

4 СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ

Призначення та вимоги до систем охолодження, часткова класифікація охолодження. Рідинні системи охолодження. Повітряні системи охолодження. Схеми розрахунку.

4.1. Призначення та вимоги до систем охолодження

Системи охолодження призначені для інтенсивного примусового відведення теплоти від нагрітих деталей двигуна і передачі її навколишньому середовищу. При виборі типу, конструкції системи охолодження при проектуванні ДВЗ ураховують наступні фактори:

- потрібні експлуатаційні якості системи охолодження;
- призначення двигуна;
- тип робочого циклу ДВЗ та ступень його форсування;
- технологія виробництва ДВЗ;
- початкова вартість ДВЗ;
- габаритні і масові показники ДВЗ;
- необхідність у використанні теплоти, відведеної з охолоджуючим робочим тілом та інш.

Будь-яка з вибраних систем охолодження повинна задовольняти загальному комплексу вимог:

- неприпустимість перегрівання або переохолодження двигуна на всіх режимах роботи для транспортних ДВЗ при експлуатації в різних кліматичних і дорожніх умовах.
- невеликі відносні втрати потужності ДВЗ на охолодження.
- компактність, яка характеризується відносним об'ємом системи охолодження до об'єму, який займає двигун з усіма обслуговуючими його системами.
- експлуатаційна надійність, яка оцінюється строком служби, безпекою, простотою і зручністю регулювання та обслуговування, а також стабільністю основних технічних показників системи у процесі експлуатації.
- техніко-економічна доцільність системи, яка визначається складністю конструкції, технологічністю виготовлення та монтажу, а також вартістю матеріалів.
- невелика маса.

4.2. Часткова класифікація систем охолодження

Наведемо класифікацію систем охолодження ДВЗ лише за найважливішими ознаками.

За видом основного робочого тіла, яке відводить теплоту від нагрітих деталей ДВЗ:

- рідинні системи охолодження;
- повітряні системи охолодження.

За зв'язком робочого тіла з навколишнім середовищем:

- замкнуті системи охолодження (переважно рідинні);
- розімкнуті системи охолодження (переважно повітряні).

За способом організації циркуляції робочого тіла:

- з примусовою циркуляцією;
- термосифонні;
- комбіновані.

За кількістю систем регулювання температури робочого тіла:

- з одною системою регулювання (звичайно термостат);
- з кількома системами регулювання (додатково жалюзі радіатора, гідромуфта вентилятора (або обидві)).

4.3. Рідинна система охолодження

4.3.1. Переваги та недоліки рідинних систем охолодження.

В порівнянні з повітряною рідинна система охолодження забезпечує такі переваги:

- більш надійний пуск двигуна в умовах низьких температур навколишнього середовища;
- можливість ефективного охолодження найбільш нагрітих місць двигуна завдяки оболонці охолодження, блочності конструкції, направленою руху охолоджуючої рідини та інш.;
- значну стабільність теплового стану двигуна при змінних режимах його роботи внаслідок високої акумулюючої спроможності охолоджуючої рідини;
- менші витрати потужності двигуна на привід агрегатів системи (2...9) % $N_{e\text{ном}}$ проти (4...13) % $N_{e\text{ном}}$ при повітряній системі охолодження;
- кращі екологічні якості ДВЗ, в першу чергу, меншу шумність роботи двигуна;

– можливість використання теплоти, відведеної системою охолодження, наприклад, для обігрівання салону та інш.;

До недоліків рідинної системи охолодження необхідно віднести:

- складність експлуатації через можливість підтікання і замерзання охолоджуючої рідини, необхідність періодичного очищення системи;
- необхідність використання дефіцитних та коштовних кольорових металів (радіатори);
- значна конструктивна маса і габарити;

– більш висока вартість експлуатації та ремонту.

Більша частина автотракторних двигунів має систему охолодження рідину, замкнуту з примусовою або комбінованою циркуляцією охолоджуючої рідини з кількома (двома або трьома) системами регулювання її температури. Звичайно температура на виході з ДВЗ підтримується у діапазоні (75...95)°С, а у форсованих дизелях (100...105) °С і вище. При більш високій температурі охолоджуючої рідини на виході з ДВЗ знижується витрата палива і зменшується корозійне спрацювання циліндрів.

4.3.2. Загальна будова систем рідинного охолодження

В рідинній системі охолодження відбуваються три основних процеси: теплопередача від нагрітих деталей двигуна в охолоджуючу рідину; перенесення теплоти від двигуна до радіатора та розсіювання теплоти радіатором. Відповідно до цього систему охолодження можна розділити на дві частини: теплопереносну та теплорозсіючу.

Елементи теплопереносної системи (оболонка циліндрів та головки, рідинний насос, термостат, радіатор, розширювальний бачок, трубопроводи, дренажно-компенсаційний контур, іноді розподільна труба та інш.) утворюють рідинний тракт, а елементи теплорозсіючої системи (радіатор, вентилятор, повітряпритоки та відводи, а також органи регулювання температури охолодження) утворюють повітряний тракт системи охолодження. Обидві частини системи охолодження зв'язані між собою радіатором.

Повітряні тракти бувають замкнені (в яких повітряний потік примусово спрямовується до нагрітих деталей), розімкнені (огороження повітряного потоку відсутнє) та частково замкнені. Крім того, за схемою організації напрямку руху повітряного потоку, ці тракти поділяються на: тракти з послідовною циркуляцією повітря (після вентилятора повітря тече єдиним потоком), з паралельною циркуляцією (після вентилятора повітря розділяється на декілька потоків) та послідовно-паралельною циркуляцією повітря.

На автомобілях і тракторах найбільш вживані замкнені повітряні тракти з послідовно-паралельною циркуляцією повітря.

На рис.4.1 зображена схема системи охолодження рядного автотракторного двигуна закритого типу з примусовою циркуляцією охолоджуючої рідини, яка має одну систему регулювання температури (термостат) з частково замкненим повітряним трактом з послідовно-паралельною циркуляцією повітря. На транспортному засобі ця система може бути додатково обладнана одним (жалюзі) або двома (жалюзі та гідромуфта вентилятора) пристроями для регулювання теплового стану ДВЗ.

Відцентровий насос 7 нагнітає охолодну рідину у розподільну трубу 8, яка її рівномірно розподіляє у просторі між окремими циліндрами. Рідина

підводиться до нижньої частини циліндра, що дозволяє запобігти утворенню застійних зон та пароповітряних пробок, порушуючих циркуляцію і охолодження. Із оболонки циліндрів рідина надходить до головки, а від неї по трубопроводу 5 до термостата 2. У термостаті рідина розділяється на два потоки: один поступає у верхню частину радіатора, а другий по обвідному трубопроводу 3 повертається у двигун. Патрубок 6 служить для відведення від насоса при заповненні системи повітря і пари, що утворюються при роботі двигуна.

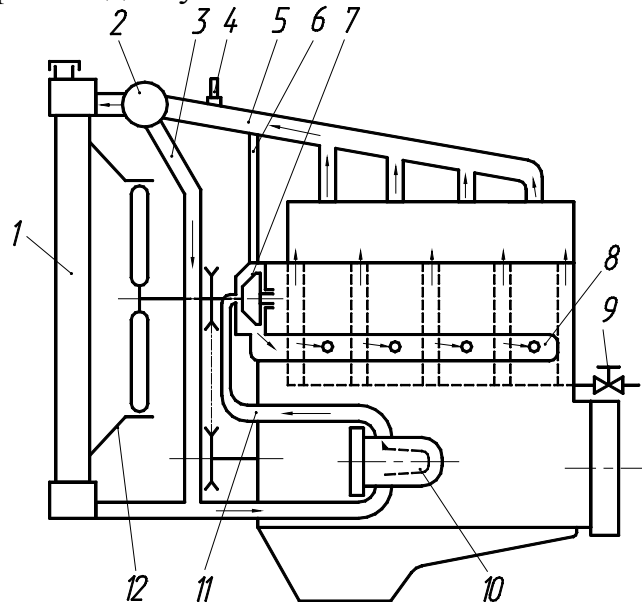


Рис. 4.1. Схема рідинної системи охолодження рядного двигуна:
 1 - радіатор; 2 - термостат; 3 - обвідний трубопровід;
 4 - датчик температури; 5 - відвідний трубопровід;
 6 - трубка відведення повітря та парів води; 7 - насос;
 8 - розподільний трубопровід; 9 - кран випуску рідини;
 10 - масляний радіатор; 11 - відвідний патрубок насоса;
 12 - направляючий кожух

У деяких двигунах застосовані системи з підводом охолоджуючої рідини безпосередньо до головок циліндрів, звідкіля відносно невелика її кількість поступає у блок, а основна маса – у радіатор. Циркуляція рідини у блоках забезпечується звичайно за рахунок відсмоктування рідини насосом через торцеві вікна та за рахунок термосіфонної циркуляції внаслідок різниці густини нагрітої та холодної рідин.

В умовах експлуатації у системі охолодження утворюється пара, наявність якої може порушувати циркуляцію рідини. Запобігти цього можна, застосувавши одне з таких рішень: створення у радіаторі вільного об'єму, який складає 4...5% від усього об'єму системи; застосування системи охолодження з розширювальним бачком; установка паровідвідних трубок; використання повністю герметично запаяних систем з підвищеним внутрішнім тиском (до 0,35 МПа).

Система з розширювальним компенсаційним бачком 8 показана на рис.4.2. Через розширювальний бачок заливають і доливають рідину у процесі експлуатації. Пара рідини і повітря, що утворюються у системі, відводяться по трубці 1 у розширювальний бачок, котрий одночасно зв'язаний трубкою 9 з верхнім бачком 5 радіатора 6 та трубкою 10 із всмоктувальною порожниною насоса 7. Об'єм розширювального бачка дорівнює (25...30) % об'єму системи. При наявності розширювального бачка радіатори виготовляють без доповнюючих компенсаційних об'ємів.

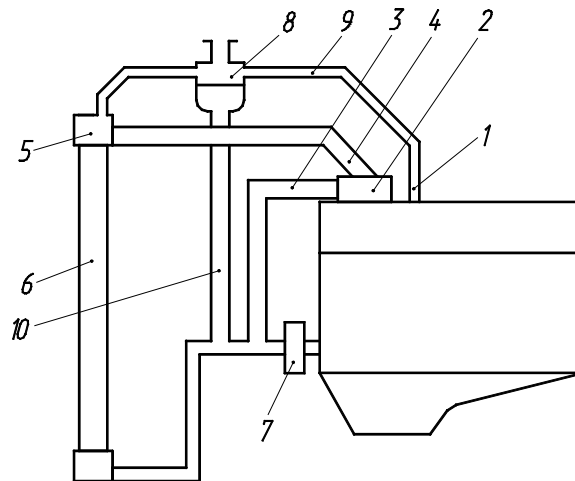


Рис. 4.2. Схема системи охолодження з розширювальним бачком:
 1, 3, 4, 9, 10 – трубки; 2 – термостат; 5 – верхня частина радіатора;
 6 – радіатор; 7 – насос; 8 – розширювальний бачок

Для запобігання руйнування радіатора в закритих системах рідинного охолодження застосовують спеціальні пробки з паровим (випускним) і повітряним (впускним) клапанами. Паровий клапан регулюється на надлишковий тиск 0,045...0,055 МПа, внаслідок чого вода в системі закипає тільки після нагріву її до (109...115) °С. Повітряний клапан відкривається при зменшенні тиску в системі порівняно з атмосферним на 0,01МПа (73 мм.рт.ст.). Схема такої пробки наведена на рис.4.3.

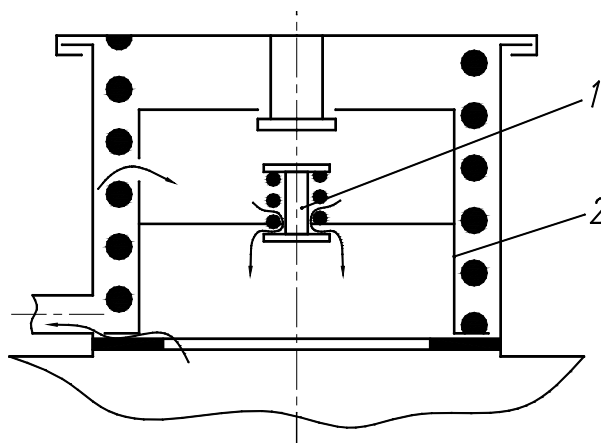


Рис.4.3. Схема пробки радіатора:

1 - повітряний клапан; 2 - паровий клапан

Перспективними системами охолодження є повністю герметизовані системи, які заповнюються всесезонною охолоджуючою рідиною (антифризом) з високою температурою кипіння (до 120 °С) і мають гарантоване збереження герметичності під час експлуатації.

Застосування в системі охолодження рідин, які замерзають при більш низьких температурах порівняно з водою (антифризів), знижує теплообмін та підвищує температуру деталей двигуна. Наприклад, підвищення температури кипіння охолоджуючої рідини до 120 °С збільшує температуру деталей циліндро-поршневої групи на (10...12)°С. $t_{\text{кип}} = 560\sqrt[4]{p}$, де p – тиск в системі, МПа. Теплоємність антифризів на 15% нижча, а в'язкість у 5...7 разів більша, ніж у води. Але антифризи не утворюють накипу і мають кращі антикорозійні властивості.

4.3.3. Розрахунок рідинних систем охолодження

На початку визначимо окремі елементи, необхідні для розрахунку.

Об'єм систем рідинного охолодження V_p залежить від типу двигуна, переважного експлуатаційного режиму його роботи, кліматичних умов, типу та конструкції радіатора, швидкостей руху рідини та повітря в системі та інш.

Приблизно значення V_p може бути оцінено із співвідношень, наведених у таблиці.

Вид транспортного засобу	$V_p/V_{\text{л}}$ л/л	V_p/N_e л/кВт	$V_p/G_{\text{т.з.}}$ л/т
Автомобіль легковий	2...4	0,16...0,41	6...8
Автомобіль вантажний	3...6	0,27...0,8	8...10
Трактор	6...8	0,8...2	8...10

де $V_{\text{л}}$ – літраж ДВЗ;

$G_{\text{т.з.}}$ – вантажопідйомність транспортного засобу.

Загальний розрахунок рідинної системи охолодження вбирає в себе:

- гідравлічний розрахунок рідинного тракту;
- розрахунок опору повітряного тракту;
- розрахунки окремих її елементів на основі кількості охолоджуючої рідини, що циркулює в системі (схеми розрахунків окремих елементів будуть наведені при їх описанні).

Кількість охолоджуючої рідини в системі охолодження. Вихідною величиною для розрахунку елементів системи є кількість циркулюючої в системі рідини, що визначається за кількістю теплоти, яку необхідно відвести від двигуна в навколишнє середовище.

За експериментальними даними питома кількість теплоти $q_{\text{охол}}$ [кДж/(кВт·год)], що відводиться від ДВЗ, дорівнює:

для двигунів з примусовим запалюванням – 2860...5700;

для швидкохідних дизелів – 2270...3700.

Це приблизно складає відповідно (18...35) та (13,5...19,8) % від теплоти $Q_{\text{п}}$, внесеної в циліндр з паливом за цикл.

Менші значення відносяться до більш швидкохідних ДВЗ, з більшими потужностями та меншою інтенсивністю охолодження, а також до двигунів з наддувом; більші – до двотактних двигунів.

Кількість відведеної від ДВЗ теплоти залежить від виду робочого циклу, розмірів циліндрів, матеріалу стінок камери згоряння та інтенсивності охолодження.

Загальна кількість теплоти, $Q_{\text{охол}}$, кДж/год, яка відводиться охолоджуючою рідиною, складає:

$$Q_{\text{охол}} = q_{\text{охол}} N_e. \quad (4.1)$$

Для тракторних ДВЗ для визначення $Q_{\text{охол}}$ запропоновані і напівемпіричні залежності, наприклад

$$Q_{\text{охол}} = 3,6 C i D^{1+2m} n_{\text{ном}}^m N_e / \alpha \quad (4.2)$$

де $C = 0,41 \dots 0,47$; i – число циліндрів;

D – діаметр циліндрів; $m = 0,6 \dots 0,7$;

n – частота обертання колінчастого валу на номінальному режимі роботи;

α – коефіцієнт надлишку повітря на цьому ж режимі.

Кількість охолоджуючої рідини, що циркулює в системі G_p , кг/год, визначається з теплового балансу

$$G_p = \frac{Q_{\text{охол}}}{C_{pm} (t_{p\text{вх}} - t_{p\text{вих}})}, \quad (4.3)$$

де C_{pm} – середня теплоємність охолоджуючої рідини (Дж/кг·К);

$t_{p\text{вх}}$ та $t_{p\text{вих}}$ – відповідно температури на вході та виході з ДВС, °С.

Гідравлічний розрахунок рідинного тракту.

Метою гідравлічного розрахунку рідинної системи є оцінка її гідравлічного опору при встановленій (або розрахованій) швидкості рідини в радіаторі, підбирання рідинного насосу та визначення можливостей появи зон пароутворення та кавітації у ній.

Розрахунок гідравлічного опору системи складається з узгодження кривої витрат напору в рідинному тракті з ефективною характеристикою рідинного насосу таким чином, щоб в точці їх перетинання при заданій частоті обертання насосу отримати визначену при тепловому розрахунку

радіатора циркуляційну витрату охолоджуючої рідини. Це досягається зміною частоти обертання насоса, діаметра з'єднуючих трубопроводів або підбиранням насоса з необхідною характеристикою.

При визначенні опору всю рідину системи розбивають на контури, а контури – на ділянки. Опір окремих контурів і ділянок в залежності від циркуляційної витрати рідини можна представити в графічному вигляді, як показано на рис.4.4.

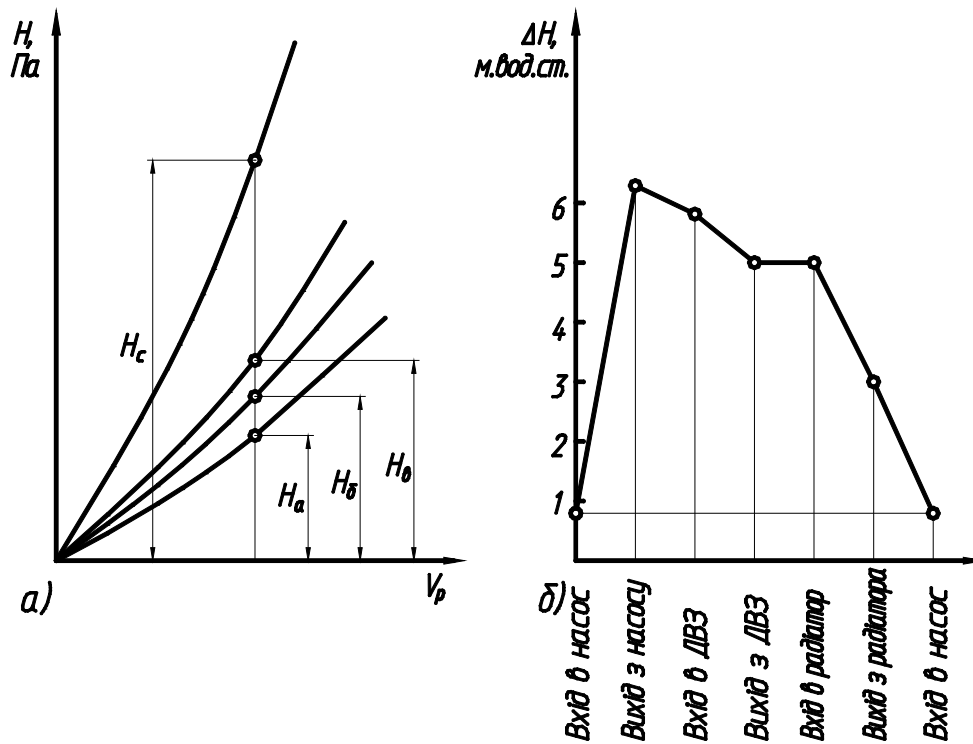


Рис.4.4. Приклади:

- а) визначення сумарної (H_c) гідравлічної характеристики системи (H_a, H_b, H_e - опір окремих ділянок);
- б) розподіл втрат напору, який здійснюється рідинним насосом

Втрати напору на окремих ділянках або контурах (рис.4.4,б) складаються з витрат на тертя ($\Delta H_{\text{тер}}$) та місцевих втрат ($\Delta H_{\text{м.в.}}$), які обчислюються за виразами:

$$\Delta H_{\text{тер}} = \begin{cases} \lambda_{\text{тер}} \frac{l}{d} \frac{\rho W_p^2}{2} - \text{кругла труба} \\ \lambda_{\text{тер}} \frac{l}{d_e} \frac{\rho W_p^2}{2} - \text{плоска труба} \end{cases} \quad (4.4)$$

i

$$\Delta H_{\text{м.в.}} = \xi_{\text{м.в.}} \frac{\rho W^2}{2}, \quad (4.5)$$

де $\lambda_{\text{тер}}$ – коефіцієнт тертя ($\lambda_{\text{тер}} = 0,0144 + \frac{0,00947}{\sqrt{W_p}}$) [1, 7];

W_p – швидкість рідини в контурі (на ділянці), м/с;

l, d та d_e – довжина, діаметр та еквівалентний діаметр трубки, м;

$d_e = 4f/S$, м

S та f – відповідно периметр та площа поперечного перетину плоскої труби, м та м²;

$$\xi_{\text{м.в.}} = \begin{cases} \text{для прямого коліна} & = 1 \\ \text{для звужуючого коліна} & = 0 \\ \text{для закруглення} & = 0,2 \dots 0,35. \end{cases}$$

В автотракторних двигунах гідравлічний опір приблизно складає (в м.вод.ст.):

– трубопроводи	– 0,75...1,25
– оболонки циліндрів	– 1,25...1,5
– радіатори	– 2,0...2,5
– загальний	– 4,0...5,5 (до 12)

Розрахунок опору повітряного тракту.

Більш-менш надійно визначити аеродинамічний опір повітряного тракту можна тільки експериментально, що пояснюється складністю визначення опору окремих елементів тракту та неможливістю врахування їх взаємного впливу. За приведеними в літературних джерелах [1, 3, 9] даними та рекомендаціями можна лише орієнтовно оцінити його.

Як відомо, опір повітряного тракту складається з втрат на тертя та місцевих втрат. При розрахунках, втратами на тертя, звичайно, нехтують. До місцевих втрат відносяться втрати у повітряпритоку (через зміну напрямку руху, через різке звуження та розширення тракту), втрати у повітрявідтоку (на виході повітря з під капоту).

Таким чином, загальний для всього повітряного тракту опір може бути обчисленим.

$$H_{\text{п.тр}} = \xi_c \rho_{\text{пов}} \frac{W_{\text{п}}^2}{2} = (\xi_p \xi_{\text{п.тр}}) \rho_{\text{пов}} \frac{W_{\text{п}}^2}{2}, \quad (4.6)$$

де ξ_p та $\xi_{\text{п.тр}}$ – коефіцієнти аеродинамічного опору відповідно радіатора та повітряного тракту, віднесені до швидкості повітря $W_{\text{п}}$ перед фронтом радіатора.

Досвід свідчить, що для більшості повітряних трактів автотракторних двигунів [1, 9]

$$\xi_p / \xi_{п.тр} = 0,4 \dots 0,5,$$

тобто опір повітряної системи приблизно в 2 рази більший за опір радіатора.

4.3.4. Будова та розрахунок основних елементів рідинних систем охолодження

Оболонка ДВЗ в двигунах з рідинною системою охолодження призначена для забезпечення умов для циркуляції рідини. Мінімальна товщина слою циркулюючої рідини визначається можливостями технології виготовлення (відливки) і складає для сучасних швидкохідних двигунів не менше 3...5 мм. Звичайно оболонки циліндрів відливають на всю довжину блоку. За допомогою раціонально вибраних місць відведення рідини, поділяючих каналів, ребер та отворів (особливо в головках циліндрів), а також шляхом зміни площі перерізів порожнин рух охолоджуючої рідини організують так, щоб:

- в першу чергу охолоджувалися найбільш нагріті поверхні камер згоряння;
- здійснювалося рівномірне охолодження поверхні без утворення застійних зон;
- забезпечувався рух рідини знизу вгору для видалення пари та повітря.

Доцільно забезпечувати роздільне охолодження циліндрів та головок і підтримувати в кожному з них «свою» оптимальну температуру охолоджуючої рідини (більш високу для циліндрів, приблизно 90...95°), що дозволить зменшити спрацювання циліндрів, підвищити екологічні якості ДВЗ і експлуатаційну надійність його роботи. Однак, така схема через конструктивну складність та вищу собівартість не отримала широкого розповсюдження. Частіше застосовується схема з підведенням охолоджуючої рідини в оболонку циліндрів, звідки вона потрапляє в оболонку головки. Середня швидкість руху рідини в оболонках складає 0,5...1,5 м/с. В швидкохідних ДВЗ охолоджуючу рідину підводять в оболонку в зоні камери згоряння, щоб забезпечити її ефективне охолодження, а охолодження нижньої частини здійснюється лише за рахунок конвекції, що дозволяє зменшити втрати на тертя поршнів з циліндрами. Іноді охолоджуюча рідина подається в розподільну трубу (двигун ГАЗ-21 та інш.), завдяки якій вона, в першу чергу, поступає до найбільш нагрітих місць головки циліндрів (порожнини в зоні клапанів, свічок та ін.)

Для регулювання охолодження в залежності від режиму роботи двигуна (навантаження та частота обертання) за допомогою термостатів передбачається декілька кіл циркуляції охолоджуючої рідини

Рідинні насоси призначені для забезпечення примусової циркуляції охолоджуючої рідини у системі.

Звичайно в автотракторних двигунах застосовують насоси відцентрового типу (рис.4.5). Передаточне число між валом крильчатки та колінчастим валом у швидкохідних двигунах вибирають із умови подолання усього опору системи. Він звичайно складає 0,05...0,35 МПа. Швидкість рідини у випускних каналах насосу не перевищує 2,5...3 м/с, а втрати потужності на його привід становлять 0,5...1,5% від номінального значення потужності двигуна.

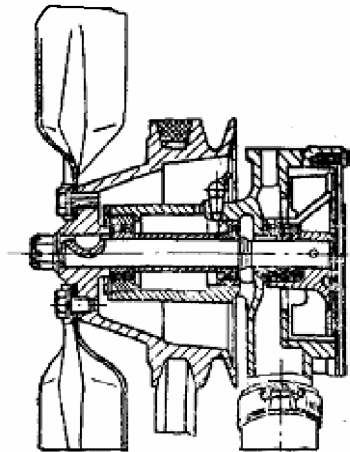


Рис. 4.5. Рідинний насос системи охолодження

Корпуси рідинних насосів виготовляють з чавуну або алюмінієвих сплавів; крильчатку – з чавуну, алюмінієвих сплавів, бронзи, пластмас. Крильчатки насосів найчастіше напівзакриті, тобто мають лише один диск, функції другого диску виконує спеціально оброблена кришка корпусу насосу. Радіальні зазори між крильчаткою та корпусом не більше 1 мм, осьові - не більше 0,2 мм.

Валики насосів виготовляють із сталей. Для зменшення спрацювання їх закалюють, а іноді хромують.

Схема розрахунку. Насос повинен забезпечувати тиск в системі $p_{\text{рід.н}} = 0,05 \dots 0,35$ МПа та встановлену продуктивність V_p .

Алгоритм розрахунку передбачає визначення розрахункової продуктивності насосу за значенням якої розраховують його конструктивні параметри та потужність, що необхідна для приводу насосу.

Розрахункова продуктивність насосу дорівнює (м³/год)

$$V_{\text{ррозр}} = \frac{G_p}{\rho_{\text{рід}} \eta_{\text{п.н}}} = \frac{V_p}{\eta_{\text{п.н}}}, \quad (4.7)$$

де $\rho_{\text{рід}}$ – густина охолоджуючої рідини, кг/м³;

$\eta_{п.н.}$ – коефіцієнт подачі насоса, $\eta_{п.н.} = 0,8 \dots 0,9$.

Остаточне значення продуктивності насосів визначають з запасом:

$$V_p = (1,15 \dots 1,20) V_{p \text{ розр}}, \text{ м}^3/\text{ГОД}.$$

Радіус вхідного отвору крильчатки насосу визначається з рівняння

$$\pi(r_1^2 - r_0^2) = \frac{V_{p \text{ розр}}}{3,6 \cdot 10^3 C_1}, \quad (4.8)$$

де r_1 – радіус вхідного отвору, м;

r_0 – радіус маточини крильчатки, м;

C_1 – швидкість охолоджуючої рідини на вході в насос, $C_1 = 1 \dots 2,5$ м/с;

Кількість лопатей крильчатки вибирається з інтервалу $z = 4 \dots 8$.

Профіль лопатей крильчатки проектують з використанням теорії геометричної подібності, при цьому широко використовують характеристики зразкових насосів (прототипів). Якщо прототипу проектуемого насосу не обрано, то за вихідні дані приймають необхідну подачу насосом рідини та швидкість рідини на вході в насос.

Ширина лопатей, м, на вході (b_1) та виході (b_2) визначається за залежностями

$$b_1 = \frac{V_{p \text{ розр}}}{3,6 \cdot 10^3 \left(2\pi r_1 - \frac{z\delta}{\sin\beta_1} \right) c_1}; \quad (4.9)$$

$$b_2 = \frac{V_{p \text{ розр}}}{3,6 \cdot 10^3 \left(2\pi r_2 - \frac{z\delta}{\sin\beta_2} \right) c_r}, \quad (4.10)$$

де δ – товщина лопатей, $\delta = 3 \dots 5$ мм;

c_r – радіана швидкості рідини на виході з лопатей насосу

$$c_r = c_2 \sin\alpha_2.$$

В існуючих конструкціях: $b_1 = 0,12 \dots 0,035$ м; $b_2 = 0,010 \dots 0,025$ м.

$$N_{\text{нас}} = \frac{0,278 G_{\text{нас}} p_{\text{рід}}}{\rho_{\text{рід}} \eta_{\text{м}}}, \quad (4.11)$$

де $G_{\text{нас}} = G_{\text{рід}} (1,15 \dots 1,2)$ кг/год;

$p_{\text{рід.н}} = (0,05 \dots 0,35)$ МПа

$\eta_{\text{м нас}}$ – механічний ККД рідинного насосу; $\eta_{\text{м нас}} = 0,7 \dots 0,9$.

В автотракторних ДВЗ $N_{\text{нас}} = (0,5 \dots 1,5)\% N_{e \text{ ном}}$

Для надійної роботи рідинного насосу тиск на вході в нього повинен перевищувати тиск пароутворення охолоджуючої рідини на величину кавітаційного запасу, який дорівнює $\Delta p_{\text{кав}} = 1,4 \dots 4,0$ м. вод.ст.

Радіатор є одним з головних елементів системи охолодження. Він являє собою теплообмінний апарат, частіше рідинно-повітряного типу. Охолодження відбувається в його серцевині, яка обдувається повітрям. За конструкцією вони бувають трубчасті, пластинчасті, стільникові (рис.4.6).

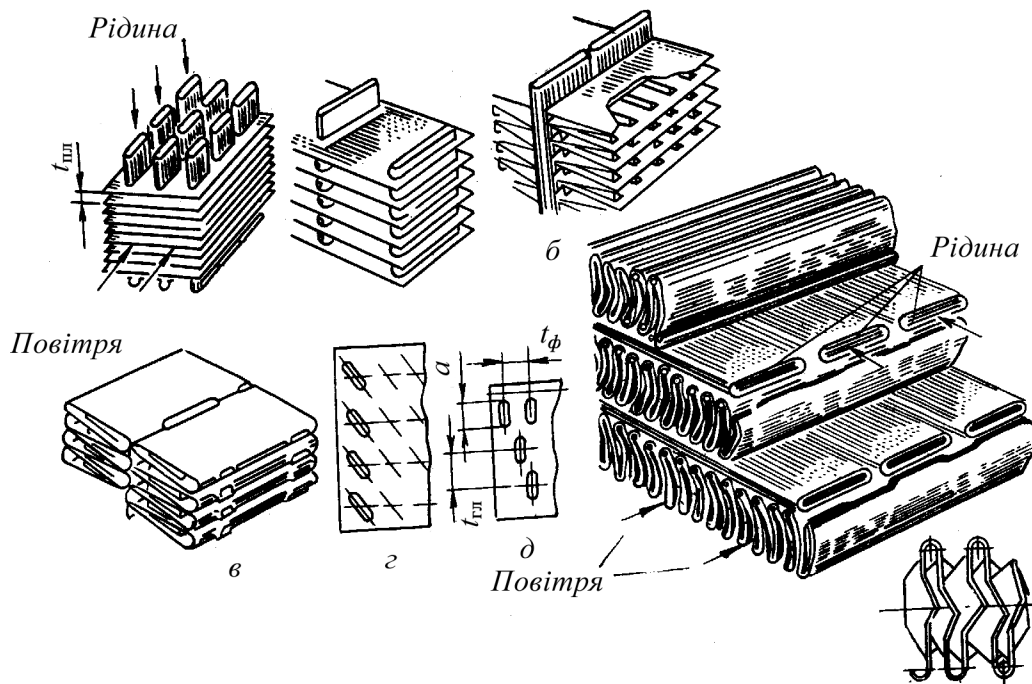


Рис. 4.6. Конструкція серцевини радіатора:
а – трубчато-пластинчасті; б – трубчасті з прорізними пластинами;
в – секційні.

Найбільше розповсюдження отримали трубчато-пластинчасті радіатори, у яких охолодна рідина проходить по трубках, які працюють при відносно високому тискові. Трубки монтуються у декілька рядів у шаховому порядку або під кутом до повітряного потоку (рис.4.6 г, д). Частота розміщення трубок визначається їх кроком по фронту $t_{\text{ф}}$ та по глибині $t_{\text{гл}}$, частота розміщення пластин - кроком по висоті радіатора $t_{\text{пл}}$. Для сучасних автомобільних радіаторів розміри трубок змінюються у таких межах: ширина $a \approx 13 \dots 20$ мм; товщина $b \approx 2 \dots 4$ мм; товщина стінок $\delta_{\text{тр}} = 0,13 \dots 0,2$ мм; крок трубок по фронту $t_{\text{ф}} = 10 \dots 15$ мм, по глибині $t_{\text{гл}} = 16 \dots 25$ мм. У пластинчатих радіаторів товщина пластин складає $b = 0,08 \dots 0,12$ мм, крок пластин за висотою $t_{\text{пл}} = 2,5 \dots 4,5$ мм.

Трубки радіатора звичайно виготовляють із латуні (Л-62, Л-68, Л-90), а пластинки – із латуні або міді, тобто матеріалів, які мають високий коефіцієнт

теплопередачі, K . Останнім часом все ширше застосовуються алюмінієві радіатори. Це дає змогу використовувати менш дефіцитний матеріал, значно зменшити вагу радіатора, але потребує серйозного удосконалення технології їх виготовлення. Бачки автомобільних радіаторів штампують із латуні Л-62 або оцинкованої сталі товщиною 0,8...1,5 мм.

Коефіцієнт K залежить від типу охолоджуючих пластин, технології виготовлення (при недостатньому контакті між трубками та пластинами обрешітки K може зменшуватися на 25...30 %), факторів, турбулізуючих повітря перед фронтом радіатора, швидкостей охолоджуючої рідини та повітря, ступеня забруднення радіатора (K у сильно запилених радіаторів зменшується на 10...15 %).

Середня швидкість повітря, віднесена до перерізу перед фронтом радіатора, змінюється у автомобільних радіаторів у межах $W_{\text{пов}} = 7...12$ м/с. Опір радіатора проходженню повітря складає $\Delta P_p = 200...300$ Па. Температура повітря під час проходження скрізь радіатор $\Delta T_{\text{пов}}$ підвищується на 20...30 °С.

Габаритні розміри радіатора визначаються умовами компоновки радіатора на транспортному засобі кількістю теплоти, яка відводиться радіатором, швидкістю руху повітря та рідини у трубках (пластинах) радіатора, конструктивними параметрами елементів, що його складають (розміщенням, числом трубок (пластин), матеріалом, з якого виконані та інш.)

На транспортний засіб радіатори встановлюються на пружній підвісці.

Розрахунок рідинно-повітряного радіатора звичайно зводиться до визначення його поверхні охолодження (m^2), необхідної для передачі визначеної кількості теплоти від охолодної рідини повітря:

$$F = \frac{Q_{\text{охол}}}{K(T_{\text{сер.рід}} - T_{\text{сер.пов}})}, \quad (4.12)$$

де $Q_{\text{охол}}$ – кількість теплоти, яка відводиться в систему охолодження, Дж/с;

K – коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/м²·К;

$T_{\text{сер.рід}}$ – середня температура рідини у радіаторі, К;

$T_{\text{сер.пов}}$ – середня температура повітря, яке проходить через радіатор, К.

Коефіцієнт теплопередачі K визначається за формулою

$$K = \frac{1}{(1/\alpha_{\text{рід}} + \delta_1/\lambda_1 + 1/\alpha_{\text{пов}})}, \quad (4.13)$$

де $\alpha_{\text{рід}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки радіатора, Вт/м²·К;

δ_1 – товщина стінки трубки радіатора, м;

λ_1 – коефіцієнт теплопровідності метала трубок радіатора, Вт/м·К;

$\alpha_{\text{пов}}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок радіатора до повітря, Вт/м²·К.

Звичайно K за даними досліджень складає для легкових автомобілів (80...100); для вантажних та тракторів – (140...180), Вт/м·К [1, 3, 7].

Середня температура охолодної рідини у радіаторі змінюється у межах $T_{\text{сер.рід}} = 358 \dots 365 \text{ К}$, середня температура повітря $T_{\text{сер.пов}} = 323 \dots 328 \text{ К}$.

Попередньо необхідну охолоджуючу поверхню радіатора можна оцінити так [7].

Двигун	$F, \text{ м}^2$
Легкового автомобіля	$(0,1 \dots 0,23)N_e$
Вантажного автомобіля	$(0,15 \dots 0,3)N_e$
Трактора	$(0,3 \dots 0,4)N_e$

Розрахунок аеродинамічного опору радіатора:

$$\Delta p_{\text{рад}} = \xi_{\text{рад}} \frac{W_{\text{п}}^2}{2} \rho_{\text{пов}}, \text{ МПа}, \quad (4.14)$$

де $\Delta p_{\text{рад}} = p_1 - p_2$ – різниця статичного тиску до та після радіатора, МПа;
 $\rho_{\text{пов}}$ – густина повітря в кг/м^3 .

Обчислення для конструювання радіаторів:

1. Коефіцієнт обдування K_L (звичайно намагаються забезпечити його максимальним)

$$K_L = \frac{F_{\text{обм.вент}}}{F_{\text{фр.рад}} \varphi} \rightarrow 1, \quad (4.15)$$

де $F_{\text{обм.вент}}$ – площа, яка обмітається вентилятором, м^2 ;

$F_{\text{фр.рад}}$ – площа фронту радіатора, м^2 .

2. Глибина радіатора за потрібною поверхнею охолодження та прийнятою фронтною поверхнею

$$l_{\text{рад}} = \frac{F}{F_{\text{фр.рад}} \varphi}, \quad (4.16)$$

де φ – об'ємний коефіцієнт компактності радіатора, $\text{м}^2/\text{м}^3$.

3. Кількість ходів рідини в радіаторі, $i_{\text{рід}}$

$$i_{\text{рід}} = \frac{f_{\text{рід}\Sigma}}{f_{\text{рід1}}}, \quad (3.17)$$

де $f_{\text{рід}\Sigma}$ – сумарний прохідний переріз радіатора, який дорівнює добутку від кількості охолоджуючих трубок радіатора на площу прохідного перерізу однієї трубки;

$f_{\text{рід1}}$ – прохідний переріз одного ходу радіатора збоку рідини (для забезпечення прийнятої при визначенні коефіцієнта швидкості рідини в радіаторі $W_{\text{рід}}$), м².

$$f_{\text{рід1}} = \frac{V_{\text{рід}}}{3600 \cdot 10^3 W_{\text{рід}}}, \quad (4.18)$$

де $V_{\text{рід}}$ – в м³/год; $W_{\text{рід}}$ – в м/с.

В автотракторних двигунах звичайно $i_p = 1$.

Вентилятор забезпечує обдування радіатора просмоктуванням через його серцевину атмосферного повітря. На двигунах з рідинним охолодженням за умовами компоновки встановлюють осьові (переважно) (рис.7) або відцентрові вентилятори.

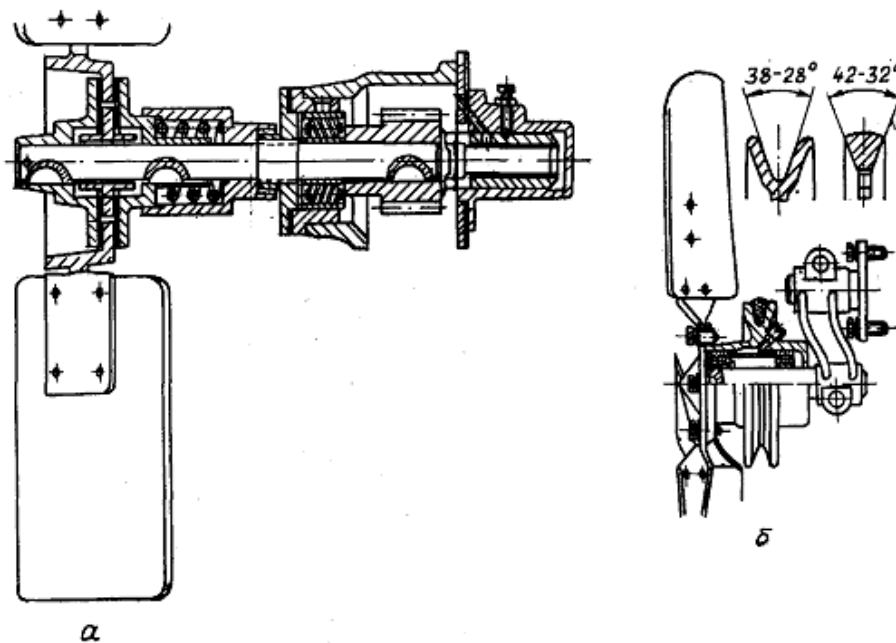


Рис. 4.7. Конструкція осьових вентиляторів:
а – з зубчатим приводом; б – з пасовим приводом.

Тип вентилятора встановлюють за коефіцієнтом швидкохідності

$$n_{\text{шв}} = \frac{n_{\text{вент}} V_{\text{пов}}^{1/2}}{H_{\text{вент}}^{3/4}}, \quad (4.19)$$

де $V_{\text{пов}}$ – витрати повітря в м³/с;

$n_{\text{вент}}$ – частота обертання вентилятора, хв⁻¹;

$H_{\text{вент}}$ – напір вентилятора при нормальних умовах, Па.

При $n_{\text{шв}} = 15 \dots 100$ доцільно використовувати відцентрові вентилятори, при $n_{\text{шв}} = 80 \dots 300$ та більше – осьові вентилятори.

При виборі вентилятора виходять з його витратної характеристики $V_{\text{пов}}$ та напору $H_{\text{вент}}$. Вентилятор підбирають так, щоб при високому ККД та припустимих значеннях $D_{\text{вент}}$ та $n_{\text{вент}}$ забезпечити необхідні $V_{\text{пов}}$ та $H_{\text{вент}}$ (рис.4.8).

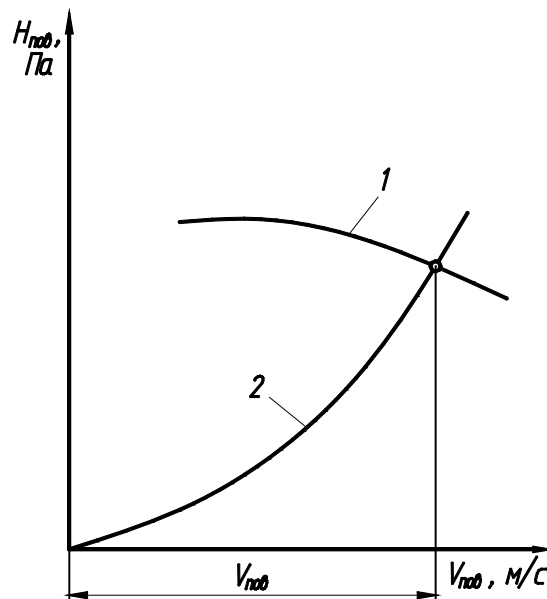


Рис.4.8. Визначення робочого режиму вентилятора:

- 1 – характеристика вентилятора;
- 2 – характеристика повітряного тракту

Обдування двигуна та його навісних агрегатів проходить без зміни напрямку повітря у підкапотному просторі. Для більш ефективного використання фронтної поверхні радіатора та організації руху повітря під капотом слід вживати направляючий кожух 12 (рис.4.1). У цьому випадку відстань між вентилятором та радіатором може досягати 80...100 мм. При відсутності направляючого кожуха ця відстань не перевищує 10...15 мм. Потужність, витрачена на привід вентилятора, пропорційна частоті його обертання у третьому ступені. Щоб поліпшити експлуатаційну економічність транспортних засобів на них установлюють вентилятори, які вмикаються за допомогою фрикційних, гідравлічних та електромагнітних муфт або автономного приводу від електродвигуна. Крім того, їх можна обладнати механізмом зміни кута атаки лопатей вентилятора, датчиком теплового стану двигуна та іншим. Гідравлічні муфти роблять автономними або включають у систему змащення двигуна.

У автомобільних двигунів привід вентилятора здійснюється безпосередньо від колінчатого валу за допомогою клиноремінної передачі з пристроями автоматичного або періодичного ручного натяжки пасів в експлуатації. Колові швидкості пасів не повинні перевищувати 30...35 м/с. Передаточні числа приводу вентилятора становлять 1...1,5.

Лопаті вентилятора штамнують з листової сталі товщиною 1,2...1,6 мм і приклепують до маточини, або весь вентилятор виконують литвом.

Розрахунок вентилятора.

Потужність, витрачену на привід вентилятора, слід визначити за залежністю

$$N_{\text{вент}} = V_{\text{пов}} \Delta p_{\text{пов}} / (\eta_{\text{в}} 10^3), \quad (4.20)$$

$$\text{де } V_{\text{пов.}} = \frac{Q_{\text{охол}}}{\rho_{\text{пов}} C_{m \text{ пов}} \Delta T_{\text{пов}}};$$

$\Delta p_{\text{пов}}$ – гідравлічний опір повітря, який складається із витрат на тертя та місцевих витрат, $\Delta p_{\text{тр}} = (0,6...1,0)10^3$, Па;

$\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора, для осьових клепаних вентиляторів $\eta_{\text{вент}} = 0,32...0,4$, для литих $\eta_{\text{вент}} = 0,55...0,65$;

$\rho_{\text{пов.}}$ – густина повітря, яка визначається за параметрами навколишнього середовища, кг/м³;

$C_{m \text{ пов}}$ – середня теплоємність повітря, кДж/кг·К;

$\Delta T_{\text{пов}}$ – температурний напір повітря у радіаторі, $\Delta T_{\text{пов}} = (20...30)$ К.

Звичайно ця потужність складає (7...14) % від номінальної потужності двигуна.

Діаметр вентилятора, м

$$D_{\text{вент}} = 2 \sqrt{F_{\text{фр.рад}} / \pi}, \quad (4.21)$$

$$\text{де } F_{\text{фр.рад}} = V_{\text{пов}} / W_{\text{пов}}; \quad ()$$

$V_{\text{пов}}$ – кількість повітря, яке проходить через радіатор, м³/с;

$W_{\text{пов}}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора без врахування швидкості руху автомобіля, м/с. $W_{\text{пов}} = (6...24)$ м/с.

Частоту обертання $n_{\text{вент}}$ приймають, виходячи із граничного значення його коллової швидкості, яка дорівнює $u_{\text{вент}} = 70...100$ м/с.

Колова швидкість залежить від напору вентилятора та його конструкції, м/с:

$$u_{\text{вент}} = \psi_{\text{л}} \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} / \rho_{\text{пов}}}, \quad (4.22)$$

де $\psi_{\text{л}}$ – коефіцієнт, який залежить від форми лопатей (для плоских лопатей $\psi_{\text{л}} = 2,8...3,5$; для криволінійних $\psi_{\text{л}} = 2,2...2,9$);

Частота обертання вентилятора при відомій коллової швидкості, хв⁻¹:

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u_{\text{вент}} / (\pi D_{\text{вент}}). \quad (4.23)$$

Пристрої для регулювання температури застосовуються для підтримування теплового стану двигуна у встановлених межах. Найбільш важливими є: термостат, жалюзі та пристрій зміни частоти обертання вентилятора.

Термостат. Перший з елементів системи регулювання являє собою автоматично діючий пристрій, який регулює кількість рідини, що надходить у радіатор для охолодження. При цьому температура на виході із двигуна підтримується на рівні 90...95 °С при будь-якому режимі його роботи. У залежності від положення клапана термостата змінюється співвідношення між потоками рідини, що проходить через радіатор та мінус його. При наявності в системі охолодження термостата прискорюється прогрівання двигуна, зменшується його спрацювання, підвищується економічність роботи та знижується токсичність відпрацьованих газів.

В автотракторних двигунах застосовуються термостати рідинного типу, з твердим наповнювачем та з біметалевою пружиною.

Перший складається з гофрованого балону, в якому знаходиться суміш, що складається з 1/3 етилового спирту та 2/3 дистильованої води. До верхньої частини циліндра прикріплений стержень з одним або двома клапанами.

Двоклапанні термостати при повному відкриванні основного клапана, пропускають всю охолоджуючу рідину з оболонки циліндрів у радіатор. При частковому відкриванні основного клапану частина охолоджуючої рідини поступає в радіатор, а частина, минаючи його, поступає знову в оболонку циліндрів. Коли основний клапан закритий, вся охолоджуюча рідина повз радіатор подається в оболонку циліндра. Сумарна площа вікон цього термостата складає не менше 70 % площі прохідного переріза основного клапана при повному його відкритті.

Одноклапанні термостати в залежності від відкриття клапана перепускають певну кількість охолоджуючої рідини із головки циліндра в радіатор.

Для запобігання можливості замерзання охолоджуючої рідини в радіаторі (при закритому клапані) в клапані виконується невеликий отвір.

Термостат з твердим наповнювачем представляє собою товстостінний мідний балон, в якому знаходиться активна маса (суміш церезина з мідним порошком, яка найбільше розширюється в діапазоні температур 75-85⁰С). Мембранна відділяє масу від корпусу штока. Буфер запобігає руйнуванню мембрани. Тиск активної маси при збільшенні її об'єму при нагріванні передається через мембрану, буфер та шток на клапан, відкриваючи його. При охолодженні об'єм маси зменшується і під дією зворотної пружини клапан закривається. Цей термостат більш дешевий та надійніший в роботі, тому він набув найбільшого поширення.

Жалюзі – друга система регулювання, яка розміщується перед радіатором і дозволяє змінювати кількість повітря, що проходить крізь нього.

На вітчизняних автомобілях застосовуються стулчасті жалюзі, які керуються як вручну так і автоматично, наприклад, термостатом.

При спільній роботі обох систем регулювання легше досягається постійна середня температура охолодної рідини при різних експлуатаційних умовах та забезпечується мала різниця температур рідини на виході із двигуна та на вході в нього. У тих випадках, коли застосовується тільки одна система регулювання, збільшується ця різниця температур, особливо при роботі двигуна з малим навантаженням та при низькій температурі навколишнього середовища.

Пристрої зміни частоти обертання вентилятора є третьою системою регулювання, завдяки якій змінюється кількість повітря, що проходить крізь радіатор. Для зміни частоти обертання вентилятора застосовуються гідравлічні або електричні приводи.

Правильність вибору пристроїв для регулювання температури в системі охолодження оцінюється за температурними характеристиками системи, які представляють собою функціональну залежність між значеннями максимально припустимої температури навколишнього повітря і значеннями енергетичних параметрів двигуна при максимально припустимому його тепловому стані.

4.4 Повітряні системи охолодження

4.4.1. Особливості експлуатації та загальна будова повітряних систем охолодження

Застосовуються головним чином в двигунах малолітражних автомобілів, а також тракторів, мотоциклів та інших сільськогосподарських машинах з ($V_{\text{л}} < 1\text{л}$) незалежно від ступеня їх форсування та умов роботи і в двигунах з $V_{\text{л}} > 1\text{л}$ при невисокій літрової потужності $N_{\text{л}}$ (кВт/л).

При повітряному охолодженні теплота від нагрітих деталей двигуна безпосередньо передається повітрю, яке обтікає його оребрені поверхні. Кількість теплоти, яка відводиться з повітрям на всіх режимах роботи на 15...18% менше ніж у двигунах з рідинним охолодженням і на розрахунковому режимі $Q_{\text{охол}}$ складає 17...23 % від $Q_{\text{п}}$. Питома охолоджувальна поверхня $F/N_{\text{е ном}}$ для автотракторних дизелів складає 220...330 $\text{см}^2/\text{кВт}$, а для бензинових двигунів 295...440 $\text{см}^2/\text{кВт}$ [11]. Кількість теплоти, що відводиться від головок циліндрів $Q_{\text{гол}}$, складає 45...65 % від загально відведеної теплоти, $Q_{\text{заг}}$.

Питома витрата охолоджуючого повітря для автотракторних дизелів дорівнює 30...50 $\text{м}^3/(\text{кВт год})$ (менші значення відносяться до дизелів, які мають більший діаметр циліндрів), а бензинових двигунів вона на 20...25 % більше. Швидкість повітря в міжреберних просторах на розрахунковому

режимі складає 20...50 м/с (більші значення відносяться до циліндрів з більшими діаметрами) [7, 11].

Для автотракторних двигунів з повітряним охолодженням характерна підвищена нерівномірність розподілення температур за циліндрами і головками циліндрів. У зв'язку з цим при проектуванні необхідно забезпечувати достатні перерізи метала на ділянках високих температурних перепадів, застосовувати матеріали з високою теплопровідністю, виготовляти значні міжреберні простори для руху повітря, усувати застійні зони та розміщувати ребра узгоджено з напрямками теплових потоків та рухом охолоджуючого повітря.

У цих двигунах ребра звичайно відливають з чавуну або алюмінієвих сплавів.

Середня температура у підвалинах ребер дорівнює для циліндрів і головок з чавуну відповідно 130...170 °С та 170...220 °С, а з алюмінієвих сплавів – 130...150 °С та 160...200 °С. Максимально припустимі температури дорівнюють 250 °С для чавуну та 230 °С для алюмінієвих сплавів, а мінімальні – повинні бути не нижче 120 °С.

Повітряні системи охолодження сучасних автотракторних двигунів складаються із: оребрених головок та блоку, вентилятора та дефлекторів (рис.4.9).

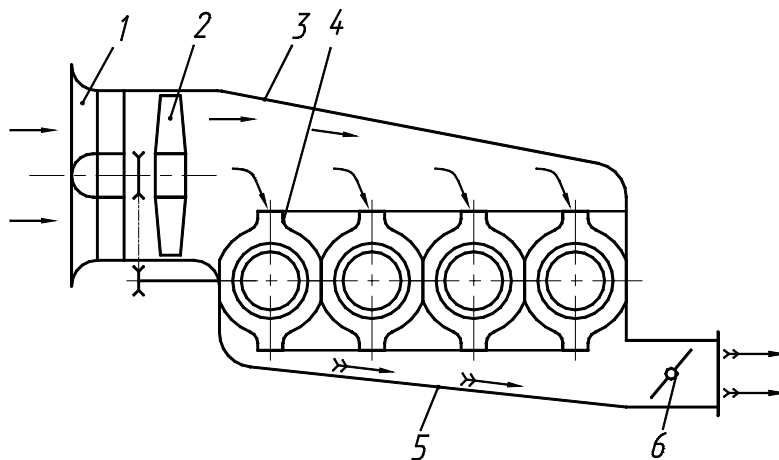


Рис.4.9. Схема системи повітряного охолодження:
1 – нерухомий спрямлюючий апарат; 2 – осьовий вентилятор; 3 – кожух;
4 – дефлектор; 5 – відводчий патрубок; 6 – заслінка з приводом від термостата

Вони мають такі позитивні якості: прості за будовою та в експлуатації, забезпечують швидке прогрівання двигунів після запуску; мають невелику масу.

Недоліками системи такого типу є: залежність ефективності роботи системи від режиму роботи двигуна; гірша рівномірність відведення теплоти

по висоті циліндра; більша шумність роботи двигуна; більші втрати потужності на привід вентилятора.

4.4.2. Розрахунок основних повітряних систем охолодження

В переважній більшості автотракторних двигунів повітряного охолодження застосовуються системи з примусовим нагнітанням повітря, при якому забезпечується в порівнянні з просмоктуючою схемою менші витрати потужності на привід вентилятора (нагнітається холодне повітря).

При будь-якому способі подавання охолоджуючого повітря воно повинно, в першу чергу, поступати до найбільше нагрітих деталей двигуна, для чого застосовується система дефлектування, яка забезпечує більш ефективне розподілення повітря при менших втратах енергії на це.

Повітряний тракт системи охолодження являє собою систему повітряних каналів, визначаючих траєкторію руху охолодного повітря по поверхні двигуна. Елементами повітряного тракту є (рис.3.9) повітрязбірний патрубок, вентилятор, повітророзподільний кожух, циліндри та їх головки, дефлектори, повітрявідвідний кожух.

При розрахунку обчислюють аеродинамічний опір тракту, Па

$$H_{\text{п.тракту}} = \Delta H_{\text{цил}} + \Delta H_{\text{н}} + \Delta H_{\text{вих}}, \quad (4.24)$$

де $\Delta H_{\text{цил}}$ – опір обтекання циліндрів

$$\Delta H_{\text{цил}} = \xi_{\text{цил}} \frac{W_{\text{п}}^2}{2} \rho_{\text{пов}};$$

$\Delta H_{\text{н}}$ – опір направляючої частини повітряного тракту

$$\Delta H_{\text{н}} = (0,1 \dots 0,2) H_{\text{п.тракту}};$$

$\Delta H_{\text{вих}}$ – гідравлічні витрати на виході з тракту

$$\Delta H_{\text{вих}} = \xi_{\text{вих}} \frac{W_{\text{п.вих}}^2}{2} \rho_{\text{пов}};$$

$$\Delta H_{\text{вих}} = (0,25 \dots 0,3) H_{\text{п.тракту}}.$$

Загальний аеродинамічний опір тракту у сучасних автотракторних двигунів складає:

при $D < 100$ мм	$\Delta H_{\text{п.тракту}} = 730 \dots 980$ Па;
$D > 100 \dots 150$ мм	$\Delta H_{\text{п.тракту}} = 1470 \dots 1960$ Па.

Вентилятор осьовий або відцентровий є основним робочим органом повітряної системи охолодження, і він розміщується на початку або в кінці повітряного тракту. Конструктивно вентилятор інколи виконується не

зв'язаним з повітряним трактом. Привід вентилятора потребує до 13 % від ефективної потужності двигуна ($N_{\text{вент}} \leq 0,13N_{\text{д}}$).

В більшості автотракторних багаточиліндрових двигунів переважно застосовують високоефективні осьові вентилятори з великою кількістю профільованих лопатей, перевагою яких перед відцентровими є:

- більша продуктивність при однакових габаритах;
- більш високий ККД;
- простота конструкції спрямовуючого кожуха;
- більш високий коефіцієнт реагування (що важливо для ДВЗ).

Відцентрові вентилятори застосовують на одно- та двоциліндрових двигунах.

В загальному випадку тип вентилятора можна визначити за значенням коефіцієнта швидкості $n_{\text{шв}}$ (4.19).

Потужність, що витрачається на привід вентилятора, визначається за залежністю:

$$N_{\text{вент}} = \frac{H_{\text{вент}} V_{\text{вент}}}{\eta_{\text{вент}}}, \quad (4.25)$$

де $\eta_{\text{вент}}$ – ККД вентилятора з литими лопатями, $\eta_{\text{вент}} = 0,6 \dots 0,7$;

Діаметр осьового вентилятора, м, орієнтовно можна обчислити за залежністю

$$D_{\text{вент}} = 1,3 \sqrt{\frac{V_{\text{пов}}}{\omega_{\text{вент}}}}, \quad (4.26)$$

де $\omega_{\text{вент}}$ – розрахункова швидкість повітря в робочому колесі, $\omega_{\text{вент}} = 13 \dots 30$ м/с.

Частота обертання крильчатки осьового вентилятора, хв^{-1}

$$n_{\text{вент}} = \frac{60V_{\text{вент}}}{\pi D_{\text{вент}}}, \quad (4.27)$$

де $V_{\text{вент}}$ – колова швидкість вентилятора, м/с

$$V_{\text{вент}} = 2,8\psi \sqrt{H_{\text{вент}}},$$

де ψ – коефіцієнт, який залежить від форми та кута установки лопаток (для плоских лопаток $\psi = 2,8 \dots 3,5$; для криволінійних $\psi = 2,2 \dots 2,9$).

Підбір та більш детальніший розрахунок вентилятора описано в [1, 7].

Оребрення. Поверхню охолодження ДВЗ на 90...95 % складають охолоджуючі ребра головок та циліндрів. Через них відводиться до 85...90 % всієї кількості теплоти. Форми і розмір охолоджуючих ребер повинні забезпечити необхідну тепловіддачу при мінімальному аеродинамічному

опорі, що необхідно для зниження потужності, що витрачається на привід вентилятора.

Найчастіше в ДВЗ виготовляють ребра трапецевидної форми, які більш зручні у виробництві і мають високу теплову ефективність (рис.4.10).

Основними параметрами оребрення є кількість ребер z , середня їх висота h , крок оребрення s , середня товщина ребер δ , середня ширина міжреберного каналу l у підвалинах ребер D_0 . Значення цих параметрів у автотракторних двигунах наведені в табл.4.1.

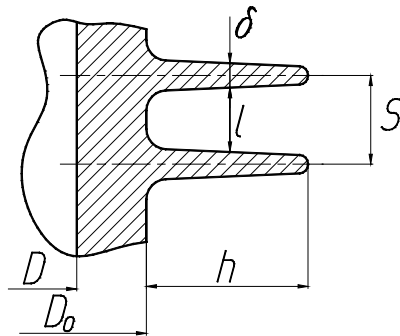


Рис.4.10. Основні параметри ребер

Таблиця 4.1

Параметри ребер

Параметри	Чавун		Алюмінієвий сплав	
	Циліндр	Головка	Циліндр	Головка
h	14...30	15...50	15...35	15...75
s	6...12	6...12	3,5...8	3,5...8
l	4...8	4...8	2...6	2...6
δ	2...4	2...4	1,5...2,5	1,5...2,5

Товщина ребер у підвалинах приблизно в 1,5 рази більша, ніж у вершині.

Розрахунок поверхні оребрення виконують окремо для циліндра та головки.

Кількість охолоджуючого повітря, яке повинно подаватись вентилятором, визначається із значення теплоти $Q_{\text{охол}}$, що визначається при тепловому розрахунку ДВЗ:

$$V_{\text{пов}} = \frac{Q_{\text{охол}}}{C_{\text{пов.т}} (T_{\text{пов.вих}} - T_{\text{пов.вх}}) \rho_{\text{пов}}}, \quad (4.28)$$

де $T_{\text{пов.вх}}$ – температура повітря, що входить у міжребровий простір ($T_{\text{пов.вх}} = 293 \text{ K}$);

$T_{\text{пов.вих}}$ – температура повітря, що виходить з нього, $T_{\text{пов.вих}} = (353...373) \text{ K}$ ($80...100 \text{ }^\circ\text{C}$);

$C_{\text{пов.т}}$ – теплоємність повітря середня, Дж/(кг·К).
Поверхня охолоджуючих ребер циліндра

$$F_{\text{цил}} = \frac{Q_{\text{цил}}}{K_{\text{в}}(T_{\text{цил.0}} - T_{\text{пов.вх}})}, \quad (4.29)$$

де $Q_{\text{цил}}$ – кількість теплоти, яка відводиться повітрям від циліндра двигуна, Дж/с;

$K_{\text{в}}$ – коефіцієнт тепловіддачі поверхні циліндра, Вт/(м²·К);

$T_{\text{цил.0}}$ – середня температура у підвалинах ребер циліндра, К;

$T_{\text{пов.вх}}$ – середня температура повітря у міжребровому просторі циліндра, К.

За даними експериментів середня температура у підвалинах ребер циліндрів складає, К [1, 7, 11]:

у ребер з алюмінієвих сплавів 403...423 (130...150 °С);

у ребер з чавуна..... 403...453 (130...180 °С).

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К):

$$K_{\text{в}} = 1,37(1 + 0,0075T_{\text{сер}})(W_{\text{пов}}/0,278)^{0,73}, \quad (4.30)$$

де $T_{\text{сер}}$ – середнє арифметичне температур ребра та обдуваючого повітря, К;

$W_{\text{пов}}$ – швидкість повітря у міжребровому просторі, м/с.

Середня швидкість повітря у міжребровому просторі циліндра та його головки приймається рівною $W_{\text{пов}} = 20...50$ м/с при діаметрі циліндра $D = 75...125$ мм та $W_{\text{пов}} = 50...60$ м/с при $D = 125...150$ мм.

Поверхня охолодження ребер головки циліндра:

$$F_{\text{гол}} = \frac{Q_{\text{гол}}}{K_{\text{в}}(T_{\text{гол}} - T'_{\text{пов.вх}})}, \quad (4.31)$$

де $Q_{\text{гол}}$ – кількість теплоти, яка відводиться повітрям від головки циліндра, Дж/с;

$T_{\text{гол}}$ – середня температура у підвалинах ребер головки, К;

$T'_{\text{пов.вх}}$ – середня температура повітря у міжребровому просторі головки, К

Середня температура у підвалинах ребер головки $T_{\text{гол}}$, К [7, 11]:

із алюмінієвих сплавів 423...473 (150...200 °С);

із чавуна 433...503 (160...230 °С).

4.4.3. Регулювання в повітряних системах охолодження

В транспортних двигунах регулювання має за мету підтримання заданого теплового режиму його деталей при зміні експлуатаційного режиму роботи ДВЗ, а також навколишніх зовнішніх умов. Тільки в цьому випадку

можливо отримати найкращі ефективні та експлуатаційні показники роботи ДВЗ.

Звичайно регулювання теплового стану деталей ДВЗ передбачає запобігання падінню температур стінок циліндрів головок та температури масла нижче встановлених рівнів. Найвищі припустимі температури деталей і масла забезпечуються під час проектування ДВЗ. В бензинових ДВЗ при відсутності регулювання можлива конденсація палива на стінках камери згоряння, що призведе до розрідження масла і порушення роботи двигуна. В дизелях падіння температури стінок нижче припустимого збільшить втрати на тертя та корозійне спрацювання циліндра.

Примусове регулювання теплового стану двигуна повітряного охолодження здійснюється зміною кількості охолоджуючого повітря, яке подається у міжреберні канали. Це забезпечується декількома способами:

- зміною частоти обертання вентилятора;
- дроселюванням повітряного потоку на вході в повітряний тракт;
- відведенням частки повітря до потрапляння його у міжреберні канали;
- повертання лопатей вентилятора;
- подання частини нагрітого повітря знову у вентилятор.

Вибір способу регулювання здійснюють, виходячи з умов мінімальних втрат потужності на охолодження, конструктивної простоти та експлуатаційної надійності.

Доцільне автоматичне регулювання теплового стану.

4.4.4. Головні напрямки подальшого вдосконалення систем охолодження

Можна виділити такі головні напрямки подальшого удосконалення систем охолодження:

- зменшення витрат потужності двигуна на привід елементів системи (рідинного насосу, вентилятору);
- застосування високотемпературних систем охолодження з метою зменшення витрат теплоти згоряння палива і габаритних розмірів радіаторів (особливо для транспортних двигунів великої потужності);
- використання більш дешевих алюмінієвих сплавів для виготовлення радіаторів;
- гнучке регулювання теплового стану двигуна за рахунок широкого використання електронних і комп'ютерних систем.

ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Назвіть призначення і склад системи охолодження автотракторних двигунів.
2. Укажіть особливості її роботи і вимоги, що до неї пред'являються.
3. Наведіть класифікацію систем охолодження.
4. Які переваги і недоліки має рідина системи охолодження порівняно з повітряною?
5. Наведіть основні характеристики роботи елементів системи рідинного охолодження автотракторних двигунів та схеми їх розрахунку.
6. Вкажіть особливості конструкції і роботи повітряних систем охолодження.
7. Наведіть основні характеристики роботи основних елементів систем повітряного охолодження автотракторних двигунів та схеми їх розрахунку.
8. Визначте основні напрямки подальшого удосконалення систем охолодження ДВЗ.