

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

Тракторів і автомобілів

(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«_____» _____ 2026 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА

**на тему «Підвищення ефективності експлуатації трактора класу 5,0 під час виконання
польових робіт шляхом модернізації системи охолодження двигуна»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Братішко В.В.

(ПІБ)

(підпис)

Керівник дипломного проєкту бакалавра

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

Колеснік І.В.

(ПІБ)

(підпис)

Виконав

(підпис)

Стеценко Станіслав Олександрович

(ПІБ)

КИЇВ – 2026

Стеценко С.О.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Вступ.....	6
1 Аналіз конструкцій систем охолодження дизелів тракторів.....	7
2 Аналіз конструкцій рідинних систем охолодження.....	33
2.1 Загальні відомості про рідинних системах охолодження тракторів.....	33
2.1.1 Класифікація систем охолодження двигунів.....	35
2.1.2 Основні вимоги пред'являються до систем охолодження.....	36
2.1.3 Принцип роботи і пристрій системи охолодження двигунів.....	36
2.2 Аналіз конструкції рідинних радіаторів.....	38
2.2.1 Класифікація радіаторів.....	39
2.2.2 Принцип роботи і пристрій радіатора системи охолодження двигунів.....	42
3 Обґрунтування і вибір прийнятого конструктивного рішення.....	45
3.1 Розрахунок радіатора системи охолодження.....	48
3.1.1 Визначення кількості теплоти, що надходить в систему охолодження.....	49
3.1.2 Уточнення кількості теплоти системи охолодження.....	49
3.1.3 Визначення кількості охолоджувальної рідини в системі охолодження.....	50
3.1.4 Уточнення кількості охолоджувальної рідини системи охолодження.....	50
3.1.5 Визначення кількості охолоджуючого повітря системи охолодження.....	51
3.1.6 Уточнення кількості охолоджуючого повітря системи охолодження.....	51
3.1.7 Визначення температурного перепаду по прийнятим теплоносія.....	52
3.1.8 Визначення середнього температурного напору по прийнятим теплоносія.....	52
3.1.9 Визначення коефіцієнта теплопередачі.....	53

3.1.10	Визначення сумарної необхідної площі охолодження радіатора.....	56
3.1.11	Визначення площі охолодження трубок і пластин.....	57
3.1.12	Визначення геометричних і конструктивних розмірів радіатора.....	57
	Загальні висновки.....	60
	Список використаних джерел.....	61
	Додатки.....	63

ВСТУП

В даному дипломному проєкті поставлено завдання модернізації радіатора системи охолодження трактора, для підвищення рівномірності заповнення трубок серцевини охолоджувальною рідиною, забезпечення необхідної швидкості її циркуляції через серцевину, підвищення ефективності теплопередачі від поверхні охолодження серцевини радіатора. У зв'язку з цим, повинен бути проведений аналіз різних схем компонування та конструкції вузла для вибору найбільш раціонального рішення, яке буде відповідати вимогам, що пред'являються до трактора.

Експлуатація енергонасиченого трактора John Deere в умовах підвищеної температури навколишнього середовища і навантажувальних режимах, близьких до максимальних, пов'язана з ймовірністю перегріву двигуна. Перегрів призводить до вимушеної зупинки трактора і зниження продуктивності.

Таким чином, від ефективної роботи системи охолодження двигуна залежить виконання заданих технологічних операцій в стислі агротехнічні терміни.

Метою дипломного проєкту є підвищення ефективності використання трактора класу 5.0 на польових роботах.

В дипломному проєкті необхідно:

- провести аналіз конструкцій систем охолодження дизелів тракторів;
- провести аналіз конструкцій рідинних систем охолодження;
- обґрунтувати прийняте конструктивне рішення і розрахувати основні параметри модернізованого вузла.

1 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛІВ ТРАКТОРІВ

У зв'язку з постійно зростаючою енергонасиченістю тракторів проблеми охолодження їх різних функціональних систем набувають все більш актуального значення. Необхідність «кліматизації» кабін також пов'язана з виділенням і відведенням значної кількості теплоти. Все це призвело до використання на сучасних тракторах різноманітної теплообмінної апаратури: радіаторів, випарників, конденсаторів, спеціальних теплообмінників та ін.

Найбільшого поширення набуло рідинне охолодження через те, що рідинне охолодження має більшу, ніж повітря, теплоємність, забезпечує необхідну інтенсивність тепловідводу і головне забезпечує досить рівномірне температурне поле охолоджуваних деталей. Внаслідок цього рідинна система охолодження допускає більш високе форсування робочого процесу і забезпечує стабільний тепловий стан двигуна в широкому діапазоні його швидкісних і навантажувальних режимів роботи.

Рідинна система охолодження послідовно виконує дві функції:

- перенесення тепла від двигуна до теплорозсіючого апарату;
- розсіювання тепла теплорозсіючим апаратом в атмосферу.

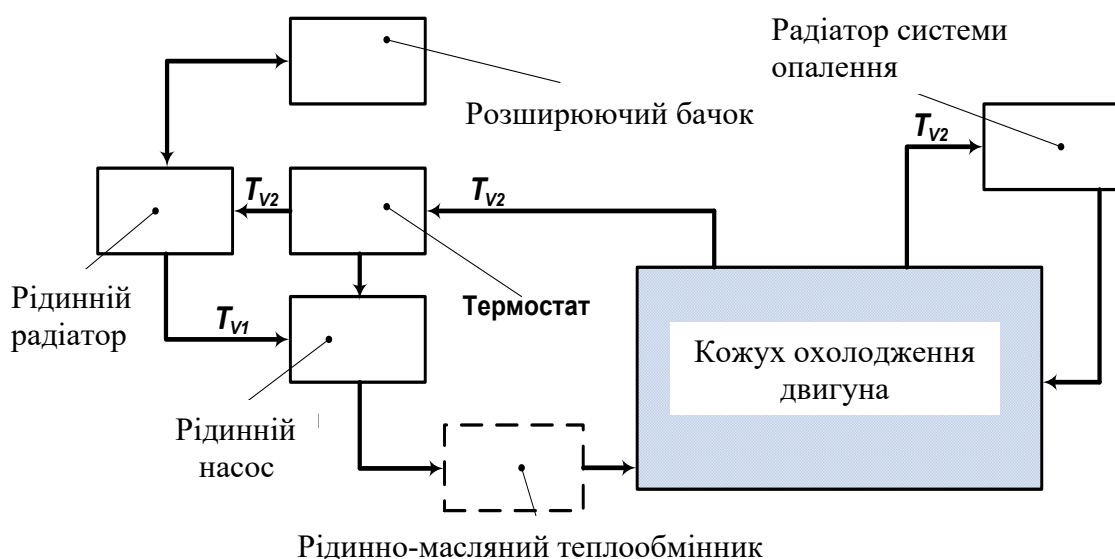
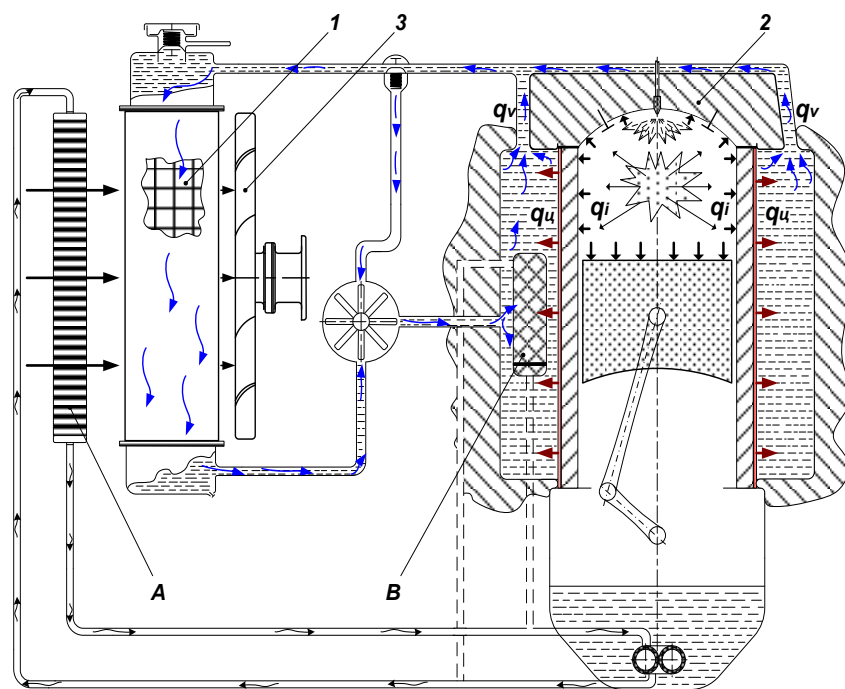


Рисунок 1.1 – Схема рідинного контуру системи охолодження дизеля

Отже, систему охолодження можна розділити на теплопереносну і теплорозсіюючу частини. Всі складові теплорозсіюючої частини системи охолодження встановлюються в каналі, по якому просочується повітря, що знімає тепло з теплорозсіюючого апарату і відносить його в навколишній простір. Цей канал прийнято називати повітряним контуром. Елементи теплопереносної частини системи охолодження утворюють рідинний контур, по якому циркулює рідина (рис. 1.1).

Обидві складові частини системи охолодження дизеля пов'язані в одну загальну систему теплорозсіюючим апаратом – радіатором.

Радіатор входить в рідинний контур і одночасно є теплорозсіюючим апаратом. Від поверхні радіатора тепло відводиться повітрям. Його рух в повітряному контурі примусовий, тобто за рахунок роботи вентилятора 3 (рис. 1.2).



1 – радіатор охолодження; 2 – двигун; 3 – вентилятор; А – виконання з повітряно-масляним радіатором; В – виконання з РМТ.

Рисунок 1.2 – Принципова схема системи охолодження

Вентилятор засмоктує повітря з атмосфери і просочується його через радіатор 1. У радіаторі повітря стикається з нагрітими поверхнями і,

віднімаючи від них тепло, нагрівається. Нагріте повітря віддається в атмосферу, і на його місце засмоктуються нові порції повітря, які також нагріваються і віддаються в атмосферу. Це і є процес розсіювання тепла двигуна в атмосферу. Структурна блок-схема ЖСО представлена на рис. 1.3.

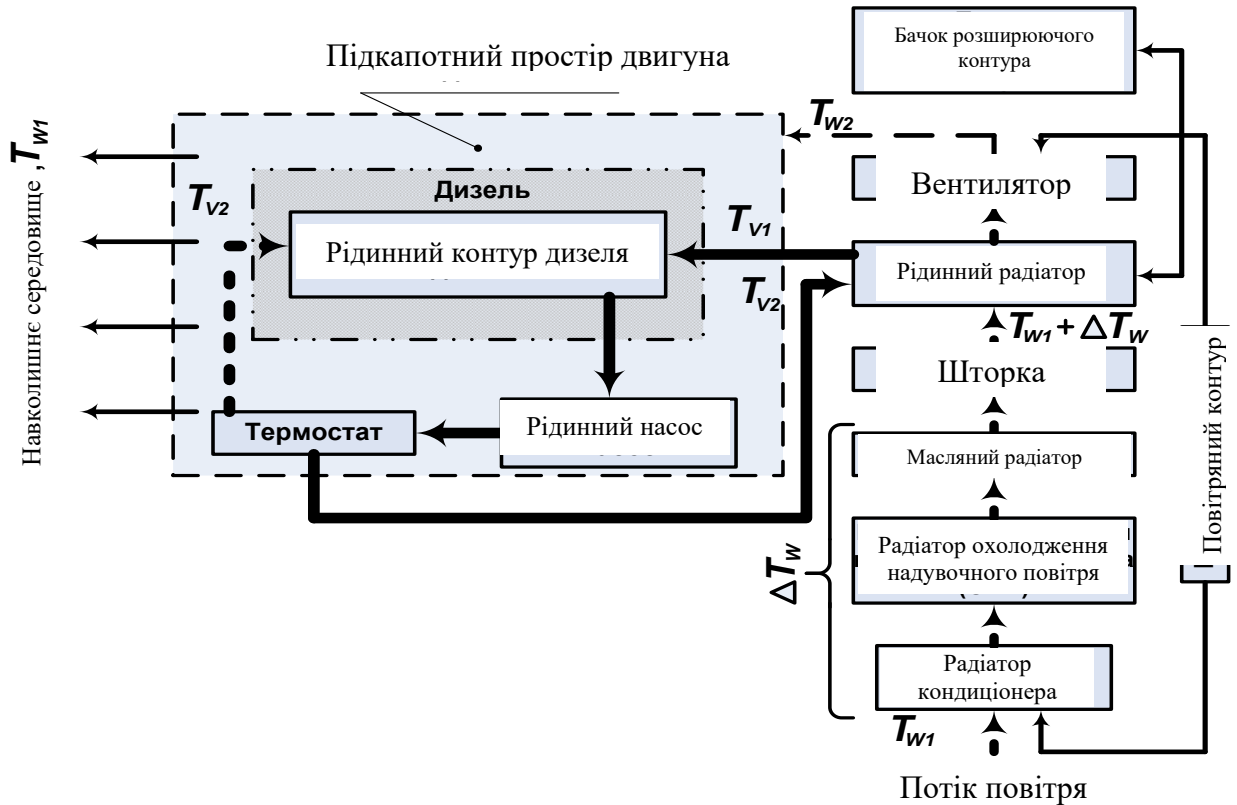


Рисунок 1.3 – Структура рідинної системи охолодження

Інтенсивність нагрівання деталей двигуна залежить від режиму роботи, тому при малих навантаженнях і частотах обертання колінчастого вала температурний режим деталей може бути недостатнім для нормальної роботи двигуна і, навпаки, при максимальній потужності або при максимальному моменті, що крутить без ефективного відводу теплоти в навколишнє середовище можливий перегрів деталей, вихід їх з ладу, порушення процесу згорання, зниження потужності і економічності двигуна. Для зниження температури у верхній частині і вирівнювання її по висоті циліндра підведення рідини в сорочку охолодження здійснюється, як правило, в верхню зону блоку. У деяких конструкціях двигунів навколо верхньої частини гільзи створена кільцева порожнина, що сприяє інтенсифікації охолодження.

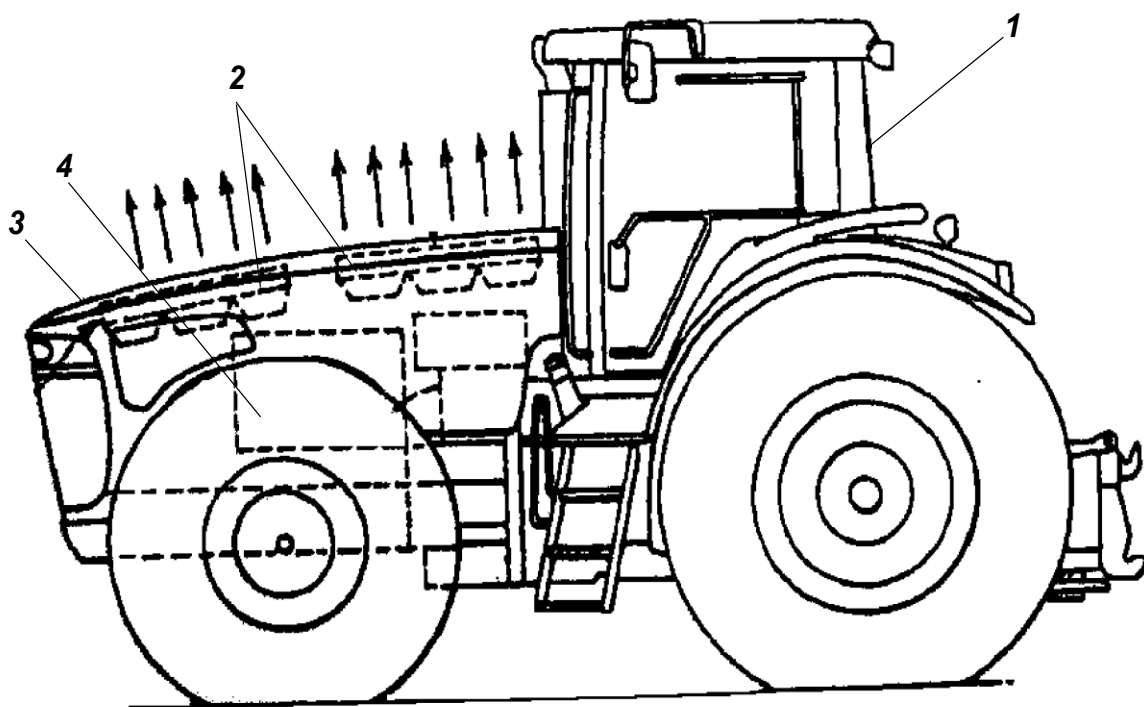
Сучасний трактор складається з наступних контурів теплообміну:

- система охолодження двигуна;
- охолодження наддувочного повітря (ОНП);
- комбінованого радіатора (гідравліка/паливо);
- радіатора кондиціонера;
- теплообмінника для охолодження трансмісійного масла.

Наявність такої кількості контурів охолодження змушує конструкторів використовувати нестандартні компоувальні рішення: встановлювати в радіаторному відсіку послідовно кілька радіаторів (рис. 1.4), розташовувати їх зверху над двигуном (рис. 1.5) тощо.



Рисунок 1.4 – Конструктивне виконання компоновки радіаторів трактора «CASE» на прикладі моделі MAXXUM 140 Multicontroller потужністю 104 кВт



1 – сільськогосподарський трактор; 2 – теплообмінні апарати; 3 – капот;
4 – двигун

Рисунок 1.5 – Конструктивне виконання компонування радіаторів сільськогосподарського трактора

Якщо в першому випадку зберігається стандартне положення вентилятора, що має привід від колінчастого вала дизеля, то в другому виникає необхідність використовувати електричний привід. При цьому можлива установка декількох вентиляторів, розташовані над двигуном секції радіаторів при роботі вентилятора активно продуваються повітряними потоками з ОС, які, на додаток до всього, сприяють охолодженню блок-картера двигуна. Ця обставина є істотною перевагою зазначеного конструктивного рішення, так як охолодження блок-картера потоками повітря забезпечує сталий температурний режим системи охолодження дизеля сільськогосподарського трактора.

Використання на тракторі великої кількості ТА змушує компонувати їх з мінімальними установочними розмірами по відношенню один до одного (рисунки 1.6 і 1.7), а також по відношенню до елементів двигуна, що знаходяться під капотом. Це викликає збільшення аеродинамічного опору

повітряного контуру трактора, а також необхідність у використанні високопродуктивного вентилятора. Тому у ряду тракторів при роботі двигуна на номінальному режимі частота обертання вентилятора досягає 3500 об/хв.



Рисунок 1.6 – Конструктивне виконання компонування радіаторів трактора «FENDT» на прикладі моделі Vario 820 потужністю 150 кВт



Рисунок 1.7 – Радіаторний відсік трактора фірми «MASSEY FERGUSON» на прикладі моделі 6465Пройшовши через перший ряд радіаторів, повітряний

потік нагрівається. Якщо врахувати, що при проходженні через один ТА повітря в середньому нагрівається на 19...22°, то до рідинного радіатора, розташованому перед вентилятором, надходять повітряні потоки, які мають температуру в середньому більше 40...50°C. При цьому слід зазначити, що послідовність установки ТА в моторному відсіку у всіх світових виробників сільськогосподарських тракторів практично однакова (рис. 1.5, 1.6, 1.7), а саме, на вході в повітряний контур розташовуються радіатор охолодження палива і конденсатор кондиціонера, мають найменші габаритні розміри і утворюють перший ступінь радіаторного блоку. Далі, як правило, йдуть радіатор ОНВ і масляний радіатор, до яких кріпиться перший ступінь радіаторів.

Замикає ряд ТА радіатор системи охолодження дизеля, поверхня якого безпосередньо «обмітають» крильчаткою вентилятора. Таким чином, необхідність в вентиляторі, здатному переміщати великі обсяги повітря через блок радіаторів, очевидна.

Деякі параметри ВУ ряду сучасних тракторів потужністю 114...132 кВт представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Параметри вентиляторних установок зарубіжних тракторів

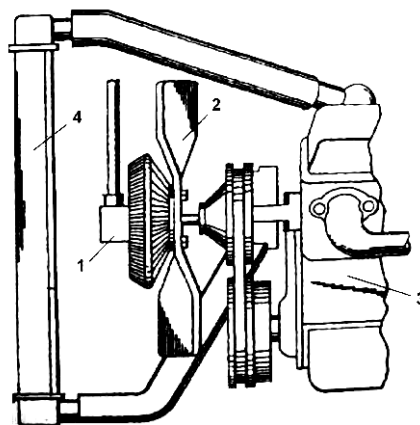
Показники		Модель трактора			
		John Deere 6920 S	Fendt 818 Vario TMS	Case IH CVH 1170	Deutz-Fabr Agtron TTV 1160
Число радіаторів	Всього	5	6	4	5
	Послідовно	2	3	4	4
Площа радіатора перед вентилятором, м ²		0,33	0,28	0,38	0,30
Діаметр вентилятора, м		0,600	0,535	0,560	0,550
Частота обертання вентилятора, об/хв		2550	3550	3300	3600
Окружна швидкість, м/с		80	99	97	104
Площа решітки радіатора, м ²		0,90	0,70	0,78	0,80
Діаметр отворів решітки, мм		1,65	1,90	1,65	1,65
Площа отворів решітки, м ²		0,333	0,364	0,210	0,304

Аналіз конструкцій вентиляторів провідних виробників тракторної техніки дозволяє відзначити збільшення числа лопатей вентилятора (що досягає 12), а також застосування вентиляторів, що змінюють кут нахилу лопатей в автоматичному режимі.

Прикладом є вентилятор «Cleanfix», в якому кожна з лопатей має свою вісь обертання і термочутливий елемент. Зміна температури повітряного потоку, що нагнітається крильчаткою вентилятора, призводить до повороту лопаті за допомогою силового пальця термочутливого елемента. У свою чергу, зміна кута нахилу лопаті дозволяє змінювати продуктивність вентилятора. Це відкриває можливість в разі підвищення температури повітряного потоку шляхом збільшення продуктивності вентилятора уникати впливу зовнішніх факторів на роботу системи охолодження дизеля.

Як наслідок, вентилятор діаметром 0,6 м і з великою кількістю лопатей має велику по діаметру маточину. Збільшення втулкового відношення (відношення діаметра маточини до діаметру вентилятора) дозволяє збільшувати число лопатей, проте при цьому зменшується ступінь розрядження в при осьовій зоні вентилятора, що негативно позначається на рівномірності обдування серцевини радіатора.

Компанією Deere & Company запатентована система електронного регулювання частоти обертання вентилятора в залежності від сигналів датчиків (рис. 1.8).



1 – привід вентилятора; 2 – вентилятор; 3 – двигун; 4 – радіатор

Рисунок 1.8 – Вентиляторна установка

Електронний блок управління, обробляючи дані датчиків частоти обертання колінчастого вала двигуна, параметрів паливного насоса, вала відбору потужності і трансмісії, а також параметрів кондиціонера, встановлює необхідну частоту обертання вентилятора 2 за допомогою приводу 1. При включеному механізмі відбору потужності і нейтральному положенні трансмісії частота обертання вентилятора регулюється виходячи з необхідної температури ОР, а при завантаженні двигуна трактора вона наближається до максимальної. При роботі тільки кондиціонера електронним блоком задаються мінімальні обороти вентилятора. Відзначимо, що застосування подібної електронної системи регулювання дозволяє функціонувати ВУ при мінімальних витратах енергії.

Збільшення продуктивності ВУ може виявитися неефективним внаслідок засміченості серцевин радіаторів, що значно знижує інтенсивність тепловіддачі.

Зарубіжні конструктори розробили блочно-модульну конструкцію радіаторного відсіку (рис. 1.9, 1.10 і 1.11), яка представляє собою компактний вузол ТА, продуваються одним потоком повітря.

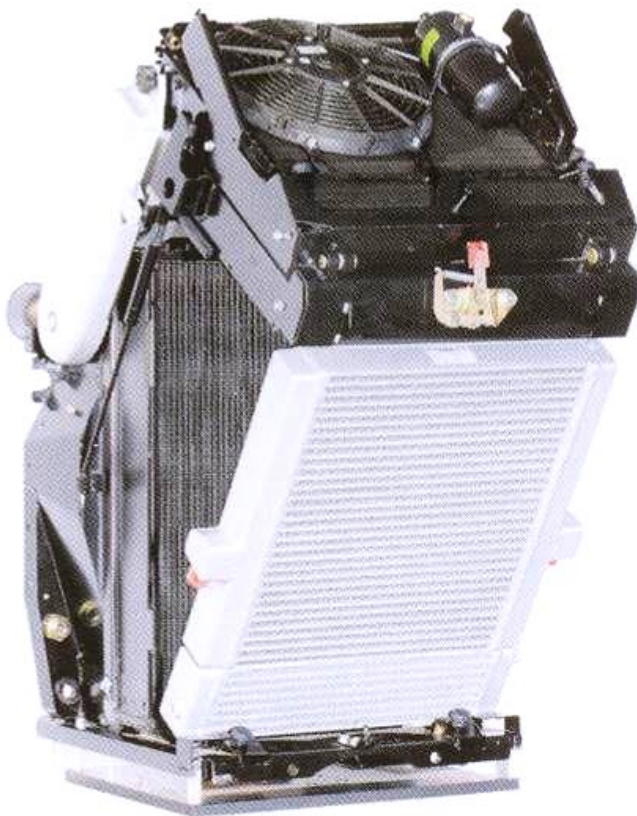


Рисунок 1.9 – Блоковий модуль системи охолодження фірми «HAUGG»

Радіатори, розташовані в передній частині модуля, мають можливість зміщення щодо нерухомого заднього ряду радіаторів, що дозволяє проводити очистку серцевин радіаторів при її необхідності. А це, з огляду на реальні польові умови експлуатації сільськогосподарського трактора (пил, рослинні залишки, пилок тощо), є першочерговим завданням при проведенні технічного обслуговування систем трактора.

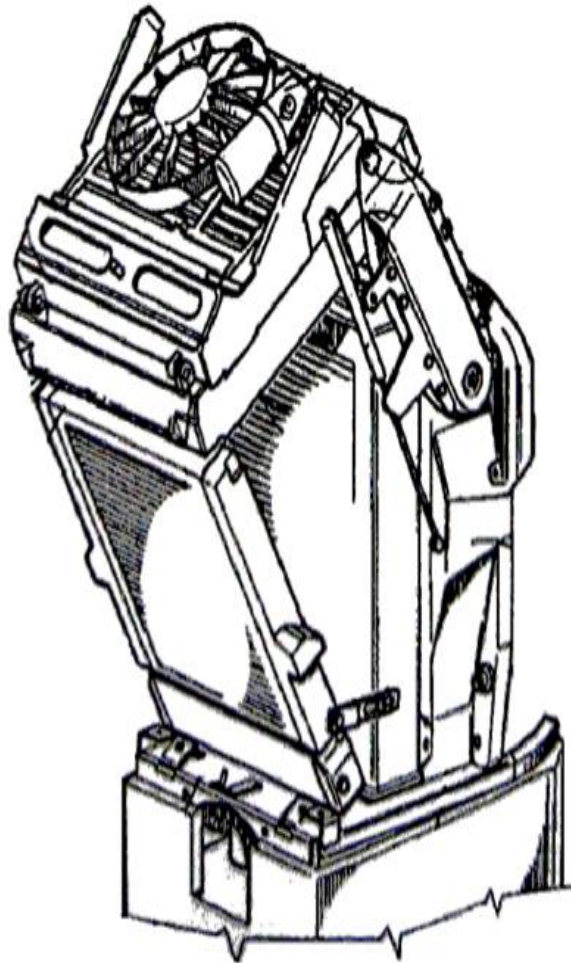


Рисунок 1.10 – Блочно-модульна компоновка теплообмінників системи охолодження сільськогосподарського трактора

Як випливає з рис. 1.9 і 1.10, над поверхнею конденсатора кондиціонера або радіатора ОНВ встановлюється вентилятор з електроприводом, який служить для додаткового охолодження ТА. Наявність такого вентилятора потрібно з огляду на занижених обсягів повітря, що нагнітаються основним вентилятором системи охолодження.



Рисунок 1.11 – Блок теплообмінників трактора «NEW HOLLAND T7060»

Зниження трудомісткості обслуговування описуваної блочно-модульної конструкції досягається за рахунок наявності гідроциліндрів підйому верхньої секції радіаторів. Особливо в цьому відношенні слід виділити конструкцію блоку радіаторів трактора «NEW HOLLAND T7060» (рис. 1.11), в якій завдяки наявності гідроциліндрів підйому секції радіатора ОНВ стає можливим проводити очищення поверхонь наявних ТА в умовах гарного доступу до них.

Аналіз зарубіжних патентів в області компоновальних рішень ТА системи охолодження сільськогосподарської техніки дозволяє відзначити, що значну увагу блочно-модульної конструкції приділяється з боку таких компаній, як Same Deutz-Fahr Group, AGCO GmbH & Co (рис. 1.12), Cnh Oesterreich GmbH, Deere & Company та ін.

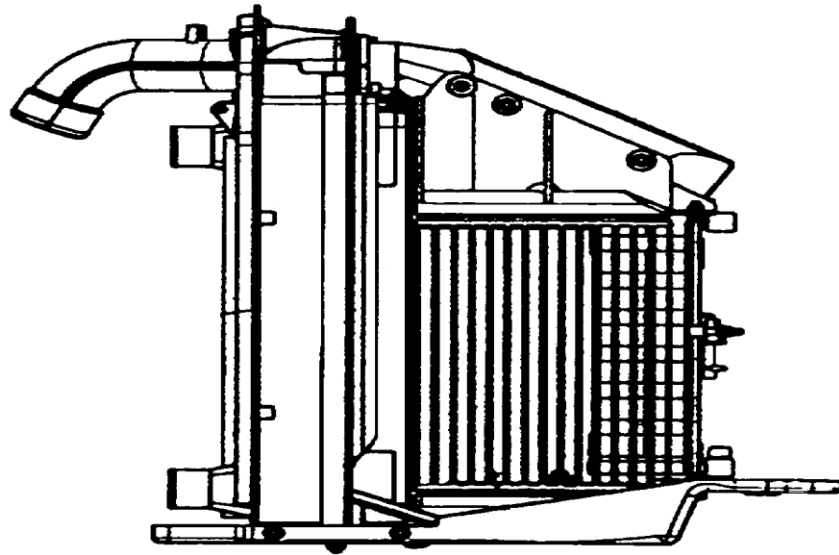
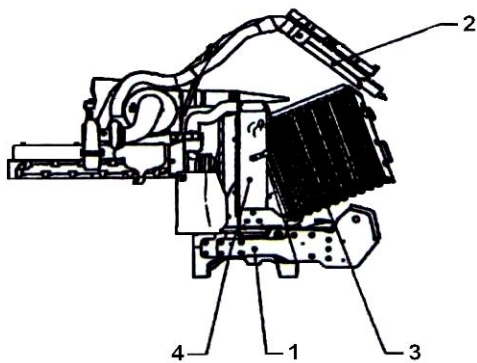


Рисунок 1.12 – Блоковий модуль системи охолодження транспортного засобу

На рис. 1.13 і 1.14 представлені конструкторські рішення очищення поверхонь радіаторів. Конструкція блочного модуля, в якій очищення радіаторів забезпечується при зміщенні секцій ТА як в горизонтальній, так і у вертикальній площинах, представлена на рис. 1.12. Разом з цим існує конструкція (рис. 1.13), що включає розташований перед радіатором на шляху руху повітряного потоку фільтруючий елемент 2, для якого передбачено очищає пристрій з механізмом 3 для переміщення елемента до зіткнення з пружним упором 4. При експлуатації транспортного засобу елемент переміщається самостійно завдяки спеціальній конструкції механізму 3.



1 – брус; 2 – радіатор, переміщуваний у вертикальній площині; 3 – радіатор, що обертається на 90°; 4 – рідинний нерухомий радіатор

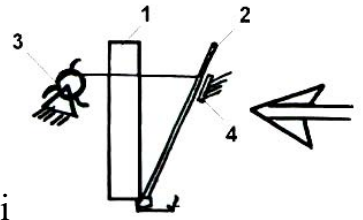


Рисунок 1.13 – Розташування радіаторів на тракторі

1 – радіатор; 2 – фільтруючий елемент; 3 – механізм очищає пристрої;
4 – пружний упор

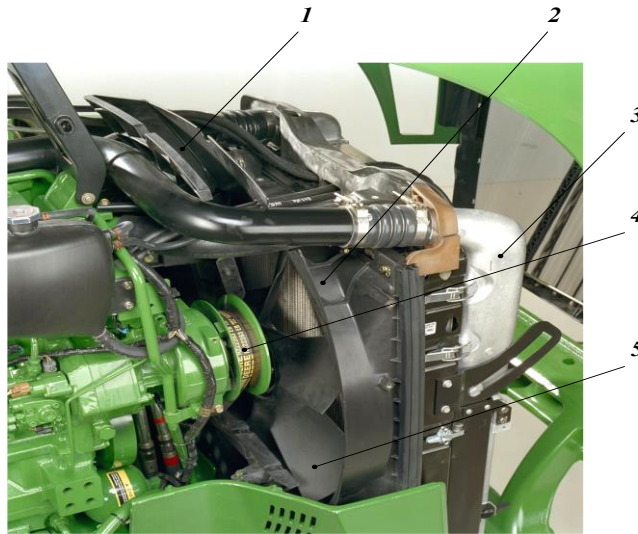
Рисунок 1.14 – Фільтруюче пристрою перед фронтом радіатора

Поряд з описаними конструкціями компанією Same Deutz-Fahr S.P.A. розроблений радіатор з самоочищається фільтрує пристроєм. Компанією Claas Selbstfahrende Erntemaschinen Gmbh запропоновано пристрій для очищення повітря, що охолоджує, застосування якого дозволяє під час експлуатації трактора видаляти сторонні частинки зовні кожуха при виключенні негативного впливу на повітряне охолодження елементів всередині кожуха. З метою зниження трудомісткості проведення операцій по обслуговування елементів системи охолодження трактора розробниками Textron Inc. пропонується рухливий масляний охолоджувач, який має можливість займати кілька положень (робочий, позаробочий) і при обслуговуванні якого немає необхідності проводити роз'єднання масляних шлангів.

Таким чином, на сучасному етапі розвитку тракторобудування, а саме в частині конструктивного виконання радіаторного відсіку, спостерігається застосування блочно-модульної конструкції ТА в поєднанні з використанням високопродуктивного вентилятора. Система охолодження сучасних зарубіжних сільськогосподарських тракторів є раціонально скомпонований блоковий модуль, який складається з ряду ТА, ВУ, деталей кріплення і направляючих елементів. Прикладом блочного виконання виступає СО Vari-Cool трактора «JOHN DEERE 8030» (рис. 1.15).

Як зазначено, підвищенню ефективності системи Vari-Cool сприяє застосування автоматичного режиму роботи гідроваріатора приводу вентилятора 4 (рисунок 1.15), частоту обертання якого можна контролювати з

точністю до обороту в хвилину. При цьому наголошується, що "ключ" до ефективності – інтеграція функцій двигуна і трактора.



1 – відхиляюча перегородка; 2 – кожух; 3 – охолоджуючий модуль;
4 – гідроваріатор приводу вентилятора; 5 – вентилятор

Рисунок 1.15 – Блок системи охолодження трактора «JOHN DEERE 8030»

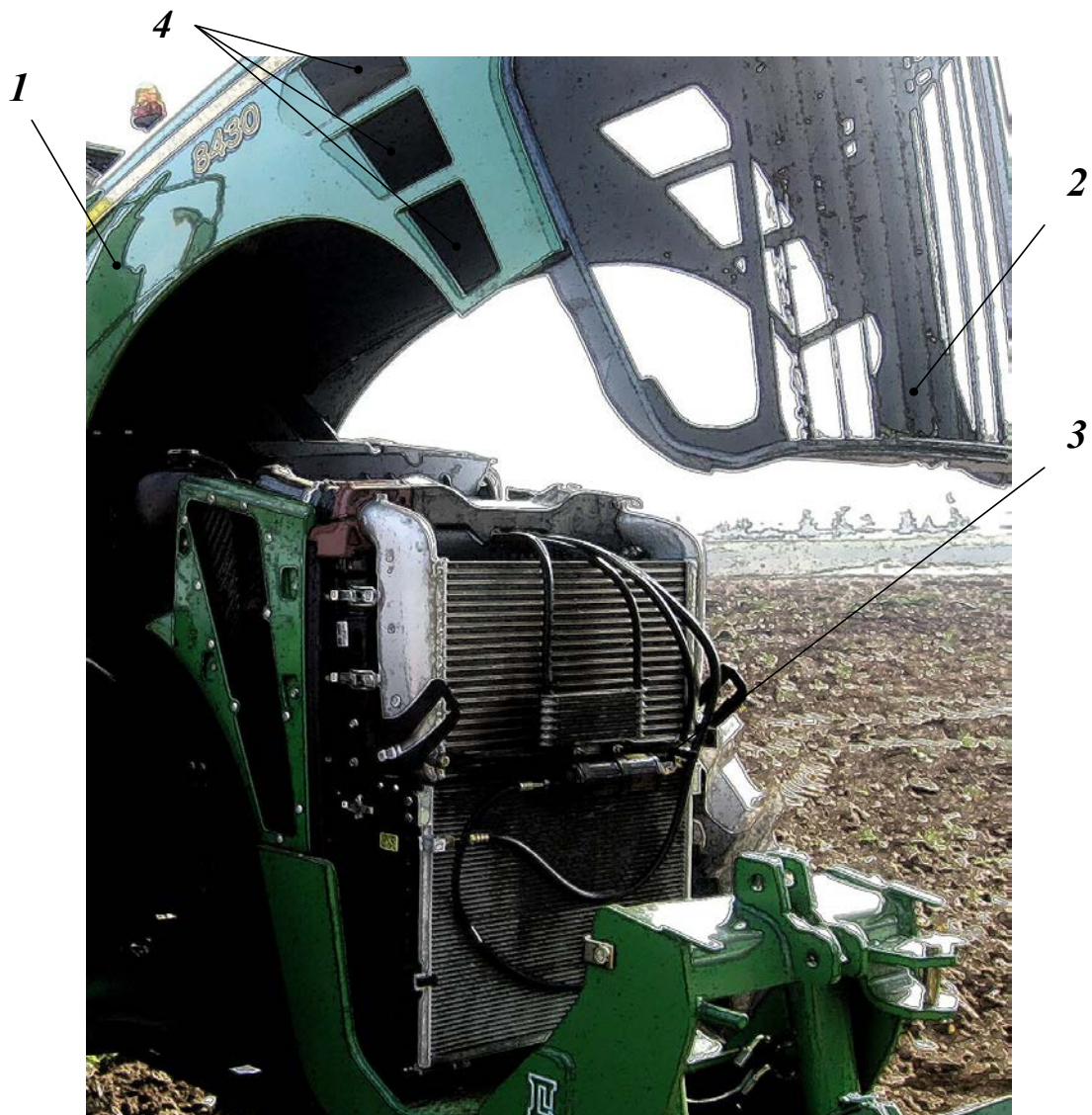
Необхідно відзначити, що блочно-модульна компоновка ТА рідинної системи охолодження (рис. 1.16) властива практично всім моделям сільськогосподарських тракторів зарубіжних виробників («FENDT», «MASSEY FERGUSON», «VALTRA», «McCORMICK», «NEW HOLLAND», «CASE», «LAMBORDINI» тощо).



1 – радіатор для охолодження повітря; 2 – радіатор для охолодження палива; 3 – конденсатор; 4 – радіатор; 5 – радіатор для охолодження масла

Рисунок 1.16 – Охолоджуючий модуль

Монтується охолоджуючий модуль 3, як і на всіх вітчизняних моделях тракторів, в передній частині моторного відсіку (рис. 1.17), що створює умови найбільшого обдування серцевин радіаторів набігають потоками повітря. При цьому модуль системи охолодження поміщається під капотом з умовою повної його герметизації по контуру капота 1 таким чином, що потік повітря входить через сітчасту решітку капота 2 і, пройшовши через блок радіаторів, виходить через бічні продувні вікна 4 по обидві сторони капота, а також верхні продувні вікна капота (рис. 1.17).



1 – капот моторної установки; 2 – сітчаста решітка капота;
3 – охолоджуючий модуль; 4 – бічні продувні вікна

Рисунок 1.17 – Теплообмінні апарати під капотом трактора «JOHN DEERE 8430»

Як видно з рисунків, особливу роль мають компоувальні рішення підкапотного простору трактора. Слід зазначити, що на сучасному етапі розвитку конструкцій ТА спостерігається не стільки вдосконалення їх конструктивного виконання, як абсолютно нові підходи при їх компоуванні. Це пояснюється необхідністю відводити велику кількість тепла від двигуна при найменших енергетичних витратах. У зв'язку з цим в конструкціях блочного модуля спостерігаються такі елементи, як відхиляють перегородки та напрямні екрани (рис. 1.18), які покликані виконувати функції напрямних елементів при русі повітряних мас під капотом трактора.

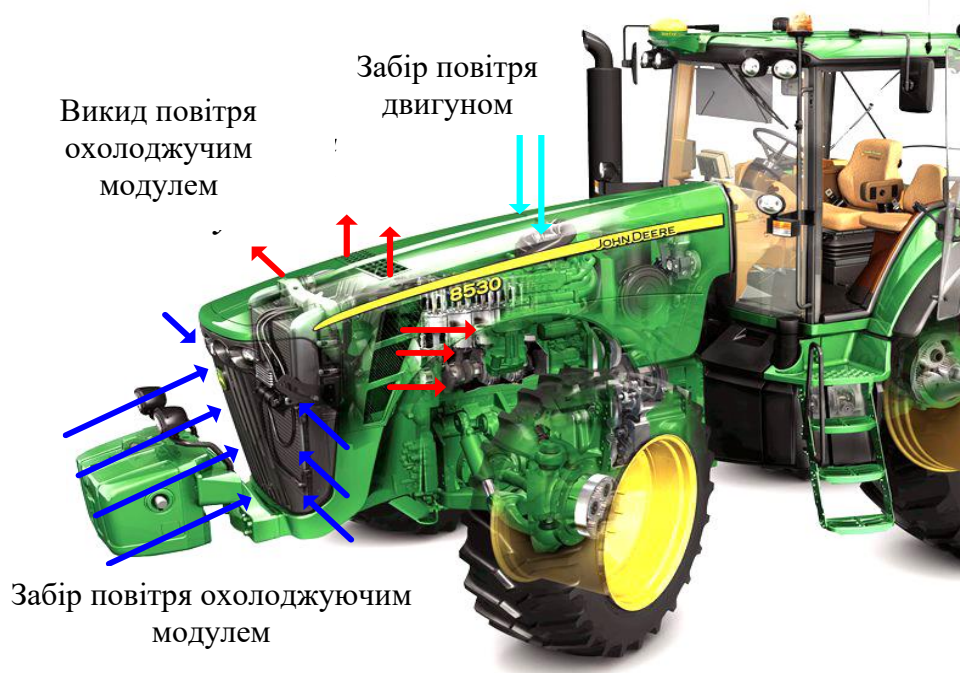
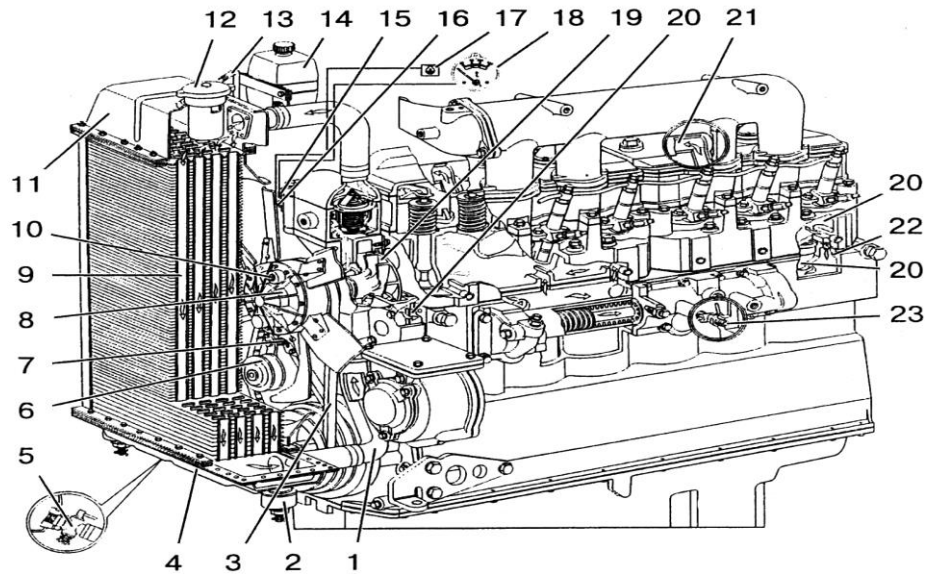


Рисунок 1.18 – Рух повітряного теплоносія в системі охолодження трактора «JOHN DEERE 8530»

Вивчення теплових втрат двигуна являє собою великий інтерес з точки зору вибору раціональних шляхів для їх мінімізації, оскільки вони залежать від способу сумішоутворення і режиму роботи двигуна в цілому і можуть становити 20...35% від теплоти, отриманої при згорянні палива. При цьому менші теплові втрати мають двигуни з нерозділеним камерами згорання (безпосереднє уприскування палива), великі – двигуни з розділеними камерами (вихрекамерний і передкамерний процеси сумішоутворення). Теплові втрати

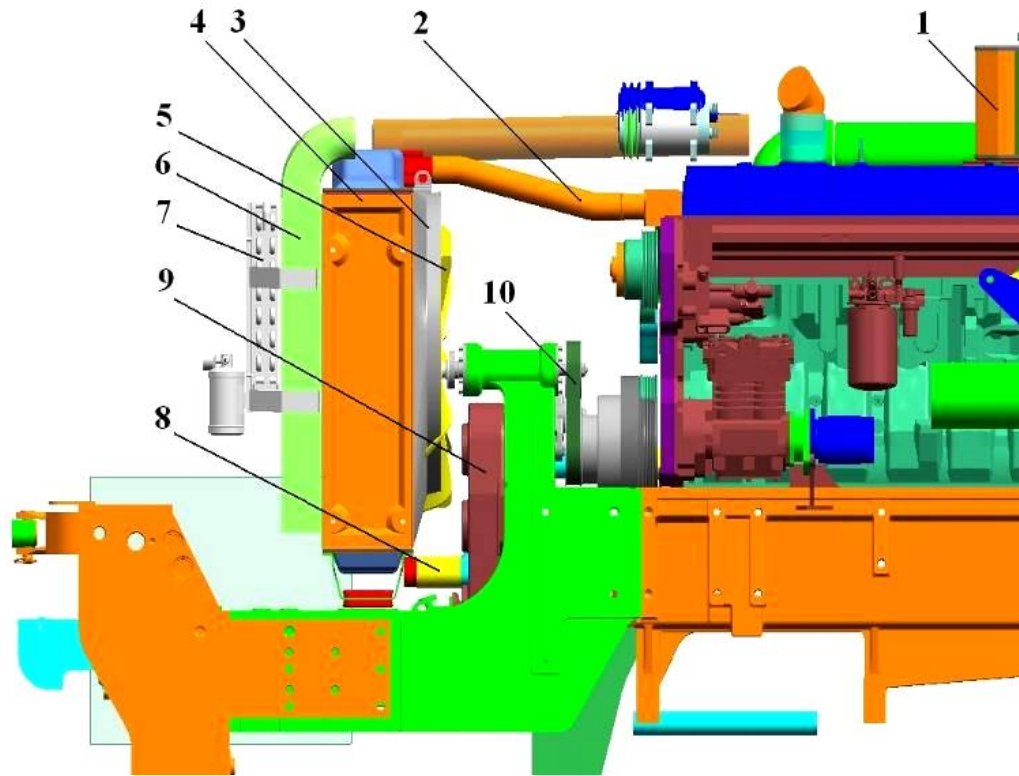
залежать і від рідинної системи охолодження. Аналізуючи конструктивні схеми виконання системи охолодження всього типорозмірного ряду тракторів, стає очевидним, що схеми руху ОР щодо нагрітих поверхонь у всіх тракторних двигунів практично однакові (рис. 1.19).



1 – патрубок рідинного насоса; 2 – гумовий амортизатор опори рідинного радіатора; 3 – ремінь приводу рідинного насоса; 4 – нижній бачок радіатора; 5 – краник зливу рідини з радіатора; 6 – ролик натяжителя ремня приводу рідинного насоса; 7 – пружина автоматичного натяжителя; 8 – автоматично виключається вентилятор з муфтою; 9 – серцевина рідинного радіатора; 10 – стопор примусового приводу вентилятора; 11 – бачок радіатора верхній; 12 – кришка заливної горловини рідинного радіатора; 13 – трубка пароповітряна; 14 – бачок розширювальний; 15 – датчик температури охолоджуючої рідини; 16 – датчик аварійної температури охолоджувальної рідини; 17 – лампа контрольна аварійної температури; 18 – показчик температури охолоджуючої рідини; 19 – крильчатка рідинного насоса; 20 – порожнина водяної сорочки блоку циліндрів; 21 – труба водозбірна (з правого боку дизеля); 22 – канали, що направляють струменя охолоджуючої рідини системи охолодження; 23 – краник зливу рідини з блоку циліндрів (знаходиться на протилежній стороні).

Рисунок 1.19 – Конструктивне виконання системи охолодження тракторів тягового класу від 14 до 30 кН

Так, рідинна система охолодження дизеля International DTA 530E (1-308)/DDC S 40E є закритого типу з примусовою циркуляцією рідинного теплоносія і деаераційно-компенсаційним контуром. вентилятор має автоматично керовану в'язкісну муфту і приводиться в рух через полікліновий привід від шківів колінчастого вала двигуна (рис. 1.20).



1 – розширювальний бачок; 2 – патрубок від насоса до рідинного радіатора; 3 – дифузор; 4 – рідинний радіатор; 5 – вентилятор; 6 – радіатор охолодження надувочного повітря (ОНП); 8 – патрубок від рідинного радіатора до двигуна; 9 – редуктор ПВОМ; 10 – клинопасова передача приводу вентилятора

Рисунок 1.20 – Система охолодження дизеля International DTA 530E (1-308) / DDC S 40E

При цьому відзначимо, що в конструкції розглянутих моделей дизелів передбачений захист від теплового руйнування: відбувається активізація функції зниження потужності при температурі 107°C (при перевищенні заданої температури відбувається зниження потужності 6% на 1°).

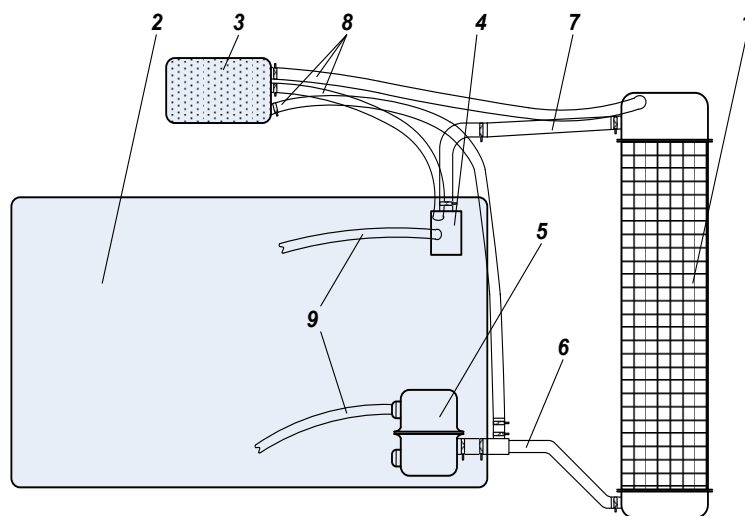
Критична температура охолоджуючої рідини – 112,5°C (при перевищенні заданої температури відбувається скидання потужності 3% на 1°). Дане

аварійне скидання потужності триває до досягнення двигуном 40% потужності від номінального значення з метою забезпечення рухливості трактора в аварійній критичній ситуації.

Необхідно відзначити ту обставину, що в сучасних системах охолодження тракторних двигунів введений ряд удосконалень з метою підвищення ефективності їх роботи.

До них відносяться:

- система охолодження закритого типу (з розширювальним бачком);
- система охолодження двигуна з обігрівом ОЖ кабіни трактора;
- термостат з твердим наповнювачем, що має меншу чутливість до зміни тиску в системі охолодження;
- електропривод вентилятора;
- розташування термостата таким чином, що потік рідинного теплоносія «закриває» (ТС-107-01, ТС-107-02) основний клапан;
- розташування термостата на виході з радіатора системи охолодження.



1 – рідинний радіатор; 2 – блок дизеля; 3 – компенсаційний бачок; 4 – корпус термостата; 5 – корпус рідинного насоса; 6 – патрубок підведення охолоджуючої рідини до радіатора; 7 – патрубок подачі охолоджуючої рідини до термостата; 8 – магістралі, що зв’язують рідинний тракт з компенсаційним бачком; 9 – магістралі подачі рідинного теплоносія на опалення кабіни

Рисунок 1.21 – Компонування магістралей деаераційно контуру системи охолодження

Широке поширення в системі охолодження тракторів отримали всесезонні охолоджуючі рідини (антифризи). Велика в'язкість і менша теплопровідність цих рідин обумовлюють деяке зниження тепловіддачі вузлів системи охолодження і зростання температури деталей двигуна. При одному і тому ж рівні температур тепловіддача радіатора з антифризом становить 83...95% в порівнянні з тепловіддачею при роботі на воді. До того ж при використанні води в системі охолодження на поверхнях деталей, що утворюють рідинний контур, відбувається відкладення накипу з мінеральних солей, яка зменшує витрату води через радіатори і знижує їх ефективність.

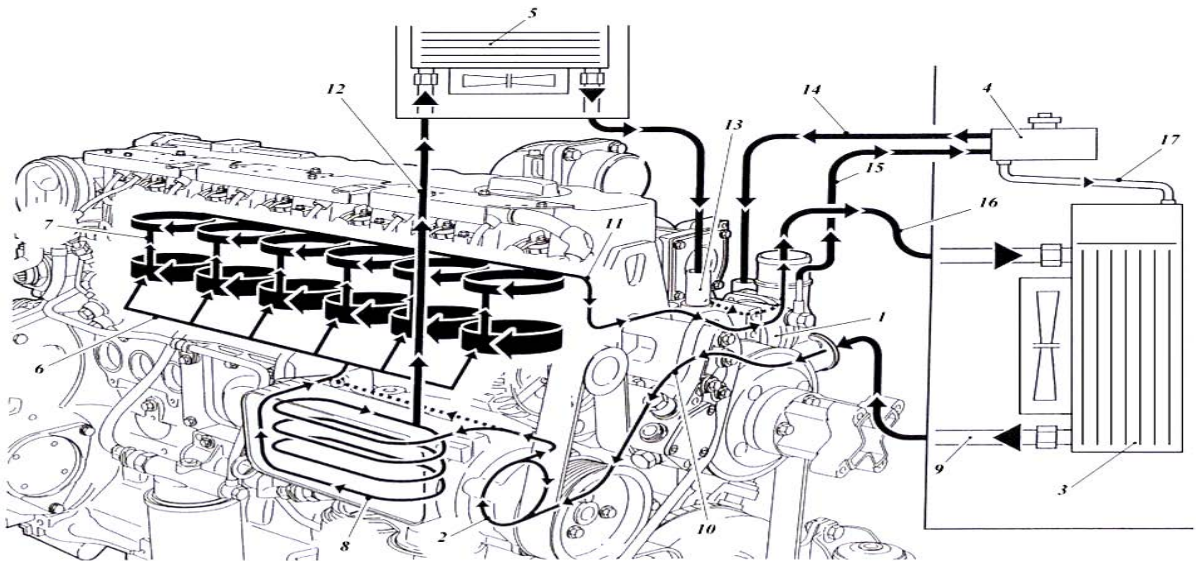
В системі охолодження дизелів тракторів в основному застосовується послідовне і паралельне включення радіатора в схему систему охолодження. При послідовному включенні, характерному для більшості випадків, потік охолоджуючої рідини рухається від насоса до двигуна, термостата, розширювального бачка і радіатора. Від радіатора охолоджуюча рідини кола циркуляції при закритому клапані термостата.

При паралельному включенні радіатора розширювальний бачок з'єднується компенсаційної трубою з входом рідинного насоса. Охолоджуюча рідини в цьому випадку рухається від розширювального бачка до насоса паралельними потоками: через радіатор і по компенсаційній трубці, підвищуючи тиск на вході в насос і тим самим зменшуючи небезпеку появи.

У звичайній схемі рідинного контуру систему охолодження є термостат, розташований на ділянці магістралі між головкою блоку циліндрів і радіатором (на вході в радіатор). В цьому випадку в основному клапані термостата, як правило, є отвір для проходу повітря при заповненні системи охолоджувальною рідиною. Зустрічаються схеми рідинного контуру системи охолодження, коли термостат розташований на ділянці магістралі між радіатором і циркуляційним рідинним насосом (на виході з радіатора). В цьому випадку термостат може бути виконаний без повітрявивідні отвори. При експлуатації в умовах низьких температур навколишнього середовища це має істотне значення для підтримки

теплого стану двигуна і дозволяє в той же час обходитися без шторки радіатора.

Як зазначено вище, двигуни, що встановлюються на тракторах в основному мають рідинну систему охолодження закритого типу під тиском з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини і охолоджуючого повітря. Не є винятком системи охолодження дизелів DEUTZ TCD2012L062V і TCD2013L042V, що встановлюються на сучасних тракторах (рис. 1.22).



1 – термостат; 2 – рідинний насос; 3 – рідинний радіатор; 4 – розширювальний бачок; 5 – радіатор опалення кабіни; 6 – напрямок потоку рідини в зоні циліндрів; 7 – потік рідини в зоні головки циліндрів; 8 – рідинно-масляний теплообмінник; 9 – вихід рідини з радіатора; 10 – потік рідини до насоса; 11 – потік рідини до термостата; 12 – потік рідини для обігрівача кабіни; 13 – зворотний потік рідини від обігрівача; 14 – зрівняльний трубопровід; 15 – трубка видалення повітря; 16 – трубопровід на вході в радіатор; 17 – трубопровід до радіатора

Рисунок 1.22 – Система охолодження дизелів DEUTZ TCD2012L062V і TCD2013L042V кавітації

Використання систем охолодження під тиском істотно підвищує ефективність охолодження і зменшує втрати охолоджуючої рідини. У цих системах підвищена температура кипіння охолоджувальної рідини за рахунок

збільшення надлишкового тиску. Воно виникає як наслідок температурного розширення охолоджуючої рідини в закритій системі. Наприклад, збільшення надлишкового тиску на 0,01 МПа підвищує температуру кипіння охолоджуючої рідини на $2,1^{\circ}$. Робота двигуна при підвищеній температурі охолоджуючої рідини (не побоюючись закипання) дозволяє знизити габаритні параметри радіаторів при збереженні теплової ефективності. Крім того, зі збільшенням температури охолоджуючої рідини зменшується відведення тепла двигуна в рідину. Отже, підвищення тиску в системі створює значний резерв тепловіддачі системи охолодження.

В системі охолодження тракторного дизеля надлишковий тиск становить в основному 0,05...0,07 МПа. Температура кипіння води в системі дорівнює відповідно $101...104^{\circ}\text{C}$, а при використанні низькозамерзаючої рідини ще вище (для тосола А-40М при атмосферному тиску температура кипіння становить 108°C , тосола А-65М – 115°C). Таким чином, значення температури кипіння досить високі, якщо врахувати, що рекомендована температура охолоджуючої рідини в системі становить $85...95^{\circ}\text{C}$. Величина надлишкового тиску в системі охолодження підтримується пропускним клапаном, що знаходяться в пробці радіатора або розширювального бачка, і з міркувань міцності окремих елементів і надійності не повинна перевищувати 0,2 МПа. Тому справний герметичний випускний (паровий) клапан – одне з найважливіших умов нормальної працездатності системи охолодження двигунів.

Крім того, на пробці є повітряний або випускний клапан. Він відкривається, коли температура рідини в системі знижується, а тиск в ній стає нижче атмосферного на 0,001...0,008 МПа. Клапани запобігають руйнуванню елементів радіатора атмосферним тиском.

На тракторах з системою охолодження закритого типу пробка з випускним і впускним клапанами встановлюється найчастіше у верхньому колекторі (бачку) рідинного радіатора з вертикальним потоком охолоджуючої рідини. Однак на деяких моделях тракторів, особливо при використанні рідинних радіаторів з горизонтальним розташуванням охолоджуючих трубок,

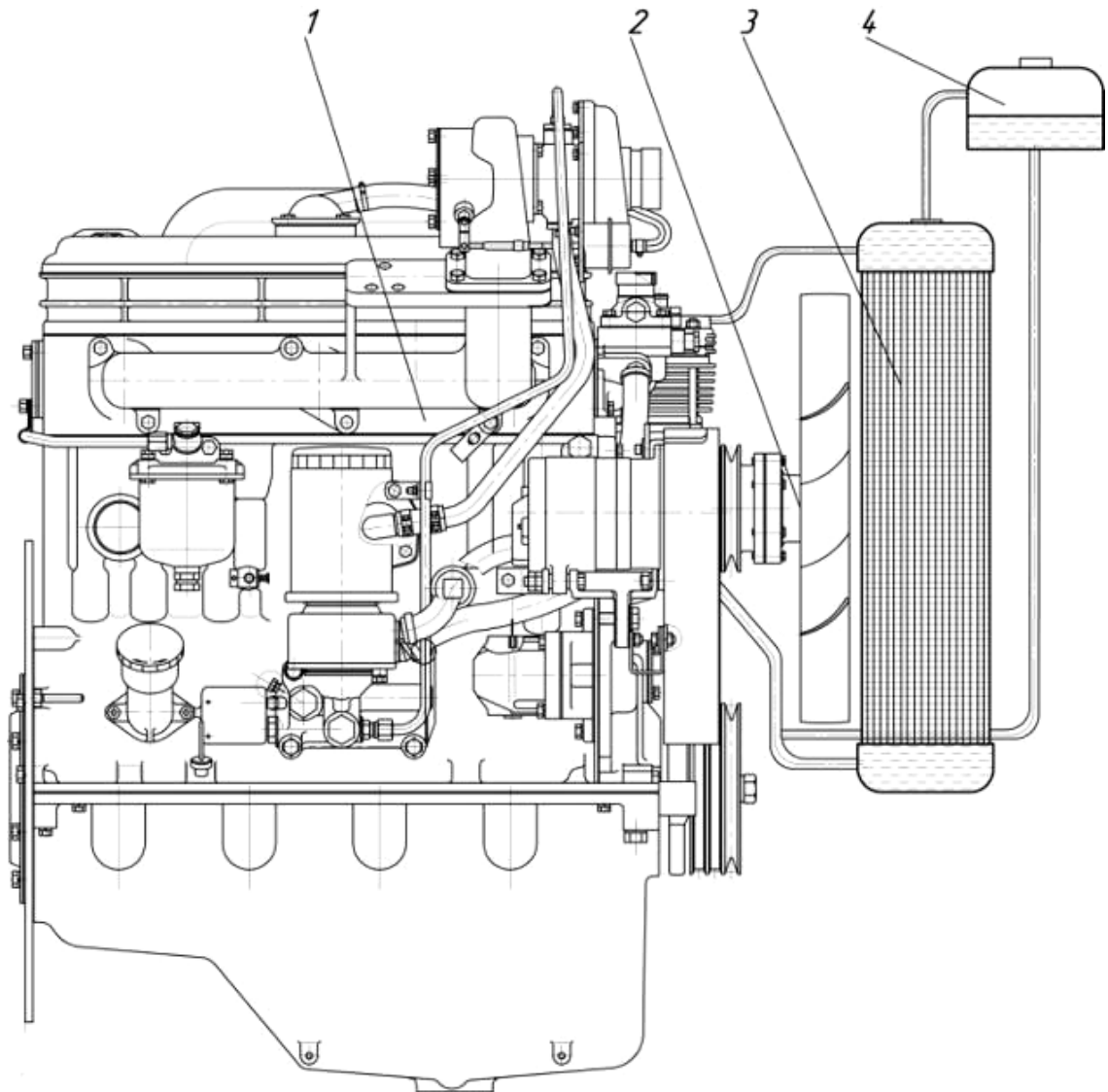
пробка з клапанами встановлена на розширювальному бачку. У першому випадку розширювальний бачок повідомляється з атмосферою постійно, а з системою охолодження - при відкритих випускному (паровому) або впускному (повітряному) клапанах. Коли в радіаторі в результаті нагрівання створюється надлишковий тиск, здатне подолати зусилля пружини випускного клапана, рідина витісняється в розширювальний бачок. При зниженні тиску в радіаторі, аж до розрідження, що періодично відбувається в результаті зміни режиму роботи трактора, відкривається впускний клапан і охолоджуюча рідина з бачка перетікає назад в систему.

Конструктивні схеми включення розширювальних і компенсаційних бачків в контурі «двигун - радіатор - рідинний насос» система охолодження автотракторних двигунів розглянуті в роботах. У них наводиться наукове обґрунтування застосування розширювального контуру як невід'ємного елементу ефективної системи охолодження, так як розширювальні ємності забезпечують необхідний запас охолоджуючої рідини для компенсації незначного витоку, допускають розширення охолоджуючої рідини охолоджуючої рідини при нагріванні і ефективно відокремлюють газоподібну фазу в потоці рідини, що надходить в серцевину радіатора.

У роботах розглянуті такі функціональні контури, як розширювальні (містять додатковий об'єм, що заповнюється охолоджувальною рідиною при її розширенні внаслідок нагрівання); конденсаційні (забезпечують конденсацію парів охолоджуючої рідини і її необхідний запас і зводять до мінімуму втрати охолоджуючої рідини через паровий клапан при підвищеному внутрішньому тиску в системі); деаераційно (для відділення від потоку рідини парів води, повітря і відпрацьованих газів); компенсаційні (забезпечують підвищення статичного напору на всмоктуванні циркуляційного насоса і запобігають тим самим виникнення кавітації на робочих режимах системи охолодження).

У роботі при дослідженні перерахованих вище функціональних схем включення бачків в рідинний контур системи охолодження відзначається, що

існує схема контуру, при якій спостерігається підвищення продуктивності рідинного насоса (рис. 1.23). При цьому не відбувається явищ кавітації практично на всіх режимах роботи двигуна в поєднанні з найвищою гідродинамічної стійкістю потоку, оскільки витрата охолоджуючої рідини через бачок становить 10-12% від витрати охолоджуючої рідини основного контуру, а швидкість руху охолоджуючої рідини значно менше критичної.



1 – двигун; 2 – вентилятор; 3 – радіатор охолодження; 4 – розширювальний бачок

Рисунок 1.23 – Схема включення розширювального бачка в контур системи охолодження

Вимоги щодо підвищення комфортності і поліпшення умов праці оператора призвели до того, що практично на всіх тракторах встановлюють крім основного рідинного радіатора радіатор для опалення кабіни. Включення в систему охолодження двигуна радіатора для опалення кабіни збільшує тепловіддачу системи. Можливість використання радіатора системи опалення для охолодження двигуна досягається пристроєм спеціального направляючого повітрявода для виходу нагрітого повітря в атмосферу. Це дозволяє зменшувати розміри і загальна вага радіатора системи охолодження або радіатора опалювача.

Система охолодження ряду моделей тракторів включає пристрої автоматичного регулювання температурного режиму в залежності від навантаження і температури навколишнього повітря. Після запуску дизеля тепловий стан регулюється термостатами, які прискорюють прогрів дизеля після пуску. Перенесення теплоти до радіатора забезпечується при автоматичному відкритті клапанів термостата при температурі охолоджуючої рідини 73...78°C (температура повного відкриття становить 85...95°C).

Для припинення відведення теплоти потоком повітря застосовуються автоматично відключаються вентилятори, які підтримують температуру охолоджуючої рідини 80...95°C. В роботі за допомогою структурного аналізу обґрунтована універсальна схема електронної САР температурного режиму двигуна, що забезпечує інваріантність до впливи і високі динамічні властивості. Питання САР температурного режиму двигунів розглянуті в інших роботах.

На тракторах відведення теплоти від дизеля здійснюється трубчасто-пластинчастим радіатором з коридорним розташуванням трубок в серцевині. Для забезпечення максимального значення коефіцієнта теплопередачі при допустимому аеродинамічному опорі, а також для кращого використання маси і об'єму радіатора прийнятий крок охолоджуючих трубок по фронту 10 мм. Крок охолоджуючих пластин в серцевині змінний, найбільш вживаний в тракторних радіаторах 3,0...3,5 мм. Зменшення кроку пластин збільшує аеродинамічний опір. Різке збільшення опору спостерігається при кроці 2,5 мм, що погіршує

ефективність радіатора через засміченості в експлуатації. Тепловіддача забрудненого радіатора становить близько 40% тепловіддачі нового радіатора.

В цілому конструкції системи охолодження двигунів уже понад 50 років за принципом роботи, складу комплектуючих незмінні. Слід зазначити, що якісні характеристики встановлюються на трактори системи охолодження далеко не досконалі. Напрямки їх вдосконалення полягають в поліпшенні теплотехнічних і енерговитратних характеристик на основі законів теплотехніки і аеродинаміки, створення автоматичних засобів регулювання і запобігання в залежності від температурного режиму.

2 АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ РІДИННИХ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ

2.1 Загальні відомості про рідинних системах охолодження тракторів

Система охолодження двигуна є найважливішим елементом конструкції трактора. Її призначення – забезпечити необхідний температурний режим двигуна не залежно від навантажувальних режимів і умов зовнішнього середовища до температури + 35°C.

При якісному її виконанні, що забезпечує необхідний температурний режим двигуна, система охолодження багатоцільова, багатофункціональна: виключає перегрів, інтенсивний знос, теплові пошкодження гільзо-поршневої групи і головки; формує умови реалізації максимальної ефективної потужності двигуна при мінімальному витраті палива; забезпечує мінімальний коефіцієнт тертя в парі гільза - поршень і мінімальний знос їх контактуючих поверхонь, високу довговічність і безвідмовність; виключає роботу двигуна при зниженому (нижче 80°C) тепловому режимі, що формує ерозійний знос поверхонь тертя, його роботу при низькому ККД; забезпечує необхідну для формування проектної потужності і екологічності роботи двигуна температуру повітря, що нагнітається в циліндри повітря. Істотно знижується шум, що формується вентиляторної установкою.

Ці параметри системи охолодження реалізуються при забезпеченні теплового режиму двигуна відповідно до вимог постачальника двигунів International 530E / DDC S 40E, наведеними в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри системи охолодження дизеля DDC S 40E [13]

Продуктивність рідинного насоса на режимі номінальної потужності	л/хв	338
1	2	3
Регулює температурний режим	-	термостатна
Робочі температури термостата:		
початок відкриття	°C (°F)	86...89 (186...193)

Продовження таблиці 2.1

1	2	3
повного відкриття	°C (°F)	96...97 (205...207)
хід клапана	мм (дюймів)	10,41 (0,41)
Мінімальна температура охолоджуючої рідини	°C (°F)	71 (160)
Максимальна температура охолоджуючої рідини	°C (°F)	99 (210)
Температура активізації функції зниження потужності при перегріванні (якщо дана функція активізована)	°C (°F)	107 (224,6)
Температура активізації лампочки «Зупини двигун» - режим постійного світіння	°C (°F)	109(229,1)
Температура активізації лампочки «Зупини двигун» - режим мерехтіння - критична температура	°C (°F)	112,5(234,5)

Середня температура газів протягом робочого циклу двигуна становить 800...900°C. Але не вся теплота, що виділяється при згорянні палива, перетворюється в корисну роботу. Частина теплоти передається циліндрах, поршнях і інших деталей двигуна, внаслідок чого вони сильно нагріваються. Це призводить до зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, що може викликати заклинювання рухомих деталей, погіршення змащування деталей і мастильних властивостей масел через їх прогорання, порушення процесів сумішоутворення і згорання (зниження наповнення циліндрів свіжим зарядом повітря, передчасне займання робочої суміші, детонація тощо). Збільшуються втрати на тертя, зменшується міцність металу.

Інтенсивне охолодження деталей також негативно позначається на економічності роботи двигуна і знос його деталей. В цьому випадку водяні пари можуть конденсуватися. Частина конденсату стікає зі стінок циліндра і потрапляє в масло, утворюючи з металевими частинками солі органічних кислот, які погано розчиняються в маслі і при підвищеній температурі випадають в осад, забруднюючи масло і порушуючи роботу мастильної системи. У свою чергу, це призводить до зниження потужності двигуна і збільшення питомої витрати палива.

Так, при температурі охолоджуючої рідини і двигуна 65...70°C в результаті погіршення процесу згоряння витрата палива збільшується на 5...10%, при більш низькому тепловому режимі перевитрата досягає 30...40%.

Таким чином, як зайвий нагрів, так і надмірне зниження температури деталей двигуна небажані. Існує певний оптимальний температурний стан двигуна. Найбільш вигідний тепловий режим роботи двигуна (найменші знос деталей і витрата палива) досягається при температурі охолоджуючої рідини 80...97°C. Для підтримки цієї температури застосовують систему охолодження двигунів.

Система охолодження призначена для підтримання оптимального теплового стану деталей двигуна. Вона складається з різних пристроїв, механізмів і приладів. Теплота від деталей двигуна відводиться в атмосферу. Це вимушені втрати теплової енергії, що залежать від типу двигуна, його конструкції і способу охолодження.

2.1.1 Класифікація систем охолодження двигунів

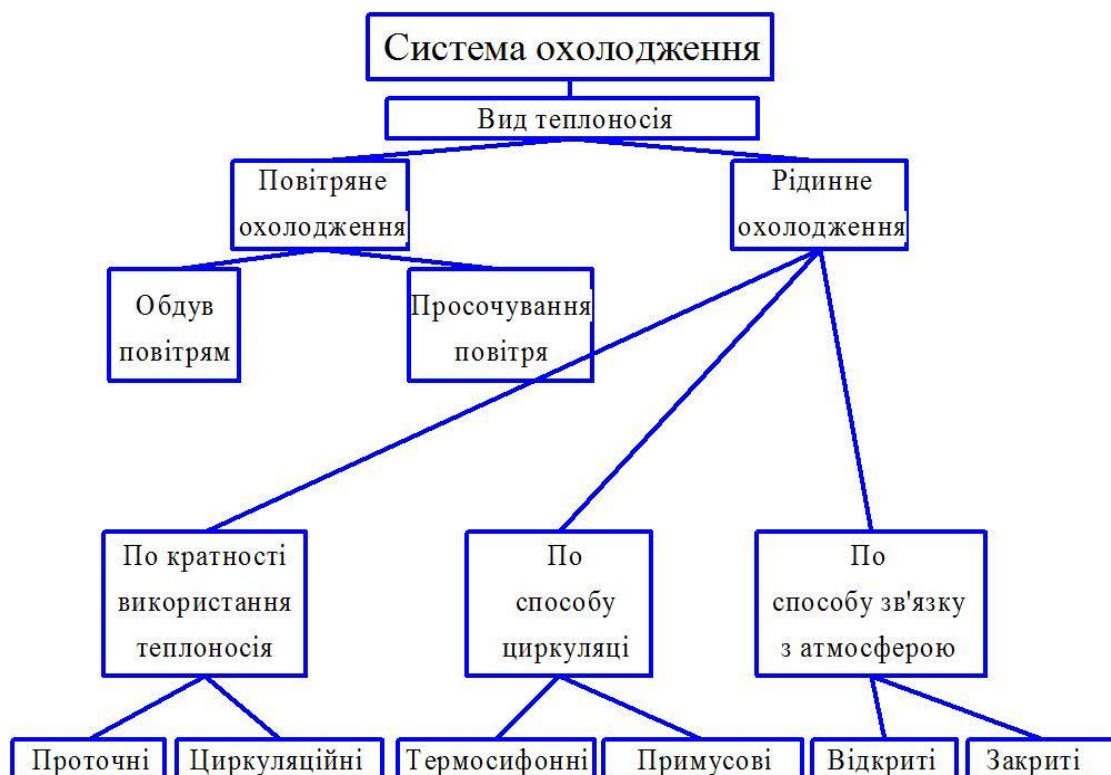


Рисунок 2.1 – Класифікація систем охолодження двигунів

2.1.2 Основні вимоги пред'являються до систем охолодження

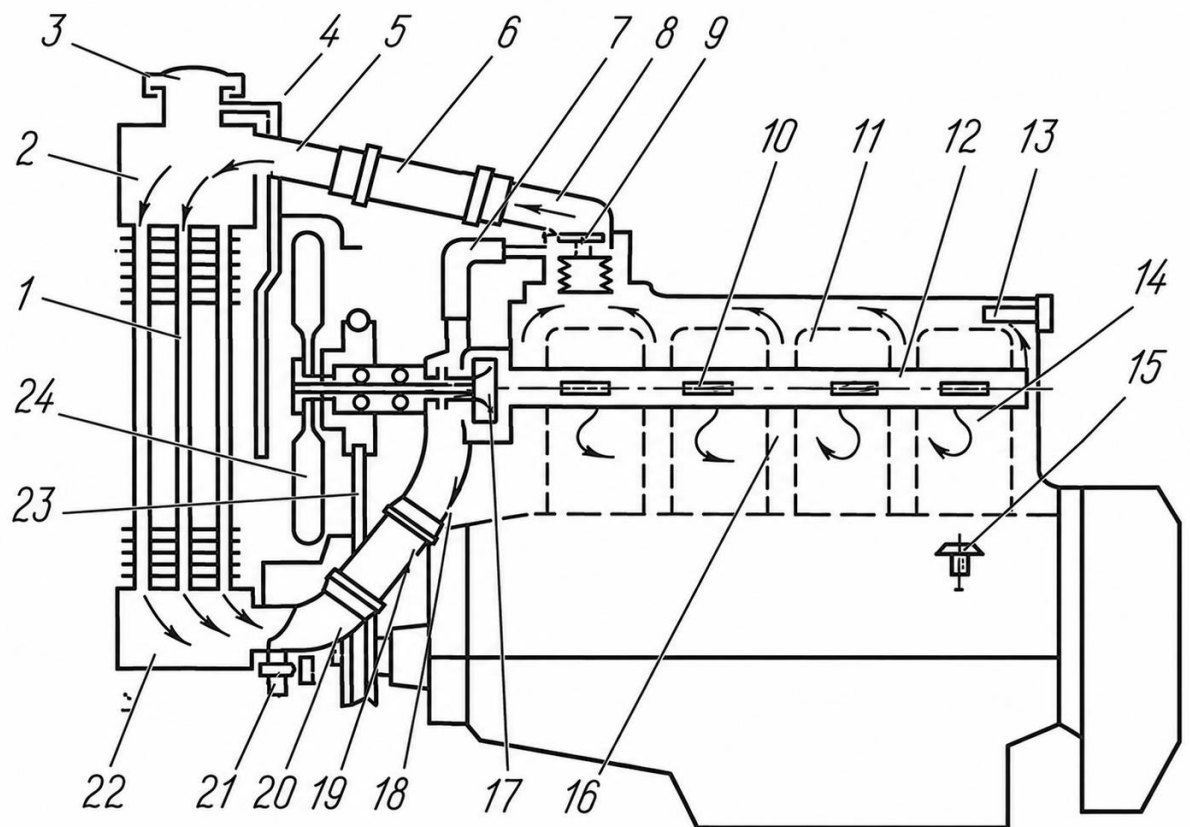
- забезпечувати достатнє відведення теплоти (18-35% всієї утвореної при згорянні) на будь-яких режимах роботи двигуна;
- підтримувати оптимальний тепловий режим двигуна
- (температура охолоджуючої рідини повинна бути в межах 85...95°C);
- ефективно працювати при будь-якому навантаженні двигуна і температурі навколишнього середовища;
- мати мінімальну трудомісткість технічного обслуговування;
- при зниженні температури охолоджуючої рідини щодо оптимального значення на 30...40°C витрата палива зростає на 5...10%;
- в системі охолодження слід заливати чисту, бажано м'яку воду;
- охолоджуючі рідини повинні інтенсивно відводити теплоту від нагрітих деталей, мати низьку температуру замерзання і високу температуру кипіння, не викликати корозію і не утворювати відкладень на охолоджуваних деталях. В якості таких рідин застосовують воду і рідини з низькою температурою замерзання (антифриз).

2.1.3 Принцип роботи і пристрій системи охолодження двигунів

Найбільшого поширення на сучасних двигунах внутрішнього згорання отримала рідинна, закритого типу з примусовою циркуляцією охолоджувальної рідини система охолодження.

В якості охолоджуючої рідини використовують воду або рідини з низькою температурою замерзання (антифриз).

Система рідинного охолодження двигуна складається з водяної сорочки, радіатора, вентилятора, термостата, насоса з крильчаткою, відвідного і підводного патрубків, ременя приводу вентилятора, датчика показника температури рідини, зливних кранів та ін. Навколо циліндрів двигуна і головки блоку є простір з подвійними стінками (водяна сорочка), де циркулює охолоджуюча рідина.



1 – радіатор; 2 – верхній бачок; 3 – пробка радіатора; 4 – контрольна трубка; 5 – верхній патрубок радіатора; 6 і 19 – гумові шланги; 7 – перепускний клапан; 8 і 18 відповідно – відвідний і підвідний патрубки; 9 – термостат; 10 – отвір; 11 – головка блоку; 12 – водорозподільна трубка; 13 – датчик показника температури рідини; 14 – блок циліндрів; 15 і 21 – зливні краники; 16 – водяна сорочка; 17 – крильчатка водяного відцентрового насоса; 20 – нижній патрубок радіатора; 22 – нижній бачок радіатора; 23 – ремінь приводу вентилятора; 24 – вентилятор.

Рисунок 2.2 – Схема рідинної системи охолодження

Під час роботи двигуна охолоджуюча рідина нагрівається і водяним насосом подається в радіатор 1, де охолоджується, а потім знову надходить в сорочку 16 блоку циліндра. Залежно від температурного режиму двигуна рідина може циркулювати двома шляхами: за великим замкнутим колом при відкритому клапані термостата (двигун - радіатори - прогрітий двигун) або по малому колу, мінаючи радіатор (двигун не прогрітий, а клапан термостата

закритий). Напрямок руху охолоджувальної рідини показано на малюнку 1 стрілками.

Водяна сорочка 16 двигуна складається з сорочки блоку 14 циліндрів і сорочки головки 11 блоку, з'єднаних між собою отворами в прокладці між головкою і блоком. Крильчатка 17 водяного відцентрового насоса і вентилятор приводиться в дію клиноподібним ременем 23. При обертанні крильчатки насоса охолоджуюча рідина нагнітається в водорозподільчу трубу 12. Через отвори 10 в трубі рідина направляється на охолодження і в першу чергу до найбільш нагрітих частинах головки блоку і циліндра. Нагріта охолоджуюча рідина проходить через верхній патрубок 8 до бочку радіатора. При закритому клапані термостата 9 рідина по перепускному клапану 7 надходить до водяного насоса і далі в сорочку охолодження (мале коло циркуляції). При відкритому клапані термостата охолоджуюча рідина проходить в верхній бочок 2 радіатора; протікаючи по трубках радіатора, вона охолоджується і збирається в нижньому бочці 22, звідки по нижньому патрубку 18 підводиться до насоса.

2.2 Аналіз конструкції рідинних радіаторів

Радіатори систем охолодження двигунів є найпоширеніший і енергонапруженіший тип радіаторів з числа застосовуються на сучасних тракторах. Вони встановлюються на всіх машинах з рідинними системами охолодження двигунів, і відводиться ними в атмосферу енергія рівновелика енергії, що підводиться від двигуна до ведучих коліс машини.

Радіатор служить для інтенсивного охолодження циркулюючої в системі охолодження рідини шляхом передачі частини її теплоти потоку повітря.

2.2.1 Класифікація радіаторів

Радіаторами домовимося називати велике сімейство компактних теплообмінників, використовуваних для розсіювання безпосередньо в атмосферне повітря теплоти, що утворюється в різних функціональних системах тракторів і яку переносять теплоносієм, не відчуває помітних фазових перетворень. Таким чином, одним з теплоносіїв в радіаторах завжди є атмосферне повітря, а іншим - крапельна рідина (вода, антифриз, мастило і т.д.) або надувочного повітря.

Як теплообмінники радіатори володіють наступними основними особливостями, що характеризують їх конструкцію і робочий процес:

- за способом дії радіатори відносяться до рекуперативним теплообмінникам, в яких два теплоносія з різними температурами переміщаються в просторі, розділеному твердої стінкою. При цьому зміна температури будь-якого з них мало в порівнянні з різницею вхідних температур теплоносіїв;

- у напрямку потоків теплоносіїв радіатори є теплообмінниками перехресного струму тобто в них потоки перетинаються під прямим кутом;

- для складного процесу передачі в радіаторах є характерні такі способи перенесення теплоти: теплопровідність, конвективний теплообмін і в незначній мірі променистий теплообмін;

- визначальними умовами теплопередачі в радіаторах завжди є умови на стороні атмосферного повітря;

- радіатори мають високу компактність ($\rho > 300 \text{ м}^2/\text{м}^3$) поверхні охолодження: малі діаметри каналів для проходу теплоносіїв, малу товщину конструкційних матеріалів, складну форму елементів і т.д. Живе перетин радіатора з повітряної сторони у багато разів перевищує живий перетин з боку рідини;

- радіатори відчують змінні навантаження за кількістю теплоти і швидкості руху теплоносіїв, а також працюють в умовах часто змінюються температур, вологості і тиску атмосферного повітря.

Класифікація радіаторів за призначенням:

- для системи рідинного охолодження двигунів;
- для охолодження мастила двигуна;
- для охолодження мастила агрегатів і вузлів трансмісії;
- для охолодження мастила вузлів системи управління;
- для охолодження надувочного повітря;
- для систем опалення салонів і кузовів машин (рис. 1.6).

Класифікація радіаторів з вигляду другого теплоносія:

-радіатори водяні, в тому числі використовують інші види охолоджуючої рідини: тосол, антифриз (рис.2.3);

- радіатори масляні;
- радіатори надувочного повітря;
- радіатори комбіновані.



Рисунок 2.3 – сталевий масляний радіатор трубнопластинчатого типу



Рисунок 2.4 – Уніфікований мідний водяний радіатор

Класифікація радіаторів по загальному конструктивному виконанню:

- по геометричній формі серцевини (блокові, кільцеві, звивисті);
- за характером взаємодії серцевини з каркасними деталями радіатора (нерухомі, роторні);
- за принципом збирання (з опорними пластинами, без опорних пластин, секційні, змійовики);
- за ступенем розбірні конструкції (нерозбірні, полуразборные, розбірні);
- по використовуваних основних конструкційних матеріалів (мідні, алюмінієві, комбіновані).

Класифікація бачків. З конструкцією водяних радіаторів, особливо для систем охолодження автотракторних двигунів, зазвичай зв'язується ряд пристроїв, що забезпечують необхідний запас охолоджуючої рідини для компенсації незначного витоку, що допускають розширення рідини при нагріванні і ефективно відокремлюють газоподібну фазу в потоці рідини, що надходить в серцевину радіатора. Ці пристрої найчастіше об'єднуються в

спеціальних бачках, що включаються в ланцюг циркуляції охолоджуючої рідини. За призначенням бачки поділяються на такі типи: розширювальні, конденсаційні, деаераційно, статичні. За розміщення і конструкції комбінований з вхідним або вихідним колектором радіатора; суміщені з радіатором, коли бачок встановлюється на радіаторі, але конструктивно з колектором не пов'язаний; роздільні, тобто розташовані зазвичай окремо від радіатора в підкапотному просторі машини. За місцем включення бачків в ланцюг циркуляції системи охолодження: послідовне з радіатором включення в основний контур циркуляції або його атмосферну гілку; паралельне з радіатором включення в основний контур циркуляції, причому через паралельний контур циркулює близько 5% від загальної витрати рідини.

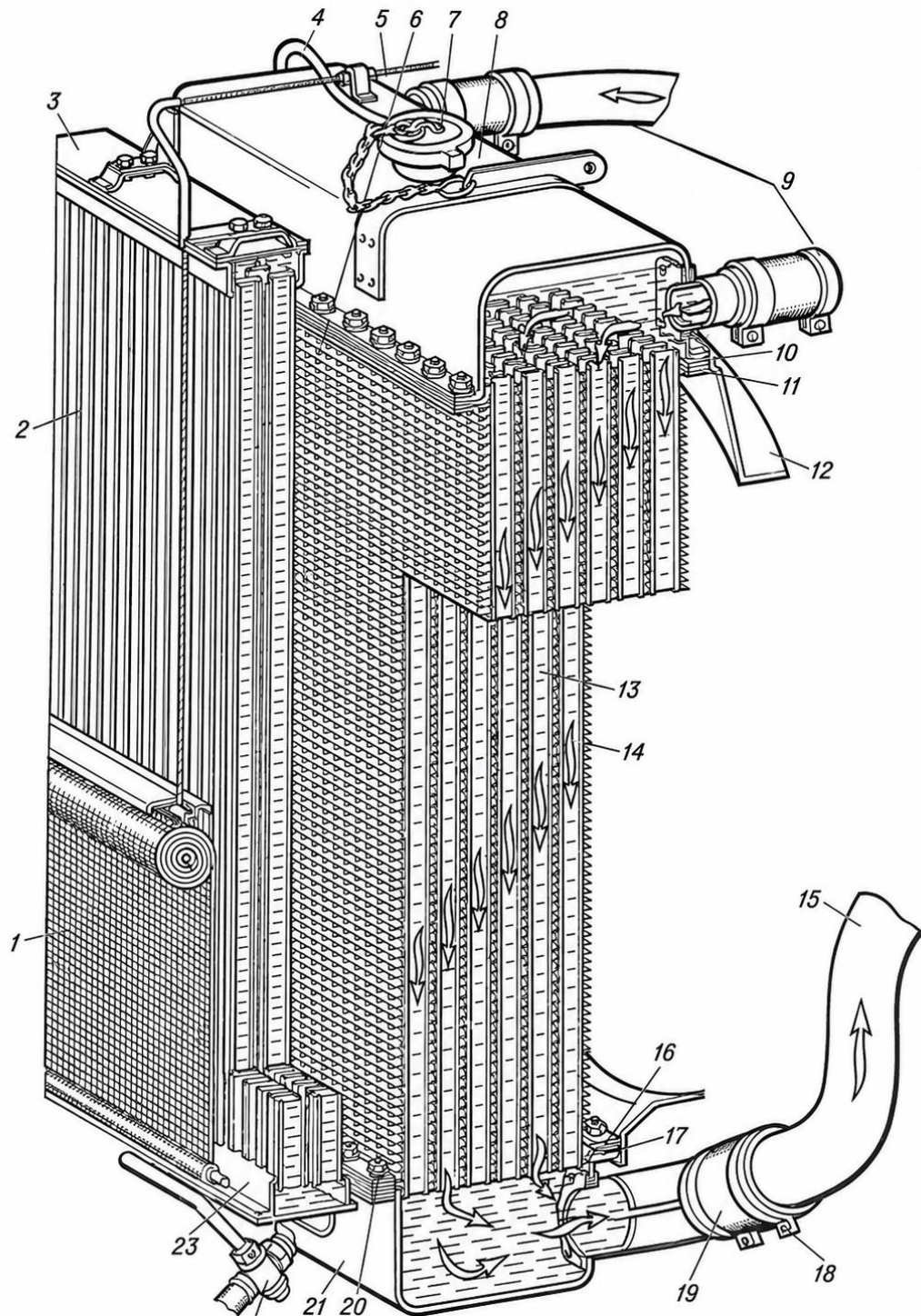
2.2.2 Принцип роботи і пристрій радіатора системи охолодження двигунів

Радіатор (рис. 2.5) складається з верхнього 8 і нижнього 21 бачків, трубопроводів 9 (для підведення охолоджуючої рідини до радіатора) і 15 (для підведення води до відцентрового насоса).

Основна частина радіатора- серцевина 6, що складається з вертикальних трубок 13 і охолоджуючих ребер у вигляді горизонтальних пластин 14. Охолоджуючі трубки- плоськоовальної форми і виготовлені з латуні, а охолоджуючі пластини отштамповані з латунної стрічки.

Дві крайні пластини (верхня 11 і нижня 16) виготовлені з більш товстої стрічки і служать підставою серцевини. У них передбачені отвори для болтів 20 кріплення бачків. Після складання трубок з пластинами серцевину радіатора пропаивають для створення надійного контакту і герметичності, щоб запобігти підтікання води. Бічні сторони радіатора закривають сталевими боковинами, до яких з боку двигуна кріплять дифузор 12. Останній служить захисним кожухом вентилятора і сприяє підвищенню ефективності його роботи.

Заливну горловину верхнього бака закривають кришкою 7, в яку вмонтований пароповітряний клапан, що складається з двох клапанів: парового і повітряного.



1 – шторка радіатора; 2 – серцевина масляного радіатора; 3 – верхній бачок масляного радіатора; 4 – паровідвідна трубка; 5 – трос управління шторкою радіатора; 6 – серцевина радіатора; 7 – кришка заливної горловини; 8 – верхній бачок радіатора; 9 – трубопроводи підведення води з головок циліндрів;

10 – гумова прокладка; 11 – верхня опорна пластина серцевини; 12 – дифузор вентилятора; 13 – водяні трубки; 14 – охолоджуюча пластина; 15 – трубопровід підведення води з радіатора в насос; 16 – нижня опорна пластина серцевини; 17 – гумова прокладка; 18 – хомут; 19 – з'єднувальний шланг; 20 – болт; 21 – нижній бачок радіатора; 22 – зливний кран; 23 – нижній бачок масляного радіатора

Рисунок 2.5 – Радіатор дизеля

Для регулювання інтенсивності обдування радіатора перед ним встановлюють шторку 1, положення якої можна змінювати з кабіни за допомогою троса 5.

Охолоджуюча рідина під тиском, створюваним рідинним насосом надходить у верхній бачок радіатора. Рідина потрапляє в охолоджуючі трубки серцевини радіатора і безперервно циркулює по ним. Перпендикулярно охолоджуючим трубкам через серцевину радіатора просочується охолоджуючий повітря. У міру циркуляції охолоджуючої рідини по трубках серцевини відбувається передача теплоти стінок трубок. У свою чергу потоки холодного повітря, які омивають трубки серцевину радіатора віднімають тепло від поверхні трубок і забирає теплоту в навколишнє середовище. Процес теплопередачі характеризується інтенсивністю обдування серцевини радіатора охолоджуючим повітрям тобто безпосередньо залежить від параметрів вентиляційної установки.

3 ОБГРУНТУВАННЯ І ВИБІР ПРИЙНЯТОГО КОНСТРУКТИВНОГО РІШЕННЯ

В даний час знос машинно-тракторного парку приватних підприємств становить близько 47%. Тому в найближчі роки необхідно провести технічне і технологічне переоснащення сільськогосподарського виробництва, що передбачає впровадження в сільськогосподарське виробництво індустриальних технологій, поповнення машинно-тракторного парку господарств нової якісною технікою.

При придбанні нової техніки перш за все віддається перевага колісним тракторам «Мінського тракторного заводу». Цьому сприяють наступні причини:

- доступність запасних частин;
- простота в обслуговуванні.

Розширення виробництва тракторів John Deere підвищеної потужності із застосуванням форсованих тракторних дизелів ставить перед конструкторами ряд задач, серед яких однією з основних є проблема ефективного і раціонального охолодження.

Система охолодження двигуна є найважливішим елементом конструкції трактора. Її призначення – забезпечити необхідний температурний режим двигуна не залежно від навантажувальних режимів і умов зовнішнього середовища до температури +35°C.

Радіатор становить невід’ємну частину системи охолодження тракторів. Радіатор служить для інтенсивного охолодження циркулюючої в системі охолодження рідини шляхом передачі частини її теплоти потоку повітря.

Широкий діапазон швидкісних і навантажувальних режимів роботи тракторів в поєднанні з кліматичними умовами істотно позначається на теплової напруженості їх агрегатів і вузлів.

Одним із значущих чинників, що визначають ефективність роботи СО, є стан навколишнього повітря, яке характеризується температурою, відносною

вологістю, барометричним тиском, а також кількістю містяться в повітрі механічних, хімічних, біологічних елементів і ін. Перераховані характеристики навколишнього повітря пов'язані з географічною зоною, кліматом, порою року і погодою.

Інтенсивність нагрівання деталей двигуна залежить від режиму роботи, тому при малих навантаженнях і частотах обертання колінчастого вала температурний режим деталей може бути недостатнім для нормальної роботи двигуна і, навпаки, при максимальній потужності або при максимальному моменті, що крутить без ефективного відводу теплоти в навколишнє середовище можливий перегрів деталей, вихід їх з ладу, порушення процесу згорання, зниження потужності і економічності двигуна. Для зниження температури у верхній частині і вирівнюючи її по висоті циліндра підведення рідини в сорочку охолодження здійснюється в верхню зону блоку.

Надмірний нагрів деталей двигуна призводить до зменшення зазорів в рухомих з'єднаннях, що може привести до заклинювання рухомих деталей, погіршення змащування деталей і мастильних властивостей масел через їх пригорання, а також до порушення процесів сумішоутворення і згорання. Збільшуються втрати на тертя, зменшується міцність металу.

Інтенсивне охолодження деталей також негативно позначається на економічності роботи двигуна і знос його деталей. В цьому випадку водяні пари можуть конденсуватися. Знижений тепловий режим двигуна викликає неповне згорання важких фракцій палива і масла і підвищений нагарообразование на деталях.

Таким чином, як зайвий нагрів, так і надмірне зниження температури деталей небажані. Найбільш вигідний тепловий режим роботи двигуна досягається при температурі охолоджуючої рідини 85...90°C.

Стосовно до трактора John Deere відзначимо, що при нетривалій роботі в умовах підвищеної температури навколишнього середовища на потужності, близької до номінальної, температурний режим двигуна набуває характеру, що межує з гранично допустимим по температурі рідинного теплоносія. Ситуація

ускладняється великою ймовірністю забруднення забірних сіток маски капота, серцевин теплообмінних апаратів в процесі виконання сільськогосподарських операцій, необхідністю включення кондиціонера.

Патрубки подачі і відведення рідинного теплоносія розташовані на радіаторі на одній його стороні, що призводить до різних швидкостей, а отже, обсягами протікання рідини по трубках серцевини. Відзначено зниження можливості радіатора по теплопередачі на 9...11% в порівнянні з радіатором, що має патрубки підведення і відведення рідини з різних сторін. Низька швидкість рідинного теплоносія (0,27 м/с при рекомендованій 0,6...0,9 м/с) є наслідком 6-ти рядності одноходового радіатора, істотно знижує ефективність тепловіддачі, що формується теплопровідністю, в той час як повинен бути присутнім конвективний теплообмін. До того ж ефективність теплоснімання 6-го ряду низька (приблизно 5% від сумарної).

Виходячи з цього, в даному дипломному проекті ставляться такі завдання:

- забезпечення ефективної роботи трактора при впливі зовнішніх факторів: високою температурою навколишнього середовища і навантажувальних режимів;
- збільшення тепловіддачі від поверхні охолодження рідинного радіатора;
- створення більш конкурентоспроможної вітчизняної продукції;
- усунення вимушених простоїв сільськогосподарського агрегату через перегрів двигуна.

Одним з напрямків вирішення цих завдань ми бачимо в необхідності модернізації та доопрацювання радіатора системи охолодження.

Замінивши розташування патрубків подачі і відведення рідини теплоносія на різні боки, ми поставили дві перегородки в баках, що дав багатозахідний теплообмінник і тим самим збільшило ефективність охолодження радіатора. Після, замінивши коридорне розташування трубок на шахове, ми отримали збільшення тепловіддачі від поверхні радіатора.

Це все, дозволить нам забезпечити багаторазовість циркуляції охолоджуючої через серцевину, підвищить швидкість і тиск.

Основний результат такого технічного рішення, є підвищення інтенсивності тепловіддачі.

3.1 Розрахунок радіатора системи охолодження

При згорянні палива, введенного в циліндри двигуна, утворюється теплота. Вона витрачається на корисну роботу і на окремі види втрат. Розподіл кількості теплоти за цими видами оцінюється зовнішнім тепловим балансом.

Рівняння теплового балансу при роботі двигуна можна представити в наступному вигляді:

$$Q_T = Q_e + Q_{охл} + Q_m + Q_{о.г.} + Q_{ост} ,$$

де Q_T – кількість теплоти, яка виділилася при згоранні палива в циліндрах двигуна; Q_e – кількість теплоти, необхідне на вчинення корисної роботи; $Q_{охл}$ – кількість теплоти, що передається в навколишнє середовище через систему охолодження; $Q_{о.г.}$ – кількість теплоти, що втрачається з обробленими газами; Q_m – кількість теплоти, що буря мастилом; $Q_{ост}$ – залишковий член теплового балансу (невраховані втрати).

На значення окремих членів теплового балансу впливають швидкісні і навантажувальні режими роботи двигуна, умови навколишнього середовища. Залежно від ступеня впливу перерахованих факторів на роботу двигуна може відбуватися перерозподіл значень членів теплового балансу щодо один одного.

Результати зняття теплового балансу дизеля з удосконаленим радіатором системи охолодження свідчить про підвищення ефективної складової теплового балансу. Це досягнуто за рахунок перерозподілу складових вимушених втрат.

При розгляді робіт дослідників, які займалися вивченням систем охолодження двигунів внутрішнього згорання, спостерігаються різні підходи при визначенні кількості теплоти, що надходить в систему охолодження. Однак

найбільш достовірно кількість теплоти в системі охолодження можна визначити за даними теплового балансу.

3.1.1 Визначення кількості теплоти, що надходить в систему охолодження

Проведемо розрахунок системи охолодження трактора «John Deere 8430» з дизелем Detroit S40E. Розподіл теплоти за складовими теплового балансу дизеля трактора «John Deere 8430», отримане за результатами експериментальних досліджень, наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Розподіл теплоти за складовими теплового балансу дизеля трактора

Модель дизеля	Кількість тепла, кДж/с					
	Q_I	Q_e	$Q_{охл}$	Q_m	Q_z	$Q_{ост}$
Detroit S40E	517,8	185,2	114,3	10	165,7	42,6

3.1.2 Уточнення кількості теплоти системи охолодження

Для забезпечення необхідного запасу теплової ефективності системи охолодження кількість теплоти при розрахунку радіатора має бути збільшено. Розрахункова кількість теплоти охолоджуючої системи визначаємо за рівнянням:

$$Q_{v.расч.} = (Q_{охл} + Q_m) \times \xi_{охл},$$

де $\xi_{охл}$ - коефіцієнт запасу теплової ефективності (1,05...1,15).

Визначаємо розрахункову кількість теплоти охолоджуючих систем розглянутих моделей дизелів:

$$Q_{v.расч.} = 124,3 \times 1,1 = 136,73 \text{ кДж/с.}$$

3.1.3 Визначення кількості охолоджувальної рідини в системі охолодження

Кількість охолоджуючої рідини, що циркулює через радіатор, визначаємо з рівняння:

$$G_v = \frac{Q_{v,расч.}}{c_{pv} \times \rho_v \times (T_{v2} - T_{v1})}.$$

Для ефективного використання теплоти, що виділяється при згорянні палива, рекомендується підтримувати температуру охолоджуючої рідини на виході з двигуна не менше 95°C.. Це створює запас з теплової ефективності системи охолодження і запобігає перегріванню двигуна на режимі максимального крутного моменту.

Перепад температур на вході і виході радіатора повинен становити 5°C.

Визначаємо кількість охолоджуючої рідини, що циркулює через радіатор для розглянутого дизеля. При цьому приймаємо, що для води щільність дорівнює 980 кг/м³ (1,120 кг/м³ – для повітря), теплоємність дорівнює 4,195 кДж/кг К (1,005 кДж/кг К-для повітря):

$$G_v = \frac{136,73}{4,195 \times 980 \times 5} = 0,00665 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.1.4 Уточнення кількості охолоджувальної рідини системи охолодження

Так як витрата охолоджуючої рідини через радіатор повинен визначатися з урахуванням зміни витрати охолоджуючої рідини внаслідок опорів рідинного тракту, то скористаємося такою залежністю:

$$G_{v,расч.} = G_v \times (1 + \xi_v),$$

де ξ_v - коефіцієнт запасу, $\xi_v = 0,15 \dots 0,20$.

$$G_{v,расч.} = 0,00665 \times (1 + 0,175) = 0,0078 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.1.5 Визначення кількості охолоджуючого повітря системи охолодження

Витрата кількості охолоджуючого повітря через радіатор визначаємо за такою залежністю:

$$G_w = \frac{Q_{w,расч.}}{c_{pw} \times \rho_w \times (T_{w2} - T_{w1})}.$$

На підставі умовного рівності кількості теплоти, підведений до поверхні охолодження радіатора і кількості теплоти, переданого потоку повітря, будемо вважати значення $Q_{w,расч.}$ дорівнює $Q_{v,расч.}$

Тоді отримаємо наступний результат:

$$G_w = \frac{136,73}{1,005 \times 1,120 \times 20} = 6,07 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.1.6 Уточнення кількості охолоджуючого повітря системи охолодження

Розрахункова кількість витрати охолоджуючого повітря визначимо за формулою:

$$G_{w,расч.} = G_w \times (1 + \xi_w),$$

де ξ_w - коефіцієнт зниження потоку повітря при установці в повітряному тракті різних вузлів. Сумарний коефіцієнт зниження потоку повітря дорівнює 0,1...0,15.

Прийнявши значення коефіцієнта зниження потоку повітря рівним $\xi_w=0,125$, проведемо уточнений розрахунок кількості повітря системи охолодження.

Тоді отримаємо наступний результат:

$$G_{w,расч.} = 6,07 \times (1 + 0,125) = 6,83 \text{ м}^3/\text{с}.$$

3.1.7 Визначення температурного перепаду по прийнятим теплоносіям

За прийнятим розрахунковим кількостей теплоносіїв визначаємо перепад по охолоджуючої рідини і повітря відповідно:

$$\Delta T_{v.pасч.} = \frac{Q_{v.pасч.}}{G_{v.pасч.} \times c_{pv} \times \rho_v};$$

$$\Delta T_{w.pасч.} = \frac{Q_{w.pасч.}}{G_{w.pасч.} \times c_{pw} \times \rho_w}.$$

Підставляючи отримані раніше значення, отримуємо:

$$\Delta T_{v.pасч.} = \frac{136,73}{0,0078 \times 4,195 \times 980} = 4,255^\circ K;$$

$$\Delta T_{w.pасч.} = \frac{136,73}{6,83 \times 1,005 \times 1,120} = 17,78^\circ K.$$

3.1.8 Визначення середнього температурного напору по прийнятим теплоносіям

Визначаємо середній температурний напір теплоносіїв:

$$\bar{T}_v = T_{v1} + \frac{\Delta T_{v.pасч.}}{2}.$$

$$\bar{T}_w = T_{w1} + \frac{\Delta T_{w.pасч.}}{2}.$$

$$\bar{T}_v = 95 + \frac{4,255}{2} = 97,128^\circ C.$$

$$\bar{T}_w = 45 + \frac{17,78}{2} = 53,89^\circ C.$$

Середній температурний напір між теплоносіями залежить від схеми руху теплоносіїв:

для прямотока

$$\Delta \bar{T}_{v-w} = \frac{(T_{v1} - T_{w1}) - (T_{v2} - T_{w2})}{\ln \frac{T_{v1} - T_{w1}}{T_{v2} - T_{w2}}} ;$$

$$\Delta \bar{T}_{v-w} = \frac{(95 - 45) - (90 - 65)}{\ln \frac{95 - 45}{90 - 65}} = 36,07 ;$$

для протivotока

$$\Delta \bar{T}_{v-w} = \frac{(T_{v1} - T_{w2}) - (T_{v2} - T_{w1})}{\ln \frac{T_{v1} - T_{w2}}{T_{v2} - T_{w1}}} ;$$

$$\Delta \bar{T}_{v-w} = \frac{(95 - 65) - (90 - 45)}{\ln \frac{95 - 65}{90 - 45}} = 36,59 .$$

3.1.9 Визначення коефіцієнта теплопередачі

Для визначення коефіцієнта теплопередачі використовуємо формулу, в якій термічний опір накипу на стінках не враховується:

$$k_T = \frac{1}{k_{op} \cdot \frac{1}{\alpha_{v.cm.}} + \frac{1}{\alpha_{w.cm.}} + \frac{\delta_{mp.}}{\lambda_{mp.}}} ,$$

де $\alpha_{v.cm.}$ - коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої рідини до стінки трубки;
 $\alpha_{w.cm.}$ - коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючих пластин і стінок трубок потоку повітря; k_{op} - коефіцієнт оребрення рівний 3...6.

Коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючої рідини до стінок трубок трубчасто-пластинчастих і ребристих радіаторів визначаємо за формулою Крауссоляда:

$$\alpha_{v.cm.} = 0,024 \times \frac{\lambda_v}{d_{экв.v}} \times Re_v^{0,8} \times Pr_v^{0,3} ,$$

де λ_v – коефіцієнт теплопровідності рідини, Вт/(м·К); Re_v – число Рейнольдса, підрахована для потоку рідини в трубках радіатора; Pr_v – число Прандтля, підрахована для потоку рідини в трубках радіатора.

Еквівалентний діаметр для плоскочовальної трубки, використовуваної в радіаторах охолодження сільськогосподарського трактора, визначаємо за формулою:

$$d_{\text{екв.в}} = \frac{2r \times (\pi + \frac{2l}{r})}{\pi + \frac{l}{r}}$$

$$d_{\text{екв.в}} = \frac{2 \times 1,5 \times (\pi + \frac{2 \times 15}{1,5})}{\pi + \frac{15}{1,5}} = 5,28 \text{ мм}^3.$$

Число Рейнольдса для потоку охолоджуючої рідини в трубках радіатора підраховуємо за відомою формулою:

$$\text{Re}_v = \frac{\vartheta_v \times d_{\text{екв.в}}}{\gamma_v},$$

де γ_v - кінематичний коефіцієнт в'язкості теплоносія; ϑ_v - швидкість руху теплоносія. У радіаторах, використовуваних на тракторах John Deere, швидкість охолоджуючої рідини становить 0,18...0,30 м/с.

З огляду на, що температура рідини в радіаторі знаходиться в межах 90 ... 100°C, приймаємо кінематичну в'язкість рідини $\gamma_v = 0,31 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Тоді отримаємо:

$$\text{Re}_v = \frac{0,25 \times 5,28 \times 10^{-3}}{0,31 \times 10^{-6}} = 4258$$

В середньому при $\text{Re}_w < 2300$ (нижнє критичне число) має місце стійкий ламінарний режим руху, а при $\text{Re}_w > 4000$ (верхнє критичне число) стійкий турбулентний режим. При великих числах Re_w зростають пульсації швидкостей і пов'язані з ними інерційні сили настільки, що в'язкість не може бути перешкодою хаотичного руху частинок рідини, тобто в потоці матиме місце турбулентний режим.

Число Прандтля є безрозмірною величиною, визначальною процеси теплопередачі в рухомих рідинах і газах; є критерієм подібності двох неізотермічних потоків рідини (газу). Названо по імені Л. Прандтля. Величина критерію Прандтля для умов теплообміну може бути визначена за формулою:

$$Pr_v = 3600 \times \frac{\gamma_v \times c_{pv} \times \rho_v}{\lambda_v}.$$

Так як нас цікавить діапазон температури 90...100°C, то для розрахунків домовимося приймати $Pr=2$.

Тоді отримаємо:

$$\alpha_{v.cm.} = 0,024 \times \frac{0,7}{5,28 \cdot 10^{-3}} \times (4258)^{0,8} \times 2^{0,3} = 3135,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі від охолоджуючих пластин і стінок трубок потоку повітря трубчасто-пластинчастих радіаторів охолодження дизеля визначаємо за формулою:

$$\alpha_{w.cm.} = 0,0556 \times \frac{\lambda_w}{d_{\text{екв.}w}} \times Re_w^{0,75} \times \frac{1}{1 - 0,552 Re_w^{-1/8}},$$

де $d_{\text{екв.}w}$ - еквівалентний діаметр комірки, що утворюється трубками і охолоджуючими пластинами,

$$d_{\text{екв.}w} = \frac{4 \times S_w}{P_w},$$

де S_w - площа комірки; P_w - периметр поверхні комірки.

Площа осередку і периметр поверхні визначається геометричними параметрами трубок, пластин і заданим кроком пластин в серцевині радіатора, які в попередньому розрахунку приймаємо по аналогії з існуючими радіаторами тракторів John Deere.

При підстановці прийнятих геометричних параметрів серцевини радіатора в формулу для розрахунку еквівалентного діаметра осередки отримаємо:

$$d_{\text{экв.в}} = \frac{2}{\frac{1}{t_{\text{пл.}} + \delta_{\text{пл.}}} + \frac{1}{t_{\text{тр.фр.}} + D}},$$

де $t_{\text{пл.}}$ - крок охолоджуючих пластин; $\delta_{\text{пл.}}$ - товщина пластини; $t_{\text{тр.фр.}}$ - крок трубок в серцевині по фронту; D - зовнішній діаметр (товщина) трубки.

$$d_{\text{экв.в}} = \frac{2}{\frac{1}{2,5 + 0,12} + \frac{1}{10 + 3}} = 4,361 \text{ мм.}$$

Для подальших розрахунків домовимося приймати $\lambda_w = 0,0275 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$.

Визначаємо число Рейнольдса для потоку повітря в серцевині радіатора:

$$\text{Re}_w = \frac{g_w \times d_{\text{экв.в}}}{\gamma_w},$$

де g_w - швидкість повітря в осередках серцевини радіатора.

$$\text{Re}_w = \frac{5 \times 4,361 \times 10^{-3}}{16,96 \times 10^{-6}} = 1285,7.$$

Отримаємо:

$$\alpha_{w.cm.} = 0,0556 \times \frac{0,0275}{4,361 \times 10^{-3}} \times (1285,7)^{0,75} \times \frac{1}{1 - 0,552 \times (1285,7)^{-1/8}} = 97,2 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К.}$$

Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k_T = \frac{1}{5 \times \frac{1}{3135,8} + \frac{1}{97,2} + \frac{0,0005}{93}} = 84,12 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К.}$$

3.1.10 Визначення сумарної необхідної площі охолодження радіатора

Визначаємо сумарну необхідну площу охолодження радіатора:

$$F_{\text{охл.}} = \frac{Q_{v.pacч.}}{k_T \times \Delta \bar{T}_{v-w}}.$$

Визначаємо розрахункову сумарну площу охолодження радіатора розглянутого трактора:

$$F_{охл.} = \frac{136730}{84,12 \times 36,59} = 44,4 \text{ м}^2.$$

3.1.11 Визначення площі охолодження трубок і пластин

Сумарна площа охолодження радіатора складається з поверхні охолоджуючих трубок і поверхні охолоджуючих пластин:

$$F_{охл.} = F_v + F_w.$$

Розподіл площі розраховуємо по емпіричних залежностях:

- охолоджуюча поверхню пластин

$$F_v = F_{охл.} \times e^{-1/3};$$

- охолоджуюча поверхню трубок

$$F_w = F_{охл.} \times (1 - e^{-1/3}).$$

Отримуємо наступні результати:

$$F_v = F_{охл.} \times e^{-1/3} = 44,4 \times e^{-1/3} = 31,81 \text{ м}^2.$$

$$F_w = F_{охл.} \times (1 - e^{-1/3}) = 44,4 \times (1 - e^{-1/3}) = 12,58 \text{ м}^2.$$

3.1.12 Визначення геометричних і конструктивних розмірів радіатора

Після розрахунку поверхні охолодження радіатора необхідно визначити геометричні параметри серцевини радіатора. Основними розмірами є ширина b_c , висота h_c , глибина L_c . Габаритні розміри серцевини обмежені розміром повітряного тракту і не можуть бути прийняті довільно. З достатнім ступенем точності фронтову площа радіатора можна визначити за формулою:

$$f_{fp.c} = \frac{F_w \times (1 + k_{op})}{4 \times \mu_w \times \frac{L_c}{d_{\text{экв. w}}}},$$

де μ_w - коефіцієнт живого перетину серцевини радіатора по повітрю

При розрахунку геометричних параметрів серцевини враховуються геометричні параметри повітряного тракту. Співвідношення між розмірами по висоті і ширині повітряного тракту і серцевини задаються коефіцієнтами K_h і K_ϵ . Значення цих коефіцієнтів знаходяться в наступних межах:

$$K_h = 0,7 \dots 0,75;$$

$$K_\epsilon = 0,9 \dots 0,95.$$

Приймаємо $K_h = 0,725$ и $K_\epsilon = 0,925$.

За заданим коефіцієнтам визначаємо висоту і ширину серцевини радіатора:

$$h_c = K_h \times h_{\text{см.}}$$

$$b_c = K_\epsilon \times b_{\text{см.}}$$

Результат розрахунку зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Висота і ширини серцевини радіатора

конструктивний параметр	Вже згадана модель трактора
	«John Deere 8430»
висота серцевини радіатора h_c , мм	530
ширина серцевини радіатора b_c , мм	590

Тоді загальна кількість трубок в серцевині радіатора одно:

$$i_{mp.} = \frac{F_v}{(\pi \times D + 2 \times l) \times h_c}.$$

$$i_{mp.} = \frac{31,81}{(\pi \times 0,003 + 2 \times 0,015) \times 0,55} = 1520.$$

Визначаємо кількість трубок по фронту:

$$i_{mp.\phi p.} = \frac{b_c - (2 \times \Delta l_{nл.в} + D)}{t_{mp.\phi p.}} + 1,$$

де $\Delta l_{nл.в}$ – відстань від краю пластини до бічної поверхні трубки.

$$i_{mp.\phi p.} = \frac{590 - (2 \times 10 + 3)}{10} + 1 = 58.$$

Визначаємо кількість трубок по глибині або число рядів трубок в радіаторі розглянутого трактора:

$$i_{mp.l} = \frac{i_{mp.}}{i_{mp.\phi p.}}.$$

$$i_{mp.l} = \frac{1520}{58} = 26,2.$$

Прийняті конструктивні розміри серцевин радіатора зводимо в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Конструктивні розміри серцевин радіатора

Конструктивний параметр	Вже згадана модель трактора
	«John Deere 8430»
$i_{mp.}$	1520
$i_{mp.\phi p.}$	58
$i_{mp.l}$	26,2

Висновок: наведені розрахунки свідчать про наступне розбраті-поділ теплоти по становить теплового балансу: $Q_T = 517,8$ кДж/с, $Q_e = 185,2$ кДж/с, $Q_{охл} = 114,3$ кДж/с, $Q_M = 10$ кДж/с, $Q_{o.г.} = 165,7$ кДж/с, $Q_{ост} = 42,6$ кДж/с. Уточнений розрахунок базується на експериментальних даних, отриманих при знятті теплового балансу в лабораторіях кафедри тракторів і автомобілів.

Проведена модернізація радіатора системи охолодження дозволила підвищити ефективну складову теплового балансу двигуна тим самим підвищений ефективний ККД двигуна.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі патентних документів проведений порівняльний аналіз конструкції радіаторів системи охолодження, що дозволяють істотно підвищити інтенсивність теплопередачі, розробки по технічній сутності близько збігаються з об'єктом перевірки.

Проведене удосконалення конструкції радіатора дозволило істотно підвищити рівномірність заповнення трубок серцевини охолоджувальною рідиною, забезпечити необхідну швидкість її циркуляції через серцевину, підвищити ефективність теплопередачі від поверхні охолодження серцевини радіатора. Зроблено розрахунок радіатора системи охолодження двигуна. Виконано розрахунки: визначення кількості теплоти, що надходить в систему охолодження, визначення кількості охолоджувальної рідини в системі охолодження, визначення кількості охолоджуючого повітря системи охолодження. Також представлено опис конструкції і принцип роботи радіатора системи охолодження двигуна.

Проведення модернізації радіатора системи охолодження не вимагає значних матеріальних витрат, а також технологічного переоснащення обладнання. При цьому ефект від впровадження запропонованих заходів дозволяє системі охолодження функціонувати при необхідності передачі більшої кількості теплоти.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Дацюк Л.М., Вржещ М.В. Трактори і автомобілі : навчальний посібник. – Луцьк : Луцький НТУ, 2017. – 236 с..
2. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.1. Розробка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України, проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ – ХПІ, 2004. – 493с.
3. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є.,Тимченко І.І. Автомобільні двигуни: Підруч. для студентів спец. – Автомобілі та автомобільне господарство вищ. навч. закладів. – К.: Арістей, 2004. –438 с.: іл. – Бібліогр.: с. 432
4. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ – ХПІ, 2004. – 367с.
5. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.3. Комп'ютерні системи керування ДВЗ. / За редакцією А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавн. центр НТУ – ХПІ, 2004. – 429с.
6. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.5. Екологізація ДВЗ. – Підручник для студентів ВНЗ, що навчаються за 14 напрямом – Інженерна механіка / За редакцією проф. А.П. Марченка, засл. діяча науки України проф. А.Ф. Шеховцова – Харків: Видавничий центр НТУ – ХПІ, 2004. – 468с.
7. Білик Б.В. Проектування самохідних лісових машин : навчальний посібник. – Київ–Львів, 1998. – 195 с.
8. Ружицький М.А., Рябець В.І., Кіяшко В.М. та ін. Експлуатація машин і обладнання : навчальний посібник. – Київ : Аграрна освіта, 2010. – 617 с.
9. Тарасенко, В.Е. До питання визначення тепловіддачі від поверхні

блок-картеру дизеля / В.Е. Тарасенко, А.И. Якубович // Prospective Technics and Technologies, 2008: матеріали II-ої Міжнар. наук.-практ. конф. студ. і молодих учених, Mykolaiv, september 24–26, 2008 г. / Mykolaiv State Agrarian University; відповід. за випуск: С.І. Пастушенко. – Mykolaiv, 2008. – С. 278–280.

10. Каталог сільськогосподарської техніки : навч. Посібник / Л.М. Тіщенко, В.І. Мельник, С.О. Харченко та ін.; за ред. Л.М. Тіщенка та В.І. Мельника. – Х.: ХНТУСГ, 2015. – 450 с.

11. Довідник з машиновикористання в землеробстві : навч. посібник / В.І. Пастухов, А.Г. Чигрин, П.А. Джолос та ін.; за редакцією В.І. Пастухова. – Харків: ООО «Веста», 2001. – 343с.

12. Трактори та автомобілі [Текст] : навч. посіб. Ч. 4. Робоче, додаткове і допоміжне обладнання / В. М. Антощенков [та ін.] ; за ред. А. Т. Лебедева, 2006. - 164 с.

13. Сідашенко О.І. Ремонт машин та обладнання: підручник / [Сідашенко О.І. та ін.]; за ред. проф. О.І. Сідашенка, О.А. Науменка. – К: Агроосвіта, 2014. – 665 с.

14. Експлуатація та сервіс техніки. Частина І. Трактори. Навчальний посібник. / С.О. Харченко, О.В. Адамчук, О.І. Анікеєв, К.Г. Сировицький, Є.А.Гаєк, І.С. Тіщенко, Д.О. Харченко. За ред. С.О. Харченка. – Х.: ТОВ «Планета-Прінт», 2020. - 140 с.

15. Деталі машин [Текст] : підручник/ А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко [та ін.]. - К. : Агроосвіта, 2013. - 448 с. : іл. - Бібліогр.: с. 433-435. - ISBN 978-966-2007-28-2.

16. Розрахунки і проектування деталей машин. [Текст] : навч. посіб. [в 2-х ч.]. Ч. 2. Вали і опори / Б. З. Овчаров, А. В. Міняйло, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко ; ХНТУСГ. - Х., 2008. - 316 с. : рис., табл. - ISBN 5-7763-0146-7. Додат.: с. 240-315.

ДОДАТКИ