



Міністерство освіти і науки України
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до динамічного розрахунку ДВЗ
у курсових і дипломних проектах студентів

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до динамічного розрахунку ДВЗ
у курсових і дипломних проектах студентів
спеціальностей 7.090210, 7.090211, 7.090214, 7.090228

Затверджено методичною
радою університету,
протокол № 3 від 10.12.2008 р.

Харків
ХНАДУ
2009

Укладачі: Талда Г. Б.
Воронков О. І.
Єфремов А. О.

Кафедра двигунів внутрішнього згоряння

Мета виконання динамічного розрахунку – закріплення знань з курсу «Автомобільні двигуни» розділу «Динаміка кривошипно-шатунного механізму ДВЗ»; надання навичку визначення сил і моментів, що діють у ДВЗ під час їх експлуатації.

Динамічний розрахунок – частина курсового і дипломного проєктів; виконується після теплового розрахунку. Його результати використовують для перевірного розрахунку на міцність головних деталей кривошипно-шатунного механізму ДВЗ і підбору маховика.

Методичні вказівки складено з урахуванням робочої програми з курсу «Автомобільні двигуни».

1. Загальні вказівки

Динамічний розрахунок кривошипно-шатунного механізму (КШМ) виконують для визначення сумарних сил і моментів, що виникають від тиску газів і сил інерції.

Аналіз сил, що діють в КШМ, необхідний для розрахунку деталей двигуна на міцність і визначення навантажень на підшипники. Його здійснюють для певного режиму роботи двигуна. В КШМ двигуна розглядають навантаження від сили тиску газів в циліндрі і сил інерції рухаючих мас (силами тертя нехтують).

Під час виконання кожного робочого циклу (720 град. ПКВ для чотирьох – і 360 град. ПКВ для двотактних двигунів) сили, діючі в КШМ, безперервно змінюються за величиною та напрямком. Тому, для визначення характеру зміни цих сил в залежності від кута повороту колінчастого вала їх величини визначають для ряду окремих положень, звичайно через кожні 10-30 град. кута повороту колінчастого вала.

Динамічний розрахунок виконують за допомогою ЕОМ за програмою, розробленою на кафедрі ДВЗ, у такому порядку:

- 1) укладають коротку методику і алгоритм динамічного розрахунку зі схемою сил і моментів, діючих в КШМ і приводять формули для їх визначення;
- 2) укладають таблицю вихідних даних для виконання динамічного розрахунку на ЕОМ і за його результатами будують графіки сил P_c , P_f , P , N , K , T ;
- 3) будують полярну діаграму навантаження на шатунну шийку;
- 4) перебудовують полярну діаграму навантаження у прямокутні координати;
- 5) будують діаграму спрацювання шатунної шийки;
- 6) визначають сумарний крутний момент $\sum M_{кр}$ від усіх циліндрів двигуна і будують графік його зміни $\sum M_{кр} = f(\varphi)$;
- 7) визначають середній крутний момент двигуна $\sum M_{кр\text{сер}}$ і перевіряють його значення в порівнянні з тепловим розрахунком.
- 8) виконують розрахунок маховика.

2. Порядок виконання динамічного розрахунку

2.1. Методика і алгоритм динамічного розрахунку

Схему сил та моментів, що діють в центральному КШМ, наведено на рис.1.

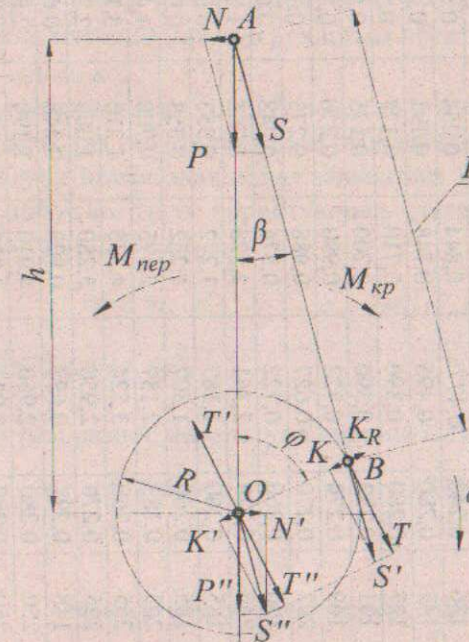


Рис. 1. Схема сил та моментів, що діють в центральному КШМ

Для спрощення динамічного розрахунку дійсний КШМ замінюють динамічно еквівалентною системою сконцентрованих мас, що рухаються зворотно-поступально m_j та обертально m_R .

Масу, що рухається зворотно-поступально, визначають за формулою

$$m_j = m_n + m_{шп},$$

де m_n – маса поршневого комплекту, кг;

$m_{шп}$ – частина маси шатуну, що рухається зворотно-поступально разом з поршнем, кг.

Таблиця 1 – Параметри автотракторних двигунів

Марка двигуна	Діаметр циліндра D , мм	Хід поршня S , мм	Довжина шатуну L , мм	λ	Маса поршневого комплекту m_p , кг	Маса шатунної групи $m_{шг}$, кг	Маса, яку віднесено до головок шатуна, кг верхньої $m_{шп}$ нижньої $m_{шк}$	Маса маховика m_m , кг
МемЗ-968	76	66	142	0,230	0,433	0,700	0,195 0,505	6,0
МемЗ-245	72	67	120	0,280	0,4352	0,572	0,157 0,415	6,17
АЗЛК-412	82	70	134	0,260	0,509	0,913	0,260 0,653	7,28
ВАЗ-2101	76	66	136	0,240	0,4775	0,844	0,254 0,590	6,78
ВАЗ-2103,05	76	80	143	0,280	0,495	0,748	0,191 0,557	6,92
ВАЗ-2108	76	71	127	0,280	0,390	0,710	0,177 0,533	6,38
ВАЗ-2112	82	71	131	0,293	0,390	0,700	0,175 0,525	6,23
ГАЗ-21, 24	92	92	169	0,270	0,722	0,990	0,270 0,720	12,5
ГАЗ-51	82	110	202	0,270	0,627	0,988	0,273 0,715	15,75
ЗМЗ-53, 66	92	80	156	0,260	0,722	0,876	0,248 0,628	13,7
ГАЗ-542	105	120	215	0,279	2,361	2,528	0,785 1,743	30,0
ЗиЛ-130	100	95	185	0,260	1,187	1,272	0,353 0,919	21,2
ЗиЛ-375	108	95	185	0,260	1,307	1,282	0,353 0,929	21,2
ЗиЛ-645	110	115	203	0,283	2,157	2,175	0,700 1,475	31,6
ЯМЗ-236, 238	130	140	265	0,260	3,524	4,335	1,210 3,125	66,1; 65,0
КамАЗ-740	120	120	225	0,270	2,950	3,250	1,000 2,250	32,9
СМД-900	82	88	148	0,297	0,697	0,900	0,248 0,652	25,0
СМД-14	120	140	250	0,280	2,950	4,010	1,190 2,820	45,5
СМД-31	120	140	250	0,280	2,933	4,335	1,325 3,010	58,0
СМД-60	130	115	210	0,260	3,630	3,91	1,100 2,810	59,6
4ДТНА	88	82	136	0,302	0,730	0,920	0,311 0,609	27,2

6

Маса поршневого комплекту включає масу поршня, масу поршневих кілець, масу поршневого пальця та масу стопорних кілець поршневого пальця.

Масу, що рухається обертально, визначають за формулою

$$m_R = m_k + m_{шк},$$

де m_k – неврівноважена частина кривошипа колінчастого вала, кг;

m_k – частина маси шатуна, що рухається обертально разом з колінчастим валом, кг.

Маса m , зосереджена в точці А, маса m_R – в точці В (рис. 1).

Дані по масових показниках двигунів наведено в табл. 1. Якщо даних по двигуну немає, необхідно задаватися відносними масами поршневої і шатунної груп, користуючись статистичними даними, які наведено в табл. 2. Тоді:

$$m_n = m'_n \cdot F_n; \quad m_{ш} = m'_{ш} \cdot F_n,$$

де F_n – площа поршня, см^2 .

В цьому разі разнос мас шатуна виконується за формулами

$$m_{шп} = 0,275 m_{ш}; \quad m_{шк} = 0,725 m_{ш}.$$

Таблиця 2

Конструктивні маси деталей КШМ

Тип двигуна	Конструктивна маса, г/см^2	
	поршня з алюмінієвого сплаву (в комплекті) m'_n	шатуну $m'_{ш}$
Бензиновий ($D = 60 \div 100$ мм)	6,9÷12	8÷20
Дизель автомобільний ($D = 80 \div 120$ мм)	15÷25	25÷40
Дизель тракторний	25÷35	30÷55

7

Відповідність вибраних таким чином мас перевіряють за величиною сили інерції

$$P_{j\max} = -m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda).$$

Величина $P_{j\max}$ повинна знаходитись у межах:

бензинові двигуни	$n > 3000 \text{ хв}^{-1}$	5–15 кН
дизелі	$n \geq 2000 \text{ хв}^{-1}$	17–25 кН

Визначення сил інерції наведено нижче.

При побудові схеми сил вихідною силою є сумарна сила P , що діє на поршень, це алгебраїчна сума сили тиску газів P_r , що діють на днище поршня, і сил інерції P_j мас деталей, які рухаються зворотно-поступально,

$$P = P_r + P_j$$

Розглянемо докладніше дію цих сил. Сили тиску газів, що діють на днище поршня замінюють однією силою, що спрямована вздовж осі циліндра і прикладена до осі поршневого пальця.

$$P_r = (p_u - p_o) \cdot F_n,$$

де p_u – тиск газів у циліндрі, кПа;

p_o – атмосферний тиск, кПа;

F_n – площа поршня, м^2 .

Тиск газів у циліндрі p_u визначають за результатами теплового розрахунку двигуна.

Атмосферний тиск p_o в розрахунках звичайно приймають рівним 100 кПа.

Сила інерції деталей КШМ, які рухаються зворотно-поступально, визначається за формулою

$$P_j = -m_j \cdot j_n,$$

де j_n – прискорення поршня, $\text{м}/\text{с}^2$.

$$j_n = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi),$$

де R – радіус кривошипа колінчастого вала, м;

ω – середня кутова швидкість колінчастого вала, с^{-1} ;

φ – кут повороту кривошипа колінчастого вала, град. ПКВ ;

λ – кінематична стала КШМ.

Середня кутова швидкість колінчастого вала та кінематична стала КШМ визначаються за формулами

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}; \lambda = \frac{R}{L},$$

де n – частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ;

L – довжина шатуна, м.

У сучасних двигунах $\lambda = 0,23 \div 0,31$.

Розкладемо силу P (рис. 1), що діє вздовж осі циліндра, на дві складових: силу $N = P \cdot \sin \beta$, що діє перпендикулярно до осі циліндра (притискує поршень до стінки останнього), і силу $S = P \cdot \cos \beta$, що збігається з віссю шатуна (стискує чи розтягує шатун).

Перенесемо силу S по лінії її дії у центр шатунної пийки ($S' = S$) і розкладемо на дві складових: силу $K = S \cdot \cos(\varphi + \beta) = P \cdot \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, що діє вздовж радіуса кривошипа (нормальна

складова, яка стискує чи розтягує кривошип) і силу $T = S \cdot \sin(\varphi + \beta) = P \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, що діє перпендикулярно до нього

(дотична складова, яка створює крутний момент $M_{кр}$).

Нормальну силу K перенесемо по лінії її дії у центр вала і позначимо K' ($K = K'$). Прикладемо в центр вала (точка O) дві однакові і протилежно спрямовані сили T' і T'' ($T' = T'' = T$), тоді дві сили T' і T створюють крутний момент $M_{кр}$.

$$M_{кр} = T \cdot R = P \cdot R \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

Крутний момент передається через колінчастий вал до маховика і трансмісії автомобіля або трактора.

Сили K' і T'' можна скласти, їх рівнодіюча S'' навантажує корінні підшипники колінчастого вала.

Сила S'' може бути розкладена на дві – N' , перпендикулярну осі циліндра і силу P'' , діючу вздовж осі циліндра.

Напрямки сил і крутного моменту, зображені на рис. 1, вважають додатними, а супротивні їм – від'ємними.

Графік сили $T=f(\varphi)$ разом з тим відбиває і якісний характер зміни $M_{кр}$.

Одночасно з виникненням $M_{кр}$ у двигуні починає діяти перекидний момент $M_{пер}$, який створюють сили N' і N :

$$M_{пер} = N \cdot h = P \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot R \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\sin \beta} = P \cdot R \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}.$$

$M_{пер} = M_{кр}$, але діє в протилежному напрямі і передається на нерухомі частини КШМ. Таким чином, $M_{пер}$ викликає появу реактивного моменту, що діє на опорах двигуна з боку рами автомобіля.

Отже, інерційна складова P_i сумарної сили P на відміну від газової P_g – внутрішньої сили, не зрівноважується всередині двигуна (бо зовнішня відносно нього), а передається через корінні підшипники на його опори.

У КШМ також діє по радіусу кривошипа відцентрова сила інерції K_R

$$K_R = -m_R \cdot R \cdot \omega^2.$$

2.2. Складання таблиці початкових даних для виконання динамічного розрахунку на ЕОМ

Розрахунок сил і моментів, що виникають в КШМ від тиску газів і сил інерції залежно від кута обертання кривошипа виконують на ЕОМ згідно з програмою складеною на кафедрі ДВЗ ХНАДУ (ХАДІ). Програму складено на алгоритмічній мові BASIC.

Блок-схема програми динамічного розрахунку двигуна наведено на рис. 2. У табл. 3 наведено приклад написання початкових даних для карбюраторного двигуна ЗМЗ-24 та дизеля ЯМЗ-238 згідно виконаними раніше тепловими розрахунками.

Таблиця 3

Початкові дані до динамічного розрахунку

Величина, одиниця вимірювання	Позначення у		Значення	
	ДВЗ	програми	КБД	Дизель
Довжина шатуна, м	L	L	0.169	0.265
Діаметр циліндра, м	D	D	0.092	0.130
Хід поршня, м	S	S	0.092	0.140
Ступінь стиску	ϵ	EPS	8.2	16.5
Маса деталей, що рухаються зворотно- поступально, кг	m_i	MJ	0.992	4.734
Кількість кроків розрахунку	K	K	72	72
Крок розрахунку, град. ПКВ	$\Delta\varphi$	SHAG	10	10
Кількість циліндрів	i	Z	4	8
Тиск навколишнього середовища, кПа	p_o	PO	100	100
Тиск у кінці впускання, кПа	p_a	PA	85	92
Частота обертання колінчастого вала, хв ⁻¹	n	N	4500	2100
Тиск стиснення, кПа	p_c	PC	1640	4340
Теоретичний тиск згоряння, кПа	p_{zt}	PZT	6400	7800
Дійсний тиск згоряння, кПа	p_{zd}	PZD	5440	7800
Тиск у кінці розширення, кПа	p_b	PB	414	380
Тиск залишкових газів, кПа	p_r	PR	120	118
Ступінь попереднього розширення	ρ	RO	1.00	1.37
Показник політропи стиску	n_1	N1	1.35	1.38
Показник політропи розширення	n_2	N2	1.23	1.18
Механічний ККД	η_m	ETAM	0.885	0.82

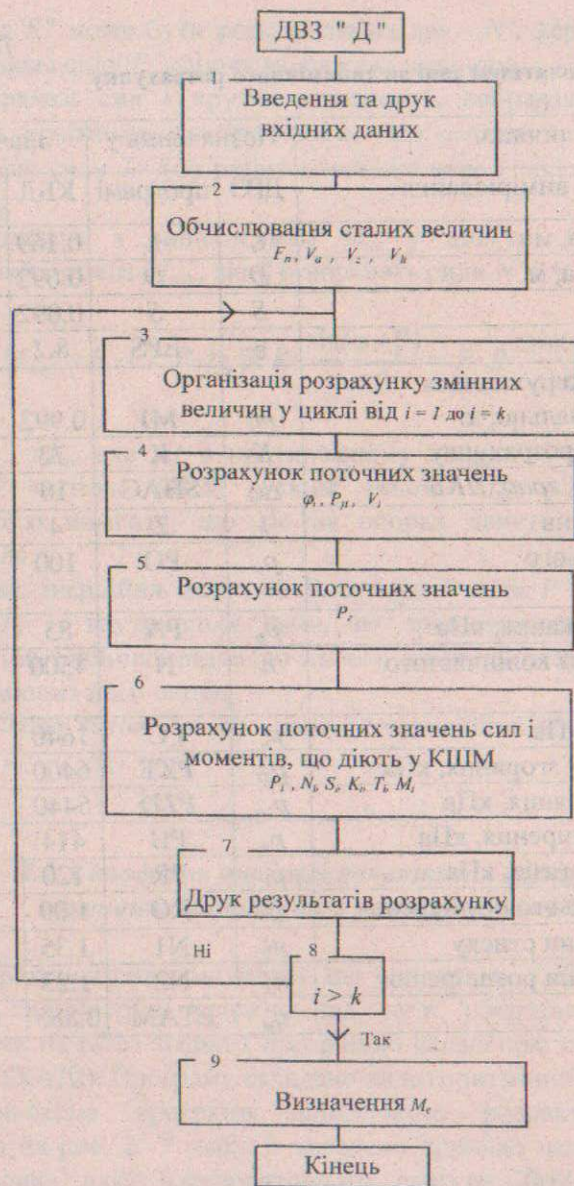


Рис. 2. Блок-схема програми динамічного розрахунку двигуна

Довжину шатуна, діаметр циліндра, хід поршня, масу деталей, що рухаються зворотно-поступально, кількість циліндрів беруть згідно з даним прототипу. Кількість кроків розрахунку 72, а крок розрахунку 10 град. ПКВ, тиск (навколишнього середовища, в кінці процесів впускання, стискання і розширення, залишкових газів); ступінь попереднього розширення; ступінь стиску; показники політроп стиснення і розширення, частоту обертання колінчастого вала беруть згідно результатів теплового розрахунку.

Теоретичний тиск згоряння беруть також згідно результатам теплового розрахунку двигуна, а дійсний тиск згоряння приймають для карбюраторних двигунів 0,85 p_z , для дизелів p_z .

На АЦДП обчислювальної машини друкують вихідні дані згідно табл. 3 і результати розрахунку у вигляді таблиці значень сил і моментів, діючих у КШМ в залежності від кута повороту кривошипа з заданим кроком розрахунку, ефективний крутний момент двигуна.

Означення величин у таблиці результатів розрахунку:

F – кут повороту колінчастого вала, град. ПКВ;

P_I – сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, кН;

P_G – сила тиску газів на поршень, кН;

$PSUM$ – сумарна сила, що діє на поршень, кН;

N – сила, що діє перпендикулярно до осі циліндра, кН;

S – сила, що діє вздовж шатуна, кН;

K – сила, що діє по радіусу кривошипа, кН;

TS – дотична сила, що спрямована перпендикулярно радіусу кривошипа, кН;

M_{KP} – крутний момент на кривошипі, кНм;

M_E – ефективний крутний момент двигуна, кНм.

За результатами динамічних розрахунків на ЕОМ будують графіки (рис. 3).

Сили P_I, P_G, P, N, T і K будують у одному масштабі. Графіки не повинні пересікатися і мають бути розташовані рівномірно на листі.

Значення сил беруть з таблиці, одержаної з ЕОМ.

2.3. Побудова полярної діаграми навантаження на шатунну шийку

Результуючу силу $R_{шш}$, що діє на шатунну шийку кривошипа, знаходять графічним складанням сили S , що діє уздовж шатуна, з відцентровою силою $K_{Rш}$, діючою уздовж радіуса кривошипа і виникає внаслідок обертання частини маси шатуна, що віднесена до його нижньої головки

$$K_{Rш} = -m_{шк} \cdot R \cdot \omega^2.$$

Геометричне місце кінця вектора $\vec{R}_{шш} = \vec{S} + \vec{K}_{Rш}$ являє собою полярну діаграму, яку орієнтовано відносно кривошипа нерухомого колінчастого вала, обертання якого замінено обертанням циліндра з шатуном у зворотний бік тобто з частотою $-\omega$.

Оскільки сила $S = \sqrt{K^2 + T^2}$, то спочатку будують полярну діаграму цієї сили, відкладаючи у прямокутних координатах з полюсом O значення сил K і T для різних кутів ϕ обертання кривошипа від 0 до 720° ПКВ з інтервалом 30° – від 0 до 300° , 10° – від 300 до 450° і далі 30° – від 450° до 720° , отримуючи відповідні їм точки кінця вектора S .

Отримані точки позначають 1, 2 і т.д. і послідовно з'єднують плавною кривою, яка і являє собою полярну діаграму сили S з полюсом у точці O .

Для одержання полярної діаграми сили $R_{шш}$ треба полюс O перемістити по вертикалі униз на величину вектора $K_{Rш}$ у точку $O_{ш}$, що є рівнозначним геометричному складанню векторів S і $K_{Rш}$, тому що сила $K_{Rш}$ буде сталою, якщо $\omega = \text{const}$, і завжди спрямована уздовж радіуса кривошипа. Крива, яка має полюс $O_{ш}$ і буде полярною діаграмою навантаження на шатунну шийку (рис. 3).

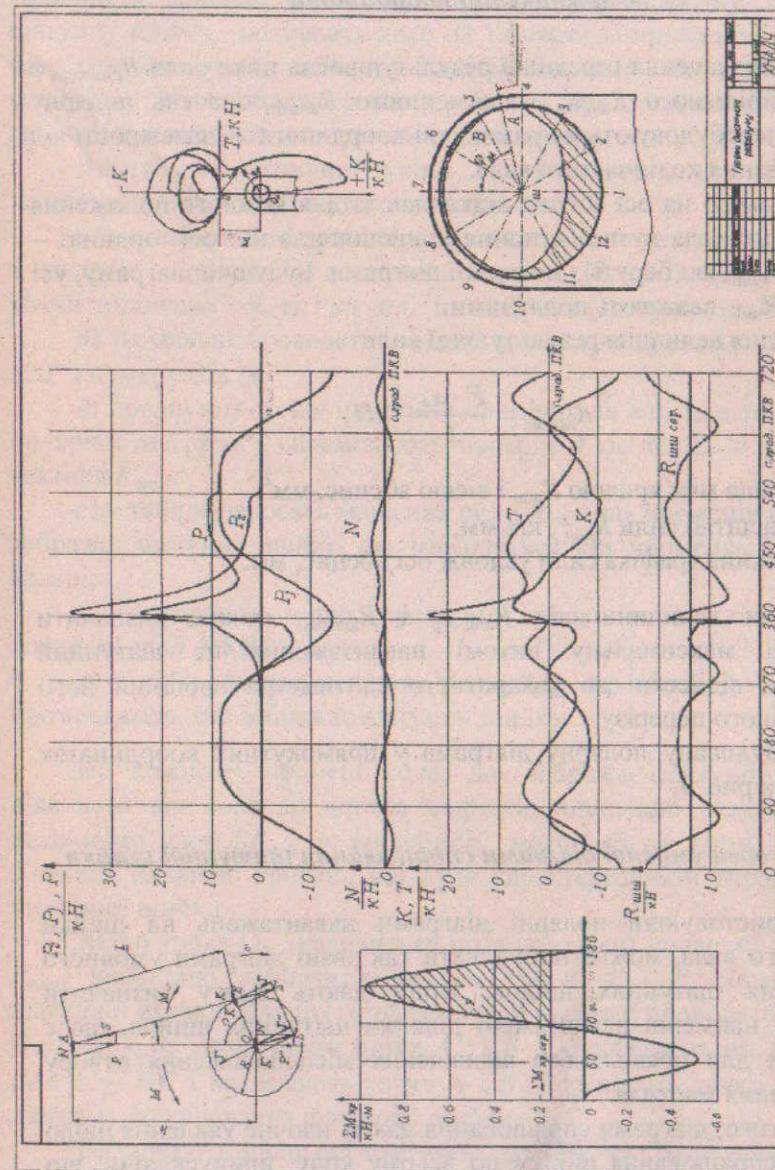


Рис. 3. Графіки динамічного розрахунку

2.4. Побудовування полярної діаграми $R_{\text{шш}}$ в прямокутні координати

Для визначення середньої результуючої за цикл сили $R_{\text{шш сер}}$, а також найбільшого $R_{\text{шштах}}$ і найменшого $R_{\text{шштп}}$ значень полярну діаграму перебудовують у прямокутні координати в залежності від кута обертання колінчастого вала.

Для цього на осі абсцис відкладають для кожного положення колінчастого вала кути обертання кривошипа, а на осі ординат – значення $R_{\text{шш}}$, які беруть з полярної діаграми. Будуючи діаграму, усі значення $R_{\text{шш}}$ вважають додатними.

Середня величина результуючої сили

$$R_{\text{шшсер}} = \frac{F \cdot \mu_R}{l}, \text{ кН},$$

де F – площа між кривою $R_{\text{шш}}$ і віссю абсцис, мм^2 ;

μ_R – масштаб сили $R_{\text{шш}}$, кН/мм ;

l – довжина графіка сили уздовж осі абсцис, мм .

Знаючи величини сил $R_{\text{шш сер}}$ і $R_{\text{шштах}}$, можна визначити середню і максимальну питомі навантаження на шатунний підшипник, віднесені до квадратного сантиметра площини його діаметрального перерізу.

Перебудовану полярну діаграму у прямокутних координатах показано на рис. 3.

2.5. Побудова умовної діаграми спрацювання шатунної шийки

Використовуючи полярні діаграми навантажень на шийки колінчастого вала, можна побудувати так звані діаграми умовного спрацювання шатунних шийок. Вони дають змогу визначити найбільш і найменш навантажені ділянки шатунних шийок, що є необхідним для правильного визначення місцеположення отвору для підведення мастила.

Крім того, діаграми спрацювання дають наочне уявлення щодо характеру спрацювання шийки по всьому колу; припускаючи, що спрацювання пропорційне до діючих на шийку зусиль.

Діаграму спрацювання шийки будують таким чином. Проводять довільне коло, що зображає у довільному масштабі шатунну шийку, поділяють його на 12 частин і проводять промені, що з'єднують коло з центром. Далі припускають, що кожен вектор сили $R_{\text{шш}}$ діє в обидва боки від точки прикладання на кут 60° градусів (у цьому полягає умовність діаграми).

Визначення величин зусиль (спрацювання), що діють по кожному промені виконують таким чином:

а) на полярній діаграмі $R_{\text{шш}}$ проводять коло довільного радіуса з центром в точці $O_{\text{ш}}$, поділяють його на 12 частин і нумерують точки поділення так, як і на колі, що зображає шатунну шийку;

б) на кальці проводять з одної точки три променя під кутом 120° і нумерують їх;

в) поєднують точку перетину променів на кальці з точкою $O_{\text{ш}}$ полярної діаграми і спрямовують промінь 1 на кальці в напрямку вектора $R_{\text{шш1}}$;

г) у табл. 4 заносять значення сили $R_{\text{шш1}}$ для променів кола, яке зображає шатунну шийку, що знаходяться між променями 2 і 3 на кальці;

д) повторюють вище перелічені дії для усіх сил $R_{\text{шш}}$ через кожні 30° град. ПКВ;

е) у табл. 4 підсумовують сили $R_{\text{шш}}$, що діють по кожному промені кола, яке зображає шатунну шийку.

На кожному промені кола, що зображає шатунну шийку, відкласти від кола до центра відрізки відповідно результуючим величинам сил $\Sigma R_{\text{шш}}$ у вибраному масштабі, а кінці відрізків з'єднати плавною кривою, що буде характеризувати спрацювання шатунної шийки.

Якщо точка $O_{\text{ш}}$ знаходиться поза контуром полярної діаграми $R_{\text{шш}}$, необхідно визначити межові точки A і B спрацювання шатунної шийки. Для цього на полярній діаграмі проводять дотичні $O_{\text{ш}}A'$ і $O_{\text{ш}}B'$, визначають точки A'' і B'' , відкладають від кожної з них дугу 60° і визначають точки A і B . Переносять точки A і B на діаграму спрацювання шатунної шийки.

Визначають місце осі масляного отвору, яке буде знаходитися посередині ділянки найменшого спрацювання.

Приклад побудови діаграми спрацювання шатунної шийки наведено на рис. 4.

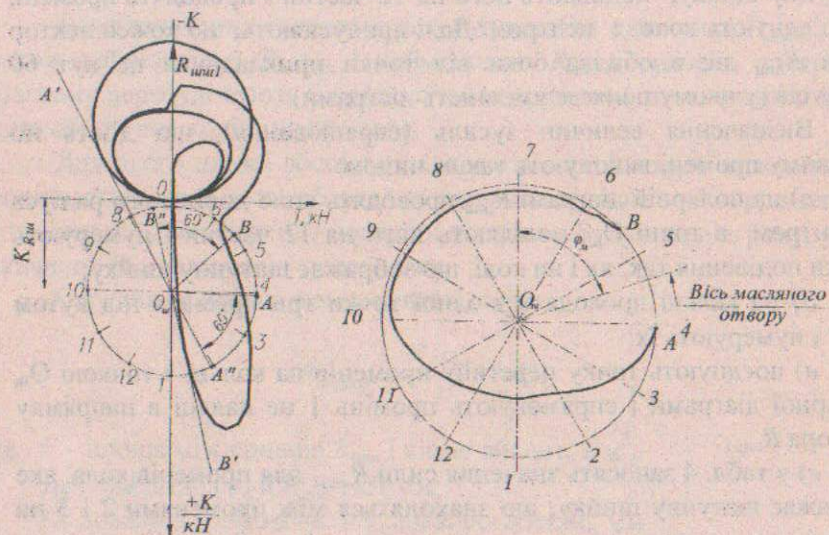


Рис. 4. Побудова діаграми спрацювання шийки

Визначення $\Sigma R_{\text{шш}}$

Φ	Значення $R_{\text{шш}}$ для променів, кН											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
0	28,8	28,8	28,8	0	0	0	0	0	0	0	28,8	28,8
30	23,5	23,5	23,5	0	0	0	0	0	0	0	0	23,5
60	12,6	12,6	12,6	0	0	0	0	0	0	0	0	12,6
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
660	12,2	12,2	0	0	0	0	0	0	0	0	12,2	12,2
690	23,8	23,8	0	0	0	0	0	0	0	0	23,8	23,8
$\Sigma R_{\text{шш}}$												

Таблиця 4

2.6. Визначення сумарного крутного моменту від усіх циліндрів двигуна $\Sigma M_{\text{кр}}$

В багатоциліндрових двигунах кривошипи колінчастого вала сприймають крутні моменти, які послідовно додаються на всій довжині вала і дають на його кінці сумарний крутний момент $\Sigma M_{\text{кр}}$.

Криву цього моменту $\Sigma M_{\text{кр}} = f(\Phi)$ можна побудувати шляхом графічного підсумовування кривих крутних моментів $M_{\text{кр}}$ окремих циліндрів. При цьому криві окремих циліндрів повинні бути зсунуті відносно одна однієї на кутовий інтервал Θ , який відповідає інтервалу між робочими ходами в окремих циліндрах.

Сумарний крутний момент $\Sigma M_{\text{кр}}$ визначають таким способом.

Відповідно прийнятій схемі колінчастого вала і розташування циліндрів визначають порядок роботи двигуна і період зміни сумарного крутного моменту Θ . При рівних інтервалах між спалахами момент має період зміни

$$\Theta = \frac{720}{i}, \text{ град.ПКВ} - \text{для чотирьохтактних двигунів};$$

$$\Theta = \frac{360}{i}, \text{ град.ПКВ} - \text{для двохтактних двигунів}.$$

де i – кількість циліндрів двигуна.

Якщо інтервали між спалахами не рівні, наприклад у двигунах ЯМЗ-236, СМД-60, величину Θ приймають рівній сумі інтервалів послідовно працюючих циліндрів: $90 + 150 = 240 \text{ град. ПКВ}$.

Результати розрахунку $\Sigma M_{\text{кр}}$ наводять у вигляді табл. 5.

Таблиця 5

Розрахунок сумарного крутного моменту $\Sigma M_{\text{кр}}$

$\Phi_1, \text{град}$	$M_1, \text{кНм}$	$\Phi_2, \text{град}$	$M_2, \text{кНм}$	...	...	$\Phi_n, \text{град}$	$M_n, \text{кНм}$	$\Sigma M_{\text{кр}}, \text{кНм}$
0								
10								
20								
30								
...	...	...	...	...	...	...	...	...
Θ								

У колонки табл. 5 заносять значення кутів обертання φ_i і моментів M_i для кожного циліндра відповідно до порядку роботи двигуна. Значення моменту $\Sigma M_{кр}$ отримують складаючи M_i окремих циліндрів уздовж рядків таблиці.

Криву $\Sigma M_{кр} = f(\varphi)$ будують згідно з даними табл. 5 за період Θ° град. ПКВ (див. рис.3).

2.7. Визначення середнього крутного моменту двигуна $\Sigma M_{кр.ср}$

Середнє значення сумарного крутного моменту двигуна $\Sigma M_{кр.ср}$ визначають за площею яка обмежена кривою крутного моменту, двома ординатами і віссю абсцис

$$\Sigma M_{кр.ср} = \frac{(F_1 - F_2) \cdot \mu_m}{l}, \text{ кНм},$$

де F_1 і F_2 – додатні і від'ємні площі відповідно, що обмежені кривою $\Sigma M_{кр}$ й віссю абсцис, що еквівалентні роботі, яку виконує крутний момент, мм²;

μ_m – масштаб крутного моменту, кНм/мм;

l – довжина діаграми вздовж осі абсцис, мм.

Середній крутний момент $\Sigma M_{ср}$ є індикаторним, тому що при побудові діаграми крутного моменту $\Sigma M_{кр}$ двигуна не враховувались сили тертя, втрати на приведення в дію допоміжних механізмів і агрегатів двигуна і втрати на газообмін.

Для одержання ефективного крутного моменту M_e , кНм, потрібно врахувати механічний коефіцієнт корисної дії η_m , одержаний у тепловому розрахунку

$$M_{ед} = M_e = \Sigma M_{кр.ср} \cdot \eta_m, \text{ кНм}.$$

Вірогідність виконаного динамічного розрахунку оцінюється величиною крутного моменту двигуна.

Відносна погрішність визначення сумарного крутного моменту двигуна у динамічному розрахунку

$$\delta = \frac{M_{ед} - M_{ет}}{M_{ед}} \cdot 100\%,$$

повинна бути не більше 5%.

3. Розрахунок маховика

Розрахунок маховика виконують для того, щоб визначити маховий момент $(m_m D_{м.ср}^2)$, достатній для забезпечення припустимого падіння частоти обертання колінчастого вала (без зупинки двигуна) під час рухання автомобіля з місця; перевіркою за безпечення припустимої нерівномірності ходу двигуна.

Послідовність розрахунку маховика

3.1. Визначення моменту інерції двигуна за умови забезпечення рухання автомобіля з місця (J_o)

А. Автомобільні бензинові двигуни.

Розрахункова залежність

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{J_o \cdot (\beta - 1)}{J_o \cdot (\beta - 1) + \frac{J_a}{i_1^2} \cdot \beta}, \quad (1)$$

де n_1 – частота обертання колінчастого вала до включення зчеплення, що забезпечує рухання автомобіля з місця без зупинки двигуна;

n_2 – найменше значення сталої частоти обертання колінчастого вала після включення зчеплення, при якому автомобіль рухається на першій передачі;

Приймають

$$\frac{n_2}{n_1} = 0,05 - 0,12 - \text{легкові автомобілі};$$

$$\frac{n_2}{n_1} = 0,15 - 0,40 - \text{вантажні автомобілі};$$

J_o – момент інерції всіх рухомих мас ДВЗ, що приведені до осі колінчастого вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

J_a – момент інерції повної маси автомобіля, що рухається зі швидкістю V_a , який приведено до вторинного вала коробки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$J_a = \frac{m_a \cdot V_a^2}{\omega_b^2} = \frac{m_a \cdot r_k^2}{i_o^2},$$

де r_k – радіус колеса автомобіля, з урахуванням деформації шини (статичний радіус під навантаженням), м;

ω_b – кутова швидкість обертання вторинного вала коробки передач, с^{-1} ;

i_o – передаточне число головної передачі автомобіля;

i_l – передаточне число першої передачі коробки передач;

β – коефіцієнт запасу муфти зчеплення;

$$\beta = \frac{M_3}{M_{e_{\max}}},$$

де M_3 – момент тертя зчеплення;

$M_{e_{\max}}$ – максимальний крутний момент двигуна.

$\beta = 1,3 \div 2,0$ – легкові автомобілі, $\beta = 1,8 \div 2,5$ – вантажні автомобілі.

З формули (1) J_o визначають

$$J_o = \frac{J_a \cdot \beta}{\left[(\beta - 1) \cdot \frac{n_1}{n_2} - (\beta - 1) \right] \cdot i_1^2}, \quad (2)$$

Для порівняння моменти інерції деяких двигунів наведені нижче

ДВЗ	ЯМЗ-238	СМД-60	ЯМЗ-236	СМД-14	ЗиЛ-130	ГАЗ-53	ГАЗ-24	КамАЗ-740	МсМЗ-968
J_o , кг·м	2,45	4,2	2,5	2,7	0,62	0,48	0,28	0,86	0,08

Б. Автомобільні дизелі.

Розрахункова залежність

$$\frac{n_2}{n_{xx}} = \frac{J_o \cdot (\beta - 1)}{J_o \cdot (\beta - 1) + \frac{J_a}{i_1^2} \cdot \beta} \cdot \psi, \quad (3)$$

де n_2 – частота обертання колінчастого вала після включення зчеплення, при якій автомобіль рухається на першій передачі;

n_{xx} – частота обертання колінчастого вала під час роботи двигуна на холостому ході.

$$\text{Приймають } \frac{n_2}{n_{xx}} = 0,5 - 0,7$$

ψ – коефіцієнт, що враховує особливості розрахунку (миттєве включення зчеплення, одночасне зрушення з місця автомобіля та його причепа) $\psi = 1,1 \div 1,4$;

i_1 – передаточне число коробки передач на першій передачі;

β – коефіцієнт запасу зчеплення, $\beta = 2,2 \div 3,5$.

За залежністю (3) визначають J_o ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$),

$$J_o = \frac{J_a \cdot \beta}{\left[(\beta - 1) \cdot \frac{n_{xx}}{n_2} \cdot \psi - (\beta - 1) \right] \cdot i_1^2}. \quad (4)$$

3.2. Перевірення коефіцієнту нерівномірності ходу двигуна δ , маючи на увазі визначену величину J_o

Розрахункова залежність

$$\delta = \frac{A_{\text{над}}}{J_o \cdot \omega^2},$$

де ω – кутова швидкість колінчастого вала на розрахованому режимі, с^{-1} ;

$A_{\text{над}}$ – надлишкова робота крутного моменту, Нм,

$$A_{\text{над}} = F_{\text{над}} \cdot \mu_m \cdot \mu_\phi, \text{ Нм}, \quad (5)$$

де $F_{\text{над}}$ – площа над прямою середнього крутного моменту, мм^2 (рис. 3);

μ_m – масштаб моменту, Нм/мм ,

μ_ϕ – масштаб кута обертання колінчастого вала,

$$\mu_\phi = \frac{\mu_{\phi_0}}{57.3}, \text{ рад/мм},$$

μ_{ϕ_0} – масштаб кута, град/мм .

Для автомобільних і тракторних двигунів $\delta = 0,003 \div 0,02$.

Із збільшенням циліндрів δ зменшується.

Для бензинових двигунів приймають $\delta \leq 0,02$; для дизелів $\delta \leq 0,01$.

Якщо одержане значення $\delta \leq [\delta]$, продовжують розрахунок по підрозділах 3.3 ÷ 3.6

Якщо одержане значення $\delta > [\delta]$, визначають нове значення J_o , щоб отримати $\delta \leq [\delta]$ і далі продовжують розрахунок по підрозділах 3.3 ÷ 3.6.

3.3. Визначення моменту інерції маховика

Для бензинового двигуна $J_m = (0,8 \div 0,9) J_o$, для дизеля $J_m = (0,75 \div 0,9) J_o$.

3.4. Зображення схеми маховика

Приймають, що маса маховика зосереджена у ободі, а поперечний переріз має прямокутну форму (рис. 5).

Середній діаметр ($d_{\text{сер}}$), висоту (h) і ширину (b) обода маховика, беруть з креслення двигуна прототипу. Якщо цього зробити не можна, задають значення $d_{\text{сер}}$ із співвідношення $d_{\text{сер}} = (0,3 \div 0,5) S$ або $d_{\text{сер}} = (3 \div 4) S$, де S – хід поршня двигуна.

Висоту обода h вибирають з конструктивних міркувань, а ширина визначається за формулою (7).

3.5. Визначення махового моменту і маси маховика

$$m_m \cdot d_{\text{сер}}^2 = 4 \cdot J_m$$

звідки

$$m_m = \frac{4 \cdot J_m}{d_{\text{сер}}^2}, \text{ кг}, \quad (6)$$

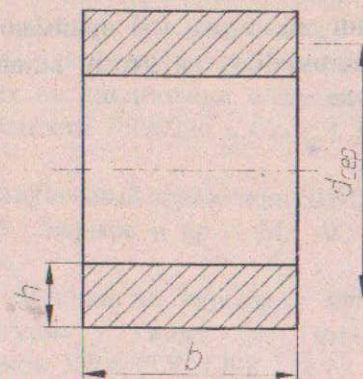


Рис. 5. Схема маховика

Якщо різниця m_m прототипу і m_m , яка одержана розрахунком, не перевищує 10%, розрахунок можна закінчити. Якщо ця різниця більше 10%, необхідно повторити розрахунок вибираючи нові значення $\frac{n_2}{n_1} \left(\frac{n_2}{n_{\text{хх}}} \right)$ і β .

$$b = \frac{m_m}{\pi \cdot d_{\text{сер}} \cdot h \cdot \rho}, \text{ м}, \quad (7)$$

де $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу маховика (сталь, чавун).

3.6. Перевірення маховика за допустимою окружною швидкістю на зовнішньому діаметрі обода

$$V_m = \frac{d_{\text{сер}} + h}{2} \cdot \omega, \text{ м/с},$$

Припустимі значення V_m для маховиків із чавуну 70 м/с, а із сталі 100 ÷ 120 м/с.

Значення величин m_a , r_k , i_o , i_l приймають користуючись довідником [5] для автомобіля, на якому встановлено прототип запроєктованого двигуна.

ЛІТЕРАТУРА

1. Автомобільні двигуни. / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.С. Долганов, М.Р. Муждобаєв; За ред. І.І. Тимченка. – Х.: Основа. 1995. – 464 с.
2. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. – М.: Машиностроение, 1977. – 592 с.
3. Колчин И.А., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980. – 400 с.
4. Методические указания к использованию ЭВМ в курсовых и дипломных проектах по дисциплине «Автомобильные двигатели» студентами специальности 7.090215. / Сост. Г.Б. Талда. – Харьков, ХАДИ, 1995. – 20 с.
5. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. /А.Н. Понизовкин, Ю. М. Власко, М. Б. Ляликов и др. – М.: АО «ТРАСКОАЛДИНГ», НИИАТ, 1994. – 779 с.
6. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Автомобільні двигуни» / Уклад. І.І. Тимченко, П.В. Жадан, О.І. Воронков. – Харків, ХДАДТУ, 1998. – 16 с.

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до динамічного розрахунку ДВЗ
у курсових і дипломних проектах студентів
спеціальностей 7.090210, 7.090211, 7.090214, 7.090228

Укладачі: ТАЛДА Геннадій Борисович
ВОРОНКОВ Олександр Іванович
ЄФРЕМОВ Андрій Олександрович

Відповідальний за випуск *С.С. Жилін*

В авторській редакції

Комп'ютерна верстка *О.В. Веретільника*

План 2009 р. Поз. 15.

Підписано до друку 27.04.2009 р. Формат 60×84 1/16. Папір газетний.

Гарнітура Times New Roman Сут. Віддруковано на ризографії.

Ум. друк. арк. 1,6. Обл.-вид. арк. 2,4.

Зам. № 307/09. Тираж 200 прим. Ціна договірна.

ВИДАВНИЦТВО

Харківського національного автомобільно-дорожнього університету

Видавництво ХНАДУ, 61002, Харків-МСП, вул. Петровського, 25.

Тел./факс: (057)700-38-72; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua

*Свідомство Державного комітету інформаційної політики, телебачення
та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів
видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.*