

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ РОЗДІЛУ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТУ
«РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ СИСТЕМ ДВЗ»

ДЛЯ СТУДЕНТІВ СПЕЦІАЛЬНОСТІ
142 «ЕНЕРГЕТИЧНЕ МАШИНОБУДУВАННЯ»

ХАРКІВ 2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання розділу дипломного проекту
«Розрахунок основних систем ДВЗ»**

для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

Затверджено
редакційно-видавничою радою
університету, протокол № 3
від 12.10.2023р.

Харків
НТУ „ХПІ”
2023

Методичні вказівки до виконання розділу дипломного проекту «Розрахунок основних систем установок з ДВЗ» для студентів спеціальності 142 Енергетичне машинобудування / Укл. С.С. Кравченко, О.Ю. Ліньков, В.О. Пильов – Харків: НТУ «ХП», 2022. – 34 с.

Укладачі: С.С. КРАВЧЕНКО
О.Ю. ЛІНЬКОВ,
В.О. ПИЛЬОВ

Рецензент О.В. Триньов

Кафедра двигунів та гібридних енергетичних установок

ВСТУП

При виконанні розділу дипломного проекту «Розрахунок основних систем установок з ДВЗ» важливо правильно обрати основні параметри системи змащення і системи охолодження, розрахувати агрегати, що входять у ці системи. Дані методичні вказівки призначені для допомоги студентам у вирішенні цих питань.

Методичні вказівки дозволяють обрати вихідні дані та виконати розрахунки за сучасними методиками масляних насосів, масляних центрифуг, масляних охолоджувачів, насосів системи охолодження, радіаторів та вентиляторів системи охолодження.

1. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ

Система мащення двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) призначена для зменшення тертя між спряженими деталями ДВЗ подаючи мастило у зони тертя. Крім виконання основної функції система мащення забезпечує охолодження деталей двигуна, видалення продуктів зносу та згоряння палива й мастила, захист деталей двигуна від корозії. Можна виділити такі типи систем мащення:

- 2-тактних двигунів;
- картерне мащення розбризкуванням;
- мащення з примусовою подачею мастила під тиском у зони тертя;
- комбіноване мащення, що поєднує мащення розбризкуванням та примусову подачу мастила.

Більшість транспортних ДВЗ мають комбіновану систему мащення. Резервуаром для мастила, зазвичай, служить піддон картера, у цьому випадку систему мащення називають «системою з мокрим картером». Коли для зберігання мастила використовується інший резервуар, картер все ж збирає мастило, але воно постійно відкачується спеціальним насосом; ця система носить назву «система мащення із сухим картером».

Основними елементами системи мащення є:

- піддон картера;
- масляний насос;
- масляний фільтр;
- охолоджувач мастила;
- датчик тиску;
- канали для підведення мастила.

1.1. Визначення основних параметрів системи

Основними параметрами системи змащення є:

- циркуляційна витрата мастила в системі мащення;
- тиск мастила на вході в двигун;
- об'єм мастила в системі мащення.

Циркуляційна витрата мастила в системі мащення (G_m , л/ (кВт·год)) визначається за кількістю тепла (q , кДж/(кВт·год)), що відведено мастилом від деталей двигуна, і перепадами температури мастила (ΔT , К) на виході з двигуна та на вході до нього:

$$G_m = \frac{q}{\Delta T} \quad (1)$$

де ξ – коефіцієнт запасу, що враховує перевантаження двигуна і збільшення зазорів в підшипниках при зношуванні, який дорівнює 1,5–3,5;

q – питома кількість теплоти, що відведена мастилом, кДж/

(кВт·год);

N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ΔT – перепад температури мастила на виході з двигуна та на вході до нього (для суднових і тепловозних дизелів $\Delta T = 5–15$ К; для автомобільних і тракторних з рідинно-масляними охолоджувачами $\Delta T = 20 – 25$ К, а з повітряно-масляними охолоджувачами $\Delta T = 5 – 8$ К);

C_m – теплоємність мастила, значення якої приймається 1,7–2,1

кДж/(кг·К).

У двигунів без струменевого охолодження поршнів кількість тепла, відведеного мастилом, становить 1,2–4,5 % від тепла згорання

витраченого двигуном палива. Для бензинових і газових двигунів

$q = 170\text{--}290 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$, а для дизелів $q = 230\text{--}520 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

У двигунів з охолодженням поршнів мастилом $q = 450\text{--}570 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Питомі циркуляційні витрати мастила для різних типів двигунів наведено в табл. 1.

Об'єм мастила в системі мащення для зменшення ваги установки з двигуном має бути по можливості малим, але достатнім для заповнення усієї системи і компенсації вигорання мастила між заправками, котрий у сучасних двигунів в залежності від їхнього зносу становить 0,2 - 9 % витрати палива.

Питомі об'єми мастила, що заливається в систему мащення з мокрим картером становлять, л/кВт:

- для автомобільних бензинових двигунів – 0,03-0,15;
- тракторних бензинових двигунів – 0,34-0,48;
- швидкохідних дизелів – 0,07-0,21.

Таблиця 1. Значення питомої циркуляційної витрати мастила

Тип двигуна	Питома циркуляційна витрата мастила, G_m , л/ (кВт·год)	Тиск мастила на вході в двигун, для забезпечення циркуляційної витрати, P_m , МПа
Бензинові і газові двигуни	14-50	0,2-0,5

Тихохідні дизеля	7-19	0,08-0,18
Швидкохідні форсовані дизеля:		
- без охолодження поршнів мастилом	16-65	0,6-1,5
- з охолодженням поршнів мастилом	27-68	0,6-1,5

1.2. Розрахунок масляних насосів

В системах мащення ДВЗ у якості нагнітаючих та відкачувальних масляних насосів застосовують головним чином об'ємні шестеренні насоси, що виділяються надійністю, здатністю створювати великий тиск, простотою конструкції і низькою вартістю.

До недоліків шестеренних насосів слід віднести значне зменшення коефіцієнту подачі при великій частоті обертання зубчастих коліс (тому вона має бути не більше 3000 хв^{-1}) і динамічні навантаження на привід насосу внаслідок пульсуючої подачі мастила.

Зубчасті колеса виготовляють з чавунів і сталей. Модуль зубчастих коліс обирають в межах 2-5 мм для насосів швидкохідних дизелів і до 8-10 мм для насосів тихохідних двигунів. Для зменшення розмірів і маси насосів число зубів має бути мінімальним (6-15), оскільки при малій кількості зубів відносний об'єм впадин між ними виходить великим.

Перетин вхідних і вихідних патрубків визначають за допустимими швидкостями мастила, які становлять для вихідних патрубків 0,3-0,6 м/с, для вихідних 0,8-1,5 м/с. В особливо форсованих швидкохідних двигунах ці швидкості підвищені відповідно до 3 і до 4 м/с.

Основні дані шестеренних насосів деяких двигунів наведено в табл. 2 [2].

Таблиця 2. Параметри шестеренних масляних насосів

Показник	Марка двигуна			
	МеМЗ-965	ЗІЛ-120	СМД-14	ЯМЗ-240

Продуктивність, м ³ /с	$0,11 \cdot 10^{-3}$	$0,71 \cdot 10^{-3}$	$0,83 \cdot 10^{-3}$	$0,42 \cdot 10^{-3}$
Частота обертання n_n , хв ⁻¹	2000	1600	1440	2940
Тиск мастила, МПа	0,4	0,35	0,25	0,6
Зовнішній діаметр шестерні, мм	29	43,4	59,4	42,5
Висота зуба, мм	5	10	8,5	10
Довжина зуба, мм	30	38	36	40
Число зубів	7	7	12	8

Розрахунок нагнітальних шестерних масляних насосів зводиться до визначення розмірів шестерень, що забезпечують необхідну циркуляційну витрату мастила в системі мащення G_m .

Циркуляційна витрата мастила, що має забезпечити шестерний масляний насос, м³/с:

(2)

де G_m – циркуляційна витрата мастила в системі мащення за (1),
кг/год;
 $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина мастила;
 ΔT – температура підігріву мастила в двигуні, К.

У зв'язку з витіканням мастила через торцеві і радіальні зазори насосу розрахункову продуктивність його визначають з урахуванням об'ємного коефіцієнту подачі η_n . Продуктивність насоса, м³/с:

(3)

де η_n – знаходиться в межах 0,6-0,8.

При висоті зуба h , що дорівнює двом модулям m , і діаметрі початкового кола шестерні $D_0 = z \cdot m$ розрахункова продуктивність насоса становитиме:

(4)

де z – число зубів шестерні;

b – довжина зубу, м;

n_n – частота обертання зубчастих коліс, хв^{-1} :

(5)

де U_n – окружна швидкість обертання шестерень на зовнішньому діаметрі, м/с;

$D = m(z + 2)$ – діаметр зовнішнього кола шестерні, м.

Окружна швидкість обертання шестерні на зовнішньому діаметрі не має перевищувати 8-10 м/с, оскільки при великих значеннях коефіцієнт подачі насосу значно зменшується.

Знаючи V_p і задавшись значеннями m , z і U_n , з рівняння (4) визначають довжину зубу, м:

(6)

При розрахунку відкачувальних масляних насосів V_p , визначених за (4), збільшують в 1,5-2 рази, оскільки ці насоси відкачують спінене мастило.

Приклад. Визначимо основні розміри шестерень нагнітального масляного насосу масляної системи швидкохідного тракторного дизеля потужністю $V_p = 150$ кВт.

Циркуляційна витрата мастила в системі змащення розраховують за (1):

де $\zeta = 2$;

$N_e = 150$ кВт;

$q = 360$ кДж/(кВт·год);

$\Delta T = 20$ К;

$$C_m = 2 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Розрахункову продуктивність масляного насосу визначають за (3):

,

де V_m за (2):

$$\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3;$$

$$\eta_n = 0,7.$$

Задаємося $m=5 \text{ мм}$; $z=8$; $U_n=7,5 \text{ м/с}$ і визначаємо n_n за (5):

,

де $D = m(z + 2) = 5 \cdot 10^{-3}(8+2)=50 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

Довжину зубу розраховують за (6):

Потужність, що витрачається на привід масляного насосу, складе, кВт:

,

(7)

де V_p – розрахункова продуктивність масляного насосу за (3), $\text{м}^3/\text{с}$;

P_m – тиск мастила на вході в двигун, Па;

$\eta_{mn} = 0,85-0,9$ – механічний ККД масляного насосу;

множник 10^3 – для переводу Вт в кВт.

Визначимо потужність, що витрачається на привід масляного насосу швидкохідного тракторного дизеля потужністю $N_e = 150 \text{ кВт}$,

при тиску мастила на вході в двигун $P_m = 0,5$ МПа, $\eta_{mh} = 0,85$ та розрахунковій продуктивності масляного насосу $V_p = 1,1910 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$.

Потужність, що витрачається на привід масляного насосу, визначають по (7):

кВт,

що становить 0,48 % від N_e .

1.3. Розрахунок масляної центрифуги

Розрахунок масляної центрифуги (рис. 1), що представляє собою відцентровий фільтр очищення мастила від механічних домішок, полягає у визначенні необхідного тиску мастила на вході в центрифугу $P_{ц}$ і частоти обертання її ротора $n_{ц}$. В сучасних центрифугах подача мастила під тиском 0,25-0,8 МПа забезпечує $n_{ц} = 5000-8000 \text{ хв}^{-1}$.

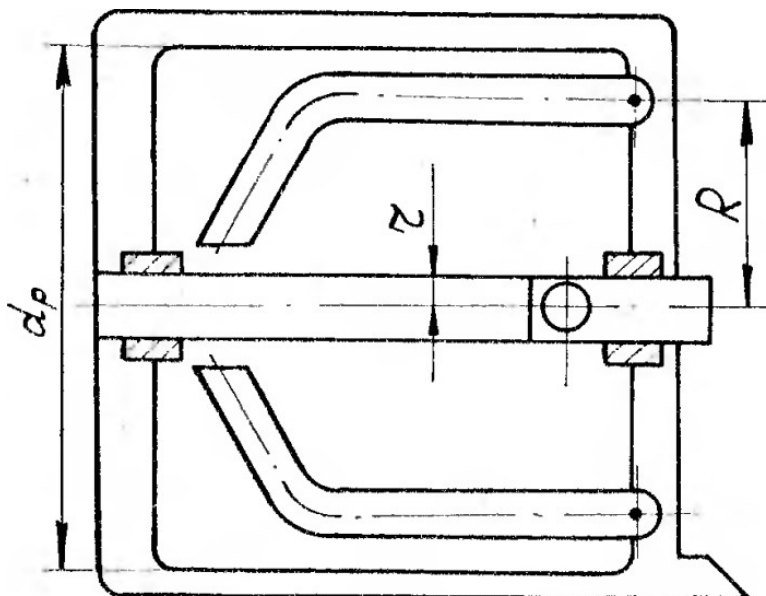


Рисунок 1 – Схема центрифуги

Реактивна сила струменя мастила, що витікає з одного сопла при встановленому режимі обертання ротора, визначається на підставі теореми імпульсів сил, Н:

$$P = \rho_m \cdot V_{\text{ц}} \cdot \varepsilon \cdot F_{\text{с}} \cdot n_{\text{ц}} \cdot R, \quad (8)$$

де ρ_m – густина мастила, кг/м³;

$V_{\text{ц}}$ – витрата мастила через сопло центрифуги, м³/с;

$\varepsilon = 0,9-1,1$ – коефіцієнт стиснення струменя мастила, що витікає з сопла;

$F_{\text{с}}$ – площа отвору сопла, м²;

$n_{\text{ц}}$ – частота обертання ротора, хв⁻¹;

R – відстань від осі сопла до осі обертання ротора, м.

Крутний момент, що створюється двома соплами, розраховується

за формулою, Н·м:

$$M_{\text{кр}} = 2 \cdot P \cdot R. \quad (9)$$

На сталому режимі обертання ротору врівноважується моментом опору:

$$M_{\text{кр}} = M_{\text{с}}. \quad (10)$$

Величина $M_{\text{с}}$ залежить, в основному, від сили тертя в підшипниках і від частоти обертання ротору:

$$M_{\text{с}} = a + b \cdot n, \quad (11)$$

де $a = (0,5 - 0,2) \cdot 10^{-3}$ – момент опору на початку обертання ротору,

Н·м;

$b = (3 - 10) \cdot 10^{-6}$ – швидкість зростання моменту опору, (Н·м)/хв⁻¹.

З рівняння (10) можна визначити залежність частоти обертання ротору від основних конструктивних та гідравлічних параметрів центрифуги:

(12)

Витрата мастила через два сопла розраховується за формулою, м³/с:

(13)

де $\mu = 0,78-0,86$ – коефіцієнт витрати мастила через сопло;

F_c – площа сопла, м²;

P_m – тиск мастила перед соплом, Па;

ρ_m – густина мастила, кг/м³.

Тиск мастила перед соплом розраховується за формулою

(14)

де $P_{ц}$ – тиск мастила на вході в центрифугу;

ψ – коефіцієнт гідравлічних втрат (для повнопотокових центрифуг $\psi=0,2-0,5$, а для неповнопоточних $\psi=0,1-0,2$);

r – радіус вісі ротору, м.

З рівняння (14) визначають:

(15)

Основні дані масляних центрифуг деяких двигунів наведено в табл. 3 [2].

Таблиця 3. Основні дані масляних центрифуг

Показчик	Марка двигуна			
	ЗІЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Витрата мастила $V_{\text{ц}}$, м ³ /с	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,12 \cdot 10^{-3}$	$0,13 \cdot 10^{-3}$	$0,17 \cdot 10^{-3}$
Частота обертання $n_{\text{ц}}$, хв ⁻¹	5000	6000	6000	6000
Діаметр ротору $d_{\text{р}}$, мм	105	110	110	115
Радіус осі r , мм	7,6	8,4	8,4	8
Радіус установки сопла R , мм	28	35	38	40

Приклад. Розрахуємо двосоплову неповнопотокову масляну центрифугу, що виконує функцію фільтру тонкого очищення мастила в швидкохідному тракторному дизелі потужністю $N_e = 150$ кВт.

Циркуляційна витрата мастила в масляній системі становитиме (Відповідно до табл. 1):

$$V_{\text{м}} = 0,833 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с},$$

Неповнопоточність центрифуги приймається рівною 20 %.

Витрата мастила через сопла центрифуги складе:

$$V_{\text{ц}} = 0,2 \cdot V_{\text{м}} = 0,2 \cdot 0,833 \cdot 10^{-3} = 1,666 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Густина мастила приймемо $\rho_{\text{м}} = 900 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт стиснення струменю мастила – $\varepsilon = 1,0$; відстань від осі сопла до осі обертання ротору – $R = 40 \text{ мм}$; момент опору на початку обертання ротору –

$a = 1 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$; швидкість зростання моменту опору – $b = 6 \cdot 10^{-6} \text{ (Н} \cdot \text{м)}/$

(хв^{-1}) ; діаметр отвору сопла – $d_{\text{с}} = 2 \text{ мм}$.

Площа отвору сопла складе:

$$\text{м}^2.$$

Частота обертання ротору центрифуги за хвилину буде:

$$\text{хв}^{-1}.$$

Радіус осі ротору беремо $r = 8 \text{ мм}$; коефіцієнт витрати мастила

через сопло – $\mu = 0,82$; коефіцієнт гідравлічних втрат – $\psi = 0,15$.

Тиск мастила перед центрифугою складе:

,

Потужність (МПа), що витрачається на привід центрифуги, становить:

$$\text{.} \quad (16)$$

Визначимо потужність, що витрачається на привід неповнопоточної масляної центрифуги, яка виконує функцію фільтру тонкого очищення мастила в швидкохідному тракторному дизелі потужністю $N_e = 150$ кВт. Витрата мастила через сопла центрифуги становитиме:

$$V_c = 1,666 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Інші значення візьмемо $\rho_m = 900 \text{ кг/м}^3$; $R = 40 \text{ мм}$; $n_{\text{ц}} = 5650 \text{ хв}^{-1}$; $\varepsilon = 1,0$; $F_c = 3,14 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

Потужність, що витрачається на привід центрифуги,

що становить $6,8 \cdot 10^{-6} \%$ від N_e .

1.4. Розрахунок масляних охолоджувачів

Для охолодження мастила в двигунах внутрішнього згорання застосовують в основному два типи охолоджувачів – водомасляні теплообмінники і повітряно-масляні радіатори.

На суднових двигунах в якості охолоджувачів мастила використовують тільки водомасляні теплообмінники. Водомасляні теплообмінники в даний час застосовують і в дизелях автотракторного типу великої потужності, оскільки вони відрізняються простотою, компактністю, добре компонуються на двигунах, надійні в експлуатації, легко ремонтуються та мають в порівнянні з повітряно-масляними радіаторами менші розміри і масу.

Розрахунок водомасляного теплообмінника зводиться до визначення площі його поверхні охолодження.

Площа поверхні охолодження визначають за формулою, , м^2 :

$$F_{\text{поверхні}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\alpha \cdot \Delta t_{\text{ср}}} \quad (17)$$

де $Q_{\text{м}}$ – кількість тепла, що відводиться мастилом від двигуна, Дж/с:

(18)

де $C_M = 2,1 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$ – середня теплоємність мастила;

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ – густина мастила;

V_M – циркуляційна витрата мастила, $\text{м}^3/\text{с}$;

t_{M1}, t_{M2} – температура мастила на вході в теплообмінник та на виході з нього, К

;

k_{M1} – коефіцієнт теплопередачі від мастила до води, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$:

(19)

де α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від мастила до стінки

теплообмінника і від стінки до води відповідно, $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$;

δ – товщина стінки теплообмінника, м ;

λ – коефіцієнт теплопровідності стінки, $\text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.

Величина α_1 залежить в основному від швидкості руху мастила. Для прямих гладких трубок при швидкості мастила $0,1 - 0,5 \text{ м/с}$, $\alpha_1 =$

100 – 500 Вт/(м²·К); при наявності завихрювачів в трубках та швидкості руху мастила 0,5 – 1 м/с, коефіцієнт $\alpha_1 = 800 - 1400$ Вт/(м²·К). Величина λ залежить від матеріалу стінки, Вт/(м·К):

- для латунних на алюмінієвих сплавів – 8 – 125;
- для нержавіючої сталі – 10 – 20.

Величина α_2 змінюється в межах 2300 – 4100 Вт/(м²·К).

Повний коефіцієнт теплопередачі від мастила до води K_m складе:

- для прямих гладких трубок – 115 – 350;
- для трубок із завихрювачами – 815 – 1160.

Середня температура мастила в теплообміннику:

К,

середня температура води в теплообміннику –
К.

Приклад. Розрахуємо теплообмінник швидкохідного тракторного дизеля потужністю $N_e = 150$ кВт.

Кількість тепла, що відводиться мастилом від двигуна, Дж/с:

,

де $C_m = 2,1$ кДж/(кг·К);

$\rho_m = 900$ кг/м³;

$$V_M = 0,833 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с (табл. 1);}$$

$$= 10 \text{ К.}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від мастила до стінок теплообмінника, утвореного трубками із завихрювачем

$$\alpha = 1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Товщина стінок трубок:

$$\delta = 0,2 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт теплопровідності стінки трубки, що виготовлена з нержавіючої сталі,

$$\lambda = 17 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінок теплообмінника до води:

$$\alpha_2 = 3400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коефіцієнт теплопередачі від мастила до води, Вт/(м²·К):

.

Середня температура мастила в теплообміннику, К:

$$T_{\text{мсп}} = 360.$$

Середня температура води в теплообміннику – $T_{\text{вод.сп}} = 360$ К.

Площа поверхні охолодження водомасляного теплообмінника:

$$\text{м}^2.$$

2. РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Залежно від теплоносія до якого відводиться тепло, в двигунах застосовують систему рідинного або повітряного охолодження [1, 2]. В якості рідинного теплоносія використовують дистильовану воду або етиленгліколеві рідини, що мають низьку температуру замерзання, а в системах повітряного охолодження – повітря.

Систему рідинного охолодження найбільш доцільно використовувати в двигунах з діаметром циліндру більше 150 мм і у форсованих двигунах, систему повітряного охолодження – в двигунах з робочим об'ємом циліндру до 1 л.

2.1. Визначення основних параметрів системи

Основними параметрами системи охолодження є:

- кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в систему охолодження;
- величина підігріву теплоносія.

Кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в систему охолодження, кДж/год:

$$Q_{\text{ох}} = q_{\text{ох}} \cdot N_e, \quad (20)$$

де $q_{\text{ох}}$ – питома кількість теплоти, що відведена в систему

охолодження, кДж/(кВт·год);

N_e – потужність двигуна, кВт.

Для двигунів різних типів питома кількість теплоти, що відведена в систему охолодження, має наступні значення, $q_{\text{ох}}$, кДж/

(кВт·год):

- для двигунів с електричним запалюванням – 2840 – 5700;
- для дизелів швидкохідних – 2270 – 3700;
- тихохідних – 1890 – 3130.

Менші значення відносяться до більш швидкохідних двигунів, а також до двигунів з наддувом, більші – до двотактних двигунів невеликої потужності. Ці величини від загальної кількості теплоти, підведеної до двигуна з паливом, складають відповідно 18 – 35, 13,2 – 19,2, 10 – 18,2 %. При повітряному охолодженні їхні значення зменшуються на 15 – 18 %.

Величина підігріву теплоносія ΔT при проходженні його через двигун має важливе значення для конструкції системи охолодження. При малих значеннях ΔT деталі охолоджуються більш рівномірно, що важливо для забезпечення малих градієнтів температур в деталях. Однак при малих ΔT для забезпечення необхідного тепловідводу зростає витрата теплоносія, внаслідок чого зростають витрати потужності на привід насосів, а також маса і розміри охолоджувачів.

У відкритих водяних системах охолодження ΔT знаходиться в межах 15 – 40 °С, а в циркуляційних закритих форсованих і швидкохідних двигунах $\Delta T = 5 – 10$ °С.

Рациональна температура рідкого теплоносія на виході з двигуна становить 75 – 95 °С.

При охолодженні поршнів мастилом температуру рідкого теплоносія на виході з двигуна можна підвищити до 100 °С і більше.

У випадку застосування води при високотемпературному охолодженні тиск закритій системі охолодження підвищують до 0,12 – 0,35 МПа. Орієнтовно залежність температури кипіння води від тиску визначають за формулою

$$, \quad (21)$$

де p – абсолютний тиск в системі, МПа.

Температура оточуючого повітря може бути в межах – 73 – +57°С. Роботу двигунів повітряного охолодження у такому широкому діапазоні температур забезпечити важко, тому в розрахунках температуру повітря на вході у вентилятори беруть в межах 40 – 55 °С, а підігрів ΔT – в межах 20 – 80 °С.

Для забезпечення працездатності головок циліндрів, свічок запалювання, форсунок, а також мастила інтенсивність повітряного охолодження має забезпечити наступні температури, °С:

- головки циліндрів з легких сплавів – 150 – 200,
з чавунів – 160 – 427;
- циліндру – 130 – 180.

Орієнтовно коефіцієнт тепловіддачі $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ від ребер

циліндрів можна оцінити за емпіричним рівнянням (досліди Стантона)

$$\alpha = 470 \cdot (1 + 0,0075 \cdot T_{\text{cp}}) \cdot (W_{\text{cp}} \cdot \rho_{\text{пов}} \cdot D_{\text{ц}})^{0,73}, \quad (22)$$

де T_{cp} – середня арифметична температур зовнішньої стінки циліндру і повітряного потоку;

W_{cp} – середня швидкість повітряного потоку, м/с;

$\rho_{\text{в}}$ – густина повітря в потоці, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$D_{\text{ц}}$ – зовнішній діаметр циліндру, мм.

Значення лежать в межах $0,175 - 0,233 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

2.2. Розрахунок рідинного насосу

В рідинних системах охолодження двигунів внутрішнього згорання найбільше застосування отримали відцентрові насоси з одностороннім підведенням рідини.

Методика розрахунку відцентрового насосу наступна. Циркуляційна витрата рідкого теплоносія, який має забезпечити насос в системі охолодження двигуна, розраховують за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$, \quad (23)$$

де $Q_{\text{ох}}$ – кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в систему охолодження (Дж/с), визначають за (20);

$C_{\text{ж}}$ – середня теплоємність теплоносія, Дж/(кг·К) (для води =4187

Дж/(кг·К), для етиленгліколевих рідин =2900 Дж/(кг·К);

$\Delta T_{\text{ж}}$ – температурний перепад в радіаторі, що дорівнює 6-12 К;

$\rho_{\text{ж}}$ – густина рідини, кг/м³ (для води =1000 кг/м³, для етиленгліколевих рідин – в залежності від їхньої концентрації).

Розрахункову продуктивність насосу (м³/с) визначають з урахуванням витоку рідини з нагнітальної порожнини у всмоктуючу:

$$, \quad (24)$$

де $\eta = 0,8 - 0,9$ – коефіцієнт подачі.

Вхідний отвір насоса має забезпечити підведення розрахункової кількості води. Це досягається за рахунок виконання умови:

$$, \quad (25)$$

де $C_l = 1-2$ м/с – швидкість води на вході;

r_1 та r_0 – радіус вхідного отвору та маточини крильчатки, м.

З рівності (25) визначають радіус вхідного отвору крильчатки:

$$. \quad (26)$$

Колова швидкість сходу рідини з лопатки:

$$, \quad (27)$$

де $\alpha_2 = 8 - 12^\circ$ і $\beta_2 = 12 - 50$ – кути між напрямленнями швидкостей ,

та (рис. 2);

$= (5 - 15) \cdot 10^4$ – напір, що створюється насосом, Па;

$= 0,6 - 0,7$ – гідравлічний ККД;

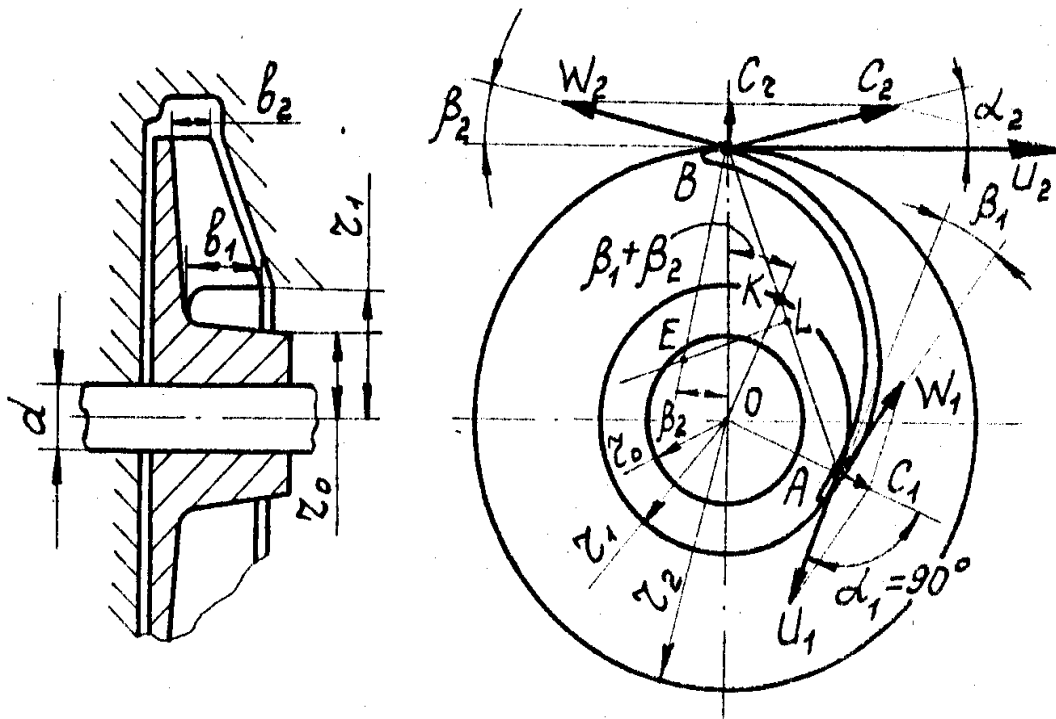


Рисунок 2 – Схема побудови профілю лопатки насосу

Зі збільшенням β_2 зростає напір, що створюється насосом, тому інколи цей кут приймають рівним 90° (радіальні лопатки). Однак

збільшення β_2 призводить до зменшення ККД насосу.

Радіус крильчатки на виході, м:

$$\quad , \quad (28)$$

де n_n – частота обертання крильчатки за хвилину.
Колова швидкість рідини на вході на лопатку, м/с:

$$\quad . \quad (29)$$

Кут β_1 знаходять зі співвідношення

$$\quad . \quad (30)$$

Ширина лопатки на вході b_1 і на виході b_2 (рис. 2) визначають за виразом:

$$\quad ; \quad (31)$$

$$\quad ; \quad (32)$$

де $z = 3 - 8$ – кількість лопаток на крильчатці;
 δ_1 та δ_2 – товщина лопатки біля входу та виходу, м.
 C_r – радіальна швидкість сходу, м/с:

$$\quad . \quad (33)$$

Ширина лопаток на вході $b_1 = 0,01 - 0,035$ м, а на виході – $b_2 = 0,004 - 0,025$ м.

Побудова профілю лопатки насоса наведена на рис. 2 і полягає в наступному. Із центра радіусом r_2 проводять зовнішнє коло, а радіусом r_1 – внутрішню. На зовнішньому колі в довільній точці

будують кут β_1 . Від осі, що проходить через точки і відкладають кут

$\beta = \beta_1 + \beta_2$. Одна зі сторін цього кута перетинає коло, описане

радіусом r , в точці A . Через точки A і B проводять пряму до перетину з колом, що описана (точка C). З точки C , яка є серединою відрізка AB , відновлюють перпендикуляр до перетину його з лінією AC в точці D . З точки D через точки A і B проводять дугу, що представляє собою шуканий обрис лопатки.

Приклад. Розрахуємо відцентровий насос системи охолодження швидкохідного тракторного дизеля потужністю $N_e = 150$ кВт при

використанні в якості теплоносія води, взявши $c = 4187$ Дж/(кг·К); $\rho = 1000$ кг/м³.

Напір, що створюється насосом, приймаємо $H = 10$ Па, частота обертання насоса $n = 1440$ хв⁻¹.

Кількість теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в систему охолодження, розрахуємо за (20):

$$Q = N_e \cdot t \cdot \eta$$

де $\eta = 0,003$ кДж/(кВт·год).

Циркуляційна витрата рідини в системі охолодження, м³/с

де $\Delta T = 10$ К – температурний перепад води.

Розрахункова продуктивність насоса, м³/с

$$Q_v = \frac{Q}{\rho \cdot \Delta T}$$

де $\eta_p = 0,84$ коефіцієнт подачі насоса.

Радіус вхідного отвору крильчатки, м

,

де $v_1 = 1,7$ – швидкість води на вході в насос, м/с;

$r_1 = 0,02$ – радіус маточини крильчатки, м.

Колова швидкість потоку води на виході з колеса, м/с

,

де η_h, η_m – гідравлічний ККД насосу.

Радіус крильчатки колеса на виході, м:

.

Колова швидкість входу потоку, м/с:

.

Кут між швидкостями v_1 і v_2 при α :

,

тоді $\alpha = 13,87^\circ$.

Ширина лопатки на вході, м:

,

де $z = 6$ – число лопаток;

$b_1 = 4 \cdot 10^{-3}$ – товщина лопатки на вході, м.

Ширина лопатки на виході, м:

,

де $\delta = 4 \cdot 10^{-3}$ – товщина лопаток на виході, м.

Потужність, споживана насосом, кВт:

$$P_{\text{н}} = \frac{P_{\text{д}}}{\eta_{\text{м}}}, \quad (34)$$

де $Q_{\text{д}}$ – розрахункова продуктивність насосу, м³/с;
 $H_{\text{д}}$ – напір, що створюється насосом, Па;
 $\eta_{\text{м}} = 0,7-0,9$ – механічний ККД насосу.

Величина становить 0,5-1 % від номінальної потужності двигуна.

Визначимо потужність, споживану насосом системи охолодження швидкохідного тракторного дизеля потужністю =150 кВт:

$$P_{\text{н}} = 0,0036 \text{ кВт},$$

що становить 0,23 % від $P_{\text{д}}$, а $Q_{\text{д}} = 0,0036 \text{ м}^3/\text{с}$; $H_{\text{д}} = 80 \cdot 10^3 \text{ Па}$; $\eta_{\text{м}} = 0,84$ (див. п. 2.1).

2.3. Розрахунок радіатору

Радіатор охолодження представляє собою теплообмінний апарат для повітряного охолодження рідкого теплоносія, що охолоджує деталі двигуна.

Розрахунок радіатора полягає у визначенні поверхні охолодження, яка необхідна для передачі тепла від рідкого теплоносія до оточуючого повітря.

Поверхня охолодження радіатора, м²:

$$F_{\text{о}} = \frac{Q_{\text{д}}}{\Delta T \cdot K}, \quad (35)$$

- де
- кількість теплоти, відведеної від двигуна в систему охолодження, Дж/с (див. (20));
 - коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/(м²·К);
 - середня температура рідкого теплоносія в радіаторі, К;
 - середня температура повітря, що проходить через радіатор, К.

Коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/(м²·К):

$$, \quad (36)$$

- де
- коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки радіатора, Вт/(м²·К);
 - товщина стінки радіатора, що передає тепло, м;
 - коефіцієнт теплопровідності металу стінки радіатора, що передає тепло, Вт/(м·К);
 - коефіцієнт тепловіддачі від стінки радіатора, що передає тепло, до повітря, Вт/(м²·К).

Через труднощі аналітичного визначення величини $(\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}))$

його значення зазвичай приймають за дослідними даними для легкових автомобілів – 140-180, для вантажних автомобілів і тракторів 80-100.

Кількість рідкого теплоносія, $(\text{кг}/\text{с})$, що проходить через радіатор,

(37)

В циркуляційних закритих системах охолодження . Оптимальне значення температури , котра характеризує температурний режим системи рідинного охолодження, беремо в інтервалі 353-368 К. Виходячи з прийнятих значень і можна визначити середню температуру рідкого теплоносія в радіаторі:

Для автомобільних і тракторних двигунів $=358\text{-}365 \text{ К}$.

В радіаторі тепло передається від рідкого теплоносія до охолоджуючого повітря, тобто .

Кількість повітря, $(\text{кг}/\text{с})$, що проходить через радіатор:

(38)

Температурний перепад повітря в решітці радіатора становить 20-30 К. Температура перед радіатором приймається рівній 313 К. Середня температура охолоджуючого повітря, що проходить через радіатор,

(39)

Для автомобільних і тракторних двигунів $=323\text{-}328 \text{ К}$.

Підставивши у рівняння (35) значення , , К і , визначають поверхню охолодження радіатора, м^2 :

(40)

Розрахуємо поверхню охолодження радіатора швидкохідного тракторного дизеля потужністю 150 кВт з рідким теплоносієм (вода).

Кількість теплоти, що відводиться від двигуна водою і переданим в радіаторі повітря оточуючого середовища:

Дж/с (див. п. 2.1).

Середня температура води в радіаторі, К:

де t_{w1} = 365 – температура води перед радіатором, К;
 Δt_w = 10 – температурний перепад води в радіаторі.

Середня температура повітря в радіаторі, К

де Δt_{p1} = 28 – температурний перепад повітря в решітці радіатора, К.

Поверхня охолодження радіатора, м²:

де k = 100 – коефіцієнт теплопередачі для радіаторів тракторів,

Вт/(м²·К).

2.4. Розрахунок вентилятора

Вентилятор служить для створення направленного повітряного потоку, що забезпечує відведення тепла від радіатора.

Продуктивність вентилятора розраховується за формулою, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q = \frac{Q_{\text{в}}}{\rho \cdot c_p \cdot \Delta T} \quad (41)$$

де $Q_{\text{в}}$ – кількість теплоти, яку відведено від радіатора охолоджуючи повітрям, Дж/с;
 ρ – густина повітря при середній його температурі в радіаторі, $\text{кг}/\text{м}^3$;

c_p – теплоємність повітря, Дж/(кг·К);

ΔT – температурний перепад повітря в радіаторі, К.

За заданою продуктивністю вентилятора знаходять споживану потужність вентилятора та його основні розміри.

Потужність, яка витрачається на привід вентилятора, кВт

$$P = \frac{Q_{\text{в}} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (42)$$

де Δp – опір повітряного тракту, Па (для автотракторних двигунів =600-1000 Па);

η – ККД вентилятора (для осевих клепаних вентиляторів =0,32-0,4, для литих =0,55-0,65).

При визначенні основних конструкційних параметрів радіатора коефіцієнт обдуву прагнуть отримати рівним одиниці, тобто виконати умову

$$W = \frac{Q_{\text{в}}}{F \cdot v} = 1 \quad (43)$$

де F – площа кола, що описують порожнини вентилятора, м^2 ;
 v – фронтальна площа решітки радіатора, м^2 .

Для забезпечення умови (43) фронтову площу решітки радіатора оформлюють у вигляді квадрату.

Діаметр вентилятора, м:

$$D = \sqrt{F} \quad (44)$$

де ρ – густина повітря, кг/м^3 , (45)

- продуктивність вентилятора, $\text{м}^3/\text{с}$;
- $= 6-24$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора без врахування швидкості руху екіпажу, м/с .

Частоту обертання вентилятора приймають виходячи із граничного значення колової швидкості $=70-100 \text{ м/с}$.

Колова швидкість залежить від напору вентилятора та його конструкції:

(46)

де K – коефіцієнт, що залежить від форми лопатей (для плоских лопатей $=2,8-3,5$, для криволінійних $=2,2-2,9$);

ρ – густина повітря, яка визначається за середніми параметрами, кг/м^3 .

Частота обертання вентилятора (хв^{-1}) при відомій коловій швидкості:

(47)

Розрахуємо вентилятор радіатору швидкохідного тракторного дизеля потужністю 150 кВт .

Продуктивність вентилятора визначимо за (41):

$\text{м}^3/\text{с}$,

де T – температура повітря, К ;

$= 125 \cdot 10^3 \text{ Дж/с}$ (див. п. 2.3);

$$= 1009 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

$$, \text{ кг}/\text{м}^3,$$

де $= 0,1 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – тиск оточуючого повітря;

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

$$= 327 \text{ К}.$$

Фронтальна поверхня вентилятора

$$\text{м}^2,$$

де $= 22 \text{ м}/\text{с}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатору.

Відповідно діаметр і колова швидкість вентилятора:

$$\text{м};$$

$$\text{м}/\text{с},$$

де $= 3$ – безрозмірний коефіцієнт для плоских лопаток;

$$= 900 \text{ Па} – \text{напір, створюваний вентилятором}.$$

Частота обертання вентилятора

$$\text{хв}^{-1}.$$

Потужність, витрачена на привід осевого вентилятора,

$$\text{кВт},$$

що становить 4,6 % від , $\alpha = 0,6$ – ККД литого вентилятора.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Двигуни внутрішнього згоряння. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П.Марченка. - Харків: НТУ "ХПІ", 2008. – 488 с
2. Автомобільні двигуни / І.І. Тимченко, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, М.Р. Муждобаєв; За ред. І.І. Тимченка. - Харків: Основа, 1995. -464с.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
1.РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ЗМАЩЕННЯ.....	6
1.1.Визначення основних параметрів системи.....	6
1.2.Розрахунок масляних насосів.....	9
1.3.Розрахунок масляної центрифуги.....	13
1.4.Розрахунок масляних охолоджувачів.....	18
2.РОЗРАХУНОК ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ	23
2.1.Визначення основних параметрів системи.....	23
2.2.Розрахунок рідинного насосу.....	25
2.3.Розрахунок радіатору.....	31
2.4.Розрахунок вентилятора.....	34
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	38

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання розділу дипломного проекту
«Розрахунок основних систем ДВЗ»

Укладачі:
КРАВЧЕНКО Сергій Сергійович
ЛІНЬКОВ Олег Юрійович
ПІЛЬОВ Володимир Олександрович

Відповідальний за випуск проф. Марченко А.П.

Роботу до видання рекомендувала доц. Тютюнник Л.І.

В авторській редакції

План 2023 р., поз. 746

Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. 5.

Видавець Видавничий центр НТУ «ХПІ». 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2.

Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

Самостійне електронне видання