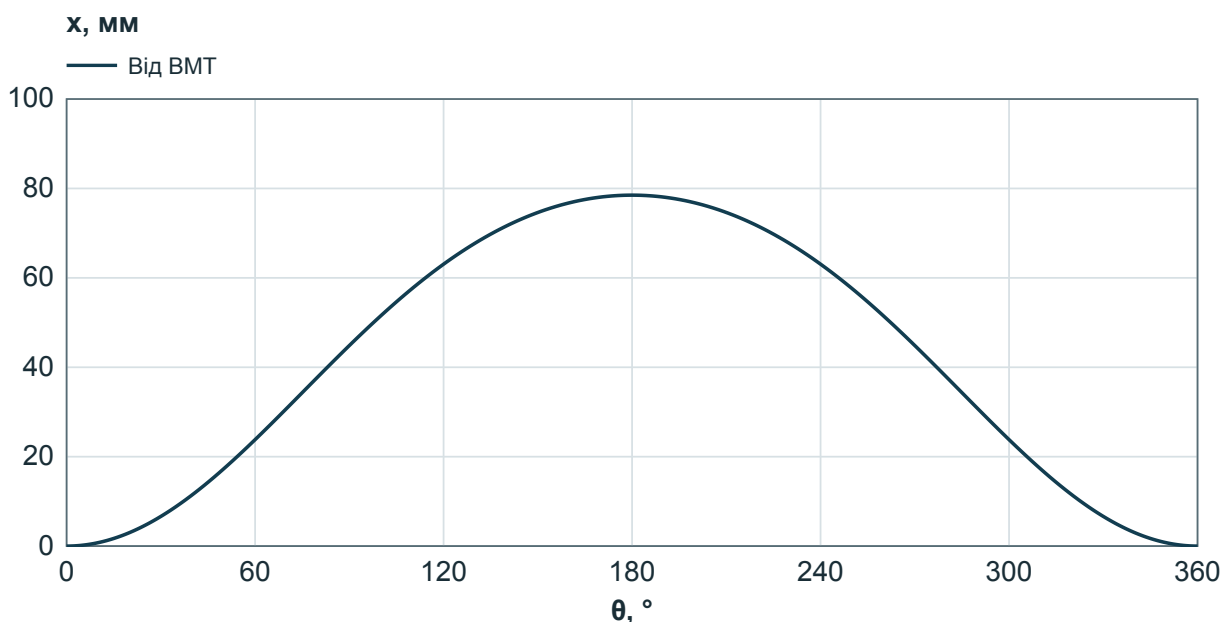


Рисунок 10.1 — Переміщення поршня

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $r_{вп} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

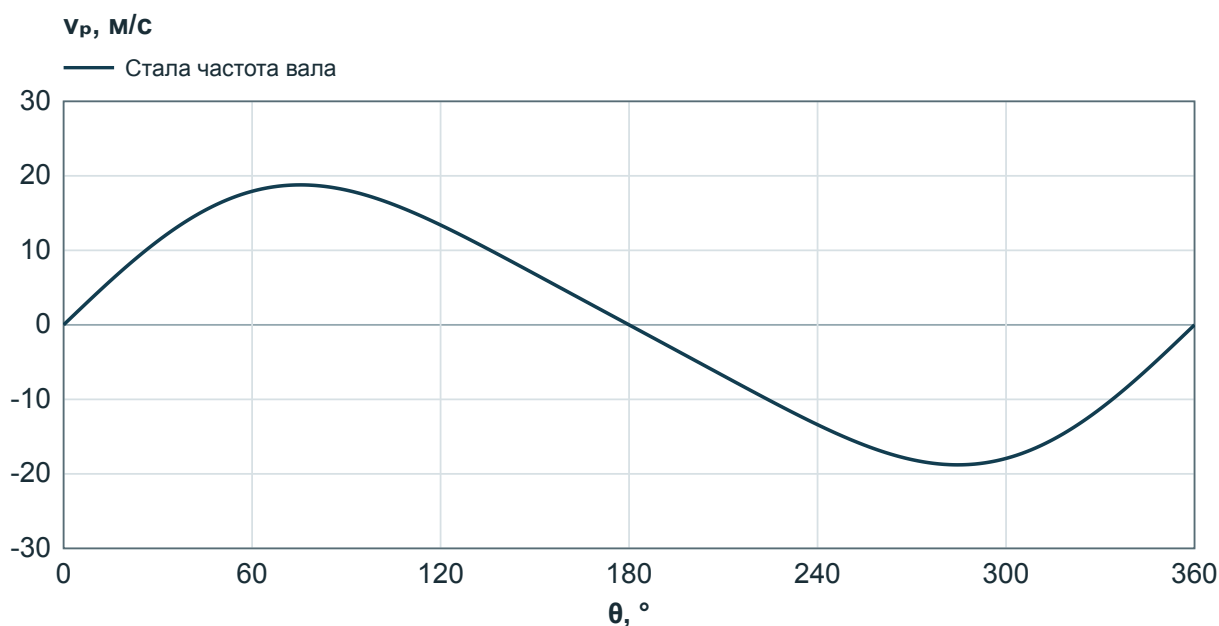


Рисунок 10.2 — Швидкість поршня

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $r_{вп} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

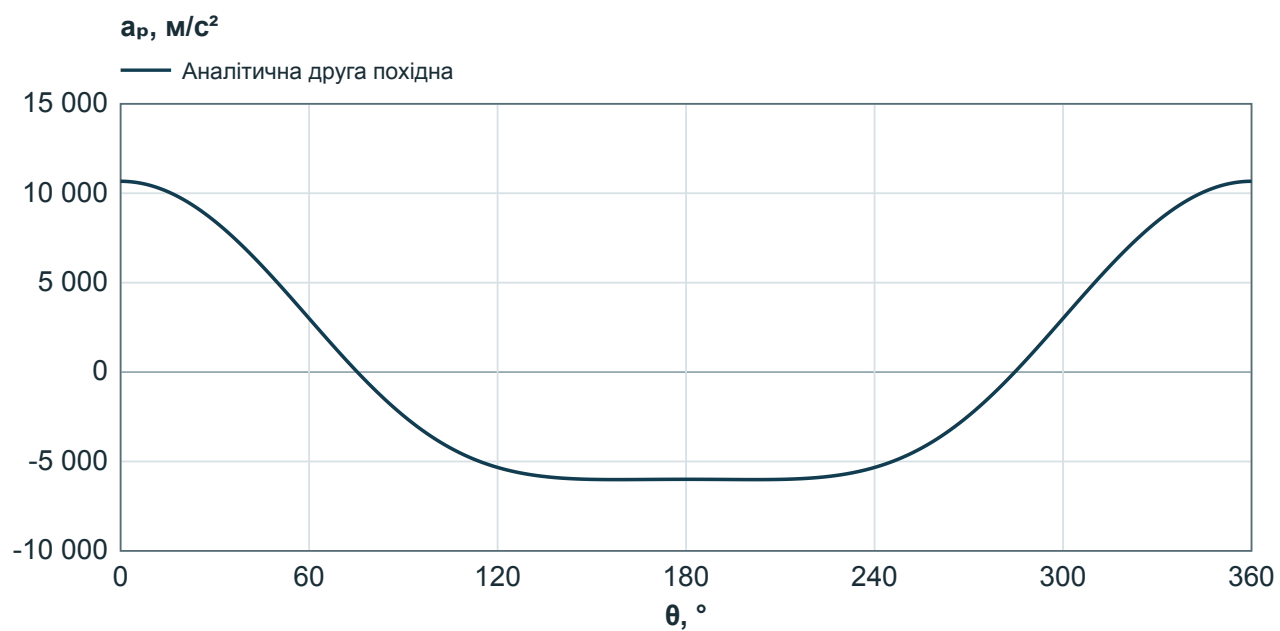


Рисунок 10.3 — Прискорення поршня

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $r_{вп} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

11. Динамічні навантаження і крутний момент

Сили визначаються з поточного $p(\theta)$, тієї ж геометрії та прийнятої приведеної маси. Конструктивне призначення деталей КШМ і типові напрями навантаження відповідають навчальному опису [8], але числові параметри старого дизельного прикладу не перенесено.

m_j — Приведена зворотно-поступальна маса одного циліндра: **0,48 кг**. Прийняте припущення

p_0 — Абсолютний тиск у картері: **100 000 Па**. Прийняте припущення

Газова сила діє на площу поршня; абсолютний тиск не застосовується без віднімання тиску під поршнем.

$$F_{g\max} = (p_{\max} - p_0) \cdot A_p \quad (11.1)$$

$$= ((6,647 \cdot 10^6 \text{ Па}) - (100\,000 \text{ Па})) \cdot (0,00508958 \text{ м}^2)$$

$$= \mathbf{33\,321,8 \text{ Н}}$$

$F_j(\theta) = -m_j a_p(\theta)$; $F_\Sigma = F_g + F_j$; $F_\psi = F_\Sigma / \cos\beta$; $N = F_\Sigma \tan\beta$. (11.2) Додатний напрям осьової сили збігається з напрямом переміщення поршня до НМТ. F_ψ — стискальна сила вздовж шатуна зі знаком; N — бічна реакція за прийнятою схемою.

$T = F_\Sigma \cdot \sin(\theta + \beta) / \cos\beta$; $K = F_\Sigma \cdot \cos(\theta + \beta) / \cos\beta$; $M_\psi = rT$. (11.3) T і K — тангенціальна та радіальна складові навантаження, переданого шатуном. Вони не включають відцентрової сили обертальної частини шатуна: даних її маси немає. Не слід називати K готовим навантаженням підшипника.

$M_\Sigma(\theta) = \Sigma M_\psi[\theta - j \cdot 720^\circ / z]$. (11.4) Для чотирьох циліндрів прийнято рівномірне чергування через 180° ; прив'язка номерів циліндрів 1–3–4–2 — робоче припущення. Момент одного циліндра включає інерційну складову. Середній M_Σ порівнюється з P_i/ω , а не з M_e ; різниця дорівнює середньому моменту механічних втрат.

Δ_E — Розмах надлишкової енергії за цикл: **92,5787 Дж**. Чисельний знімок

δ — Допустима відносна нерівномірність частоти: **0,02**. Вибір проекту

Оцінка за $\Delta_E/(\delta\omega^2)$ при малих коливаннях швидкості.

$$J_{\text{total}} = \Delta_E / (\delta \cdot \omega^2) \quad (11.5)$$

$$= (92,5787 \text{ Дж}) / ((0,02) \cdot (460,767 \text{ рад/с})^2)$$

$$= \mathbf{0,0218031 \text{ кг} \cdot \text{м}^2}$$

Це потрібна сумарна інерція, не інерція додаткового маховика: інерція вже наявних деталей невідома.

Розрахункове навантаження	Значення
Максимум $ F_\psi $, кН	28,39
Максимум $ N $, кН	2,454
Максимум $ F_j $, кН	5,121
Інтегральний середній M_Σ , Н·м	145,8
P_i/ω , Н·м	145,8
P_e/ω , Н·м	129

Розмах енергії, Дж

92,58

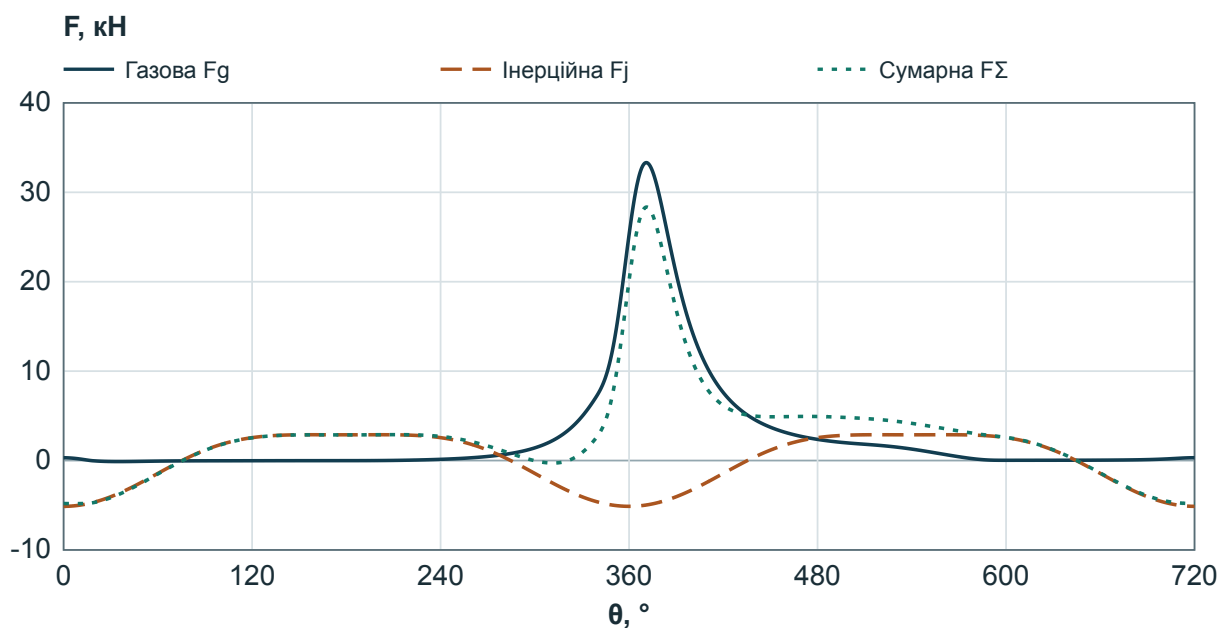


Рисунок 11.1 — Осьові сили одного циліндра

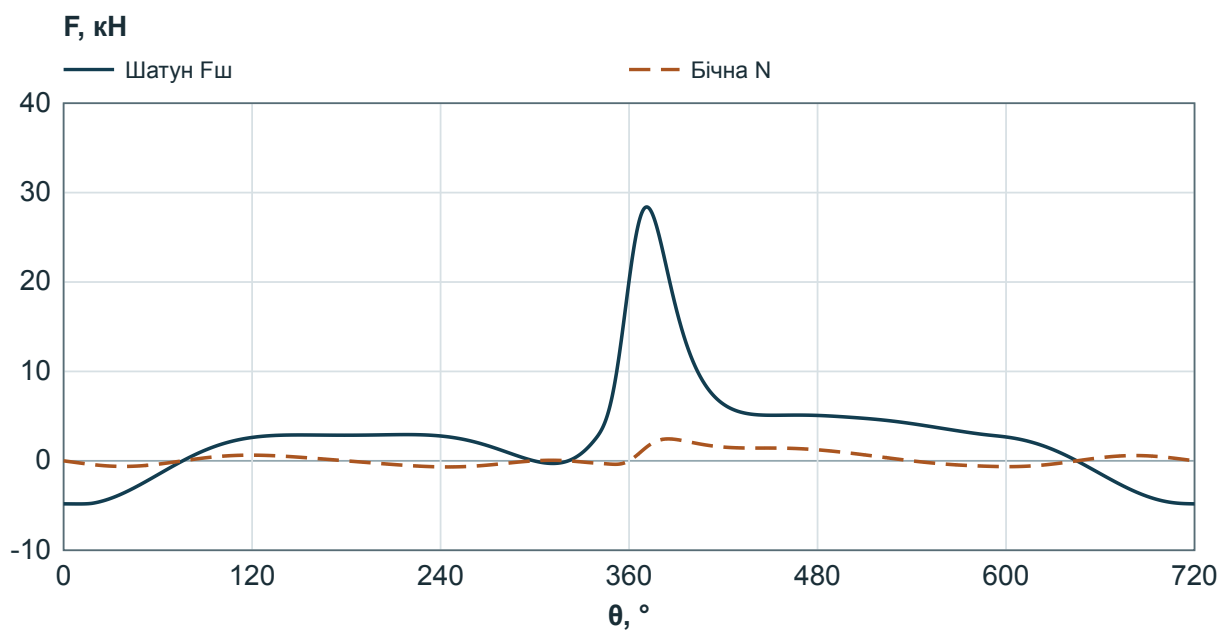
Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

Рисунок 11.2 — Шатунна сила і бічна реакція

Модельний режим: $n = 4\,400\text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98\text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

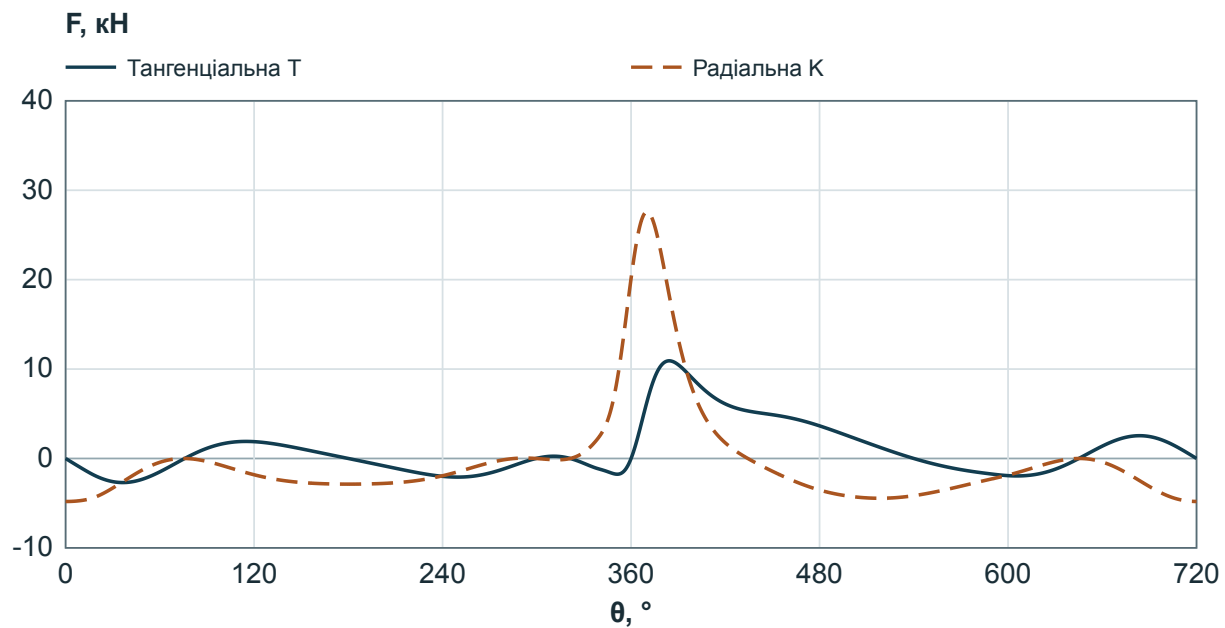


Рисунок 11.3 — Складові сили, переданої шатуном

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

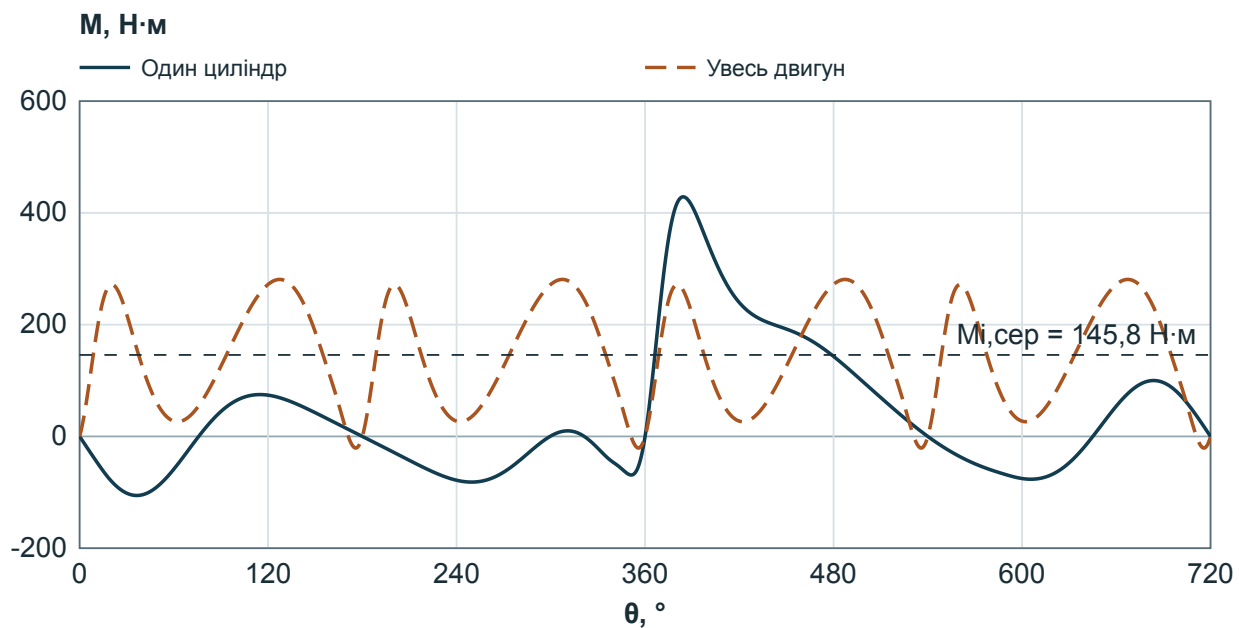


Рисунок 11.4 — Момент одного циліндра та всього двигуна

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{\text{вп}} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

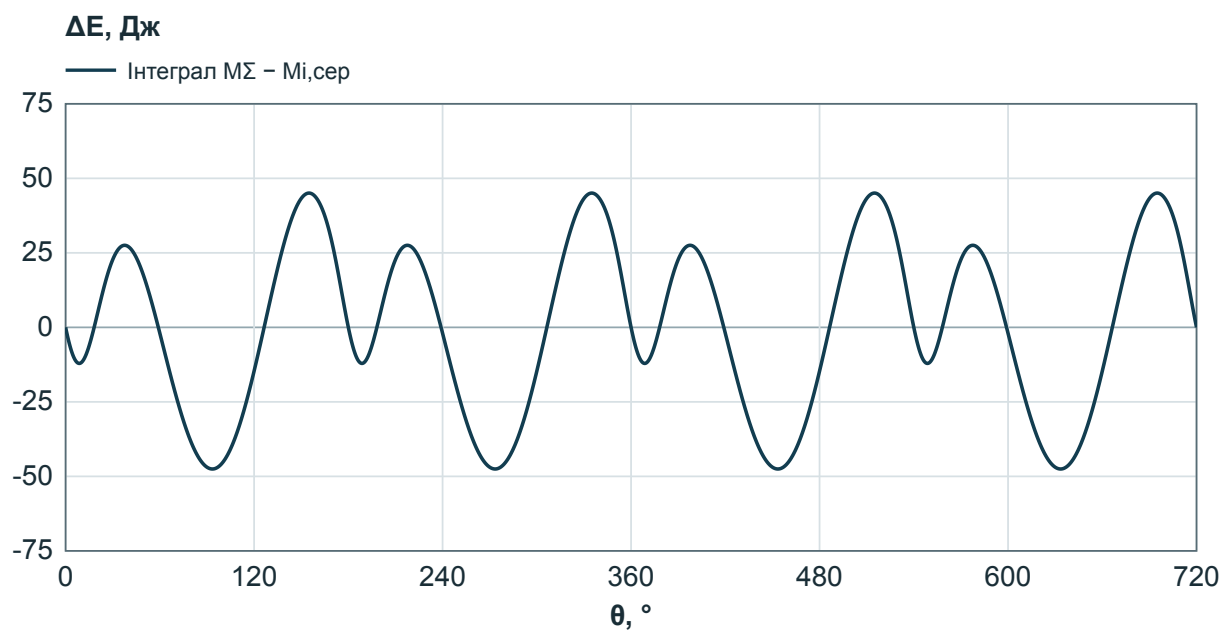


Рисунок 11.5 — Надлишкова енергія при сталій частоті

Модельний режим: $n = 4\,400 \text{ хв}^{-1}$; $\alpha = 1$; $p_{вп} = 98 \text{ кПа}$; $\theta_0 = 338^\circ$; $\Delta\theta = 55^\circ$. Фази й маси — припущення.

12. Попередні оцінки допоміжних систем

Ці оцінки показують порядок циркуляційних витрат за тепловою потужністю. Вони не є готовим підбором насоса, радіатора, каналів мащення або клапанного механізму. Гідравлічний опір, робочі карти, резерви на гарячий холостий хід і температурна неоднорідність потребують окремих вихідних даних.

$\dot{Q}_w$ — Теплота через стінки циліндрів за секунду: **23 933,1 Вт**. Чисельний знімок

χ — Частка механічних втрат у контур охолодження: **0,7**. Прийняте припущення

ρ_c — Прийнята густина охолоджувальної рідини: **1 050 кг/м³**. Прийняте припущення

c_c — Прийнята теплоємність охолоджувальної рідини: **3 600 Дж/(кг·К)**. Прийняте припущення

ΔT_c — Допустимий перепад температури рідини в оцінці витрати: **10 К**. Прийняте припущення

Явний розподіл частини механічних втрат у контур охолодження; тепло випускних каналів та інші джерела додатково не оцінені.

$$\begin{aligned}\dot{V}_c &= (\dot{Q}_w + \chi \cdot P_m) / (\rho_c \cdot c_c \cdot \Delta T_c) \\ &= ((23\,933,1 \text{ Вт}) + (0,7) \cdot (7\,766,83 \text{ Вт})) / ((1\,050 \text{ кг/м}^3) \cdot (3\,600 \text{ Дж/(кг·К)}) \cdot (10 \text{ К})) \\ &= 7,770 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}\end{aligned}\tag{12.1}$$

ρ_o — Прийнята густина оливи: **850 кг/м³**. Прийняте припущення

c_o — Прийнята теплоємність оливи: **2 100 Дж/(кг·К)**. Прийняте припущення

ΔT_o — Прийнятий перепад температури оливи: **15 К**. Прийняте припущення

Тільки тепла оцінка за прийнятою часткою втрат.

$$\begin{aligned}\dot{V}_o &= (1 - \chi) \cdot P_m / (\rho_o \cdot c_o \cdot \Delta T_o) \\ &= (1 - (0,7)) \cdot (7\,766,83 \text{ Вт}) / ((850 \text{ кг/м}^3) \cdot (2\,100 \text{ Дж/(кг·К)}) \cdot (15 \text{ К})) \\ &= 8,702 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}\end{aligned}\tag{12.2}$$

Повна подача масляного насоса також залежить від витоків, тиску, змащування підшипників та форсунок охолодження поршнів.

Міцність поршня, пальця, шатуна, шатунних болтів і колінчастого вала у цій версії не оголошується перевіреною. Для розрахунку необхідні розміри перерізів, матеріали, термообробка, граничні цикли, фактичні маси та допустимі напруження. Наявні максимальні сили є навантаженнями для наступного етапу, а не доказом безпечної конструкції.

Подання у практичних одиницях: оцінка циркуляції рідини 46,62 л/хв; оливи 5,221 л/хв. Це не номінальні подачі насосів Toyota.

13. Перевірки, відтворення та статус

Перевірка програмної реалізації та фізична валідація — різні речі. Чисельні баланси, збіжність і сталі інваріанти можуть проходити при неточній моделі реального двигуна.

Перевіряються: додатність маси й температури, замикання періодичного циклу, баланс маси й енергії, монотонність x_b , незалежна квадратура $\oint p \, dV$, інтеграл крутного моменту, похідні кінематики, розмірності скалярних формул, відсутність циклів залежностей і відповідність чинному engdoc-native-draft/0.1. Результати перевірок належать тільки цій версії проєкту.

Пояснення зберігаються невеликими JSON-фрагментами у manuscript/. Складання дає один чинний native-документ. Власні вузли графіків у native-схему не вигадуються. Масиви інтегратора і реєстр рисунків передаються модулю публікації, який формує HTML та PDF з одних даних.

Структурний валідатор запозичено без зміни з Text_work від 23.09.2026. Скалярні обчислення в ICE виконує окремий обмежений SI-адаптер; це не оригінальний mathjs-safe. Вхідні знімки інтегратора позначено як snapshot. Після зміни фізичних параметрів потрібен повний перерахунок в ICE: редактор Text_work сам не запускає 720° інтегратор. Повне встановлення та тести нової залежнісної збірки Text_work цим проєктом не підтверджуються.

A1 — векторний додаток рисунків у компонованні 3 × 2. A4 і A1 споживають один реєстр і ті самі масиви. Компоновання є прийнятим робочим варіантом: точний зразок з Doc2.gar не був прочитаний. Текстові та PDF джерела збережено окремо; непрочитані DJVU не позначаються перевіреними.

Перевірка поточного розрахунку	Отримано
Повторів до періодичного стану	4
Відносна періодична нев'язка	$7,762 \cdot 10^{-6}$
Нев'язка маси, кг	$-2,711 \cdot 10^{-19}$
Нев'язка енергії, Дж/цикл	$-7,532 \cdot 10^{-13}$
Відносна похибка незалежної квадратури роботи	$1,684 \cdot 10^{-5}$
Відносний незбіг роботи і моменту	$6,217 \cdot 10^{-10}$

Додаток А. Повний реєстр параметрів

Усі значення використаного стану. Граничні інтервали інтерфейсу — захист чисельного варіанта, не паспортні допуски.

Параметр	Значення	Одиниця	Підстава
Діаметр циліндра	0,0805	m	Заводські дані [2]
Хід поршня	0,0785	m	Заводські дані [2]
Геометричний ступінь стиску	10,7	—	Заводські дані [2]
Кількість циліндрів	4	—	Заводські дані [2]
Міжосьова довжина шатуна	0,14	m	Прийняте припущення
Приведена зворотно-поступальна маса одного циліндра	0,48	kg	Прийняте припущення
Частота обертання колінчастого вала	4 400	1/min	Вибір проєкту
Абсолютний тиск у впускному резервуарі	98 000	Pa	Прийняте припущення
Температура свіжої суміші у впускному резервуарі	315	K	Прийняте припущення
Абсолютний тиск у випускному резервуарі	105 000	Pa	Прийняте припущення
Температура газу при зворотному потоці з випуску	850	K	Прийняте припущення
Абсолютний тиск у картері	100 000	Pa	Прийняте припущення
Ефективна температура стінок камери	430	K	Прийняте припущення
Закриття впуску від BMT газообміну	220	deg	Прийняте припущення
Відкриття випуску від BMT газообміну	500	deg	Прийняте припущення
Умовний діаметр одного впускного клапана	0,032	m	Прийняте припущення
Умовний діаметр одного випускного клапана	0,028	m	Прийняте припущення
Умовний максимальний підйом впускного клапана	0,009	m	Прийняте припущення
Умовний максимальний підйом випускного клапана	0,008	m	Прийняте припущення
Коефіцієнт витрати клапанного перерізу	0,7	—	Прийняте припущення
Коефіцієнт надлишку повітря	1	—	Вибір проєкту
Стехіометричне відношення повітря до палива за масою	14,956	—	Літературний приклад [3]
Нижча теплота згоряння модельного бензину	4,400·10 ⁷	J/kg	Літературний приклад [3]
Початок модельного тепловиділення	338	deg	Прийняте припущення
Тривалість модельного тепловиділення	55	deg	Прийняте припущення
Параметр функції Вібе а	6,908	—	Прийняте припущення [4]

Параметр	Значення	Одиниця	Підстава
Показник форми функції Вібе m	2	—	Прийняте припущення
Частка хімічної енергії, що переходить у теплоту	0,98	—	Прийняте припущення
Множник кореляції Гогенберга	1	—	Вибір проєкту
Постійна складова механічних втрат A	40 000	Pa	Прийняте припущення
Коефіцієнт механічних втрат при $p_{\max}$	0,005	—	Прийняте припущення
Коефіцієнт механічних втрат при середній швидкості поршня	4 000	Pa*s/m	Прийняте припущення
Коефіцієнт квадратичного члена механічних втрат	100	Pa*s ² /m ²	Прийняте припущення
Частка механічних втрат у контур охолодження	0,7	—	Прийняте припущення
Прийнята густина охолоджувальної рідини	1 050	kg/m ³	Прийняте припущення
Прийнята теплоємність охолоджувальної рідини	3 600	J/(kg*K)	Прийняте припущення
Допустимий перепад температури рідини в оцінці витрати	10	K	Прийняте припущення
Прийнята густина оливи	850	kg/m ³	Прийняте припущення
Прийнята теплоємність оливи	2 100	J/(kg*K)	Прийняте припущення
Прийнятий перепад температури оливи	15	K	Прийняте припущення
Допустима відносна нерівномірність частоти	0,02	—	Вибір проєкту
Основний кутовий крок інтегрування	0,5	deg	Вибір проєкту
Гранична кількість повторів циклу	20	—	Вибір проєкту
Критерій періодичної збіжності маси та енергії	$1,000 \cdot 10^{-5}$	—	Вибір проєкту

Перелік джерел

[1] Toyota. The New Toyota Auris. 2 March 2015. Розділи Revised powertrain line-up та 1.6-litre Valvematic.

Використання й межі: Еуро 6 для модельного ряду Auris 2015; 97 кВт / 6400 хв⁻¹, 160 Н·м / 4400 хв⁻¹. Повної стендової карти немає. Дата звернення: 23.09.2026.

[2] Toyota. The New Toyota Auris. 2012. Таблиця технічних характеристик: 1ZR-FAE, 1.6 Valvematic.

Використання й межі: 80,5 × 78,5 мм; $\epsilon = 10,7$; 4 циліндри, 1598 см³. Це джерело геометрії попередньої версії тієї ж сім'ї, не паспорт конкретного Еуро 6 агрегату. Дата звернення: 23.09.2026.

[3] Приклад розрахунку теплового циклу бензинового двигуна. Наданий користувачем PDF; автор і рік у файлі не встановлені. 10 с.; пункти 1–19, зокрема с. 1, 4, 7–10.

Використання й межі: Послідовність розрахунку; модельний бензин $I_0 = 14,956$, $H_u = 44$ МДж/кг. Значення не є сертифікатом сучасного Е5/Е10. Дата звернення: 23.09.2026.

[4] Van Basshuysen R., Schäfer F. (eds.). Internal Combustion Engine Handbook. Наданий фрагмент. Друковані с. 452–455 та 471–472; PDF оригіналу: с. 35–38, 54–55.

Використання й межі: Функція Вібе і необхідність її адаптації. Чисельні коефіцієнти дизельного розділу не прийняті як калібрування Toyota. Дата звернення: 23.09.2026.

[5] NASA Glenn Research Center. Mass Flow Rate Equations; Isentropic Flow Equations. Максимальна витрата при $M = 1$; ізоентропійні співвідношення.

Використання й межі: Принцип обмеження витрати при $M = 1$. Формулу Ψ виведено з неперервності й ізоентропійних співвідношень; неоднозначний MathJax-запис проміжних степенів не копіюється. Дата звернення: 23.09.2026.

[6] Chandrakar C. K., Varma P. S., Mittal M. Thermodynamics based modeling of various in-cylinder processes and spark ignition engine cycle with a focus on sub-models assessment. Scientific Reports. 2025. DOI: 10.1038/s41598-025-15819-7. Рівняння (49) Гогенберга; (69) Вібе.

Використання й межі: Форма кореляції теплообміну, одиниці вимірювання. Тут не відтворюється двозонна модель статті і не запозичується її експериментальна валідація. Дата звернення: 23.09.2026.

[7] Слюсаров О. С. Методичні вказівки до курсової роботи «Експлуатаційні властивості автомобіля».

Запоріжжя: ЗНТУ, 2017. 50 с. Розділ 1.1, с. 5–7.

Використання й межі: Визначення зовнішньої швидкісної характеристики та зв'язку моменту з потужністю. Це не методика повного термодинамічного циклу. Дата звернення: 23.09.2026.

[8] Янович Ю. В. Конструкция автомобильных и тракторных двигателей. Методические указания к лабораторным и практическим занятиям. Наданий PDF: 31 с.; лабораторні роботи 1–8.

Використання й межі: Перелік механізмів, систем і термінів; не визначає обов'язкову компоновку аркуша А1. Дата звернення: 23.09.2026.