



Автомобільні двигуни

Методичні вказівки до практичних робіт
для здобувачів освітньо-кваліфікаційного рівня молодший спеціаліст
галузь знань 27 Транспорт
спеціальності 274 Автомобільний транспорт
денної форми навчання

УДК

А

До друку

Голова навчально-методичної ради Луцького НТУ _____ В.І. Талах

Електронна копія друкованого видання передана для внесення в
репозитарій Луцького НТУ

Директор бібліотеки _____ С.С. Бакуменко

Затверджено навчально-методичною радою Луцького НТУ,
протокол № _____ від «_____» _____ 2019 р.

Рекомендовано до видання методичною радою Любешівського
технічного коледжу Луцького НТУ,
протокол № _____ від «_____» _____ 2019 р.

Розглянуто і схвалено на засіданні циклової комісії викладачів
механізаторського профілю Любешівського технічного коледжу
Луцького НТУ, протокол № _____ від «_____» _____ 2019 р.
Голова циклової методичної комісії _____ Оласюк Я.В.

Укладач: _____ Хвесик О.В.

Рецензент: _____ Хомич А.В., к.т.н.

Відповідальний за випуск: _____ Оласюк Я.В., викладач першої
категорії, голова циклової методичної комісії викладачів
механізаторського профілю.

Автомобільні двигуни [Текст]: методичні вказівки до практичних робіт
для здобувачів освітньо-кваліфікованого _____ рівня молодший спеціаліст
галузь знань 27 Транспорт спеціальності 274 Автомобільний транспорт
денної форми навчання / уклад. Хвесик В.О. – Любешів : Любешівський
технічний коледж Луцького НТУ, 2019. – 24 с.

Методичне видання складене відповідно до діючої програми курсу
«Автомобільні двигуни» з метою надання методичної допомоги у процесі
виконання практичних робіт.

© Хвесик В.О., 2019

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ.....	5

1. Загальні рекомендації	5
2 Розрахунок циліндра.....	8
3 Розрахунок поршня	10
4 Розрахунок поршневого пальця.....	11
5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця	13
6. Розрахунок шатуна.....	14
7 Розрахунок колінчастого валу	17
8 Розрахунок системи мащення	19
9 Розрахунок рідинної системи охолодження.....	21
ЛІТЕРАТУРА	24

ВСТУП

Розрахунок деталей з метою визначення напружень та деформацій, які виникають при роботі двигуна, виконується за формулами опору матеріалів і деталей машин.

Невідповідність розрахункових та фактичних даних пояснюється різними причинами, основні з яких є: відсутність дійсної картини розподілення напружень в матеріалі деталі, яка розраховується; використання наближених розрахункових схем дії сил та місця їх прикладення; наявність знакозмінних навантажень та неможливість визначення їх дійсних значень; важкість визначення умов роботи багатьох деталей двигуна і їх термічних навантажень; вплив пружних коливань, які не піддаються точному розрахунку; неможливість точного визначення впливу стану поверхні, якості обробки (механічної та термічної), розмірів деталі та іншого на величину напружень, які виникають.

В зв'язку з цим методи, які застосовуються при розрахунку, дозволяють отримати напруження та деформації, які є лише умовними величинами і які характеризують тільки порівняльну напруженість розрахованої деталі. Це положення стає все більш актуальніше в зв'язку з досягненнями в області створення нових конструкційних матеріалів особливо високої міцності. В двигунобудуванні вже використовуються композиційні матеріали, які створені на основі включення в основний матеріал деталей високоміцних полімерів, пластмас, кераміки та ін.

Основні навантаження, які діють на деталі двигуна, є сили тиску газів в циліндрі і сили інерції поступально та обертово рухомих мас, а також зусилля від пружних коливань та теплових навантажень.

РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА МІЦНІСТЬ

1 Загальні рекомендації

На практичних заняттях студенти виконують перевірочний розрахунок на міцність основних деталей кривошипно-шатунного механізму й систем газорозподілу, мащення та охолодження.

Перед розрахунком деталі варто встановити її матеріал і термообробку; з'ясувати, які сили й у яких перерізах створюють небезпечні напруження.

До розрахунку кожної деталі додають ескіз із вказівкою небезпечних перерізів і всіх розмірів, необхідних для розрахунку. Основні розміри поршня відповідно до рис. 1 і шатуна з рис. 2 визначаються за співвідношеннями, представленими в таблиці 1.

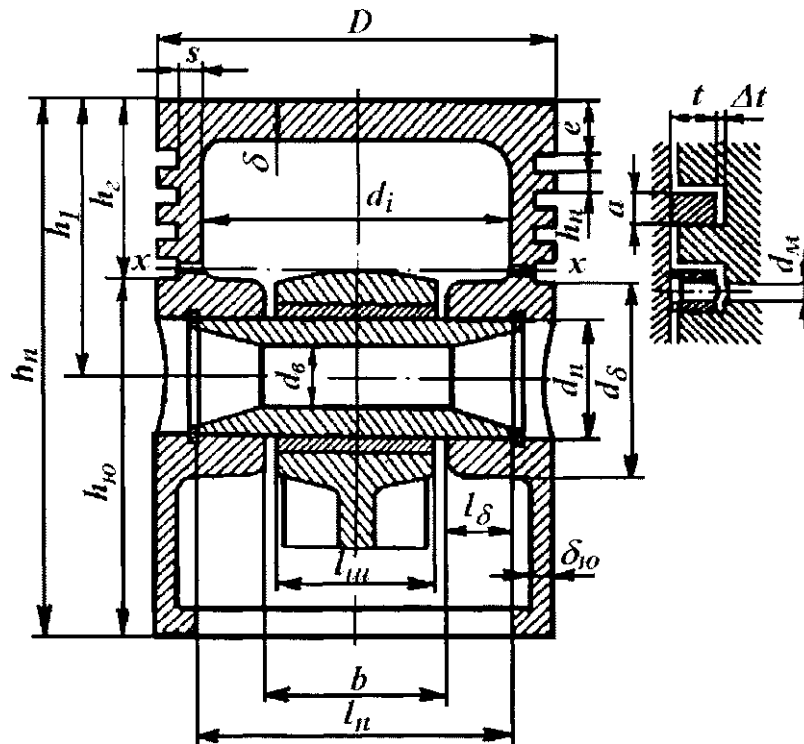


Рисунок 1 - Схема поршня

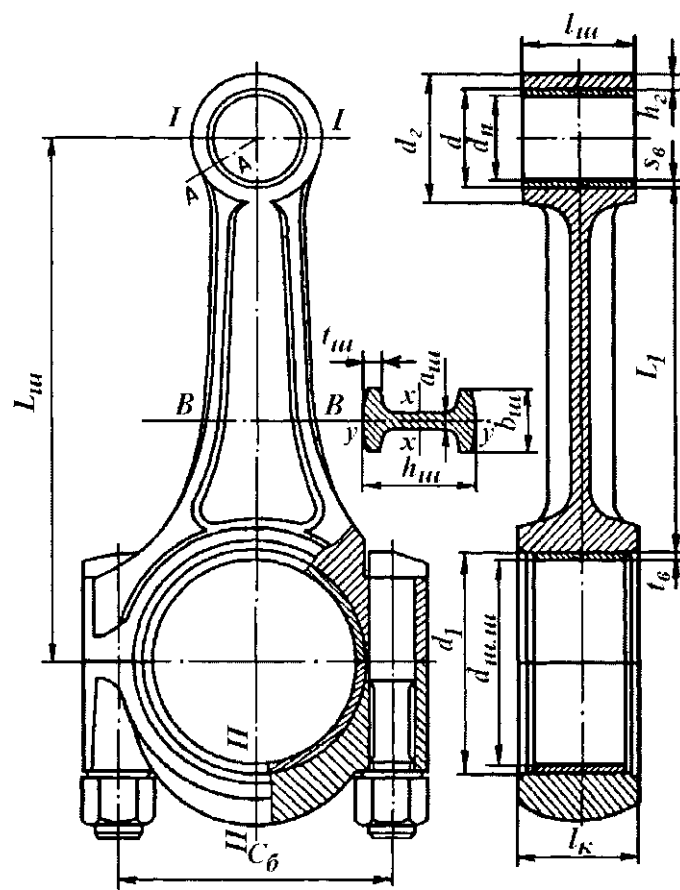


Рисунок 2 - Схема шатуна

Таблиця 1 - Розміри основних деталей кривошипно-шатунного механізму й
циліндро-поршневої групи

Найменування параметра	Значення розмірів у мм	
	карбюраторні двигуни	дизельні двигуни
1	2	3
Висота поршня k_n	(0,8...1,3) $\frac{1}{2}$)	(1,0...1,7)/
Відстань між зазорами кільця у вільному й робочому положенні	(2,5...4,0)?	? (3,2...4,0)
Відстань від верхньої кромки поршня до осі пальця $/\varphi_7$	(0,45...0,75) $\frac{1}{2}$ >	(0,6...1,0)1)
Число масляних отворів у поршні	6...12	
Товщина днища поршня δ	(0,05...0,10)1)	(0,12...0,20)1)
Товщина δ стінки циліндрів	4...10	8...15
Висота юбки поршня $И_{ю}$	(0,6...0,8) $\frac{1}{2}$ >	$\frac{1}{2}$ > (0,6...1,1)
Діаметр бобишки $(1_6$	(0,3...0,5)1)	$\frac{1}{2}$ > (0,3...0,5)

Продовження таблиці 1

1	2	3
Відстань між торцями бобишок B	$0,5) \varphi > 0,3 \dots$	
Товщина стінки юбки поршня $\delta_{\text{Ю}}$	$1,5 \dots 4,5$	$2,0 \dots 5,0$
Товщина стінки головки поршня S	$(0,05 \dots 0,010) \varphi$	
Відстань до першої поршневої канавки e	$(0,06 \dots 0,12) D$	$(0,11 \dots 0,20) D$
Товщина першої кільцевої перемички h_n	$(0,03 \dots 0,05) D$	$(0,04 \dots 0,07) Z$
Радіальна товщина кільця t : компресійного маслознімного	$(0,04 \dots 0,05) D$ $(0,038 \dots 0,045) Z$	$(0,04 \dots 0,05) Z$ $(0,038 \dots 0,043) Z$
Висота кільця a	$2 \dots 4$	$3 \dots 5$
Радіальний зазор Δt кільця в канавці поршня: компресійного маслознімного	$0,70 \dots 0,95$ $0,9 \dots 1,1$	
Внутрішній діаметр днища поршня ϕ_{i_2}	$D - 2(s + t + \Delta t)$	
Діаметр масляного каналу d_M	$0,3 \dots 0,5) a$	
Зовнішній діаметр пальця d_n	$(0,22 \dots 0,28) D$	$(0,30 \dots 0,38) D$
Внутрішній діаметр пальця d_e	$(0,65 \dots 0,75) d_{\bar{a}}$	$(0,50 \dots 0,70) \wedge$
Довжина пальця l_n :		

Продовження таблиці 1

1	2	3
Зовнішній діаметр головки шатуна $\phi_{\text{ш}}^{\text{вн}}$	(1,25...1...1,6) 5И	(1,3...1...1,7) Н
Ширина кришки $l_{\text{к}}$	(0,45...0...0,95)/ $\Gamma_{\text{штгп}}$	
Товщина кришки $H_{\text{к}}$		
Довжина шатунної шийки $l_{\text{шш}}$	К	
Діаметр шатунної шийки $\phi_{\text{шш}}$	(0,56...0...0,76)1)	
Відстань $l_{\text{в}}$ між шатунними болтами	(0,45...0...0,95) $\phi_{\text{шш}}$	
Діаметр корінної шийки: зовнішній $\phi_{\text{шш}}^{\text{вн}}$	(0,6...0...0,8) £) (0,2...0...0,3) $\gamma_{\text{шш}}$	(0,7...0...0,9) £> (0,2...0...0,3) $\gamma_{\text{шш}}$
Товщина вкладиша $\kappa_{\text{в}}$		
Ширина вкладиша $l_{\text{в}}$	К - (3...4...4)	

2 Розрахунок циліндра

Розраховують напруження в стінці циліндра та напруження розтягу в небезпечному перерізі шпильки кріплення головки блоку. Напруження в стінці циліндра визначають із урахуванням особливості конструкції циліндра. 2.1 Циліндри блочної конструкції розраховують на розтяг по твірній циліндра за формулою, МН/м^2 :

$$P_{\text{О}} = \frac{P}{2 \cdot t_{\text{ц}}} \quad \text{таб. 2}$$

де $P_{\text{О}}$ - максимальний розрахунковий тиск газів у циліндрі, МН/м^2 ; $t_{\text{ц}}$ - товщина стінки циліндра, м,

$t_{\text{ц}}$ - товщина стінки циліндра, м, Допускається $[\sigma]_{\text{ц}}$: для чавунних гільз - 40... 60 МН/м^2 . для сталевих гільз - 80... 120 МН/м^2 ; для чавунних циліндрів без гільз - 20... 40 МН/м^2 . 2.2 Для двигунів з повітряним охолодженням, у яких циліндри встановлені окремо, визначають сумарне напруження на розтяг по кільцевому перерізу й на згин під дією бічної сили $T_{\text{У}}^{\text{таб. 2}}$:

а) напруження розтягу по кільцевому перерізу гільзи, МН/м^2

б) згинальний момент від сили $J_{\text{тах}}$, прикладеної до середини поршневого пальця, $MH-м$:

2

де $A_{\text{тах}}^{\wedge}$ - максимальне значення бічного тиску, $MH/м^2$,

17^{112}

$\Gamma_{\Pi} = \text{-----}$ площа поршня,

k - відстань від осі циліндра до опорної площини циліндра, м.

в) напруження згину, $MH/м^2 \setminus$

3

ЦГ

де $J_{\text{ф}} = 0,1 \text{-----}$ момент опору поперечного перерізу циліндра,

M , A

- зовнішній діаметр циліндра, м\

B - внутрішній діаметр циліндра, г) Сумарне напруження від розтягу і згину:

$$\sigma_{\text{тх}} = \sigma_{\text{тр}} + \alpha_3 \sigma_{\text{к}} \quad (5)$$

де $\sigma_{\text{ГЕ}} < [\sigma_{\text{Г}}] = 60 \text{ } MH/м^2$ - для чавунних циліндрів; $\sigma_{\text{ТГ}} = 110 \text{ } MH/м^2$ - для сталевих циліндрів.

2.3 Шпильки кріплення головки блоку розраховують на розрив у небезпечному перерізі під дією сили, що виникає при затягуванні гайок. Сила попереднього затягування шпильки: $P_{\text{з}} = (1,25 \dots 1,3) P_{\text{пих}}^{\wedge} \Gamma$, (6)

де $P_{\text{Хтах}}$ - максимальний тиск згоряння, $MH/м^2$;

$i_{\text{г}}$ - площа, обмежена краєм прокладки навколо камери згоряння, $м^2$.

При верхньому розташуванні клапанів $P_{\text{г}} = (1,3 \dots 1,5) P_{\text{ниж}}^{\wedge}$ При нижньому розташуванні клапанів $P_{\text{г}} = (1,1 \dots 1,2) P_{\text{ниж}}$.

Сумарна розрахункова сила, що діє на шпильку, MH :

(7)

$$p = p + p \cdot g$$

$$p_z^{max} = 1$$

Сумарна сила, яка приходить на одну шпильку:

(8)

$$P'_p = \frac{P_p}{z}$$

де 2 - число шпильок, що приходить на один циліндр. Напруження розтягу в шпильці:

(9)

$m\ddot{u}$

де Γ_0 = - площа мінімального поперечного перерізу стержня

шпильки, взята по внутрішньому перерізу різьби, m^2 (d_{in} - діаметр поперечного перерізу стержня шпильки, взятий по внутрішньому перерізу різьби, м);

$[a] = 100 \dots 150 \text{ МН/м}^2$ - для вуглецевих сталей; $[c_p] = 250 \dots 300 \text{ МН/м}^2$ - для легированих сталей.

3 Розрахунок поршня

Для розрахунку поршня беруть максимальне значення тиску $P_{\text{Хтах}}$ в циліндрі двигуна й максимальне значення бічного тиску $A_{\text{шх}}$.

3.1 Напруження згину в днищі поршня визначають

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{W_{\text{зг}}} \quad (10)$$

де d_i - внутрішній діаметр поршня, м; δ - мінімальна товщина днища, м.

Для сучасних автотракторних двигунів без ребер жорсткості:
 $[\sigma_{\text{зг}}] = 20 \dots 25 \text{ МН/м}^2$ - для литих поршнів з алюмінієвих сплавів;

$[\sigma_{\text{зг}}] = 40 \dots 50 \text{ МН/м}^2$ - для чавунних поршнів.

При наявності ребер жорсткості:

$[cm_{зг}] = 80...200 \text{ МН/м}^2$ - для чавунних поршнів з ребрами жорсткості.
 $[<T_{зг}] = 50...150 \text{ МН/м}^2$ - для алюмінієвих поршнів.

3.2 Напруження стиску в кільцевому перерізі визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{СТ}} = \frac{P}{\phi L} \quad (\text{Н})$$

де $T^{\wedge}$ - площа небезпечного перерізу, m^2 ;

$P_2 = P_{1шх} P_n$ - максимальна сила тиску газів на днище поршня, $MH \setminus$
 $[<T_{6,T}] = 30...40 \text{ } MH/m^2$ - для поршнів з алюмінієвих сплавів; $[<T_{CTH}] =$
 $60...80 \text{ } MH/m^2$ - для чавунних поршнів.

3.3 Максимальний тиск на поверхнях, що труться, юбки поршня визначають за формулою:

$$N \text{ } \ddot{\Gamma} \text{ } -i \text{ } * = (12)$$

п и

ю

де $k_{ю}$ - висота юбки поршня , м\ $B_I = 0,33...0,96 \text{ } MH/m^2$.

4 Розрахунок поршневого пальця

4.1 Тиск на втулку верхньої головки шатуна визначають за формулою:

$$P, \quad \text{ш} \text{ } ^{\wedge} \text{ } k \text{ } i \quad Я(iз)$$

сi •/

п ш

$$D^e \text{ } ^{\wedge} \text{ } шах = (^{\wedge} \text{ } ШЖ + ^{\wedge} \text{ } /шах >$$

$\kappa = 0,6...0,7$ - коефіцієнт врахування маси поршневого пальця і верхньої головки шатуна;

$P_{/тах}$ - максимальний тиск від сил інерції зворотно-поступальних

рухомих мас (з динамічного розрахунку), $MH \setminus$ $c I_n$ - зовнішній діаметр пальця, $m \setminus$ $I_{ш}$ довжина верхньої головки шатуна, m .

4.2 Тиск на бобишки поршня визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{сi}} = \frac{A_{\text{сi}}}{n \cdot B} \quad (И)$$

де l_n – загальна довжина пальця, м; B – відстань між торцями бобишек, м.

Для сучасних автомобільних і тракторних двигунів відповідно $[\sigma] = 20 \dots 60 \text{ МН/м}^2$, $B_2 = 15 \dots 50 \text{ МН/м}^2$.

6 Напруження згину в пальці визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M}{I} \cdot y$$

де a – відношення внутрішнього діаметра пальця до зовнішнього,

$$[\sigma_{\text{зг}}] = 100 \dots 250 \text{ МН/м}^2.$$

7 Напруження в пальці на зріз визначають за формулою:

б) 0

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M}{I} \cdot y$$

$$[\sigma] = 60 \dots 250 \text{ МН/м}^2.$$

8 Максимальну овалізацію пальця визначають за

формулою:

$$\Delta l = \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{E} \cdot \frac{1}{a^3} \cdot \left[0,1 - (a - 0,4)^3 \right] \cdot 10^3 < [\Delta l]_{\text{доп}}, \quad (17)$$

$E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$ - модуль пружності матеріалу пальця, Максимальна овалізація пальця має бути в межах допустимих значень $[c_{inmax}] = 0,02 \dots 0,05 \text{ мм}$.

5 Розрахунок поршневих кілець і компресійного кільця

(18)

5.1 Середній тиск кільця на стінку циліндра, МН/м^2 : де E - модуль пружності матеріалу кільця: для сірого чавуну $E = 110^5 \text{ МН/м}^2$; для легованого чавуну $E = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$; для сталі $E = (2,0 \dots 2,3) \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2$;

- різниця між зазорами в замку кільця у вільному й робочому стані, м ;

t - радіальна товщина кільця, м

Δ - для кільця рівномірного тиску; Δ_2 - для кільця коригованого тиску;

D - діаметр циліндра, м .

\$

Для
бензинових
двигунів —
= 2,5...4,0;
 Δ

для дизелів — = 3,2...4,0;

для компресійних кілець $P = 0,11 \dots 0,37 \text{ МН/м}^2$.

5.2 Напруження згину в кільці в робочому стані, МН/м^2

(o V

(19)

$\sigma = 2,6 \cdot 10^5 \dots 1 \cdot 10^6$

V I)

5.3 Напруження згину в кільці при надяганні його на поршень, МН/м^2 :

$$\frac{4E \left(1 - 0,114 \frac{S_o}{t} \right)}{m \left(\frac{D}{t} - 1,4 \right) \frac{D}{t}} \leq [\sigma_{zg}],$$

(20)

де $m = 1,57$ - коефіцієнт, $0,425 \frac{\Gamma}{\rho}$ що залежить від

$$\frac{P_c}{\rho} (3 - \mu) \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3$$

способу надягання кільця; $[\sigma] = 220 \dots 450 \text{ МН/м}^2$; а **(18)**
 $= 220 \dots 450 \text{ МН/м}^2$.
?

6 Розрахунок шатуна

6.1 Напруження на розрив у верхній головці шатуна

$$\sigma_{\text{роз}} = \frac{P_{\text{роз}}}{F_{\text{роз}}} \leq [\sigma_{\text{роз}}]_{\text{ГН}} \quad \text{ГВ / Ш}$$

де $P_{\text{роз}} = -m_n \omega^2 (l + Y) \cdot 10^5$ - сила інерції поршневого комплекту, що діє на верхню головку шатуна, MH ; m_n - маса поршневого комплекту, kg ;

ω - радіус кривошипа, m ;

ω - кутова швидкість колінвала двигуна, s^{-1} ;

$F_{\text{роз}}$ - площа поршня, m^2 ; $C_{I_{\text{ГН}}}$ й $\gamma_{\text{св}}$ - відповідно зовнішній і внутрішній діаметри верхньої головки шатуна, m ;
 $l_{\text{ш}}$ - довжина верхньої головки шатуна, m ;
 $[\sigma_{\text{роз}}] = 15..25 \text{ MN/m}^2$.

(18)

6.2 Запас міцності стержня шатуна

Запас міцності стержня шатуна розраховують по перерізу B у середині шатуна.

Розрахунок проводять на розтяг від сили $P_p = -P_{jm} \wedge P_u$ і на стиск від сили $P_{\text{ст}} = P_{\text{ішх}} \cdot P_{\text{п}}$.

Значення тисків $P_{\text{уішх}}$ і $P_{\text{ітах}}$ беремо з графіків динамічного розрахунку двигуна.

Напруження стиску без врахування поздовжнього згину для звужуючогося стрижня шатуна визначають за формулою:

де F - площа поперечного перерізу стержня шатуна (по перерізу B), m^2 .

Напруження розтягу визначають за формулою:

Середнє напруження за цикл визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{\sigma_{\text{п}} + \sigma_{\text{с}}}{2} \quad (24)$$

Амплітуду циклу визначають за формулою (з врахуванням знаків):

$$\sigma_{\text{амп}} = \frac{\sigma_{\text{п}} - \sigma_{\text{с}}}{2} \quad (25)$$

Запас міцності стержня шатуна визначають за формулою:

$$\epsilon = \frac{\sigma_{12}}{\sigma_{\text{г}}} \leq 26) - \text{де } \sigma_{\text{г}} - \text{границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі } \sigma_{\text{г}} = 340 \dots 380 \text{ МН/м}^2$$

де $\sigma_{12} = 180 \dots 250 \text{ МН/м}^2$ - границя втоми матеріалу при симетричному циклі на розтяг для вуглецевої сталі; для легованої сталі $\sigma_{12} = 340 \dots 380 \text{ МН/м}^2$;

$$\epsilon = 0,8 \dots 0,9 - \text{коефіцієнт врахування впливу чистоти обробки; } a = 0,2 - \text{коефіцієнт матеріалу.} \quad (18)$$

6.3 Напруження згину в нижній кришці головки шатуна, МН/м^2 :

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{ш}}}{I_{\text{ш}}} + K \cdot K_{\text{с}} \leq \sigma_{\text{доп}}$$

де $l_{\text{ш}}$ - відстань між шатунними болтами, м

$$I_{\text{ш}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{ш}}^4}{64}$$

момент опору розрахункового перерізу кришки без

$F_{\text{к}}$, $F_{\text{е}}$ - площа поперечного відповідно кришки і вкладиша,

перерізу

$$l_{\text{ш}} = 0,023 - 0,4$$

(27)

$$P_{\text{ж}} = P_{\text{ж}} (1,05 \dots 1,1) - \text{розрахункова сила, МН}$$

$$[\sigma_{\text{зг}}] = 120 \dots 300 \text{ МН/м}^2 - \text{допустиме напруження.}$$

6.4 Запас міцності шатунних болтів

Визначають силу, яка розтягує шатунні болти, МН

$$P_{\text{б}} = P_{\text{пз}} + i_{\text{б}} \cdot G_{\text{б}} \quad (28)$$

$$i_{\text{б}} = ?$$

$$\text{де } P_{\text{пз}} = (2 \dots 3) \cdot G_{\text{б}} - \text{сила попереднього затягування болтів, МН,}$$

$$a = 0,2 \dots 0,25 - \text{коефіцієнт основного навантаження різьбового з'єднання,}$$

$i_{\text{б}}$ - кількість шатунних болтів. Напруження в болті, МН/м^2 : а) максимальне

$$J_{min} \quad (29)$$

б) мінімальне

$$\frac{\sigma_{\text{гап}}}{J_{min}} \quad (30)$$

πd

$$F_{\text{шп}} = \text{— мінімальна площа перерізу болта, } \text{мм}^2 \quad (18)$$

$d_{\text{шп}}$ - мінімальний діаметр болта в розрахунковому перерізі, мм. Середнє напруження за цикл, МПа : $\sigma_{\text{ср}} = \frac{\sigma_{\text{тах}} + \sigma_{\text{тт}}}{2}$ • (31 Амплітуду циклу, МПа :

врахування ребер жорсткості, M^3

I_k, k_k - відповідно ширина і товщина кришки, м
 $I B$

$I_B = -y^4$ - момент інерції перерізу кришки, M^4

$$i K K \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot 4$$

$I = -y$ - момент інерції перерізу вкладиша, м ; I_B, k_B - відповідно ширина і (18)

товщина вкладиша, м

Запас міцності корінної шийки

$$L = -\Gamma^1 \text{ -----}$$

$$- /C$$

$$2,5 \cdot \Gamma, -\Gamma + a_m - m$$

де m_x - границя втоми матеріалу на кручення; $m_c = 180 \dots 220 \text{ МН/м}^2$ - для вуглецевої сталі; $m_s = 280 \dots 320 \text{ МН/м}^2$ - для легованих сталей; $k_m = 1,8 \dots 2,0$ - коефіцієнт концентрації напружень; $\epsilon_T = 0,7 \dots 0,8$ - коефіцієнт врахування масштабних та технологічних факторів;

$a_m = 0,1$ - коефіцієнт залежності втомної міцності матеріалу. Середній тиск на шатунну шийку, МН/м^2 :

$$iii \ i ti$$

39) (

де P - середнє значення сили, що діє на шатунну шийку, МН ; $P_{иср} \sim P_{иср} P_{п} \sim$ середнє значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м^2 ;

$s I_{шш}, /_{шш}$ - відповідно діаметр і ширина шатунної шийки, м. Максимальний тиск на шатунну шийку, МН/м^2

$$P'$$

$$\text{штах} \wedge \Gamma - i$$

$$\Gamma \Gamma \backslash \backslash$$

$$[? \Gamma a a x] \text{ ' } \frac{Я_{\Gamma a x} = (40)}{III \Gamma_{шш}}$$

$$\wedge$$

де $P_{штж}$ - максимальне значення сили, що діє на шатунну шийку, МН;

$\hat{P}_{шпах}$ ~ максимальне значення тиску, що діє на шатунну шийку, МН/м².

Величини $P_{шср}$, $P_{шпах}$ визначають із графіка до динамічного розрахунку двигуна (з першого аркуша курсового проекту). (18)

Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку, від яких залежить термін служби підшипників, наведені в таблиці 2.

Таблиця 2 - Значення максимального й середнього тиску на шатунну шийку

Тип двигуна	$[p]$, МН/м ²	
	$P_{ср}$	$\hat{P}_{шпах}$
бензиновий	4...12	7...20
дизельний	6...15	20...42

8 Розрахунок системи мащення

9 Кількість відведеної маслом теплоти, кДж/с \

$$Q_{л\#} = (0,015 \dots 0,030) Q_0, \quad (41)$$

$\hat{Q}_{Квт}$.

де $Q_0 = \hat{Q}_{зд} \sim$ кількість теплоти, яка виділяється при згоранні палива за 1с, кДж/с;

q_n - нижча теплота згорання палива, кДж/с \

G_m - годинна витрата палива, кг/год.

10 Кількість циркулюючого масла, м³/с \

$$G_m = \frac{Q_{л\#}}{p_m \cdot c_m} \quad (42)$$

де $p_m = 900$ кг/м³ - густина масла;

$c_{л1} = 2,094$ кДж/(кг·К) - середня теплоємність масла;

$\Delta t = 10 \dots 15^\circ\text{C}$ - різниця температури масла на вході і виході з

двигуна.

11 Розрахунок масляного насосу

При розрахунку масляного насосу циркуляційні витрати мастила збільшуємо вдвічі: $U'_p = 2U_m$.

З врахуванням витікання мастила через зазори в насосі розрахункові витрати, $м^3/с$:

$$\Gamma_p = \frac{U'_p}{\eta_m} > \quad (43)^{(18)}$$

де $\eta_m = 0,8$ - об'ємний ККД подачі насосу.

1- шестеренний насос; 2 - редукційний клапан; 3 - радіатор; 4 - запобіжний клапан; 5 - маслоприймач; 6 - фільтруючий елемент; 7 - пропускний клапан; 8 - колінчастий вал; 9 - розподільний вал; 10 - вісь коромисла

Рисунок 3 - Схема системи мащення Розміри

шестерень насоса визначають з формули:

$$\frac{7B}{P \cdot 60 n}$$

де $B_0 = z - m$ - діаметр початкового кола шестерні, $м$;
 $m = 0,003...0,006$ $м$ - модуль зачеплення; $z = 6...12$ - число зубців; k, B - відповідно висота і ширина зуба, $м$; n - частота обертання шестерні, $об/хв$.

Необхідно задатися числом зубців z , модулем m та частотою обертання n .

Висота зуба визначається як $h = 2m$, $м$. Довжина зуба, $м$:

$$b = z m \Gamma. \quad (45)$$

$$k \cdot m \sim n$$

Потужність, витрачену на привід масляного насоса, $кВт$: **де $P_m = 0,3$ $МН/м^2$** - робочий тиск мастила в системі; $\eta_m = 0,85...0,9$ - механічний ККД насоса. Звичайно $TU = 0,14...0,45 кВт$.

9 Розрахунок рідинної системи охолодження

9.1 Кількість відведеного тепла в охолоджувальну рідину визначають за формулою:

а) для бензинових, $кДж/с$

б) для дизелів, кДж/с

$\&,=\langle>,12...0,25)\text{-}\&$

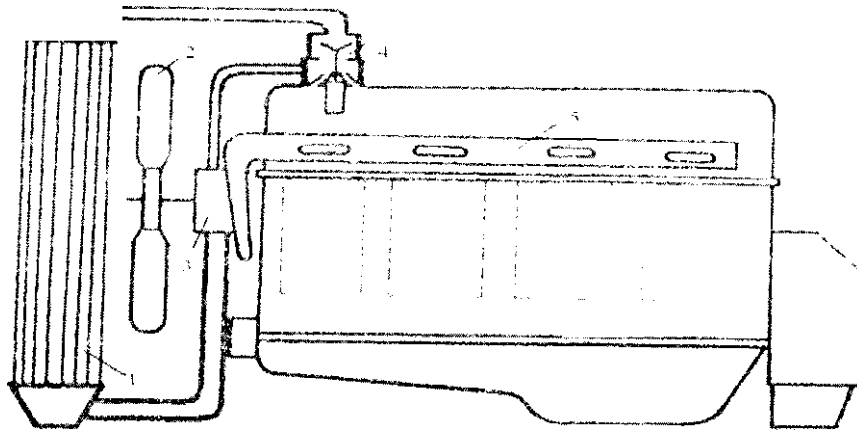
9.2 Кількість рідини, що циркулює в системі визначають за формулою,
 $\text{м}^2/\text{с}$

б.

$P_{ж} \cdot C_{ж} \cdot \Delta t_{ж}$

(18)

де $\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина охолоджувальної рідини; $C_{ж} = 4,187$
 $\text{кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$ - теплоємність охолоджувальної рідини; $\Delta t_{ж} = 5...15 \text{ } ^\circ\text{C}$ - різниця
 температур охолоджувальної рідини на вході і виході з двигуна.



(18)

1 - радіатор; 2 - вентилятор; 3 - насос; 4 - термостат; 5 - розподільна труба

Рисунок 4 - Схема системи охолодження

9.3 Розрахункову продуктивність водяного насосу визначають за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$

$$\overline{G}_n, \quad (49)$$

де $\eta_n = 0,8 \dots 0,9$ - коефіцієнт подачі насосу.

12 Потужність, що витрачається на привід водяного насосу визначають за формулою, кВт

$$N = \frac{G \cdot P \cdot 10^3}{\eta_n \cdot \eta_m}, \quad (50)$$

де $P_{\text{ж}} = 0,035 \dots 0,15 \text{ МН/м}^2$ - напір, що створюється насосом; $\eta_m = 0,7 \dots 0,9$ - механічний ККД насоса.

Звичайно $N_{\text{вн}} = (0,007 \dots 0,014) A^{\wedge}_{\text{юлг}}, \text{ кВт}.$

13 Розрахунок вентилятора

Кількість повітря, що проходить через радіатор визначають за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$K = \frac{Q}{\Delta t}, \quad (50)$$

де Q - кількість теплоти, відведеної від охолоджувальної рідини, кДж/с ;

Р

$\rho_{\theta} = \frac{p_{\theta}}{R \cdot T_{\theta}}$ - густина повітря при його середній температурі, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$P_{\theta} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Н}/\text{м}^2$ - тиск навколишнього середовища;

$R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - газова постійна повітря;

$T_{\theta} = 273 + t_{\theta}$ - середня температура повітря в радіаторі;

(18)

$c_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - теплоємність повітря;

Δt_{θ} — 6...12 °С- різниця температур повітря на вході з радіатора.

Діаметр лопастей вентилятора визначають за формулою, м:

де v_{θ} - 13...30 м/с - швидкість повітря у вентиляторі.

Звичайно $V_{\text{вент}} = 0,3...0,7 \text{ м}^3/\text{с}$.

Частоту обертання вала вентилятора визначають за формулою, об/хв.:

60-и

$$n = \frac{v_{\theta}}{d_{\text{вент}}} \quad (52)$$

де $v_{\theta} = 80...125 \text{ м}/\text{с}$ - колова швидкість кінця лопасті робочого колеса вентилятора.

Потужність, що витрачається на привід вентилятора визначають за формулою, кВт:

$N = \frac{P}{\eta}$

$$N_{\text{вент}} = \frac{P}{\eta_{\text{вент}}} \quad (53)$$

де $P = 800...1000 \text{ Н}/\text{м}^2$ - опір повітряного тракту;

$\eta_{\text{вент}} \sim \text{ККД}$ вентилятора з литими лопастями:

14 для клапанних лопастей $\eta_{\text{вент}} = 0,3...0,4$;

15 для литих $\eta_{\text{вент}} = 0,3...0,4$.

Звичайно $M_{\text{вент}} = (0,07...0,14) N_{\text{вент}}, \text{ кВт}$.

ЛІТЕРАТУРА

- 16 Анісімов В.Ф., Дмитрієва А.В., Севостьянов С.М. Тепловий та динамічний розрахунок автомобільних двигунів. Навчальний посібник.- Вінниця, 2009- 130с.
- 17 Навчальний посібник до виконання курсового проекту з дисципліни «Автомобільні двигуни» для студентів бакалаврату спеціальності 6.090258 «Автомобілі та автомобільне господарство»
- 18 Расчёт автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов./ А. И. Колчин, В. П. Демидов - 3-е изд. перераб. и доп. - М.: Высш. шк., - 496 с.: ил.
- 19 Сапон Н.С., Савчинский И.Г., Дупляк О.В. Методические указания к выполнению контрольной работы и курсового проекта по дисциплине «Автомобильные двигатели».- Винница: ВПИ, 1988. - 43с. (18)
- 20 Сапон Н.С., Савчинский И.Г., Кожемяка Ю.В. Методические указания к расчету основных деталей, механизмов и систем двигателя в курсовом проекте по дисциплине «Автомобильные двигатели».- Винница: ВПИ, 1988.
- 21 Анісімов В. Ф. Конструкція і розрахунок автомобільних і тракторних двигунів: Навчальний посібник / В. Ф. Анісімов, І. Г. Савчинський. - Вінниця: ВДТУ, 2001. - 90 с.
- 22 Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Колчин А. И., Демидов В. П. - М.: Высш. шк., 2003. - 496 с.
- 23 Хачиян А. С. Двигатели внутреннего сгорания. / А. С. Хачиян, К. 7 Морозов; под ред. В. Н. Луканина, в 3-х кн. - М.: Высш. шк., 2005.
- 24 Автотракторные двигатели: Учебник. Под ред. М.С.Ховаха - 2-е изд.: М. Машиностроение, 1977.
- 25 Двигатели внутреннего сгорания: Учебник. Под ред. В. Н. Луканина: - 4-е изд. М: Высшая школа, 1984.
11. Конструкция и расчет поршневых и комбинированных двигателей /Орлин А. С., Вырубов Д. Н., Круглов М. Г. и др. - М.: Машиностроение, 1992. -464 с.
12. Николаенко А. В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А. В. Николаенко. - М.: Колос, 1984. - 336 с.

Автомобільні двигуни [Текст]: методичні вказівки до практичних робіт для здобувачів освітньо-кваліфікованого рівня молодший спеціаліст галузь знань 27 Транспорт спеціальності 274 Автомобільний транспорт денної форми навчання / уклад. Хвесик В.О. – Любешів: Любешівський технічний коледж Луцького НТУ, 2019. – 24 с.

Комп'ютерний набір і верстка:
Редактор:

Хвесик В.О.
Хвесик В.О.

3)

Підп. до друку _____ 2019 р. Формат А4.
Папір офіс. Гарн. Таймс. Умов. друк. арк. 3,5
Обл. вид. арк. 3,4. Тираж 15 прим.

Інформаційно-видавничий відділ
Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75
Друк – ІВВ Луцького НТУ