

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до проведення практичних занять з дисципліни
"Транспортні енергетичні установки"
для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування"
("Колісні та гусеничні транспортні засоби"),
усіх форм навчання

Частина 1. Практичні заняття № 1-4

2019

Методичні вказівки до проведення практичних занять з дисципліни "Транспортні енергетичні установки" для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" ("Колісні та гусеничні транспортні засоби"), усіх форм навчання. Частина 1. Практичні заняття № 1-4 / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. 74 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензенти: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук;
С.М. Турпак, професор, д-р.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри «Автомобілі»
Протокол № 10
від « 10 » травня 2019.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 76
від « 17 » травня 2019.

ЗМІСТ

Частина 1

Вступ	6
1 Практичне заняття № 1. Основи конструювання двигунів внутрішнього згоряння	7
1.1 Мета роботи	7
1.2 Загальні відомості	7
1.2.1 Загальні принципи конструювання та розрахунків ..	7
1.2.2 Компонувальні схеми двигунів	9
1.2.3 Основні показники що характеризують конструкцію двигуна	15
1.2.4 Вихідні дані при проектуванні двигуна	19
1.2.5 Етапи проектування двигуна	21
1.3 Завдання до практичного заняття	24
1.4 Порядок проведення практичного заняття	24
Питання і завдання для самоконтролю	24
Зміст звіту	25
2 Практичне заняття № 2. Система охолодження	26
2.1 Мета роботи	26
2.2 Загальні відомості	26
2.2.1 Системи рідинного охолодження	27
2.2.2 Повітряна система охолодження	29
2.2.3 Розрахунок елементів системи охолодження	29
2.3 Завдання до практичного заняття	41
2.4 Порядок проведення практичного заняття	41
Питання і завдання для самоконтролю	41
Зміст звіту	42
3 Практичне заняття № 3. Система мащення	44
3.1 Мета роботи	44
3.2 Загальні відомості	44
3.2.1 Розрахунок елементів системи мащення	46
3.2.2 Розрахунок підшипників ковзання	55
3.3 Завдання до практичного заняття	59
3.4 Порядок проведення практичного заняття	60
Питання і завдання для самоконтролю	60

Зміст звіту	61
4 Практичне заняття № 4. Системи впуску і випуску	62
4.1 Мета роботи	62
4.2 Загальні відомості	62
4.2.1 Повітряні фільтри	63
4.2.2 Впускні і випускні трубопроводи	65
4.2.3 Глушіння шуму	68
4.3 Завдання до практичного заняття	70
4.4 Порядок проведення практичного заняття	70
Питання і завдання для самоконтролю	71
Зміст звіту	71
Рекомендована література	73

Частина 2

Вступ	79
5 Практичне заняття № 5. Системи живлення карбюраторних двигунів	80
5.1 Мета роботи	80
5.2 Загальні відомості	80
5.2.1 Робочий процес елементарного карбюратора	81
5.2.2 Паливopідкачувальні насоси	87
5.2.3 Системи живлення з впрыскуванням бензину	89
5.3 Завдання до практичного заняття	96
5.4 Порядок проведення практичного заняття	97
Питання і завдання для самоконтролю	97
Зміст звіту	98
6 Практичне заняття № 6. Система живлення Дизелів	100
6.1 Мета роботи	100
6.2 Загальні відомості	100
6.2.1 Призначення і будова паливних систем	100
6.2.2 Класифікація паливних систем дизелів	102
6.2.3 Параметри паливopодачі	103
6.2.4 Форсунки	107
6.2.5 Особливості паливopодаючої апаратури для роботи на легких, важких і сірчастих паливах	113
6.2.6 Апаратура для живлення багатопаливних дизелів..	113

6.2.7 Особливості паливних систем при використанні важких і сірчистих палив	115
6.2.8 Паливна система дизелів з електронним управлінням	116
6.2.9 Напрямки удосконалення паливних систем дизелів	120
6.3 Завдання до практичного заняття	122
6.4 Порядок проведення практичного заняття	122
Питання і завдання для самоконтролю	123
Зміст звіту	124
7 Практичне заняття № 7. Система живлення газових, бензогазових двигунів та газодизелів	126
7.1 Мета роботи	126
7.2 Загальні відомості	126
7.2.1 Системи живлення газових двигунів	126
7.2.2 Системи живлення бензогазових двигунів	127
7.2.3 Система живлення газодизелів	128
7.2.4 Розрахунок газової апаратури	132
7.2.5 Особливості паливних систем двигунів, працюючих на водні	135
7.3 Завдання до практичного заняття	138
7.4 Порядок проведення практичного заняття	138
Питання і завдання для самоконтролю	138
Зміст звіту	139
Рекомендована література.....	140

ВСТУП

Метою практичних занять є надання студентам основних відомостей про теорію робочих процесів автомобільних двигунів внутрішнього згоряння, хімічних реакцій паливноповітряних сумішей, характеристик двигунів, конструювання і розрахунки окремих вузлів і систем двигунів.

У процесі виконання практичних занять, студент повинен засвоїти знання конструкції та принципи роботи сучасних автомобільних двигунів внутрішнього згоряння. В результаті цього у студентів повинні сформуватися наступні компетенції, передбачені освітнім стандартом:

- здатність навчатися та самонавчатися;
- здатність самостійно проводити дослідження, аналіз конструкцій та розрахунки вузлів і систем двигунів внутрішнього згоряння;
- уміння проводити техніко-економічний аналіз, комплексно обґрунтовувати прийняті й реалізовані рішення та можливості скорочення циклу виконання пошукових робіт при конструюванні двигунів.

Навчальним планом дисципліни "Транспортні енергетичні установки" передбачено 14 годин практичних занять.

Практичні заняття сприяють придбанню студентами:

- **знань** загальних питань конструювання та розрахунку окремих вузлів і систем двигунів внутрішнього згоряння;
- **умінь** користуватися наявною нормативно-технічною документацією для проведення техніко-економічного аналізу, обґрунтовування прийнятих рішень та виконання необхідних розрахунків при конструюванні двигунів;
- **навичок** володіння інженерною термінологією в області конструювання двигунів внутрішнього згоряння.

1 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 1. ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

1.1 Мета роботи

Ознайомитись з компанувальними схемами та загальними принципами конструювання та розрахунків двигунів

1.2 Загальні відомості

1.2.1 Загальні принципи конструювання та розрахунків

Створення сучасного двигуна внутрішнього згорання-складний процес, у якому беруть участь різні фахівці. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Конструювання двигуна полягає в інженерній розробці його конструкції. Науково-технічний прогрес вимагає від конструкторів створення двигунів з високими значеннями основних показників, головними з яких є економічність, надійність, ресурс, матеріалоемність, доступність виготовлення й простота обслуговування.

Для того щоб створюваний двигун задовольняв перерахованим вимогам, необхідно при його проектуванні використовувати нові конструкторські рішення. Це не заперечує наступності конструкції й можливості застосування, конструкцій, а також вузлів і деталей що добре зарекомендували себе.

Науково-технічний прогрес в області двигунобудування залежить від розвитку галузей, які поставляють матеріали та комплектуючі вироби, палива й масла. Розробка нових двигунів здійснюється на основі перспективних типажів двигунів, під якими розуміється обґрунтована сукупність мінімального числа типів і розмірів двигунів.

Типаж визначається рядом потужності, у який входять двигуни, однакові по компонованню й конструкції основних вузлів і деталей. Доцільно, щоб знову створюваний двигун був одним з елементів ряду потужності, що обумовить скорочення строків освоєння нової конструкції й підвищення якості виготовлення двигуна. Однак незважаючи на всі переваги, пов'язані із впровадженням розроблених

типажів, у якості базової моделі може бути прийнята принципово нова й доцільна з техніко-економічної точки зору конструкція двигуна.

При створенні нових двигунів та їх сімейств, велика увага приділяється ступеню їх стандартизації й уніфікації, яка оцінюється долею стандартизованих і уніфікованих елементів у всій конструкції двигуна. Ступінь уніфікації повинна визначатися оптимальністю загальної компоновки конструкції та її економічною доцільністю.

Безперервне форсування сучасних двигунів по питомій потужності супроводжується ростом температур і напруг у їхніх деталях. Тому більшу роль при створенні сучасних двигунів набувають розрахунки на міцність.

Основна мета розрахунків на міцність - обґрунтування таких параметрів і розмірів деталей і вузлів двигуна, при яких забезпечується надійна робота двигуна при експлуатації протягом необхідного ресурсу. При цьому розрахунки суттєво скорочують час і вартісні ресурси, які надаються на надзвичайно об'ємні експериментальні роботи, пов'язані зі створенням і доведенням нового двигуна.

Розрахунки на міцність деталей двигуна включають наступні основні етапи: складання розрахункової схеми, що відбиває найбільш істотні особливості конструкції й умов навантаження деталей; аналіз цієї схеми за допомогою сучасних методів розрахунків; формулювання на основі проведеного аналізу практичних висновків стосовно до реальної конструкції.

Використовувані раніше (при малих і середніх рівнях форсування), часто дуже спрощені, методи розрахунків на міцність деталей двигуна - не викликали заперечень, тому що запаси міцності закладені в самих конструкціях двигунів, при середніх параметрах робочого процесу були великі. У наш час потрібні такі методи розрахунків, які значно більш точно враховують геометрію деталей і умови їх навантаження.

Особливості проектування сучасних двигунів, передбачають поряд з підвищенням якості, зниження термінів його розробки та виготовлення. І все це при одночасному ускладненні конструкції двигуна. Тому при цьому особливо зростає роль розрахунків та моделювання режимів роботи розроблюваного двигуна. Все це можна здійснити тільки на сучасних високопродуктивних комп'ютерах, за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення.

1.2.2 Компонувальні схеми двигунів

Різноманітність областей застосування двигунів внутрішнього згоряння й, отже, вимог, пропонувані до їхньої конструкції, обумовлює складність побудови класифікаційної схеми двигунів по конструктивних ознаках.

Основним завданням при розробці класифікаційних схем є відбір декількох загальних ознак, на базі яких може бути проведена побудова окремих класифікацій. Для виявлення цих ознак слід проаналізувати вимоги, пропонувані до двигунів залежно від їхнього призначення.

Простота конструкції двигуна визначається необхідністю, з одного боку, полегшення його виробництва й експлуатації, а з іншого - підвищення надійності.

Розміри двигуна і його маса залежать від загального компоновання двигуна, конструктивних форм і розмірів остову. Тому доцільно як основу для класифікації двигунів вибрати насамперед геометричні ознаки, і зокрема розташування в просторі геометричних осей найголовніших його деталей.

Як правило, сучасні двигуни внутрішнього згоряння мають механізми для перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертовий рух вала. До безвальних двигунів відносяться тільки вільнопоршневі генератори газу, дизель-компресори, дизель-молоти й двигун-трамбування.

Один з основних факторів, що визначають конфігурацію двигуна - розташування й кількість робочих циліндрів. У двигунах з валом, але без кривошипно-шатунного механізму (з похилою або іншою шайбою) осі циліндрів розташовані паралельно осі вала.

Якщо осі трьох і більше циліндрів перебувають в одній площині, перпендикулярній осі вала, то вони утворюють так звану зірку. Комбінування окремих циліндрів роблять найчастіше уздовж колінчастого вала. Конструкцію, у якій зірки розташовані уздовж колінчастого вала, називають багаторядною зіркою. У багаторядних зіркоподібних двигунах осі циліндрів сусідніх зірок, зокрема при повітряному охолодженні, можуть бути зміщені на половину кута між циліндрами.

Форми конструкцій двигунів залежать від взаємного розташування деталей, механізмів і допоміжних агрегатів. Загальне

компонування може залежати, наприклад, від числа й розташування розподільних валів (верхнє або нижнє), від розташування агрегатів повітропостачання тощо. Хоча ці фактори не є основними, проте їх слід враховувати при класифікації окремих вузлів, систем допоміжних агрегатів і пристроїв.

Однорядні двигуни характеризуються простотою конструкції й порівняно високою технологічністю виготовлення. Зазначені переваги, а також великий досвід побудови й експлуатації двигунів з вертикально розташованими циліндрами обумовлюють широке застосування подібних двигунів.

Значну частину двигунів, що перебувають в експлуатації, становлять однорядні двигуни з вертикально розташованими циліндрами (рис. 1.1). У всіх транспортних установках поряд з однорядними конструкціями одержали велике поширення двигуни з V-образно розташованими циліндрами (рис. 1.2)

Основна перевага V-образних двигунів перед однорядними однакової потужності – є менші розміри й у першу чергу менша довжина, внаслідок чого збільшена твердість таких відповідальних деталей, як картер (блок-картера), кришки (головки) циліндрів і колінчастого вала. Найбільш часто застосовуваний кут між осями циліндрів 45-90°. Він визначається призначенням двигуна, вимогами до розмірів і порядком роботи циліндрів, розташованих в одному ряді. Там, де основна вимога - зменшення розмірів і в першу чергу висоти, цей кут може бути й більше 90°.

Аналогічні переваги мають двигуни з W-образно розташованими циліндрами (рис. 1.3), але великого поширення вони не одержали, головним чином внаслідок складності конструкції шатунів, підшипників та інших вузлів і деталей. Однак останнім часом конструктори знову стали застосовувати цю схему.

У деяких випадках двигуни виконують із X-образно розташованими циліндрами (рис. 1.4). Такі двигуни мають невеликі розміри по довжині. Деталі кривошипно-шатунного механізму, корпусу й розподільного механізму в цьому випадку мають дуже складну конструкцію. Кути між осями циліндрів можуть бути або різними (рис. 1.4), наприклад 45, 60 і 120, або однаковими.

В установках різного призначення застосовують також двигуни з горизонтальними протилежними циліндрами (рис. 1.5).

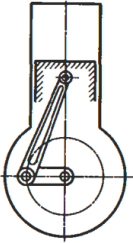


Рисунок 1.1 - Схема однорядного двигуна з вертикальним розташуванням циліндрів

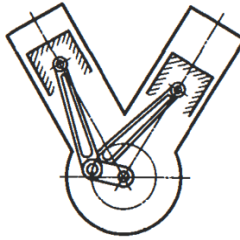


Рисунок 1.2 - Схема двигуна з V-образним розташуванням циліндрів

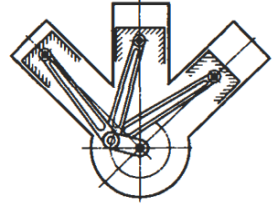


Рисунок 1.3 - Схема двигуна з W-образним розташуванням циліндрів

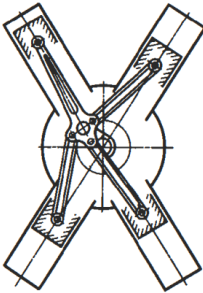


Рисунок 1.4 - Схема двигуна з X-образним розташуванням циліндрів



Рисунок 1.5 - Схема двигуна з горизонтальними протилежними циліндрами

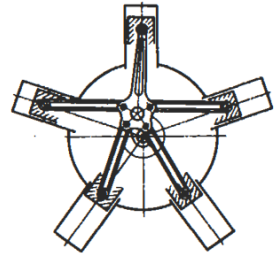


Рисунок 1.6 - Схема двигуна із зіркоподібним розташуванням циліндрів

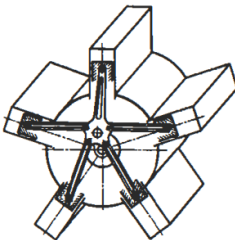


Рисунок 1.7 - Схема двигуна з розташуванням циліндрів у вигляді багаторядної зірки

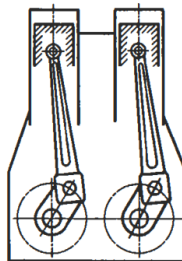


Рисунок 1.8 - Схема двохвального двигуна із двома рядами паралельно розташованих циліндрів

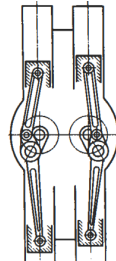


Рисунок 1.9 - Схема двохвального двигуна з H-образним розташуванням циліндрів

Для машин наземного транспорту невелика висота двигуна даного типу й зручність розміщення його в машині є в деяких випадках безсумнівними перевагами в порівнянні із двигунами, що мають вертикально або V-образно розташовані циліндри.

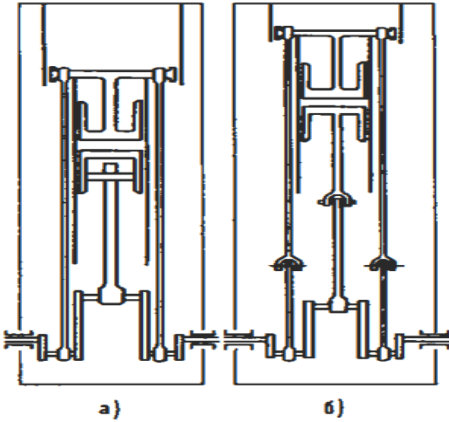
У двигунах зі зіркообразно розташованими циліндрами (рис. 1.6) простіше здійснювати повітряне охолодження, ніж у двигунах із циліндрами, розташованими в ряд. Однак, як правило, шатуни й колінчасті вали зіркоподібних двигунів дуже навантажені й мають складну конструкцію. Останнє особливо характерно для двигунів із циліндрами, розташованими у вигляді багаторядної зірки (рис. 1.7), які мають менші розміри й масу при більшій потужності в порівнянні з іншими одновальними двигунами.

У зв'язку з необхідністю створення потужних швидкохідних двигунів значна увага приділяється двохвальним і багатовальним конструкціям. Конструктивні схеми подібних двигунів досить різноманітні. Двохвальні двигуни можуть бути виконані здвоєними із двома рядами паралельно розташованих циліндрів (рис. 1.8). У цьому випадку два колінчасті вали з'єднані між собою зубчастою передачею.

Необхідно відзначити також двигуни з H-образно (рис. 1.9) і I-образно розташованими циліндрами. Нарешті, циліндри можуть бути розташовані під кутом і мати загальну (для двох циліндрів) камеру згоряння.

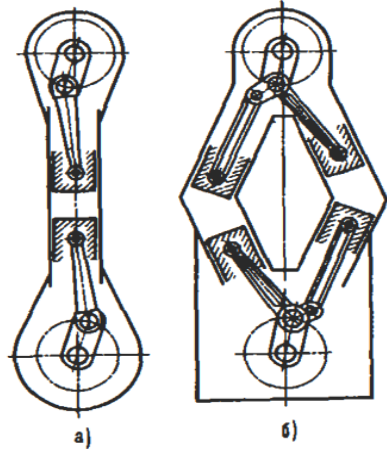
Особливо слід зупинитися на конструктивних схемах двотактних двигунів з поршнями, що протилежно рухаються. Одновальні двигуни з поршнями, що протилежно рухаються, можуть бути:

- з одним колінчастим валом - тронкові (рис. 1.10, а) і крейцкопфні (рис. 1.10, б);
- з двома колінчастими валами й циліндрами, розташованими в ряд (циліндри можуть бути розташовані вертикально, як показано на рис. 1.11, а, або горизонтально);
- з двома колінчастими валами й здвоєними, ромбоподібно розташованими циліндрами (рис. 1.11, б);
- з трьома колінчастими валами, двома робочими порожнинами й V-образно розташованими переверненими циліндрами (рис. 1.12);



а - тронкового; б – кресткопфного

Рисунок 1.10 - Схема одноцилиндрового двигуна з поршнями що протилежно рухаються



а - з поршнями що протилежно рухаються й рядним розташуванням циліндрів;

б - з ромбоподібним розташуванням циліндрів

Рисунок 1.11 - Схеми двохвальних двигунів

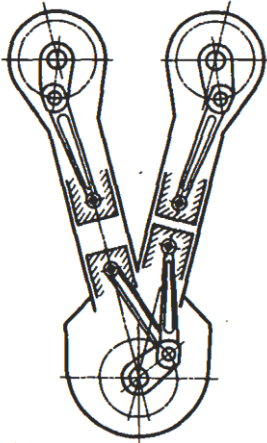


Рисунок 1.12 - Схема трьохвального двигуна із двома робочими порожнинами та V-образним розташуванням циліндрів

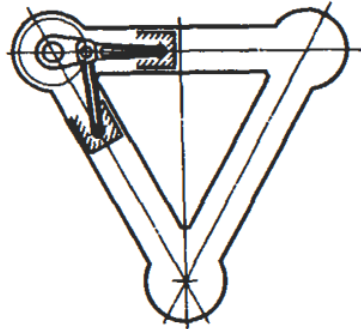


Рисунок 1.13 - Схема трьохвального двигуна із трьома робочими порожнинами й осями циліндрів, що утворюють трикутник

- з трьома колінчастими валами, трьома робочими порожнинами й осями циліндрів, що утворюють трикутник

(рис. 1.13);

- з циліндрами, осі яких паралельні осі вала, і похилими обертовими або хитними шайбами для передачі обертання валу.

Одновальні двигуни з поршнями, що протилежно рухаються (рис. 1.10) мають в основному вали із трьома колінами на кожний циліндр. При цьому два бічні коліна, розташованих під кутом, близьким до 180° , до середнього (основному) коліну, пов'язані з верхнім поршнем через траверсу й довгі тяги.

Двигуни, виконані за схемою, показаної на рис. 1.13, мають менші розміри й більшу потужність. Вони відрізняються складністю деяких вузлів, зокрема корпуса, і неможливістю доступу до деталей (наприклад, до деяких насосів і форсунок) з боку внутрішньої порожнини. У цих двигунах один з поршнів циліндра управляє випуском, інший - випуском.

Причому поршень, керуючий випуском, обмивається випускними газами й перебуває в особливо тяжких умовах. Тому що кривошипи кожного циліндра зміщено один щодо іншого на кут, що відрізняється від 180° на $10-15^\circ$, з колінчатого вала, що управляє випуском, знімається більша потужність, і цей вал виявляється більш навантаженим.

У двигунах, виконаних по схемах, наведених на рис. 1.12 і 1.13, можна зрівняти потужності, що знімаються з колінчатих валів, приєднуючи до одного коліну вала поршень, керуючий випуском, і поршень, керуючий впуском.

Розглянуті схеми не вичерпують усіх можливих раціональних компоновань, які характеризуються різним розташуванням і числом циліндрів і валів. По цих схемах виконують як чотиритактні (рис. 1.9), так і двотактні двигуни.

Майже всі двигуни внутрішнього згорання – це двигуни простої дії. У таких двигунах можна застосовувати тронкову конструкцію поршня, що обумовлює зменшення габаритних розмірів (головним чином у напрямку осі циліндра) і маси деталей, що поступально рухаються, а також більшу простоту конструкції.

При більших потужностях малооборотні двигуни простої дії виконують із крейцкопфом в основному для забезпечення більшої надійності при експлуатації й створенні кращих умов роботи

поршневої групи. Принцип подвійної дії дозволяє збільшити потужність двигуна в 1,5-1,8 рази при відносно невеликому збільшенні його маси.

Однак у цей час двигуни подвійної дії (звичайно двотактні) не випускають, тому що вони характеризуються складністю конструкції, дуже важкими умовами роботи поршневої групи, штока й інших деталей. У таких двигунах важко забезпечити гарну якість процесів газообміну й особливо сумішоутворення в порожнині циліндра, через яку проходить шток. Застосування ж наддування дозволяє одержати необхідну потужність і в більш простих по конструкції двигунах простої дії.

1.2.3 Основні показники що характеризують конструкцію двигуна

При проектуванні двигуна конструктор вирішує комплекс складних проблем, зв'язаних як із процесами, що відбуваються в циліндрі й у суміжні з ним системах, так і з компонованням двигуна. Конструктор повинен враховувати можливість і подальші шляхи вдосконалювання конструкції відповідно до вимог сучасного двигунобудування.

Основні параметри двигуна: c_m , n , S/D , p_e , i , D . При визначенні розмірів циліндра деякі з них задають. Зокрема, можуть бути задані значення i , p_e й S/D або i , p_e й c_m . Сукупність зазначених параметрів у значному ступені характеризує конструкцію двигуна.

Швидкість поршня й частота обертання вала. Одним з основних параметрів, що залежать від типу двигуна і його призначення, є швидкість поршня, що визначає швидкохідність двигуна. Зі збільшенням середньої швидкості поршня підвищується теплова напруженість деталей двигуна (у першу чергу поршневої групи), збільшуються сили інерції, що навантажують деталі кривошипно-шатунного механізму, а також зношування підшипників вала й втулки циліндрів зменшується термін служби двигуна, збільшуються швидкості газів в органах газорозподілу, внаслідок чого підвищується опір у них. Величину c_m при проектуванні вибирають із урахуванням призначення двигуна.

Частота обертання n колінчатого вала сучасних двигунів

становить 100-1000 об/хв і досягає в окремих випадках 12 000-15 000 об/хв і більше (малолітражні, гоночні автомобільні, мотоциклетні двигуни тощо).

Частота обертання вала стаціонарного двигуна, безпосередньо пов'язаного з електрогенератором, залежить від стандартного числа періодів змінного струму (50 періодів у секунду) при заданому числі пар полюсів електрогенератора. В останні роки спостерігається тенденція до відмови від значного підвищення частоти обертання двигунів.

Відношення ходу поршня до діаметра циліндра. Цей параметр зв'язаний безпосередньо зі швидкістю поршня й потужністю двигуна. У високооборотних двигунах значення S/D доцільно знижувати до певної межі для одержання помірної швидкості поршня, підвищення механічного КПД, зменшення розмірів у напрямку осі циліндра (особливо у двотактних двигунах) і підвищення твердості колінчастого вала.

Зі зменшенням радіуса кривошипа збільшується перекриття шатунних і корінних шийок, крім того, знижується зношування поршневих кілець. При менших S/D легше розмістити деталі органів газорозподілу в кришці циліндра.

Однак зі зменшенням S/D збільшується довжина двигуна, а нерідко й маса. При цьому зношування гільз майже не зменшується, тому що він пропорційний частоті обертання вала й практично не залежить від ходу поршня. У двотактних двигунах із прямоочною схемою газообміну при низьких S/D погіршується якість процесу газообміну.

При проектуванні V-образних двигунів з високими значеннями S/D між осями циліндрів виходять більші відстані, і значна частина загального обсягу двигуна не використовується. У V-образних двигунах з низькими значеннями S/D мінімальна довжина двигуна, обумовлена з розрахунку розмірів колінчастого вала, приблизно така ж, як і довжина блоку циліндрів, отримана при його розрахунках.

Тому зниження S/D особливо доцільно у V-образних і багаторядних двигунах. Застосування конструкцій з низькими S/D обумовлює також зменшення висоти й ширини V-образного двигуна, особливо при великому куті розвалу циліндрів. По тій же причині двигуни із протилежними горизонтальними циліндрами доцільно

виконувати короткоходними.

Для двигунів із примусовим запаленням, у яких проблема сумішоутворення вирішується простіше, значення S/D може бути обране меншим у порівнянні з S/D для дизелів. Разом з тим слід зазначити, що значення сил, що діють на вузли, визначаються більшою мірою діаметром циліндра й у меншій мірі - ходом поршня.

Середній ефективний тиск. Середній ефективний тиск p_e залежить від способу і якості сумішоутворення, згоряння й газообміну, механічного ККД η_m , значень тиску й температури на впуску й від тактності двигуна.

При проектуванні двигуна значення p_e попередньо вибирають на підставі дослідних даних, потім уточнюють його при проведенні теплових розрахунків. При цьому враховують можливість подальшого форсування двигуна за допомогою наддування.

Збільшення маси повітря що надходить в циліндр, або горючої суміші в результаті підвищення тиску p_k на впуску (застосування наддуву) дозволяє значно збільшити середній ефективний тиск.

Максимальний тиск p_z у циліндрі залежить від типу виконуваного циклу, від ступеня стиску, виду палива, способу сумішоутворення та інших факторів. Звичайно при проектуванні двигуна значення p_z вибирають, враховуючи в першу чергу призначення двигуна й спосіб сумішоутворення. При цьому вирішальне значення має забезпечення міцності основних деталей двигуна й у першу чергу працездатності підшипників колінчастого валу.

Число циліндрів і діаметр циліндра. Число циліндрів i двигуна, зв'язане безпосередньо з діаметром циліндра, визначається:

- заданими розмірами двигуна або машинного відділення;
- ступенем рівномірності крутного моменту, що залежить від протікання робочого процесу й числа тактів;
- тепловою напруженістю поршневої групи;
- вимогами до зрівноважування мас що рухаються назад, і значенням сил інерції цих мас;
- умовами виробництва двигунів (при великій кількості циліндрів і меншому діаметрі знижується вартість виготовлення двигуна, особливо у випадку

- крупносерійного виробництва);
- небезпекою збільшення крутильних коливань вала, можливістю пуску двигуна з будь-якого положення колінчатого вала.

Число циліндрів у виконаних конструкціях перебуває в межах 1-24. В окремих випадках $i=42-56$. Як правило, в однорядних конструкціях $i=4-10$, в V-образних $i=4-20$, в однорядних і багаторядних зірках $i=5-9$ (в одному відсіку).

Зміна числа циліндрів (при даній потужності) впливає на механічний і індикаторний КПД двигуна. У багатоциліндрових конструкціях при збільшенні i - розміри циліндра й усього двигуна зменшуються, також знижується маса деталей, що рухаються, що дозволяє підвищити частоту обертання колінчастого вала без перевищення допустимих напружень у деталях.

При визначенні розмірів циліндра використовують дані по двигунах що перебувають в експлуатації і результати дослідів на одноциліндрових установках.

Зі збільшенням діаметра циліндра підвищується ефективний ККД внаслідок зменшення втрат теплоти в охолодне середовище. Крім збільшення теплової напруженості поршня й кришки циліндра, збільшуються також навантаження на кривошипно-шатунний механізм і підшипники.

Це в першу чергу відноситься до двигунів повітряного охолодження, де діаметр циліндра звичайно не перевищує 150 мм. Збільшувати діаметр циліндра двигунів із примусовим запаленням недоцільно внаслідок зростання небезпеки виникнення детонації.

Маса й розміри двигуна. Досить важливими показниками, що характеризують якість конструкції, є маса й розміри двигуна. Як правило, при порівняльній оцінці конструкцій користуються питомим параметром g_n , тобто масою двигуна на 1 кВт потужності.

Значення g_n залежить від багатьох факторів, у тому числі від призначення двигуна, конструктивної схеми, компоновання, матеріалів деталей н від розглянутих вище показників. Значення g_n коливається від 1 кг/кВт (автомобільні високооборотні двигуни) до 30-40 кг/кВт (суднові малооборотні двигуни).

Аналіз розподілу маси між деталями двигуна показує, що маса корпусних деталей (при наявності литого кістяка) досягає 60-70%

обший маси двигуна. Слід звернути увагу на розташування допоміжних агрегатів. Поряд з масою важливим показником є розміри двигуна, які залежать від його потужності, типу й призначення, конструктивної схеми й обраних параметрів.

1.2.4 Вихідні дані при проектуванні двигуна

Однієї з основних тенденцій розвитку транспортних і енергетичних установок із двигунами внутрішнього згоряння є підвищення їх потужності й економічності. Як показує статистика, потужність установок зростає залежно від їхнього призначення в середньому на 60-100% за кожні 10 років. При цьому все більша увага приділяється зниженню витрат, пов'язаних з експлуатацією двигуна й обумовлених його економічністю, надійністю й терміном служби, трудомісткістю обслуговування й деякими іншими факторами.

Конкурентна здатність поршневих двигунів внутрішнього згоряння, особливо транспортного призначення, залежить і від них масогабаритних показників. При цьому, якщо зменшення маси двигуна нижче деякого рівня не знижує значно маси всієї установки, то зменшення обсягу, займаного двигуном, у багатьох випадках має першорядне значення. Перераховані основні й деякі інші показники вказуються в технічному завданні на проектування двигуна.

Важливим є питання про вибір схеми двигуна. Для окремих класів двигунів застосовують відповідні традиційні схеми розташування циліндрів. У наш час розширюється область застосування інших, у першу чергу V-образних схем.

Дизелі й двигуни із примусовим запаленням для вантажних автомобілів виконують у більшості випадків V-образними із числом циліндрів $i=8$ і кутом розвалу 90° . Вирішальне значення для таких двигунів має врівноваженість при рівномірному чергуванні спалахів у циліндрах. Останнє поліпшується зі збільшенням числа циліндрів.

Однак у цьому випадку підвищуються вартість обслуговування й імовірність появи відмов при експлуатації. V-образну схему із числом циліндрів $i=16-20$ при різних кутах розвалу широко застосовують у сучасних тепловозних двигунах і середньоборотних двигунах.

У той же час у транспортних двигунах поряд із числом циліндрів $i=6-8$ і V-образним розташуванням циліндрів широко

використовують рядні схеми з $i=4-6$, що обумовлює зручність експлуатації й простоту обслуговування. Малооборотні судові двотактні двигуни виконують рядними із числом циліндрів $i=3-12$.

Однак слід зазначити, що при числі циліндрів більш десяти важко забезпечити достатню твердість корпусних деталей. Вибравши схему розташування й число циліндрів двигуна, необхідно оцінити очікуваний рівень форсування. Одним з його показників є питома поршнева потужність, кВт/дм²:

$$N_{\pi}=10p_e c_m / \tau, \quad (1.1)$$

де p_e -середній ефективний тиск, Мпа;

$c_m = S_{\pi}/30$ - середня швидкість поршня, м/с;

S - хід поршня, м.

На відміну від частоти обертання середня швидкість поршня змінюється в більш вузьких межах. Зі збільшенням швидкості c_m зростають інерційні навантаження, теплова напруженість, значно знижуються ресурс і надійність двигуна.

З ростом форсування при певному рівні технології виробництва знижується ресурс двигунів подібних конструкцій при однакових умовах експлуатації. Тому для різних типів двигунів вибирають різні значення середнього ефективного тиску p_e , також визначального поряд з величиною c_m ступінь форсування двигуна.

Середній ефективний тиск може бути суттєво підвищений за допомогою газотурбінного наддуву. Залежно від ступеня наддуву p_e змінюється в широких межах.

У тракторних і автомобільних двигунах, ступінь наддуву яких значно нижче, чим судових і тепловозних, для оцінки рівня форсування двигунів часто використовують літрову потужність.

$$N_{\pi}=p_e n / (30\tau), \quad (1.2)$$

Величина N_{π} визначає ступінь використання робочого обсягу циліндра. Для автомобільних і тракторних дизелів $N_{\pi}= 15-25$ кВт/л.

Оцінивши значення p_e і c_m по заданій номінальній потужності визначають діаметр D по формулі:

$$D = 2\sqrt{N_e/(\pi N_{pi} i)}, \quad (1.3)$$

а потім за обраним значенням S/D визначають хід S поршня.

Вибравши схему розташування, кількість і розміри циліндрів, приступають до компоновання двигуна, тобто розробці його загальної конструкції (часто в декількох варіантах).

Серед багатьох важливих завдань, які вирішують на даному етапі, вибір типу камери згоряння двигуна, багато в чому визначальної конструкції поршня, кришки циліндрів, системи живлення, що також виявляє великий вплив на протікання робочого процесу.

Слід зазначити, що поряд з такими показниками, як економічність, жорсткість протікання процесу згоряння, токсичність продуктів згоряння та ін., при виборі типу камери необхідно враховувати призначення двигуна, розміри його циліндрів і рівень форсування, що визначають теплову й механічну напруженість основних вузлів і деталей.

1.2.5 Етапи проектування двигуна

З розвитком науки й техніки процес створення двигунів внутрішнього згоряння, як і інших машин, перетерплює зміни. Підсилюється тенденція залучення в цей процес різних фахівців, що виконують роботи на окремих етапах створення двигуна.

Обґрунтування необхідності створення того або іншого двигуна проводять в основному на стадії розробки типу. Після того як питання про доцільність створення двигуна вирішене, проводять наукові дослідження в області робочого процесу, конструктивних схем, застосовуваних матеріалів та ін. для забезпечення високих техніко-економічних показників майбутнього двигуна.

Технічне завдання не містить опису конкретних елементів майбутньої конструкції, а визначає призначення двигуна, його технічні характеристики, показники якості робочого процесу, состав конструкторської документації, строки виконання проекту, програму випуску. Технічне завдання містить також техніко-економічні відомості про розроблювальний двигун, оцінку його технічного рівня.

Технічне завдання складається розроблювачем виробу на базі обґрунтованих техніко-економічних вимог замовника. У роботі над

ним беруть участь і конструктори. На підставі погодженого технічного завдання між споживачем і заводом-виготовлювачем складається договір, у якому вказуються основні етапи виконання робіт. Далі приступають до складання конструкторського проекту, тобто до підготовки конструкторської документації.

Конструкторська документація включає дані про устрій двигуна й усі необхідні матеріали для розробки конструкції, виготовлення, контролю, приймання, випробувань, експлуатації й ремонту.

На підставі затвердженого технічного завдання конструктори двигуна готують технічну пропозицію, що відбиває технічний напрямок проекту. Після узгодження й затвердження технічної пропозиції, розробляють технічні умови на проектування.

Конструкторський проект складається з ескізного, технічного й робочого проєктів. Залежно від особливостей проєктованого двигуна й умов, пропонованих заводом-виготовлювачем, порядок виконання конструкторського проекту може бути різним. Наприклад, при створенні двигуна на базі існуючого й при його серійному виробництві - ескізний проєкт може не складатися.

В ескізному проєкті передбачають поряд з докладною розробкою схеми конструкції виявлення конструктивних особливостей основних деталей, механізмів і вузлів двигуна.

На стадії ескізного проєкту виконують креслення поперечного й поздовжнього розрізів двигуна, його основних вузлів і необхідні додаткові креслення (розріз по передачах і т.п.). На цій стадії складають також пояснювальну записку з технічними характеристиками двигуна, описом його конструкції, розрахунками: тепловим, динамічним, на міцність і техніко-економічним.

Після затвердження ескізного проєкту складають технічний проєкт двигуна. Обсяг конструкторської документації на стадії технічного проєкту суттєво збільшується, тому що додаються креслення вузлів двигуна і його систем, переліки комплектуючих виробів, спеціального інструмента.

У пояснювальній записці приводять огляд існуючих конструкцій двигунів подібного класу з порівняльною оцінкою закладених у даному проєкті й досягнутих показників, включаючи дані по закордонних аналогах. При складанні технічного проєкту розглядають питання технології виготовлення, масштабів виробництва, економічної ефективності, техніки безпеки й т.п.

Усі технічні розрахунки виконують докладно й у повному обсязі. У роботі над проектом бере участь широке коло фахівців, у тому числі й технологи. Як правило, паралельно з технічним проектом розробляють необхідну документацію й виготовляють одноциліндрові установки або V-образні відсіки (іноді відсіки більш складної конструкції), на яких доводять робочий процес двигуна, а також конструкцію поршневої групи, кривошипно-шатунного механізму, механізму газорозподілу і т.п. Паралельно розробляють технічні умови на поставку двигуна.

Після затвердження технічного проекту переходять до складання робочого проекту. На цій стадії складають робочі креслення для кожної деталі, специфікації, технічні умови на виготовлення, приймання, зберігання й транспортування деталей.

Орієнтовно визначають також витрати матеріалів, складають дані по покупних деталях і вузлам, технічний паспорт і інструкцію для експлуатації й монтажу, проект програми випробувань.

Залежно від типу й розмірів двигуна може бути виготовлена дослідна партія двигунів для проведення доводочних випробувань, а також наступних випробувань у реальних умовах експлуатації, з обліком яких складають технічні умови на поставку двигуна.

Один або кілька дослідних зразків двигуна піддають заводським тривалим доводочним випробуванням. Інша частина дослідної партії може випробовуватися в умовах експлуатації.

Потім за узгодженням зі споживачем проводять приймальні, міжвідомчі або державні випробування, як правило, на спеціальних стендах в експериментальному цеху. У ході цих випробувань установлюють відповідність двигуна технічному завданню, вимогам стандартів і технічної документації, а також дають оцінку його технічного рівня.

За підсумками випробувань затверджується технічна документація для серійного виробництва двигуна. Однак і після початку випуску двигуна триває вивчення досвіду експлуатації, доробка технічної документації й подальше вдосконалювання двигуна з метою підтримки його технічного рівня відповідно до рівня вітчизняного й світового двигунобудування.

1.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання.

1.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. На основі чого здійснюється розробка нових двигунів?
2. Що таке перспективний типаж двигунів?
3. Як визначається ступінь стандартизації двигунів?
4. Яка основна мета розрахунків на міцність?
5. В чому полягають особливості проектування сучасних двигунів?
6. Від чого залежать розміри і маса двигуна?
7. Що визначає конфігурацію двигуна?
8. Від чого залежить форма конструкції двигуна?
9. Які переваги однорядних двигунів?
10. Назвіть переваги V-образних двигунів.
11. Чому двигуни з W-образно розташованими циліндрами не одержали великого поширення?
12. Які недоліки двигунів із X-образно розташованими циліндрами?
13. Назвіть основні конструктивні схеми двотактних двигунів з поршнями, що протилежно рухаються.
14. Перелічіть основні показники що характеризують конструкцію двигуна.
15. Як залежить хід поршня від діаметра циліндра?
16. Що визначає швидкохідність двигуна?
17. Які параметри визначають кількість циліндрів і діаметр циліндру

двигуна?

18. Які вихідні дані потрібні для початку проектування двигуна?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття коротко описати загальні принципи конструювання двигунів внутрішнього згоряння транспортних засобів. Привести компоувальні схеми двигунів.

Література: [1], с. 14-97; [2], с. 10-16; [3], с. 130-133; [4], с. 8-26.

2 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 2. СИСТЕМА ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Мета роботи

Вивчити призначення, вимоги, класифікацію, склад, переваги і недоліки різних типів систем охолодження, а також особливості їх роботи, способи підтримання оптимальної температури двигуна. Ознайомитись з методикою розрахунку окремих елементів в системі охолодження. Провести розрахунок елемента системи рідинного (повітряного) охолодження по вказівкам викладача.

2.2 Загальні відомості

Система охолодження призначена для підтримання теплового стану двигуна шляхом регульованого відведення і розсіювання в атмосферу теплоти від деталей, нагрітих в результаті контакту з гарячими газами і поверхнями тертя.

Основними загальними вимогами до систем охолодження є:

- автоматичне підтримання оптимального теплового етапу незалежно від режиму роботи двигуна і зовнішніх умов;
- експлуатаційна надійність;
- швидкий прогрів двигуна до робочої температури;
- довге зберігання теплоти після зупинки двигуна;
- компактність;
- мінімальна вага;
- невеликі витрати потужності ДВЗ на роботу системи;
- техніко-економічна обґрунтованість.

В залежності від робочого тіла, що використовується для охолодження двигунів, застосовуються системи охолодження двох типів рідинна та повітряна.

За принципом виводу теплоти в навколишнє середовище розрізняють замкнені системи охолодження, в яких циркулює постійна кількість робочого тіла, охолоджуваного в спеціальних охолоджувачах, і незамкнених, в яких теплота в зовнішнє середовище відводиться разом з робочим тілом.

Як рідинна так і повітряна системи охолодження, мають свої переваги та недоліки. Рідинна система охолодження має перед

повітряною такі переваги: краще регулюється і забезпечує більш рівномірну і низьку середню температуру деталей; зменшує шум ДВЗ; забезпечує менші габаритні розміри двигуна, сприяє полегшенню запуску двигуна, довше зберігає теплоту двигуна після його зупинки.

Недоліки цього типу системи охолодження є: більша уразливість системи через можливість витікання і замерзання рідини в експлуатації; збільшення часу, необхідного для прогрівання двигуна; вища коштовність.

2.2.1 Системи рідинного охолодження

В залежності від способу здійснювання циркуляції рідини навколо охолоджуванних поверхонь рідинні системи охолодження можуть бути: примусовими, в яких циркуляція рідини забезпечується спеціальним насосом, розміщеним на двигуні; під тиском рідини, підведеної до двигуна із зовнішнього водопроводу; термосифонними, в яких циркуляція рідини відбувається за рахунок різниці гравітаційних сил, що утворюються в рідині різної густини, нагрітої навколо поверхонь деталей двигуна і охолоджуваної в охолоджувачах; комбінованими.

Системи рідинного охолодження в зв'язку з навколишнім середовищем можуть бути закритими і відкритими. На двигунах автотракторного призначення застосовують виключно рідинну систему охолодження закритого типу з вимушеною та комбінованою циркуляцією та двома видами елементів регулювання: перший з елементів системи регулювання являє собою автоматично діючий термостат, друга система регулювання складається з жалюзей, які розміщуються перед радіатором і дозволяють змінювати кількість повітря, що проходить крізь нього, а також вентилятори, які вимикаються в залежності від температури охолодної рідини.

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

В потужних тепловозних дизелів виділення теплоти в охолодну рідину і масло залежить від режимів його роботи зв'язаних з навантаженням і частотою обертання, тому при зміні режиму відповідно повинна змінюватись відведення теплоти радіатором.

Якщо при зменшенні навантаження дизеля при одній і тій же позиції контролера подача вентилятора не змінюється (так буде, якщо вентилятор безпосередньо зв'язаний з валом дизеля), то радіатор буде розсіювати в навколишнє середовище більше теплоти, ніж виділяє дизель. Це приведе до зниження температури (переохолодження) охолодної рідини і масла та несприятливо відіб'ється на роботі дизеля.

В експлуатації такі випадки будуть зустрічатися дуже часто, так як система охолодження тепловозного дизеля розраховується на відведення теплоти в найбільш важких умовах, при повній потужності дизеля і температурі зовнішнього повітря $+40^{\circ}\text{C}$.

Якщо не керувати подачею вентилятора, то охолодна рідина завжди буде переохолоджена, так як розрахункові режими в експлуатації зустрічаються рідко.

Тому на потужних тепловозах необхідно безпосередньо керувати кількістю охолодного повітря, яке повинно подаватися вентилятором, зміною частоти його обертання, або шляхом зміни аеродинамічних характеристик самого вентилятора.

Можливості регулювання частоти обертання вентилятора ($n_{\text{виз.}} = \text{const}$) залежать від конструкції його приводу. В залежності від типу приводу частота обертання вентилятора може змінюватись ступінчасте, або безперервно.

Всі дії по регулюванню температури води і масла можуть виконуватись ручним способом, безпосередньо дистанційно, або автоматично.

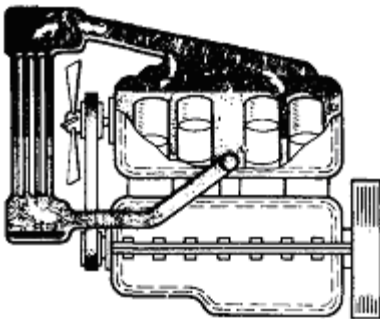


Рисунок 2.1 – Схема термосифонної системи охолодження

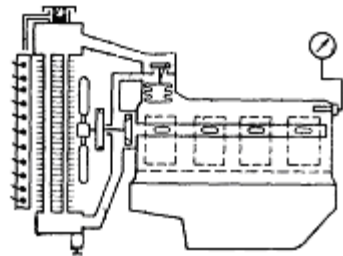


Рисунок 2.2 – Схема рідинної системи охолодження

2.2.2 Повітряна система охолодження

Повітряна система охолодження складається із оребрених головок та блока, вентилятора (осьового або відцентрового), демпферів.

Вона проста за будовою та в експлуатації, забезпечує швидше прогрівання двигуна після запуску, має невелику масу.

Недоліками системи такого типу є: залежність ефективності системи від режиму роботи двигуна: гірша рівномірність відведення теплоти по висоті циліндра; шумність роботи; більші витрати потужності на привід вентилятора.

В розповсюджених системах з вентилятором використовуються дві схеми подачі охолоджуваного повітря: з нагнітаючим вентилятором і відсмоктувальним вентилятором. Нагнітаючий вентилятор працює в потоці холодного і більш густого повітря, має більшу подачу і вимагає менших енергетичних витрат.

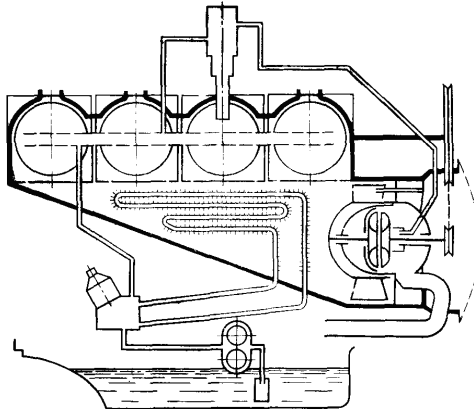


Рисунок 2.3 – Схема повітряної системи охолодження двигуна

2.2.3 Розрахунок елементів системи охолодження

Рідинна система охолодження.

Вихідною величиною для розрахунку елементів системи охолодження є кількість теплоти, яка відводиться від двигуна в навколишнє середовище за одиницю часу, кДж/с:

$$a) Q = \alpha_{\Sigma} F_{\Sigma} (T_{\Sigma} - T_{\text{охол.}}) / [1 + \sigma \alpha_{\Sigma} / \lambda + \alpha_{\Sigma} F_{\Sigma} / (\alpha F_{\text{охол.}})], \quad (2.1)$$

де: α_{Σ} і α - середні за час теплообміну коефіцієнти тепловіддачі відповідно від газів нагрівальній стінці і від стінки охолодному тілу [$Bm / (m^2 \cdot K)$];

F_{Σ} і $F_{\text{охол.}}$ - середні площини відповідно нагрівальної і охолодної поверхонь (m^2);

T_{Σ} і $T_{\text{охол.}}$ - середні температури відповідно газів і охолодного тіла ($^{\circ}K$);

λ і δ - відповідно середній коефіцієнт теплопровідності [$Bm / (m \cdot K)$] і товщина стінок (м);

б) Загальну кількість теплоти Дж/с, відведеної в охолодну рідину, можна визначити по формулі:

1) для бензинового двигуна

$$Q = ciD^{1=2m} n^m (H_u - \Delta H_u) / (\alpha H_u), \quad (2.2)$$

де: $c=0,45 \dots 0,53$ - коефіцієнт пропорційності для чотиритактних двигунів;

i - число циліндрів;

D - діаметр циліндра, см;

n - частота обертання колінчастого вала, xv^{-1} ;

$m=0,6 \dots 0,7$ - показник ступеню для чотиритактного двигуна;

H_u - найнижча теплота згоряння палива, мДж/кг;

$\Delta H_u = 119950(1-\alpha)L_0$ - кількість теплоти загубленої внаслідок хімічної неповноти згоряння палива, мДж/кг;

α - коефіцієнт надлишку повітря;

L_0 - теоретично необхідна кількість повітря для повного згоряння 1 кг бензину ($L_0 = 0,516$ Кмоль/кг).

2) для дизелів без надддуву

$$Q = ciD^{1+2m} n^m \left(\frac{1}{\alpha} \right). \quad (2.3)$$

Значення найнижчих теплот згоряння автотракторних палив H_u приведені нижче, мДж/кг:

Паливо	Бензин	Дизельне	Прир. газ	Пропан	Бутан
H_u	44,0	42,5	35,0	85,5	112,0

Загальну кількість теплоти, відведеної в охолодну рідину, можна визначити по формулі

$$Q = q_{\text{охол.}} N_e, \quad (2.4)$$

де: $q_{\text{охол.}}$ – питома кількість теплоти, кДж/(кВт·год.);
 N_e – ефективна потужність двигуна, кВт.

На основі випробувань двигунів рідинного охолодження різних типів питома кількість теплоти $q_{\text{охол.}}$ [кДж/(кВт·год.)] має наступні значення:

- двигуни із запалюванням від іскри 2840-5700;
- дизелі: швидкохідні 2270-3700;
- тихохідні 1890-3130.

Кількість теплоти, яка відводиться від двигуна, можна визначити також із рівняння

$$Q = \frac{(0,15 \dots 0,30) H_u \cdot G_{\text{пал.}}}{3600}, \quad (2.5)$$

де: H_u – найнижча теплота згоряння палива, кДж/кг;
 $G_{\text{пал.}}$ – годинна витрата палива, кг/год.

Рідинний насос.

В ДВЗ найбільше застосування знайшли відцентрові насоси з одностороннім підводом рідини. Його розрахункову продуктивність ($\text{м}^3/\text{с}$) знаходять за формулою

$$V_{\text{рід.р.}} = V_{\text{рід.}} / \eta_{\text{п.н.}}, \quad (2.6)$$

де: $\eta_{н.н.}$ – коефіцієнт подачі насоса, $\eta_{н.н.} = 0,8 \dots 0,9$;
 $V_{pid.}$ – циркуляційна витрата охолодної води, м³/с.

Циркуляційні витрати охолодної рідини в системі двигуна, м³/с

$$V_{pid.} = Q / (c_{pid.} \rho_{pid.} \Delta T_{pid.}),$$

де: $c_{pid.} = 4187$ – середня теплоємність охолодної рідини, Дж/(кг·К),
 теплоємність антифризів на 15% нижча;
 $\rho_{pid.} = 1000$ – густина охолодної рідини, кг/м³;
 $\Delta T_{pid.} = 6 \dots 12^\circ$ – температурний перепад охолодної рідини у радіаторі, К.

Вхідний отвір насоса повинен забезпечити підвід розрахункової кількості охолодної рідини. Це досягається при виконанні умови

$$V_{pid.p.} / c_1 = \pi (r_1^2 - r_0^2), \quad (2.7)$$

де: $c_1 = 1 \dots 2$ – швидкість води на вході, м/с;
 r_1 і r_2 – радіус вхідного отвору і маточини крильчатки, м.

Із рівняння (2.7) визначають радіус вхідного отвору крильчатки

$$r_1 = \sqrt{V_{pid.p.} / \pi c_1 + r_0^2}. \quad (2.8)$$

Колова швидкість сходу води, м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{p_{pid.} / (\rho_{pid.} \eta_h)}, \quad (2.9)$$

де: α_2 і β_2 – кути між напрямками швидкостей c_2 , c_2 і w_2 ;
 $p_{pid.} = (5 \dots 15) \cdot 10^4$ – напір, створений насосом, Па;
 $\eta_h = 0,6 \dots 0,7$ – гідравлічний ККД.

При побудові профілю лопат крильчатки приймають кут $\alpha_2 = 8 \dots 12^\circ$ і $\beta_2 = 12 \dots 50^\circ$. Зі збільшенням β_2 зростає напір, створений насосом, тому інколи цей кут беруть рівним 90° (радіальні лопати). Але збільшення β_2 приводить до зменшення ККД насоса.

Радіус крильчатки на виході, м

$$r_2 = 30u_2 / (\pi n_{в.н.}) = u_2 / w_{в.н.}, \quad (2.10)$$

де: $n_{в.н.}$ – частота обертання крильчатки, хв^{-1} ;

$w_{в.н.}$ – кутова швидкість крильчатки рідинного насоса.

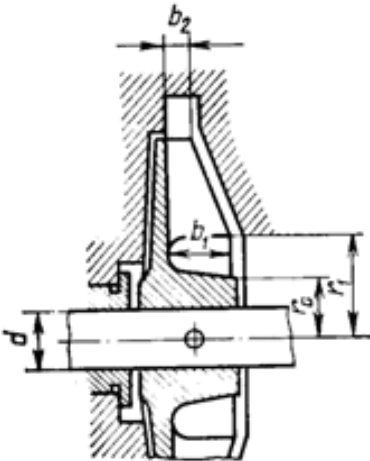
Колова швидкість визначення із рівняння

$$u_1 r_1 = u_2 / r_2, \quad (2.11)$$

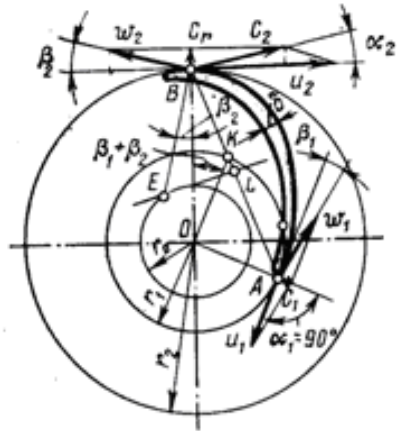
звідси $u_1 = u_2 r_1 / r_2$, м/с.

Якщо кут α , між швидкостями c_1 і u_1 дорівнює 90° , тоді кут β_1 знаходиться із співвідношення

$$\text{tg } \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}, \quad (2.12)$$



а)



б)

Рисунок 2.4 – Схеми побудови профілю лопат рідинного насосу

Ширина лопат на вході b_1 і на виході b_2 (рис. 2.4 а) визначається із рівнянь

$$b_1 = \frac{V_{pid.p.}}{(2\pi r_1 - z\delta_1 / \sin \beta_1) c_r}, \quad (2.13)$$

$$b_2 = \frac{V_{pid.p.}}{(2\pi r_2 - z\delta_2 / \sin \beta_2) c_r}, \quad (2.14)$$

де: $z=3...8$ – число лопат на крильчатці;

δ_1 і δ_2 – товщина лопат на вході і виході, м;

c_r – радіальна швидкість сходу, м/с

$$c_r = p_{pid} \operatorname{tg} \alpha_2 / (\eta_h \rho_{pid} u_2). \quad (2.15)$$

Ширина лопат на вході для крильчатки рідинного насоса змінюється в межах $b_1 = 0,010...0,035$ м і на виході $b_2 = 0,004...0,025$ м.

Побудова профілю лопат насоса приведено на рис. 2.4 б. Із центра O радіусом r_2 проводять зовнішнє коло і радіусом r_1 – внутрішнє. На зовнішньому колі в довільній точці B будують кут β_2 . Від діаметра, який проходить через точку B , відкладають $\beta = \beta_1 + \beta_2$.

Одна із сторін цього кута перетинає внутрішнє коло в точці K . Через точки B і K проводять лінію BK до перетину вдруге з внутрішнім колом (точка A). Із точки L , яка являється серединою відрізка AB , проводять перпендикуляр до перетину його з лінією BE в точці E . Із точки E через точки A і B проводять дугу, яка і є шуканим обводом лопати.

Потужність, потрібна для приводу рідинного насоса

$$N_{pid.n.} = V_{pid.p.} p_{pid.} / (1000 \eta_m), \quad (2.16)$$

де: $\eta_m = 0,7...0,9$ – механічний ККД рідинного насоса;

$p_{pid.}$ – напір рідини, який створюється насосом приймається

$$p_{pid.} = 0,12 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Радіатор.

Радіатор являє собою теплообмінний апарат для повітряного охолодження рідини, що знаходять від нагрітих деталей двигуна.

Розрахунок рідинно-повітряного радіатора зводиться в основну

до визначення його поверхні охолодження (m^2), необхідної для передачі теплоти від охолодної рідини повітрю

$$F = \frac{Q}{\kappa(T_{сер.рід.} - T_{сер.пов.})}, \quad (2.17)$$

де: Q – кількість теплоти, яка відводиться в систему охолодження, кДж/с;

κ – коефіцієнт теплопередачі радіатора, Вт/($m^2 \cdot K$);

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

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

Коефіцієнт теплопередачі у формулі (2.17) має таке значення

$$\kappa = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{рід.}} + \frac{\delta_l}{\lambda_l} + \frac{1}{\alpha_{нов.}} \right)}, \quad (2.18)$$

де: $\alpha_{рід.}$ – коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки радіатора, Вт/($m^2 \cdot K$);

δ_l – товщина стінки труби, м;

λ_l – коефіцієнт теплопровідності метала трубок радіатора, Вт/($m^2 \cdot K$);

$\alpha_{нов.}$ – коефіцієнт тепловіддачі від стінок радіатора до повітря, Вт/($m^2 \cdot K$).

За даними дослідження величина κ складає для легкових автомобілів 140...180, для вантажних – 80...100 Вт/($m^2 \cdot K$).

Середня температура охолодної рідини у радіаторі приймається у межах $T_{сер.рід.} = 358...365K$.

Середня температура повітря $T_{сер.пов.} = 323...328K$.

Кількість охолодної рідини (кг/с), що проходить через радіатор

$$V'_{рід.} = \frac{Q}{c_{рід.}(T_{рід.вх.} - T_{рід.вих.})}. \quad (2.19)$$

При примусовій циркуляції рідини в системі температурний

перепад $\Delta T = T_{pid. ex.} - T_{pid. vix.} = 6 \dots 12 \text{K}$. Оптимальне значення температури $T_{pid. ex.}$, яка характеризує температурний режим системи рідинного охолодження, приймається в інтервалі 353...368K. В зв'язку з прийнятими значеннями ΔT і $T_{pid. ex.}$ можна визначити середню температуру рідини в радіаторі:

$$T_{сер. pid.} = \frac{T_{pid. ex.} + T_{pid. vix.}}{2} = \frac{T_{pid. ex.} + (T_{pid. ex.} - \Delta T_{pid.})}{2}. \quad (2.20)$$

В радіаторі тепло передається від рідини до охолодного повітря, тобто $Q = Q_{нов.}$.

Кількість повітря (кг/с), що проходить через радіатор

$$V'_{нов.} = \frac{Q_{нов.}}{c_{нов.} (T_{нов. vix.} - T_{нов. ex.})}. \quad (2.21)$$

Температурний перепад $\Delta T_{нов.} = T_{нов. vix.} - T_{нов. ex.}$ повітря в серцевий радіатор складає 20...30K. Температура перед радіатором $T_{нов. ex.}$ приймається 313K. Середня температура охолодного повітря, що проходить через радіатор

$$T_{сер. нов.} = \frac{T_{нов. ex.} + (T_{нов. ex.} - \Delta T_{нов.})}{2}. \quad (2.22)$$

Підставив в рівняння (2.17) значення $T_{сер. нов.}$, $T_{сер. pid.}$, K і Q визначають поверхню охолодження радіатора (m^2)

$$F = \frac{Q}{\kappa [(T_{pid. ex.} - \Delta T_{pid.} / 2) - (T_{нов. ex.} + \Delta T_{нов.} / 2)]}. \quad (2.23)$$

Вентилятор.

Вентилятор забезпечує обдування радіатора просмокуванням через його серцевину атмосферного повітря. У двигунів з системами рідинного охолодження застосовуються осьові вентилятори. Розрахунок вентилятора зводиться до визначення його основних параметрів: діаметра лопат, частоти обертання, потужності, яка

витрачається на його привід.

Кількість повітря, яка проходить через радіатор, визначають із рівняння теплового балансу, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{\text{нов.}} = \frac{Q}{\rho_{\text{нов.}} \cdot c_{\text{нов.}} \cdot \Delta T_{\text{нов.}}}, \quad (2.24)$$

де: $\rho_{\text{нов.}}$ – густина повітря, яка визначається за параметрами навколишнього середовища, $\text{кг}/\text{м}^3$. Густина повітря при середній його температурі в радіаторі $T_{\text{сер.нов.}} = 325\text{К}$;

$$\rho_{\text{нов.}} = \rho_0 \cdot 10^6 / (R_{\text{нов.}} \cdot T_{\text{сер.нов.}});$$

$R_{\text{нов.}} = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ – питома газова постійна для повітря;

$c_{\text{нов.}}$ – середня теплоємність повітря, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

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

Для вибору вентилятора крім його продуктивності необхідно знати гідравлічний опір повітряної мережі. Вона складається із опору, викликаного втратами на тертя і місцевими втратами. При розрахунку систем охолодження опір повітряного тракту приймається $\Delta p_{\text{тр.}} = (600 \dots 1000)\text{Па}$.

По заданій продуктивності вентилятора і величині $\Delta p_{\text{тр.}}$ знаходять необхідну потужність, витрачену на привід вентилятора і його основні розміри

$$N_{\text{вент.}} = V_{\text{нов.}} \cdot \Delta p_{\text{тр.}} / (\eta_{\text{вент.}} \cdot 1000), \quad (2.25)$$

де: $\Delta p_{\text{тр.}}$ – гідравлічний опір повітря, Па;

$\eta_{\text{вент.}}$ – ККД вентилятора, для осьових клепаних вентиляторів

$\eta_{\text{вент.}} = 0,32 \dots 0,4$, для литих $\eta_{\text{вент.}} = 0,55 \dots 0,65$.

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

Діаметр вентилятора, м (рис. 2.5)

$$D_{\text{вент.}} = 2 \sqrt{F_{\text{фр.рад.}} / \pi}, \quad (2.26)$$

$$F_{\text{фр. рад.}} = V_{\text{нов.}} / w_{\text{нов.}}, \quad (2.27)$$

де: $V_{\text{нов.}}$ – кількість повітря, яке проходить через радіатор, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $w_{\text{нов.}}$ – швидкість повітря перед фронтом радіатора без обліку швидкості руху транспортного засобу, $\text{м}/\text{с}$, $w_{\text{нов.}} = (6 \dots 24)$.

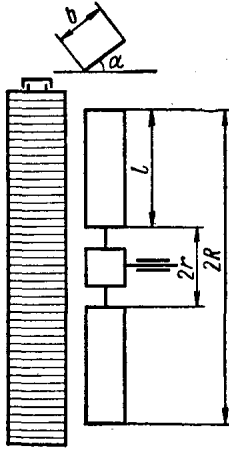


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема вентилятора

Одержання значення $D_{\text{вент.}}$ округлюють до ближнього в розмірному ряду по ГОСТ 10616-73 (...0,25; 0,265; 0,280; 0,300; 0,315; 0,335; 0,355; 0,375; 0,400; 0,425; 0,450; 0,475; 0,500; 0,530; 0,560; 0,600; 0,630; 0,670; ...)м. В двигунах існуючих конструкцій використовують вентилятори діаметром 0,25...0,67м.

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

Колова швидкість залежить від напору вентилятора та його конструкції, $\text{м}/\text{с}$

$$u_{\text{вент.}} = \psi_{\text{л}} \sqrt{\Delta p_{\text{тр.}} / \rho_{\text{нов.}}}, \quad (2.28)$$

де: Ψ_l – коефіцієнт, який залежить від форми лопатей (для плоских лопатей $\Psi_l=2,8 \dots 3,5$; для криволінійних $\Psi_l=2,2 \dots 2,9$).

Частота обертання вентилятора при відомій колій швидкості, хв^{-1}

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

Двигун з повітряним охолодженням.

Для двигуна з повітряним охолодженням розрахунок систем зводиться до визначення площини поверхонь охолодження ребер циліндра та головки двигуна.

Кількість охолодного повітря, яке повинно подаватись вентилятором, визначається із значення теплоти Q'

$$V_{\text{пов.}} = \frac{Q'}{c_{\text{пов.}} (T_{\text{пов.вих.}} - T_{\text{пов.вх.}}) \rho_{\text{пов.}}}, \quad (2.29)$$

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

$T_{\text{пов.вих.}} = (353 \dots 373)\text{K}$ – температура повітря, що виходить з нього.

Значення теплоти Q' можна визначити з рівняння (2.5), або

$$Q' = 3,6B \cdot g_e H_u,$$

де: коефіцієнт B для бензинових двигунів і дизелів вибирають в межах $(0,28 \dots 0,33)$ і $(0,25 \dots 0,3)$;

g_e – питома ефективна витрата палива, $\text{кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год.})$. З врахуванням теплоти, відведеної від масляного охолоджувача і картера, значення Q' збільшується на $(4 \dots 10)\%$.

Поверхня охолодження ребер циліндра

$$F_{\text{цил.}} = \frac{Q_{\text{цил.}}}{\kappa_{\text{е}} (T_{\text{цил.}} - T_{\text{пов.вх.}})}, \quad (2.30)$$

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

K_g – коефіцієнт тепловіддачі поверхні циліндра, Вт/(м²·К);

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

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

За даними експериментів середня температура у підвалинах ребер циліндрів складає, К:

у ребер з алюмінієвих сплавів 403...423,

у ребер із чавуну 403...453.

Коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К)

$$k_g = 1,37(1 + 0,0075T_{\text{сер.}})(w_{\text{нов.}}/0,278)^{0,73}, \quad (2.31)$$

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

$w_{\text{нов.}}$ – швидкість повітря у міжреберному просторі, м/с.

Середня швидкість повітря у міжреберному просторі циліндра та його головки приймається рівною $w_{\text{нов.}}=(20...50)$ м/с при діаметрі циліндра $D=(75...125)$ мм та $w_{\text{нов.}}=(50...60)$ м/с при $D=(125...150)$ мм.

Поверхня охолодження ребер головки циліндра

$$F_{\text{гол.}} = \frac{Q_{\text{гол.}}}{k_g(T_{\text{гол.}} - T_{\text{нов.вх.}})}, \quad (2.32)$$

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

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

$T_{\text{нов.вх.}}$ – середня температура повітря у міжреберному просторі головки, К.

Середня температура у підвалинах ребер головки $T_{\text{гол.}}$, К:

із алюмінієвих сплавів	423...473,
із чавуну	433...503.

Підбір та розрахунок вентилятора для двигунів з повітряним охолодженням має ряд особливостей і прикладів такого розрахунку можна знайти в літературі, яка присвячена тільки таким двигунам.

2.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання.

2.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Назвіть призначення і склад рідинної системи охолодження двигуна.
2. Наведіть класифікацію систем охолодження.
3. Які переваги і недоліки має рідинна система охолодження порівняно з повітряною?
4. Назвіть типи систем охолодження тепловоза. Дайте їм характеристику.
5. В чому переваги систем охолодження з розширювальним компенсаційним бачком?
6. Назвіть марки антифризів. В чому їх перевага порівняно з водою?
7. Які типи систем повітряного охолодження ви знаєте? В чому їх різниця?
8. Якими способами підтримують температуру охолодної рідини в

заданому діапазону незалежно від навантаження двигуна?

9. З яких причин обмежується перепад температури охолодної рідини на вході в радіатор і виході з нього?
10. Що покладено в основу розрахунку елементів системи охолодження? Який порядок розрахунку рідинного насосу?
11. Як визначаються основні конструктивні елементи рідинного насосу?
12. Як визначають кількість охолодного повітря, яке повинно подаватися вентилятором?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Система охолодження. Призначення. Класифікація систем охолодження.
2. Функції систем охолодження.
3. Чинники, що впливають на вибір системи охолодження.
4. Основні параметри системи охолодження.
5. Переваги та недоліки рідинної системи охолодження.
6. Переваги та недоліки повітряного охолодження.
7. Поверхні охолодження і циркуляція охолодного тіла.
8. Особливості термосифонної системи охолодження. Область застосування.
9. Особливості систем охолодження з примусовою циркуляцією рідини.
10. Особливості змішаних систем охолодження.
11. Відкриті та закриті системи охолодження.
12. Особливості змішаних систем охолодження при використанні незамерзаючих рідин (сумішей).
13. Вимоги до рідин, що охолоджують, використовуваних в системі охолодження.
14. Конструкція рідинних насосів системи охолодження.
15. Незамерзаючі суміші, що охолоджують, вживані в системах рідинного охолодження. Переваги та недоліки.
16. Контрольні пристрої систем охолодження.
17. Визначення циркуляційної витрати охолодної рідини.
18. Визначення кількості охолодного повітря двигунів з повітряним

охолодженням.

19. Розрахунок поверхні охолодження рідинного радіатора системи охолодження.
20. Розрахунок вентилятора двигуна рідинного охолодження.
21. Визначення поверхні повітряного охолодження.
22. Розрахунок вентилятора двигуна повітряного охолодження.

Література: [5], с.270-293; [6], с.401-413; [7], с.372-384; [8], с.136-140, 147-160.

3 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 3. СИСТЕМА МАЩЕННЯ

3.1 Мета роботи

Користуючись підручниками, конспектами, альбомами, плакатами, вивчити призначення, класифікацію, склад, ознайомитись з основними типами систем мащення; зробити їх порівняльний аналіз і області застосування.

Наочні посібники: підручники, альбоми по конструкції автомобілів, плакати з систем мащення двигунів; розрізні двигуни і прилади систем мащення.

3.2 Загальні відомості

Системи мащення призначені для запобігання підвищеного опрацювання, перегріву і заїдання поверхонь тертя, зменшення витрати потужності двигуна на механічні витрати і віддалення продуктів зносу. В деяких форсованих дизелях (при $N \geq (22 \dots 25) 10^2$ кВт/м²) системи мащення використовуються для охолодження поршня. Масло, крім того, сприяє ущільненню камери згоряння й захисту деталей від корозії. Для виконання всіх цих функцій система мащення повинна бути замкнена, циркуляційна.

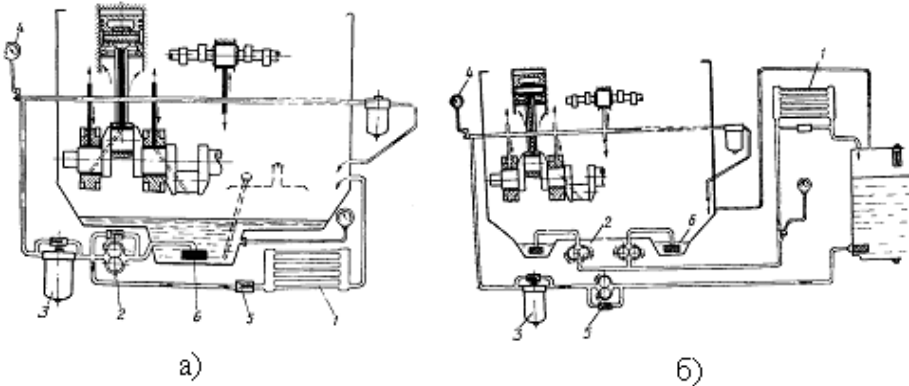
Вона складається із внутрішньої системи мащення двигуна (представляє системи каналів, які забезпечують підвід масла до всіх механізмів) і зовнішньої системи, яка забезпечує циркуляцію, охолодження і очищення масла.

За способом подання масла до поверхонь тертя системи мащення розподіляються на системи, в яких масло подається розбризуванням, під тиском та комбіновано. В двигунах автотракторного призначення переважно вживаються системи з комбінованою подачею масла, при якому масло до найбільш навантажених пар тертя підводиться з примусовою подачею, а також розбризується колінчастим валом, іншими обертовими деталями та під час стікання з деталей в картер.

У карбюраторних двигунах, які мають менші навантаження на підшипники колінчастого вала, тиск масла в системі на номінальному режимі досягає рівня (0,3...0,5) МПа, а у дизелів – (0,5...0,7) МПа.

Мінімальний тиск під навантаженням не допускається нижче $0,1\text{МПа}$ в карбюраторних двигунах і $0,15\text{МПа}$ в дизелях.

У залежності від місцезнаходження основної кількості масла системи мащення двигунів розділяють на системи з мокрим та сухим картером (рис. 3.1).



а) – з мокрим картером, б) – з сухим картером;
 1 – радіатор, 2 – насос, 3 – фільтр, 4 – манометр,
 5 – клапан, 6 – маслоприймач

Рисунок 3.1 – Схеми систем мащення

Окремі елементи системи мащення (насоси, фільтри, теплообмінники) можуть з'єднуватись між собою по-різному в залежності від особливостей їх конструкції. Для мащення робочих циліндрів мало- і середньо-обертальних двигунів застосовуються багатоплунжерні (до 16 плунжерів) насоси ("мастильники"), які можуть створити тиск до $6 \dots 10\text{МПа}$. Число точок подачі на циліндр досягає чотирьох-десяти.

При керованій подачі певна порція масла подається на дзеркало циліндра в заданий момент часу при малому надлишковому тиску (до $0,3 \dots 0,5\text{МПа}$). Циклова подача масла в одній точці виявляється сумірною з об'ємом меніска в отворі ($5 \dots 10\text{мм}^3$), що при достатньому змащуванні циліндра дозволяє зменшити витрати масла до $0,3 \dots 0,9\text{ г/(кВт}\cdot\text{год)}$.

Вибір кількості масла, що знаходиться в піддоні або циркуляційному і запасних баках, кількості прокачаного масла після насоса не вирішують всі задачі, зв'язані з проектуванням системи

мащення. При виборі схеми мащення необхідно крім зазначених параметрів визначити тиск масла на вході в двигун і число послідовно включених насосів, їх подачу, число і тип фільтрів їх розміщення в схемі, розміщення і число запобіжних і обвідних клапанів. Для забезпечення можливості розрахунку системи мащення в цілому її необхідно розділити на зовнішню і внутрішню. Нижче поданий метод розрахунку зовнішньої системи дизеля (рис. 3.2).

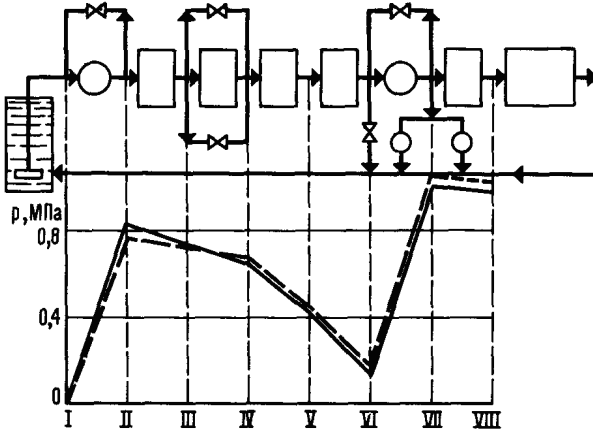


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема зовнішньої системи мащення дизеля

3.2.1 Розрахунок елементів системи мащення

Масляний насос.

Масляний насос призначений для подачі масла до поверхонь тертя двигуна. У системах мащення застосовуються переважно насоси шестеренчастого типу із зовнішнім та внутрішнім зчепленням, а також гвинтові насоси.

Розрахунок системи мащення має мету визначення витратних характеристик системи та встановлення на їх основі конструктивних параметрів елементів системи. Спочатку визначається кількість теплоти, що відводиться з маслом від двигуна, щодо якої встановлюються циркуляційні витрати масла у системі. У відповідності з тепловим балансом Q_m (кДж/с) становить (1,5...3)% від теплоти, введеної у двигун з паливом

$$Q_m = (0,015 \dots 0,030) Q_0, \quad (3.1)$$

де: Q_0 – кількість теплоти, кДж, яка виділяється з паливом, внесеним в циліндр за 1с.

$$Q_m = H_u G_{\text{пал.}} / 3600, \quad (3.2)$$

де: H_u – найнижча теплота згоряння одного кілограма палива, кДж;
 $G_{\text{пал.}}$ – годинна витрата палива, кг/год.

Циркуляційні витрати масла ($\text{м}^3/\text{с}$) при даному значенні Q_m

$$V_u = Q_m / (\rho_m c_m \Delta T_m), \quad (3.3)$$

де: $\rho_m = 900 \text{ кг}/\text{м}^3$ – густина масла;
 $c_m = 2,094 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$ – середня теплоємність масла;
 $\Delta T_m = (10 \dots 15) \text{ К}$ – температура нагріву масла у двигуні.

Для стабільності тиску масла у системі двигуна циркуляційні витрати масла звичайно збільшують у два рази

$$V_u' = 2V_u \quad (3.4)$$

При визначенні розрахункової продуктивності масляного насоса $V_p (\text{м}^3/\text{с})$ необхідно урахувати витікання масла через торцеві та радіальні зазори, що враховують через об'ємний коефіцієнт подачі η_n .

Тоді

$$V_p = V_u' / \eta_n, \quad (3.5)$$

де: η_n - вибирається в залежності від торцевих та радіальних зазорів між шестернями і корпусом, температури та в'язкості масла, розрідження на вході у насос та протитиску на виході з нього, частоти обертання шестерні, $\eta_n = 0,75 \dots 0,85$.

Циркуляційні витрати масла системі мащення за одиницю часу (в кг/год) можна визначити також виходячи з питомої кількості відведеної маслом теплоти

$$G_m = \xi N_e q / (\Delta T \cdot c_m),$$

де: ξ – коефіцієнт надлишку масла, необхідного на випадок перевантаження та форсування двигуна, порушення герметичності з'єднань системи, збільшення зазорів при зношенні, $\xi=1,5 \dots 3,5$;

N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

q – питома кількість відведеної маслом теплоти, для карбюраторних і газових двигунів, $q=(230 \dots 520) \text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$. Якщо масло використовується для охолодження поршнів, розрахункова кількість теплоти зростає додатково на $(450 \dots 570) \text{кДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$;

ΔT – перепад теплоти масла на виході із двигуна і на вході до нього: для суднових і тепловозних двигунів $\Delta T=(5 \dots 15)^\circ\text{C}$, для автотракторних двигунів з водомасляними охолодниками $\Delta T=(20 \dots 25)^\circ\text{C}$, для тих же двигунів з повітряно-масляними охолодниками $\Delta T=(5 \dots 8)^\circ\text{C}$;

c_m – теплоємність масла, $c_m=(1,68 \dots 2,10) \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$.

Таким чином, подача масляного насоса, л/год.

$$V_p G_m / \rho,$$

де: ρ – густина масла, кг/л.

Питомий об'єм масла, що заливається в систему мащення з мокрим картером для окремих двигунів (л/кВт) такий:

автомобільні карбюраторні	0,03...0,15
тракторні карбюраторні	0,34...0,48
швидкісні дизелі	0,07...0,21.

Об'єм циркуляційного бака в системах з сухим картером вибирають таким, щоб питома кількість масла складав не більше 2,1 л/кВт. Для забезпечення виділення з масла газів і парів бак повинен заповнюватись маслом не більш ніж на 70-75%.

При розрахунку насоса приймають, що об'єм зуба шестерні (м^3) дорівнює об'єму западини між зубами (рис. 3.3)

$$V = \pi D_0 h b, \quad (3.6)$$

де: D_0 – діаметр початкового кола шестерні, м;
 h – висота зуба, м;
 b – довжина зуба, м.

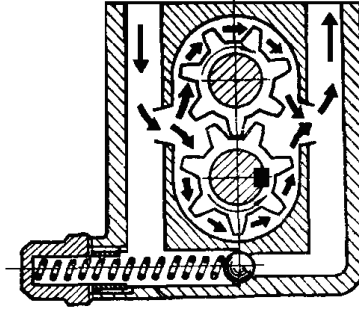


Рисунок 3.3 – Схема масляного насоса

Розрахункова продуктивності насоса

$$V_p = \pi D_0 h b n_n / 60. \quad (3.7)$$

При висоті зуба, яка дорівнює двом модулям ($h=2m$), і $D_0=zm$

$$V_p = 2\pi z m^2 b n_n / 60, \quad (3.8)$$

де: $z=(6...12)$ – число зубів шестерні в виконаних конструкціях;
 $m=(3...6)$ мм – модуль зачеплення.

Тоді

$$n_n = u_n \frac{60}{\pi D}, \quad (3.9)$$

де: u_n – колова швидкість обертання шестерні на зовнішньому діаметрі, м/с;
 $D=m(z+2)$ – діаметр зовнішнього кола шестерні, м.

Колова швидкість обертання шестерні на зовнішньому діаметрі не повинна перевищувати (8...10) м/с. При великих значеннях

швидкості коефіцієнт подачі насоса значно зменшується через зростання опору на вході і впливу відцентрового ефекту.

Задавшись значеннями m , z і u_n із рівняння (3.8) знаходять довжину зуба

$$b = 60V_p / (2\pi m^2 z n_n). \quad (3.10)$$

Переріз вхідних і вихідних патрубків визначають по допустимим швидкостям масла, які складають: для вхідних патрубків - 0,3...0,6 м/с, а для вихідних - 0,8...1,5 м/с.

Потужність, що витрачається на привід масляного насоса, (кВт)

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{м.н} \cdot 10^3),$$

де: V_p – розрахункова продуктивність масляного насоса, м³/с;

p – робочий тиск масла в системі (в карбюраторних двигунах $p=0,3 \dots 0,5$ МПа, в дизелях – $p=0,3 \dots 0,7$ МПа);

$\eta_{м.н} = 0,85 \dots 0,90$ – механічний ККД масляного насоса.

Масляна центрифуга.

Масляна центрифуга являється відцентровим фільтром тонкої очистки. Широкого вживання на двигунах знайшли центрифуги з гідравлічним реактивним і механічним приводом ротора. Дія гідрореактивного приводу застосована на використанні реакції струмини масла, що витікає під тиском із форсунок.

Розрахунок центрифуги полягає у визначенні необхідного тиску масла перед центрифугою і частоти обертання її ротора. В сучасних центрифугах подача масла під тиском (0,25...0,6) МПа забезпечує обертання ротора із швидкістю (6000...8500) хв⁻¹.

Реактивна сила струменя масла (Н), що витікає із однієї форсунки при сталому режимі обертання ротора ($n=\text{const}$), визначається на основі теореми імпульсів сил (рис. 3.4)

$$P = \frac{\rho_m V_{p,m}}{2} \left(\frac{V_{p,m}}{2\varepsilon F_\phi} - \frac{\pi n}{30} R \right), \quad (3.11)$$

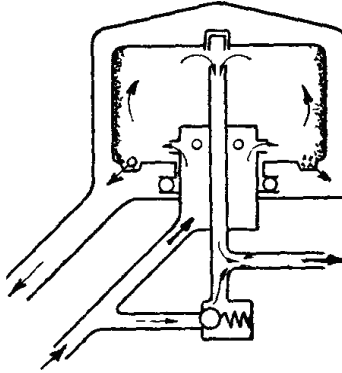


Рисунок 3.4 – Схема центрифуги

де: ρ_m – густина масла, кг/м^3 ;

$V_{p.ц.}$ – кількість масла, що проходить через форсунку центрифуги, $\text{м}^3/\text{с}$;

ε – коефіцієнт стиску струї масла, що витікає із форсунки, м^2 ;

F_ϕ – площа отвору форсунки, м^2 ;

n – частота обертання ротора, хв^{-1} ;

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

Коефіцієнт стиску струї масла змінюється в межах $\varepsilon=(0,9\dots 1,1)$ і для найбільш поширених форм форсунок дорівнює 0,9.

Крутний момент ($\text{Н}\cdot\text{м}$), створений двома форсунками

$$M_{кр} = 2PR. \quad (3.12)$$

При сталому обертанні ротора крутний момент $M_{кр}$ зрівноважується моментом спротиву

$$M_{кр} = M_c. \quad (3.13)$$

Величина M_c залежить від сили тертя в підшипниках і від частоти обертання ротора

$$M_c = a + bn, \quad (3.14)$$

де: a – момент спротиву на початку обертання ротора, ($\text{Н}\cdot\text{м}$);

b – швидкість наростання моменту спротиву, $(\text{Н}\cdot\text{м})/\text{хв}^{-1}$.

За дослідними даними

$$a = (5 \dots 20) \cdot 10^{-4} \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad b = (0,33 \dots 0,10) \cdot 10^{-4} (\text{Н}\cdot\text{м})/\text{хв}^{-1}.$$

Із рівняння (3.13) після підстановки значень $M_{кр}$ і M_c можна визначити залежність частоти обертання ротора від основних конструктивних та гідравлічних параметрів центрифуги

$$n = \frac{\rho_m V_{p.ц}^2 R / (2\varepsilon F_\phi) - a}{b + \pi \rho_m V_{p.ц} R^2 / 30}. \quad (3.15)$$

Якісне очищення масла досягається при $n = (4500 \dots 6500) \text{хв}^{-1}$.

Витрати масла ($\text{м}^3/\text{с}$) через дві форсунки

$$V_{p.ц} = 2\alpha F_\phi \sqrt{2p / \rho_m}, \quad (3.16)$$

де: $\alpha = (0,78 \dots 0,86)$ – коефіцієнт витрати масла через форсунку;

F_ϕ – площа форсунки, м^2 ;

p – тиск масла перед форсункою, Па;

ρ_m – густина масла, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Величину p можна подати у вигляді наступної залежності

$$p = p_1(1 - \psi) + \frac{\rho_m}{2} \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 (R^2 - r_0^2), \quad (3.17)$$

де: p_1 – тиск масла на вході в центрифугу, Па;

ψ – коефіцієнт гідравлічних втрат (для повнопоточних центрифуг

$\psi = (0,2 \dots 0,5)$, а для неповнопоточних $\psi = (0,1 \dots 0,2)$);

r_0 – радіус вісі ротора, м.

Використавши вираз (3.16), із рівняння (3.17) можна визначити

$$P_1 = \frac{[V_{p.ц}^2 - 4(\pi n / 30)^2 (R^2 - r_s^2) \alpha^2 F_\phi^2] \rho_m}{8\alpha^2 F_\phi^2 (1 - \psi)}. \quad (3.18)$$

Потужність (κBm), затрачувана на привід центрифуги

$$N_{ц.} = \frac{\pi \rho_m V_{p.ц} R n}{30 \cdot 10^3} \left(\frac{V_{p.ц}}{2\varepsilon F_\phi} - \frac{\pi n}{30} R \right). \quad (3.19)$$

Таблиця 3.1 – Основні дані центрифуги з гідрореактивним приводом

Найменування	Марка двигуна			
	ЗЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Продуктивність $V_{p.ц}, \text{дм}^3/\text{с}$	0,125	0,117	0,13	0,167
Частота обертання $n, \text{хв}^{-1}$	5000	6000	6000	6000
Діаметр ротора $d_p, \text{мм}$	105	110	110	115
Діаметр вісі $d_s, \text{мм}$	15,25	16,8	16,8	16,0
Відстань між форсунками $D, \text{мм}$	56	70	76	80

Масляний радіатор.

Масляний радіатор являється теплообмінним апаратом охолодження масла. Масляні радіатори виконуються двох типів: водомасляні та повітрямасляні. За конструкцією вони виконуються трубчатими або пластинчатими. Для запобігання руйнуванню трубок або пластин при роботі двигуна у холодних умовах радіатор має перепускний клапан. Нижче приведений розрахунок водомасляного радіатора.

Кількість теплоти, що відводиться з маслом від двигуна в радіаторі, (Дж/с)

$$Q_M = \kappa_M F_M (T_{м.сер.} - T_{вод.сер.}), \quad (3.20)$$

де: κ_M – коефіцієнт теплопередачі від масла до води, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

F_M – поверхня охолодження водомасляного радіатора, м^2 ;

$T_{м.сер.}$ – середня температура масла в радіаторі, К ;

$T_{вод.сер.}$ – середня температура води в радіаторі, К .

Коефіцієнт теплопередачі від масла до води, $[\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})]$

$$K_M = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{\text{менл.}}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (3.21)$$

де: α_1 – коефіцієнт тепловіддачі від масла до стінок радіатора, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

δ – товщина стінки радіатора, м;

$\lambda_{\text{менл.}}$ – коефіцієнт теплопровідності стінки, $Bm/(m^2 \cdot K)$;

α_2 – коефіцієнт тепловіддачі від стінки радіатора до води, $Bm/(m^2 \cdot K)$.

Із збільшенням α_1 , $\lambda_{\text{менл.}}$, α_2 і зменшенням δ величина K_M збільшується. Внаслідок труднощі аналітичного визначення величин α_1 , $\lambda_{\text{менл.}}$, α_2 їх значення приймають по експериментальним даним.

Величина α_1 залежить взагалі від швидкості руху масла. Для прямих гладких трубок при $w_M = (0,1 \dots 0,5) m/c$ коефіцієнт $\alpha_1 = (100 \dots 500) Bm/(m^2 \cdot K)$; при наявності вихоруння в трубках і $w_M = (0,1 \dots 0,5) m/c$ коефіцієнт $\alpha_1 = (800 \dots 1400) Bm/(m^2 \cdot K)$.

Величина $\lambda_{\text{менл.}}$ $Bm/(m^2 \cdot K)$ залежить від матеріалу трубок радіатора:

для латуні і алюмінієвих сплавів.....80...125
 для нержавіючої сталі10...20.

Величина α_2 змінюється в межах $(2300 \dots 4100) Bm/(m^2 \cdot K)$.

Повний коефіцієнт теплопередачі K_M :

для прямих гладких трубок.....115...350
 для трубок з вихорунням815...1160.

Кількість тепла (Дж/с), відведеного маслом від двигуна

$$Q_M = c_M \rho_M V_{\text{ц}} (T_{\text{м.вх.}} - T_{\text{м.вих.}}) \cdot 10^3, \quad (3.22)$$

де: c_M – середня теплоємність масла, кДж/(кг·К);

ρ_M – в'язкість густина масла, кг/м³;

$V_{ц}$ – циркуляційні витрати масла, м³/с;

$T_{м.вх}$ $T_{м.вих}$ – температура масла на вході і виході в радіатор, К;

$$\Delta T_{м} = T_{м.вх} - T_{м.вих} = (10 \dots 15)K.$$

Поверхня охолодження масляного радіатора, яка омивається водою

$$F_{м} = \frac{Q_{м}}{\kappa_{м} (T_{м.сер.} - T_{вод.сер.})}, \quad (3.23)$$

де: $T_{м.сер.} = (T_{м.вх.} + T_{м.вих.})/2 = (348 \dots 363)K$ – середня температура масла в радіаторі;

$T_{вод.сер.} = (T_{вод.вх.} + T_{вод.вих.})/2 = (343 \dots 358)K$ – середня температура води в радіаторі.

3.2.2 Розрахунок підшипників ковзання

При проектуванні двигуна на основі даних його динамічного розрахунку знаходять сили, що діють на шийки колінчастого валу, на основі розрахунку на міцність і конструктивної проробки розміру шийок і підшипників: діаметр шийки $d_{ш}$ і довжина опорної поверхні вкладиша l .

Для подальших розрахунків підшипника (рис. 3.5) знаходять ще ряд параметрів:

$\Delta = D' - d_{ш}$ – діаметральний зазор-різниця внутрішнього діаметра D' підшипника і діаметра $d_{ш}$ шийки вала;

$\delta = \Delta/2$ – радіальний зазор, рівний половині діаметрального;

$\psi = \Delta/d_{ш}$ – відносний зазор;

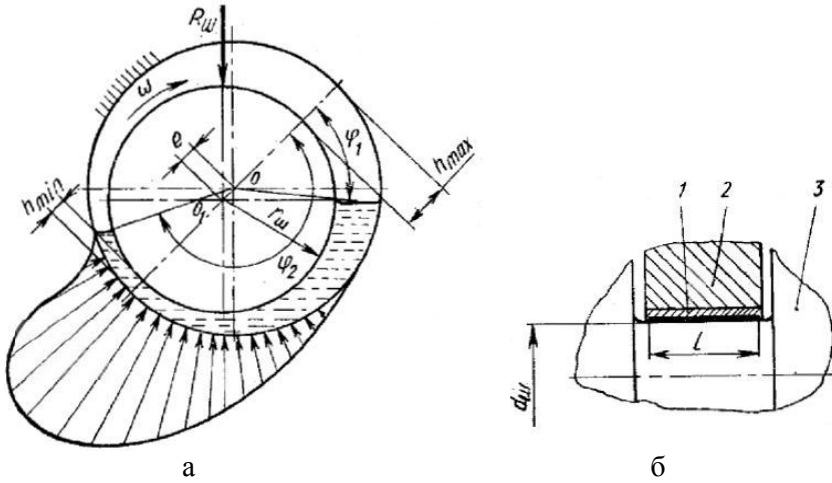
$l/d_{ш}$ – відносна довжина підшипника;

e – ексцентриситет (відрізок 0,0 на рис. 3.8);

$\chi = e/\delta$ – відносний ексцентриситет;

h_{\min} – мінімальна товщина масляного шару

$$h_{\min} = \delta - e = \delta - \delta\chi = \delta(1 - \chi). \quad (3.24)$$



1 – вкладиш, 2 – корпус підшипника, 3 – колінчастий вал

Рисунок 3.5 – Розташування вала в підшипнику (а)
і конструктивна схема підшипника (б)

Гідродинамічний розрахунок підшипника полягає в наступному. Гідравлічний тиск, який виникає в шару масла, залежить від умовного тиску k , тобто від зовнішнього навантаження, яке передається на підшипник.

Середній $k_{\text{сеп.}}$ і максимальний $k'_{\text{сеп.}}$ умовні тиски (МПа) визначаються як відношення середнього навантаження за робочий цикл двигуна $(R_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}$ і в петлі максимальних зусиль $(R'_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}$, діючих на шийку, до площини повздожнього перерізу шийки $(d_{\text{ш}} \cdot l)$

$$k_{\text{сеп.}} = \frac{(R_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}}{(d_{\text{ш}} \cdot l)}; \quad k'_{\text{сеп.}} = \frac{(R'_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}}{(d_{\text{ш}} \cdot l)}. \quad (3.25)$$

Значення $(R_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}$ і $(R'_{\text{ш}})_{\text{сеп.}}$ визначаються з динамічного розрахунку двигуна по полярній діаграмі навантажень на шийку.

Одержані значення умовних тисків зрівнюють зі значеннями існуючих двигунів (табл. 3.2).

Необхідно мати на увазі, що максимальний умовний тиск обмежується головним чином тому, що він визначає опір утомленості антифрикційного матеріалу підшипника.

Аналіз $k_{сеп.}$ і $k'_{сеп.}$ з'являється тільки попередньою оцінкою працездатності підшипника.

Таблиця 3.2 – Значення середнього і максимального умовних тисків на шийку колінчастого валу

Двигуни	Підшипники	$k_{сеп.}$, МПа	$k'_{сеп.}$, МПа
Легкових автомобілів	шатунні	0,5...0,8	0,8...12
	корінні	0,4...0,7	0,6...0,9
Вантажних автомобілів	шатунні	0,5...0,7	0,7...11
	корінні	0,4...0,6	0,6...0,8
Тракторні	шатунні	0,25...0,35	0,8...12
	корінні	0,35...0,4	0,6...0,9
Форсированні дизелі	шатунні	0,9...1,6	25...42
	корінні	10...17	20...30

Далі підшипники проектованого двигуна розраховуються на основі гідродинамічної теорії мащення. Розрахунок полягає у визначенні мінімально допустимого зазору між валом і підшипником (мінімальна товщина шару масла) при якому зберігається рідинне тертя і який залежить від деформації вала та підшипника, від висоти нерівностей їх поверхонь та відхилення форми поверхонь. Розрахунок звичайно проводиться на режимі номінальної потужності.

Мінімальний шар масла в підшипнику по гідродинамічній теорії мащення

$$h_{\min} = 55 \cdot 10^{-9} \eta \cdot n \cdot d_{ш} / (k_{ср} \psi \cdot c), \quad (3.26)$$

де: η – динамічна в'язкість масла (табл. 3.3), Па·с;

n – частота обертання вала, хв.⁻¹;

$d_{ш}$ – діаметр шийки вала, мм;

$k_{ср}$ – середній умовний тиск на опорну поверхонь підшипника, МПа;

$c = 1 + \frac{d}{\ell}$ – коефіцієнт, що характеризує геометрію вала в підшипнику;
 ℓ – довжина опорної поверхні підшипника, мм.

Таблиця 3.3 – Динамічна в'язкість масел

Температура, К	Динамічна в'язкість η , Па·с;							
	Автотракторні масла					Дизельні масла		
	АК-6	АКЗп-6	АК-10	АКп-10	АК-15	Дп-8	Дп-11	Дп-14
383	0,00412	0,00412	0,00657	0,00657	0,01020	0,00568	0,00725	0,00824
373	0,00520	0,00520	0,00843	0,00843	0,01360	0,00716	0,00912	0,01130
363	0,00657	0,00657	0,01160	0,01160	0,01960	0,00912	0,01235	0,01600

При виборі значення густини масла необхідно враховувати сорт масла, і що середня температура шару масла в підшипниках, залитих бабітом знаходиться в межах $T=363\dots373\text{K}$, а залитих свинцевою бронзою $T=373\dots383\text{K}$.

Величина діаметрального зазору (Δ) між підшипником і шийкою вала залежить від діаметра шийки і матеріалу заливки. Для шийок діаметром $50\dots100\text{мм}$, залитих бабітом $\Delta = (0,5\dots0,7) \cdot 10^{-3} d$, свинцевою бронзою $\Delta = (0,7\dots1,0) \cdot 10^{-3} d$. Для шатунних шийок по даним А.М. Гугіна

$$\Delta = 0,007 \sqrt{d_{ш.ш.}}, \text{ мм}$$

де: $d_{ш.ш.}$ – діаметр шатунної шийки, мм.

Рахують, що тертя зі змащеним матеріалом буде забезпечено, якщо мінімальна відстань h_{min} між валом і підшипником в частині шару з найменшою товщиною буде не менше суми критичної товщини $h_{кр.}$ і робочої мінімальної товщини шарів масла

$$h_{min} \geq h_{кр.} + h_p. \quad (3.26)$$

Критична товщина шарів характеризується сумою висот нерівностей вала і підшипника та відхилення їх геометричної форми.

В середньому для прироботаних автотракторних двигунів можна прийняти $h_{кр.} = 0,003 \dots 0,004$ мм.

Мінімальна робоча товщина шару масла $h_p = 0,002$ мм.

Таким чином, в результаті розрахунку правильно сконструйованого підшипника мінімальна товщина h_{min} шару масла повинна бути більше $0,005 \dots 0,006$ мм.

Коефіцієнт запасу надійності підшипника

$$K = \frac{h_{min}}{h_{кр.}} \geq 2, \quad (3.27)$$

де: $h_{кр.}$ – величина критичного шару масла в підшипнику, при якому можливий перехід рідинного тертя в сухе (рубіжне).

$$h_{кр.} = h_e + h_n + h_z, \quad (3.28)$$

де: h_e, h_n – величина нерівностей поверхонь вала і підшипника, мм;
 h_z – розмір, враховуючий спотворення геометричних форм спряжених деталей.

Враховуючи, що нерівності, які залежать від виду механічного оброблення поверхонь, при роботі двигуна зменшуються, а визначення величини h_z надто важко, для наближених розрахунків можна прийняти $h_{кр.} = h_e + h_n$.

Значення h_e і h_n (мм) при різних видах механічного оброблення:

- алмазне розточування	0,00030...0,00160
- чисте шліфування	0,00020...0,00080
- чисте полірування або хонінгування	0,00010...0,00040
- суперфініш	0,00005...0,00025

3.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі

цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння.

3.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Поясніть призначення та основні функції системи мащення двигунів.
2. Наведіть класифікацію системи мащення за основними ознаками.
3. Назвіть основні типи систем мащення, що використовуються на дизелях тепловозів. Поясніть їх переваги та недоліки.
4. Назвіть і поясніть принципи насосів, що використовуються в системах мащення.
5. Назвіть захисні і вимірювальні пристрої, які використовуються в системах мащення потужних дизелів.
6. Назвіть складові частини систем мащення із мокрим картером.
7. Поясніть призначення систем мащення з сухим картером. Назвіть її складові частини і їх призначення.
8. Для чого призначені, де розміщені редуційний, перепускний і запобіжний клапани системи мащення?
9. Який принцип взятий за основу при виконанні загального гідравлічного розрахунку системи мащення?
10. Які складові елементи входять до зовнішньої і внутрішньої системи мащення?
11. Назвіть способи очищення масла. Поясніть призначення зворотного, який встановлюють в окремих центрифугах.
12. Які приводи використовують в центрифугах? Назвіть їх переваги і недоліки.
13. Що кладеться в основу вибору і розрахунку масляних насосів.
14. Яку задачу вирішують теплообмінники систем мащення і як вони підбираються?

15. Що кладеться в основу розрахунку центрифуги?

16. Навіщо вживається система вентиляції картера, способи їх здійснення?

17. Яку задачу вирішує масляний теплообмінник і як він підбирається до двигуна?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Система мащення. Загальні відомості.
2. Особливості рідинного тертя.
3. Особливості межового тертя.
4. Вимоги до систем мащення.
5. Визначення основних параметрів системи мащення.
6. Фактори, які обмежують подальше використання масел в двигуні.
7. Класифікація систем мащення.
8. Назвіть вимоги, які пред'являють до масел.
9. Загальна будова системи мащення. Принципова схема.
10. Система мащення з сухим картером. Область використання.
11. Мащення двотактних двигунів. Мащення підшипників.
12. Загальний гідравлічний розрахунок системи мащення.
13. Шестерінчасті масляні насоси. Особливості конструкції.
14. Переваги і недоліки шестерінчастих масляних насосів.
15. Визначення основних розмірів шестерінчастих масляних насосів.
16. Гвинтові масляні насоси. Переваги і недоліки.
17. Масляні фільтри. Призначення. Класифікація.
18. Механічні масляні фільтри, їх типи.
19. Поглинаючі масляні фільтри.
20. Гідравлічні масляні фільтри. Способи приводу.
21. Розрахунок масляних фільтрів механічного типу.
22. Розрахунок гідравлічних фільтрів.

Література: [5], с.241-270; [6], с.392-401; [7], с.361-372; [8], с.127-136; [9], с.229-245.

4 ПРАКТИЧНЕ ЗАНЯТТЯ № 4. СИСТЕМИ ВПУСКУ І ВИПУСКУ

4.1 Мета роботи

Користуючись підручниками, конспектами, альбомами, плакатами, вивчити призначення, склад, ознайомитись з будовою систем впуску і випуску.

Наочні посібники: альбоми по конструкції автомобілів, плакати з систем впуску і випуску, розрізні двигуни і вузли систем впуску і випуску.

4.2 Загальні відомості

Системи впуску і випуску призначені для підведення свіжого заряду до циліндрів двигуна та для відведення від них відпрацьованих газів.

До системи впуску і випуску відносяться впускний колектор з пристроями очищення повітря на впуску у двигун і випускний колектор з глушником і пристроями для нейтралізації відпрацьованих газів.

Загальними вимогами до системи впуску та випуску являються малий опір цих систем свіжому заряду, що необхідно для зменшення насосних втрат і покращання наповнення циліндрів; більш повного використання енергії випускних газів в газовій турбіні; мінімальні габаритні розміри та маса деталей, що їх складають. Задовольнити ці вимоги шляхом тільки зменшення швидкості газів в системах, тобто шляхом збільшення прохідних перерізів, неможливо: збільшуються габаритні розміри і маса двигуна. Крім того, зі зменшенням швидкості повітря зменшується його турбулізація, що приводить до погіршення сумішоутворення в двигунах із зовнішнім сумішоутворенням. Зменшення швидкості випускних газів в трубопроводі в зрівнянні зі швидкістю витікання їх із клапанів двигуна з турбонаддувом приводить до зменшення кінетичної енергії газів і погіршенню тепловикористання.

Для рівномірного розподілення горючої суміші по циліндрам впускні трубопроводи виготовляють симетричними. У карбюраторних двигунах для поліпшення сумішоутворення суміш

підігривається при впуску відпрацьованими газами або рідиною, що виходить з системи охолодження.

У дизелів та газових двигунів, у яких підігрів свіжого заряду при впуску зменшує наповнення, тому впускний та випускний трубопроводи, як правило, завжди розділені.

У двигунах з газотурбінним наддувом до системи впуску відносяться також компресори та охолодники повітря, яке виходить з компресора, а до системи випуску – газові турбіни.

4.2.1 Повітряні фільтри

Повітряні фільтри використовуються для очищення повітря від пилу. Для оцінки досконалості конструкції повітряних фільтрів використовують різні характеристики: коефіцієнт очистки повітря K_o , або коефіцієнт пропуску пилу K_n , гідравлічний опір повітряного фільтра Δp , термін роботи фільтра до технічного обслуговування t або пилесмість.

Коефіцієнт очистки повітря (%)

$$K_o = \left(G_2 / G_1 \right) \cdot 100, \quad (4.1)$$

де: G_1 і G_2 – маси пилу відповідно, що знаходиться до повітряного фільтра і затриманого ним.

Ефективність очистки повітря від пилу характеризують також коефіцієнтом пропуску пилу (%)

$$K_n = \left(G_3 / G_1 \right) \cdot 100 = [(G_1 - G_2) / G_1] \cdot 100 = 100 - K_o, \quad (4.2)$$

де: G_3 – маса пилу, яка проходить через фільтр.

Повітряний фільтр складає певний опір руху повітря по впускним трубопроводам двигуна. Характеристикою гідравлічного опору повітряного фільтра являється різниця тиску Δp до повітряного фільтра (атмосферний тиск) і після нього. Значення Δp залежить від типу повітряного фільтра та кількості ступенів очистки повітря.

Збільшення гідравлічного опору впускного трубопроводу приводить до зменшення коефіцієнта наповнення циліндра двигуна і отже, до падіння потужності і підвищенню витрат палива.

Допустимий гідравлічний опір повітряних фільтрів автомобільних двигунів (кПа): бензинових – 5,0, дизелів – (3,5...4), дизелів з турбонаддувом – (4,5...5); для тракторних дизелів повинно не перевищувати 7 кПа.

За способами очистки повітря фільтри розділяються на інерційні, фільтруючі і комбіновані. Крім того, інерційні і фільтруючі фільтри можуть виконуватись з сухими фільтруючими елементами і з мокрими, якщо їх фільтруючі елементи змочуються маслом. Комбіновані повітряні фільтри можуть бути сухого, мокрого і змішаного типу.

На двигунах, що працюють в умовах підвищеної запиленості, для першого ступеня очистки застосовуються циклони і мультициклони, які дозволяють ефективно затримувати велику частку (до 50%) пилу. Для автоматичного витягування пилу застосовуються ежектори, в яких використовується енергія відпрацювавших газів або частина повітря, що подається компресором.

Для визначення терміну обслуговування повітряного фільтра і контролю за його технічним станом в окремих випадках використовують індикатори допустимого гідравлічного опору. Поява в оглядовому вікні корпусу пофарбованого поршня свідчить про досягнення допустимого гідравлічного опору фільтра.

При розрахунку повітряного фільтра з елементами із картону використовують питоме повітря навантаження $[м^3/(год \cdot м^2)]$

$$q = \frac{Q}{F}, \quad (4.3)$$

де: Q – витрати повітря двигуном, $м^3/год$;
 F – площа робочої поверхні картону, $м^2$.

Значення q вибирають з урахуванням типу двигуна і норм технічного обслуговування. Для двигунів легкових автомобілів $q=(250...400)м^3/(год \cdot м^2)$; вантажних автомобілів $q=(100...200)м^3/(год \cdot м^2)$; тракторних $q=(80...100)м^3/(год \cdot м^2)$; стаціонарних і тепловозних $q=(100...180)м^3/(год \cdot м^2)$.

При розрахунку елемента типу “багатопрорізна зірка” із

картону (рис. 4.1) для даних номінальних витрат повітря, задаючись питомим повітряним навантаженням, можна визначити площину

$$F = \frac{Q}{q} \cdot \quad (4.4)$$

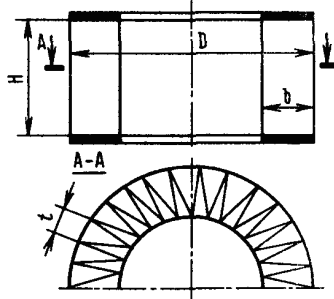


Рисунок 4.1 – Фільтрувальний елемент типу «багатопроменева зірка»

Ширина сторони гофри фільтрувального елемента визначається по експериментальній формулі $b \approx 0,02\sqrt{F}$.

Найкращі з точки зору пилеємності значення шага t між складками лежать в межах 5-8мм, причому менші значення відносяться до менших значень ширини гофри, а більші – до його більших значень.

Число гофри дорівнює $n = F/(2bH)$, при цьому складеному стані площа бічної поверхні фільтрувального елемента

$$F_1 = \frac{tHF}{(2bH)} = \frac{Ft}{(2b)} \cdot \quad (4.5)$$

Задаючись із умови компоновки повітряного фільтра на двигуні відношенням діаметра D елемента до його висоти H (звичайно $D/H=0,5 \dots 5$), з рівності $F_1 = \pi DH = Ft/(2b)$ визначають величини D і H , які округлюють до чисел рядів, яким віддана перевага. Після округлення уточнюють значення шага t .

4.2.2 Впускні і випускні трубопроводи

При розробці конструкції впускних і випускних трубопроводів

особливу увагу приділяють їх простоті, технологічності, матеріалоемності при малому гідравлічному опорі.

Для зменшення аеродинамічних утрат переріз каналів впускного трубопроводу карбюратора двигуна повинен мати плавні повороти і підвищену чистоту стінок впускних каналів.

На впускний трубопровід інколи установлюють повітряний клапан, який з'єднує його з атмосферою. При більш високому ніж звичайно розрідженні в трубопроводі клапан дозволяє запобігти перезбагаченню суміші при роботі двигуна на режимі примусового холостого ходу і зменшити витрати картерного масла.

Консультативні форми впускних систем дизелів без наддуву звичайно простіші, ніж у карбюраторних двигунів, тому що для дизелів вимоги в відношенні рівномірності розподілу свіжого заряду по циліндрам менш жорсткі.

Розміри перерізів впускних трубопроводів автотракторних двигунів, як правило, вибирають на основі емпіричних співвідношень. Кінцеве їх доведення по величині аеродинамічних утрат, економічності двигуна, роботі двигуна при різних частотах обертання колінчастого вала, токсичності відпрацювавших газів, пусковим і динамічним якостям двигуна, розподілу свіжого заряду по циліндрам, антидетонаційним якостям і надійності в поєднанні з фазами газорозподілу може бути проведена тільки експериментально.

Основними елементами впускної системи чотиритактних судових, тепловозних і стаціонарних дизелів являється циліндричний ресивер, в який повітря знаходить з торця і направляється в циліндри по окремим патрубкам.

Діаметр ресиверів дизелів без наддуву при $n=(200...500)хв^{-1}$ дорівнюють $(0,5...0,6)D$, при $n=(600...1500)хв^{-1}$ вони складають $(0,6...0,7)D$ (де D – діаметр циліндра).

У автомобільних карбюраторних чотиритактних двигунів діаметр впускного трубопроводу (або діаметр круга, рівного по площі перерізу некруглого трубопроводу) складає $(0,3...0,5)D$, а у автотракторних дизелів без наддуву $(0,4...0,5)D$.

Випускні трубопроводи двигунів можна розділити на трубопроводи для двигунів без наддуву і з наддувом. В свою чергу випускні трубопроводи для двигунів з наддувом використовують з перемінним (імпульсним) і постійним тиском. По конструкції їх розділяють на охолоджувані і неохолоджувані.

Випускні трубопроводи чотиритактних суднових, тепловозних і стаціонарних дизелів без наддуву виконують в вигляді одного циліндричного, оvoidального або прямокутного трубопроводу з патрубками, які кріпились фланцями до кришок, або блоку циліндрів двигуна. Діаметри випускних трубопроводів дизелів з чотирма - шістьма циліндрами при $n=(200...500)хв^{-1}$ вибирають рівними $(0,4...0,5)D$, при шести-восьми циліндрах і $n=(600...1500)хв^{-1}$ діаметри випускних трубопроводів складають $(0,5...0,7)D$.

При проектуванні випускних трубопроводів двигунів з наддувом необхідно урахувувати наступні вимоги:

- витрати енергії випускних газів в трубопроводах від випускних органів до соплового апарату газової турбіни повинні бути мінімальними;
- процес випуску із одного циліндра двигуна не повинен утрудняти газообмін в других циліндрах;
- в двигунах, які переважно працюють на перехідних режимах, об'єм випускного трубопроводу повинен бути мінімально допустимим для зменшення впливу інерційності системи і збільшення імпульсу тиску випуску.

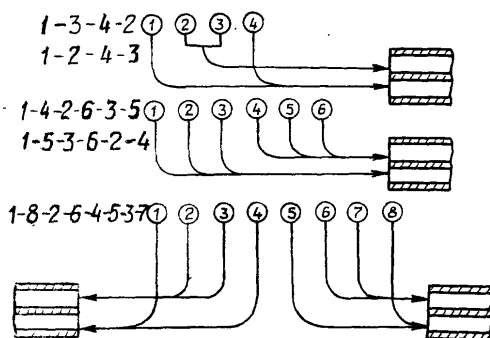
На практиці застосовуються два варіанта підведення відпрацювавших газів до газової турбіни турбокомпресора:

- від загального випускного трубопроводу – системи з постійним тиском перед газовою турбіною;
- від кожного циліндра або групи циліндрів – імпульсні системи наддуву.

Нестаціонарність працездатності газу при перетіканні його в турбіну позитивно використовують в імпульсних системах наддуву. В цих системах газ випускається в окремі трубопроводи із обмеженого числа циліндрів, у яких процеси випуску чергуються без перекриття, тобто мають здвиг по фазі не менш ніж тривалість випуску, яка у чотиритактних дизелів складає $220...240^{\circ}$ п.к.в. (рис. 4.2).

Необхідність покращання умов газообміну в двотактних двигунах в разі використання простої системи турбонадува при постійному тиску привела до створення перетворювачів імпульсів (рис. 4.3), який складається із спеціальних сопел 2 на кінцях випускних патрубків 1, об'єднаних загальним дифузоров 3. Внаслідок великої частоти імпульсів в дифузорові створюється рівномірний потік газів, кінетична енергія яких перетворюється в тиск постійної

величини. Витікання газів із сопел з великою швидкістю в трубопровід невеликого перерізу полегшує завдяки ежекції продувку циліндрів.



цифри з ліва від схем – порядок роботи циліндрів,
цифри на схемах у кружках – номери циліндрів

Рисунок 4.2 – Схеми випускних систем двигунів з імпульсною турбіною

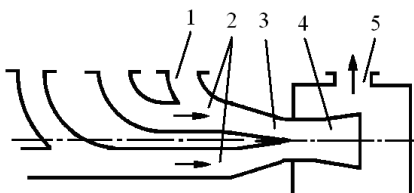


Рисунок 4.3 – Схема перетворювача імпульсів

4.2.3 Глушіння шуму

Двигуни внутрішнього згорання є одними з основних джерел шуму, що негативно впливає на людей. Шум – це комплекс звуків, що змінюється за частотою та рівнем. Двигуни випромінюють хвилі в основному з частотою 20...8000Гц.

Основними характеристиками звуку є тиск і сила (інтенсивність) звуку. Сила j звуку визначається як кількість енергії, що переноситься за одиницю часу через одиничну площадку, перпендикулярну напрямку розповсюдження коливань.

Для характеристики суб'єктивного сприймання звуку суттєвим

являється не стільки його відношення до деяких порогових значень. Тому введені поняття відносних рівнів сили L_j і звукового тиску L_p (дБ), які визначаються по таким залежностям

$$L_j = 10 \lg \left(\frac{j}{j_0} \right); L_p = 20 \lg \left(\frac{p}{p_0} \right), \quad (4.6)$$

де: j і p – поточні значення відповідно сили звуку ($\text{Вт}/\text{м}^2$) і тиску (Па);

j_0 і p_0 - сила і тиск звуку відповідні порогу чутності на частоті 1000 Гц ($j_0 = 10^{-12} \text{Вт}/\text{м}^2$, $p_0 = 2 \cdot 10^{-5} \text{Па}$).

Шум двигунів має двояке походження. Шум *механічного* походження, що виникає внаслідок ударів в рухомих з'єднаннях кривошипно-шатунного та газорозподільного механізмів і паливної апаратури, а також різкої зміни дії газових сил на деталі двигуна при виконанні робочого циклу.

Шум *газодинамічного (гідралічного)* походження є наслідком збурень, які виникають у процесі руху газоподібних і рідких середовищ в агрегатах двигуна і при згорянні паливоповітряної суміші.

Рівень шуму двигунів внутрішнього згорання на номінальному режимі досягає 110...120 дБ.

Для зменшення рівня шуму двигуна застосовують його капотування, використовують різні конструктивні засоби, обладнують двигуни глушниками.

До конструктивних засобів, що направлені на зниження шуму двигуна, відносяться: зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, застосування дезаксимального кривошипно-шатунного механізму, форми кулачка газорозподільного валу з безударним профілем, використання шумопоглинаючих накладок, збільшення товщини стінок циліндра в тій частині, де має місце різка зміна тиску газів, застосування конструкції камер згорання, забезпечуючих плавний ріст тиску газів, застосування конструкції камер згорання, забезпечуючих плавний ріст тиску газів.

Для зниження *шуму впуску* застосовують конструкції повітроочисників, в яких використовуються шумоізолюючі прокладки, резонансні розширюючі камери глушіння, м'які гофровані шланги. Це дозволяє зменшити рівень шуму впуску на 30...35дБ.

Для глушіння *шуму випуску* конструкцією глушника і його розміри вибирають і розраховують для конкретної моделі двигуна. Найбільш розповсюджені глушники, в яких використовуються для глушіння розширювальні і резонансні камери, спеціальні перфоровані труби, сітки, звукопоглинаючі матеріали.

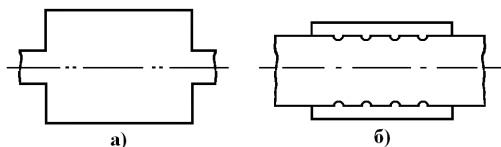
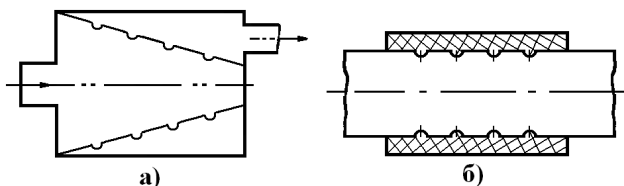


Рисунок 4.5 – Схема реактивних глушників



а – з перфорованим конусом,
б – із звукопоглинаючим матеріалом

Рисунок 4.6 – Схема активних глушників

4.3 Завдання до практичного заняття

Уважно прочитати й зрозуміти матеріали лекційних занять, наведену технічну інформацію у даних методичних вказівках та у рекомендованій літературі для даного практичного заняття. На основі цього одержати уявлення про принципи конструювання окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згорання.

4.4 Порядок проведення практичного заняття

Ознайомитися з загальною теоретичною частиною практичного заняття. Під час проведення практичного заняття виконати необхідні

розрахунки окремих вузлів та систем двигунів внутрішнього згоряння за вказівками викладача. Оформити звіт з практичного заняття у відповідності до поставленої мети заняття та згідно вимог щодо звіту.

Питання і завдання для самоконтролю

1. Назвіть основні вимоги, що пред'являються до впускних і випускних трубопроводів.
2. З якою метою використовують впускний трубопровід з безперервним регулюванням його довжини?
3. В яких випадках і яким чином впускні трубопроводи обладнують системою підігріву?
4. Перелічіть основні види наддуву, дайте їм характеристику.
5. В чому полягає динамічний наддув? Які його переваги і недоліки?
6. З якою метою застосовується проміжне охолодження повітря після компресора?
7. Як працює ХОТ? Які він має переваги і недоліки порівняно з турбокомпресором?
8. Опишіть будову турбокомпресора. Приведіть конструктивні схеми турбокомпресорів. Перелічіть їх основні переваги і недоліки.
9. Перелічіть основні токсичні компоненти, які знаходяться в продуктах згоряння двигунів з іскровим запалюванням.
10. Які токсичні компоненти знаходяться в продуктах згоряння дизелів?
11. Які фактори і яким чином впливають на токсичність відпрацьованих газів?
12. Укажіть основні заходи, які знижують токсичність відпрацьованих газів в ДВЗ?
13. Назвіть основні джерела шуму в ДВЗ. В яких одиницях вимірюється рівень шуму?

Зміст звіту

У звіті про практичне заняття дати відповіді на наступні питання:

1. Системи впуску і випуску. Загальні вимоги.
2. Функції систем випуску відпрацьованих газів двигунів.

3. Шум двигунів: основні джерела шуму, одиниці вимірювання шуму, основні способи зниження шуму двигуна.
4. Глушники шуму.
5. Екологічні стандарти токсичності відпрацьованих газів ЕВРО-0 - ЕВРО-6.
6. Основні шкідливі речовини, що виділяються при роботі двигунів.
7. Обладнання використовуване для контролю та аналізу відпрацьованих газів.
8. Призначення та конструкції нейтралізаторів токсичних компонентів відпрацьованих газів.
9. Вплив конструктивних параметрів двигуна на показники токсичності відпрацьованих газів.
10. Сучасні системи зниження токсичності відпрацьованих газів.
11. Основні напрями зниження димності дизельних двигунів.
12. Використання енергії відпрацьованих газів.
13. Повітряні фільтри. Коефіцієнт очищення повітря.
14. Коефіцієнт пропускання пилу.
15. Розрахунок повітряного фільтру.
16. Інерційний спосіб очистки повітря.

Література: [5], с.8-29; [6], с.42-43, 131-145; [7], с.40-47, 59-61.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Основна

1. Транспортні енергетичні установки (традиційні, нетрадиційні та альтернативні), принцип роботи та особливості будови : навч. посіб. / Ю. Ф. Гутаревич та ін. К. : НТУ, 2015. 244 с.
2. Абрамчук Ф. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни: Підручник. К. : Арістей, 2006. 476 с.
3. Загальний курс транспорту: Підручник / М. Ф. Дмитриченко, І. І. Кельман, Є. К. Вільковський, З. І. Пеклич, О. І. Мельниченко Львів, 2011. 524 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания : Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1984. 384 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания. Системы поршневых и комбинированных двигателей. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М. : Машиностроение, 1985. 276 с.

Додаткова

6. Тимченко І. І., Гутаревич Ю. Ф., Долганов К. Є. Автомобільні двигуни. Харків : Основа, 1995. 512 с.
7. Колчин А. И., Димедов В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высшая школа, 2003. 312 с.
8. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей (дипломное проектирование): учеб. пособие для вузов/ Б. Е. Железко, В. М. Адамов, И. К. Русецкий, Г. Я. Якубенко, Мн. : Выш. шк., 1987. 247с.
9. Тепловозы. Основы теории и конструкция. Под ред. В. Д. Кузьмича. М. : Транспорт, 1982.
10. Автомобильные и тракторные двигатели. Ч. I, II. Конструкция и расчет двигателей. Под ред. И. М. Ленина. М. : Высшая школа, 1976.
11. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей. Под ред. Ю.И. Будыко. Л. : Машиностроение, 1982.
12. Гроэ Х., Русс Г. Бензиновые и дизельные двигатели. М. : "Издательство "За рулем", 2013. 272 с.

13. Курасов В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания: учеб. пособие. Краснодар, КубГАУ. 2013. 86 с.
14. Кузнецов А. С. Устройство и работа двигателя внутреннего сгорания: учеб. пособие. М. : Издательский центр "Академия", 2011. 80 с.
15. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. Первое русское издание. М. : "За рулем", 2004. 480 с.
16. Корнилов Э. В., Фока А. А., Бойко П. В. Судовые главные двигатели с электронным управлением. Одесса, Экспресс-Реклама, 2010. 224 с.
17. Возницкий И. В. Судовые Двигатели внутреннего сгорания : в 2 т. М. Моркнига, 2008. Т 1. 282 с.
18. Возницкий И. В. Судовые Двигатели внутреннего сгорания : в 2 т. М. Моркнига, 2008. Т 2. 470 с.
19. Автомобильные двигатели. Курсовое проектирование: учеб. пособие / М. Г. Шатров, И. В. Алексеев, С. Н. Богданов и др. ; под ред. М. Г. Шатрова. М. : Издательский центр "Академия", 2011. 256 с.