

УДК 621.43

ГРИЦУК І.В., к.т.н., доцент (ДонІЗТ)

ГУЩИН А.М., к.т.н., доцент (ДонІЗТ)

АДРОВ Д.С., асистент (ДонІЗТ)

ВЕРБОВСЬКИЙ В.С., науковий співробітник (ІГ НАНУ, м. Київ)

КРАСНОКУТСЬКА З.І., науковий співробітник (НТУ, м. Київ)

Особливості математичного моделювання параметрів роботи теплонакопичувача керованої передпускової системи мащення двигуна внутрішнього згорання у складі системи комбінованого прогріву

Вступ

Умови експлуатації двигунів в холодну пору року висувають високі вимоги до довговічності транспортних засобів і енергетичних установок, до якості експлуатаційних матеріалів і технологічного устаткування, що забезпечує передпускову підготовку. Особливо актуальна ця проблема для двигунів, які повинні забезпечувати надійний пуск відповідальної техніки й на які доводиться основна частина відмов, особливо в зимовий час.

У зв'язку із цим, підвищення пускових якостей двигунів транспортних засобів і створення ефективних способів передпускової підготовки, являє собою актуальне й багатопланове завдання. Іншим актуальним завданням, пов'язаним з низькотемпературною експлуатацією, є зниження пускових зносів деталей двигуна і їх комплексний прогрів. При пуску й прогріві холодного двигуна штатний масляний насос не забезпечує необхідного тиску в масляній магістралі, сполучення двигуна працюють у режимі граничного тертя, що призводить до значної інтенсифікації їх зношування, а також не забезпечується ефективний передпусковий прогрів найбільш відповідальних елементів циліндро-поршневої групи (ЦПГ) двигуна.

В Донецькому інституті залізничного транспорту УкрДАЗТ на

кафедрі «Рухомий склад залізниць» спільно з ІГ НАНУ (м. Київ) продовжуються дослідження щодо застосування системи комбінованого прогріву (СКП) при здійсненні передпускового підгріву двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) К461М1 (6ЧН 12/14) і К159М2 (6Ч 12/14). Особливість системи комбінованого прогріву полягає в тому, що вона включає в себе тепловий акумулятор (ТА) фазового переходу і елементи прискорено прогріву для забезпечення ефективної передпускової теплової підготовки системи охолодження (СОД) ДВЗ і його прискореного прогріву після пуску в умовах низьких температур, а крім цього, в неї включено тепловий акумулятор, теплонакопичувач й елементи керування передпусковою системою мащення (ПСМД) ДВЗ. ТА дозволяють накопичувати теплову енергію відпрацьованих газів (ВГ). Кількість теплової енергії, яку накопичує ТА відповідає необхідній кількості теплової енергії, яка потрібна для попереднього прогріву двигуна від максимально низької температури оточуючого середовища (задається при проектуванні системи) до температури. Елементи прискорено прогріву СОД включають електроклапани і рідинний насос, який дозволяє модулювати циркуляцію охолоджуючої рідини (ОР) в залежності від її температури, для забезпечення

ефективного прогріву ДВЗ [1]. Елементи керованої передпускової системи мащення двигуна (КПСМД) включають електроклапани, реле, датчики температури і тиску, й рідинний насос, який дозволяє модулювати циркуляцію оливи ПСМД в залежності від її температури, для забезпечення ефективного прогріву й довговічності ДВЗ. Ці функції КПСМД виконує спільно з теплонакопичувачем, в який зливається прогріта олива двигуна в період його зберігання.

Аналіз досліджень і публікацій

Умови роботи двигунів у період пуску-прогріву значно відрізняються від умов роботи на номінальних навантажувальних і швидкісних режимах і впливають на довговічність і безвідмовність основних деталей. Особливо це актуально при експлуатації двигуна в умовах низьких температур, коли відбувається значне збільшення в'язкості оливи, зниження ефективності роботи масляного насоса й фільтруючих елементів[2, 3]. У таких умовах час подачі мастильного матеріалу до вузлів тертя зростає в кілька разів.

Вивченню закономірностей передпускового прогріву оливи і зношування сполучень двигуна в умовах низькотемпературних пусків присвячені роботи багатьох учених: Р.І.Альмеєва, М.А. Григор'єва, А.А. Гурєва, Д.П. Великанова, Д.І. Высоцького, Л.А. Дем'янова, О.С. Денисова, В. А. Долецького, О.В. Дибова, М. Калиновського, В.В. Карницького, Ю.М. Копилова, Р.В. Кугеля, Г.С. Лосавіо, Д.М. Левіна, Ю.В. Микуліна, В.Я. Моїсеєва, Р. Нейдлі, А.І. Нисневича, А.Н. Покровського, Н.Н. Пономарьова, С.Ф. Рубінштейна, Г.В. Рутенбурга, Е.Г. Семенидо, Н.В. Семенова, М.С. Смирнова, Л.А. Сорокіна, Г.І. Суранова, А.І. Туркевича, Е.А. Чудакова, Б.А. Енгліна тощо[4-10].

Питання підвищення показників теплового стану і довговічності двигунів шляхом забезпечення оптимальних параметрів мастильного процесу в підшипниках колінчастого валу на режимі пуску у складі систем комбінованого прогріву з тепловими акумуляторами в літературних джерелах представлені не достатньо і тому потребують поглибленого розгляду.

Постановка задачі

Метою роботи є обґрунтування і урахування особливостей математичного моделювання параметрів роботи елементів керованої передпускової системи мащення ДВЗ у складі СКП, а саме теплонакопичувача для прогрітої оливи двигуна в період його зберігання.

Для цього необхідно вирішити задачі:

- обґрунтувати і визначити залежності зміни температури рідини в теплонакопичувачі від часу процесу теплообміну ;
- обґрунтувати і одержати залежність тривалості процесу теплообміну за яку температура рідини в теплонакопичувачі знизиться до заданого рівня ;
- обґрунтувати визначення коефіцієнта теплопередачі k .

Основний матеріал

Для забезпечення ефективної передпускової теплової підготовки системи мащення ДВЗ в умовах низьких температур розроблено ПСМД, яка включає в себе тепловий акумулятор, теплонакопичувач й елементи керування.

Для урахування особливостей математичного моделювання параметрів роботи одного з елементів системи - теплонакопичувача керованої ПСМД у складі СКП розглянемо опис процесу теплообміну рідини в теплоізолюваному теплонакопичувачі з навколишнім

середовищем. На рис. 1 представлена схема теплообміну робочої рідини – оливи з системи мащення в теплонакопичувачі (ТН) довільної форми. Такий варіант прийнято для того, щоб урахувати можливість виготовлення різних варіантів форм ТН в умовах експлуатації ДВЗ транспортних засобів і енергетичних установок.

Встановлюємо основні допущення [11 -16], які спрощують вирішення поставленої задачі:

а) питома теплоємність робочої рідини в ТН зневажливо мало залежить від її температури;

б) теплообмін через теплоізолювану стінку вподібнює перенос теплоти через плоску стінку, тобто не враховуємо циліндричність ТН;

в) зневажаємо нерівномірністю температур робочої рідини (оливи) за її об'ємом.

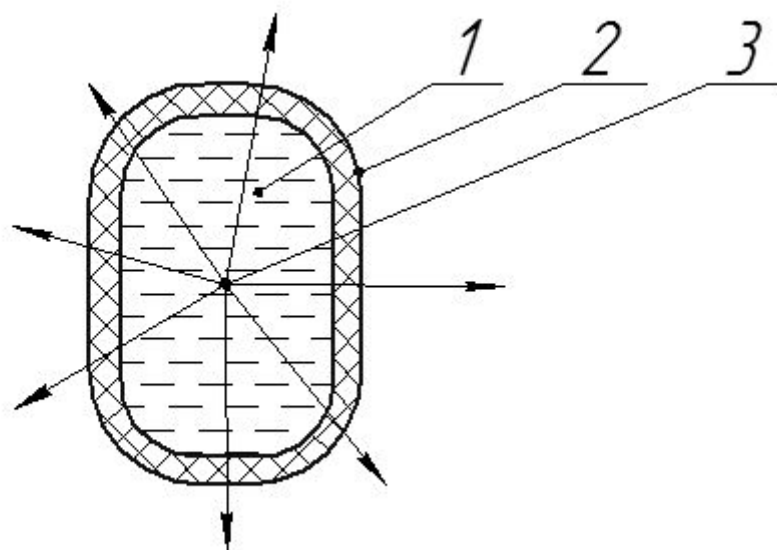


Рис. 1. Схема теплообміну робочої рідини в посудині довільної форми:
1 – рідина в ємності, 2 – шар теплоізоляції; 3 – напрямок потоку

Вибираємо основні фізичні величини [13 -16], що використовуються в процесі розрахунків і їх розмірності:

G - маса робочої рідини (оливи), кг;

C - питома теплоємність робочої рідини, Дж/(кг К);

F - зовнішня поверхня теплонакопичувача (ТН), м²;

δ - товщина шару теплоізоляції, мм;

λ - коефіцієнт теплопровідності ізоляційного матеріалу, Дж/(м К с), Вт/(м К);

$\alpha_{вн}$ - коефіцієнт тепловіддачі від робочої рідини в теплонакопичувачі до стінки ТН, Дж/(м² К с), Вт/(м² К);

$\alpha_{нар}$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні в навколишнє середовище, Дж/(м² К с), Вт/(м² К);

t_p - поточне значення температури робочої рідини в ТН, °С;

t_{p0} - початкове значення температури робочої рідини в ТН, °С;

t_0 - температура навколишнього середовища, °С;

τ - поточний час, с;

k - коефіцієнт теплопередачі від робочої рідини в ТН в навколишнє середовище, Дж/(м² К с), Вт/(м² К);

Q - кількість теплоти, переданої від рідини в ТН в навколишнє середовище за деякий інтервал часу τ , Дж.

З урахуванням роботи СКП двигуна транспортних засобів і енергетичних установок, яка полягає в накопиченні теплової енергії в ТН тільки шляхом зливу з картеру ДВЗ оливи масляної системи в процесі довготривалої стоянки транспортних засобів і енергетичних установок [9,11,12], кількість теплоти, що передається від робочої рідини в ТН в навколишнє середовище через стінку ТН за час $d\tau$ виражається співвідношенням:

$$dQ_1 = kF(t_p - t_0)d\tau \quad (1)$$

За цей час робоча рідина втратить теплоту в кількості:

$$dQ_2 = Gcdt_{ж} \quad (2)$$

У зв'язку із тим, що немає інших джерел надходження теплоти крім вже означених, то ліві частини рівнянь (1) і (2) повинні дорівнювати одна одній за абсолютною величиною. Оскільки при позитивному значенні $(t_p - t_0)$ у процесі теплообміну буде відбуватися охолодження рідини в ТН, то зміна температури dt_p буде величиною від'ємною. Для прирівнювання правих частин рівнянь (1) і (2) перед одним зі складових рівнянь необхідно поставити знак «-», тобто

$$kF(t_p - t_0)d\tau = -Gcdt_p \quad (3)$$

Рівняння (3) є диференціальним рівнянням зі змінними, що розділяються. Це рівняння представимо у вигляді:

$$\frac{dt_p}{(t_p - t_0)} = - \frac{kF}{Gc} d\tau \frac{kF}{Gc} d\tau \quad (4)$$

Рішення диференціального рівняння (4) дозволяє одержати залежність зміни температури робочої рідини в ТН t_p від часу в процесі теплообміну τ у вигляді:

$$t_p = t_0 + (t_{p0} - t_0) \exp\left(-\frac{kF}{Gc}\tau\right) \quad (5)$$

З рівняння (5) можливо одержати залежність тривалості процесу теплообміну τ , за яку температура робочої рідини в посудині знизиться до заданого рівня t_p :

$$\tau = \frac{Gc}{kF} [\ln(t_{ж0} - t_0) - \ln(t_{ж} - t_0)] \quad (6)$$

У формулах (5) і (6) коефіцієнт теплопередачі k визначається з виразу:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{1}{\alpha_{нар}} + \frac{\delta}{\lambda}} \quad (7)$$

Зупинимось на особливостях визначення значень величин, що входять у формулу (7). Коефіцієнт (конвективної) теплопередачі від робочої рідини в ТН до його стінки, враховуючи достатню в'язкість робочої рідини й порівняно невеликий об'єм ТН, можливо прийняти в межах 20...70 Вт/(м² К).

Коефіцієнт (конвективної) теплопередачі від зовнішньої поверхні ТН в навколишнє середовище при відсутності інтенсивного охолодження ТН можливо приймати в межах 3...10 Вт/(м² К).

Коефіцієнт теплопровідності шару теплоізоляції стінки ТН в загальному випадку визначається конструктивними особливостями ізоляційного матеріалу. Відомо, що чим вище щільність матеріалу, тим вище коефіцієнт його теплопровідності. Вважається, що матеріал відноситься до ізоляційних, якщо його коефіцієнт теплопровідності нижче 0,2 Вт/(м² К), а коефіцієнт теплопровідності вакуумно-багатошарової теплоізоляції, що використовується для зберігання криогенних рідин становить $1 \cdot 10^{-4}$ Вт/(м² К).

Якщо прийняти в якості найбільш імовірних значень наведених вище величин:

$$\alpha_{вн} = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К});$$

$$\alpha_{зовн} = 7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К});$$

$$\lambda = 0,2 \text{ Вт}/(\text{м К}), \quad \delta = 30 \text{ мм},$$

то значення коефіцієнта теплопередачі k складає:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{50} + \frac{1}{7} + \frac{0,03}{0,2}} = 3,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К}).$$

Проведемо оцінку прийнятих допущень.

1. *Щодо зневаги залежності питомої теплоємності робочої рідини в ТН.* Для більшості робочих рідин питома теплоємність зі збільшенням температури збільшується. З формул (5) і (6) випливає, що зневажання цією величиною, призведе до того, що розрахункова швидкість, наприклад, охолодження рідини в ТН буде вище, ніж з урахуванням впливу температури на питому теплоємність.

2. *Щодо не урахування циліндричності ТН з робочою рідиною.* З порівняння інтенсивності теплопередачі через плоску й циліндричну стінку випливає, що якщо в якості розрахункової величини поверхні F у формулах (5) і (6) використовувати зовнішню поверхню ТН, то, наприклад, швидкість охолодження рідини в ТН за рахунок прийнятого допущення буде більшою з урахуванням циліндричності ТН.

3. *Щодо урахування нерівномірності температури робочої рідини в ТН.* У реальних умовах буде мати місце деяка нерівномірність температур у ТН, тому що при охолодженні робочої рідини температура рідини біля стінки ТН буде більш низькою, ніж в середній частині ТН. Це призведе до деякого зменшення теплопередачі, і тоді при використанні допущення розрахункова температура робочої рідини за формулою (5) буде більш низькою, чим при реальному

процесі теплообміну, а розрахунковий час теплообміну буде меншим, ніж для реального процесу.

Таким чином, прийняті допущення призводять до того, що розрахункова температура за формулою (5) буде завищеною й час досягнення заданої температури рідини в посудині за рахунок цих допущень буде заниженим. Орієнтовно, попередньо, можливо оцінити, що похибка прийнятих допущень сумарно складатиме 10-15%. Для урахування цих особливостей в процесі математичного моделювання потрібно урахувувати означені особливості.

Висновки

Ураховані особливості математичного моделювання параметрів роботи елементів керованої передпускової системи мащення ДВЗ у складі СКП, а саме теплонакопичувача (ТН) для прогрітої оливи двигуна в період його зберігання. Отримані розрахункові залежності для визначення температури робочої рідини в ТН в процесі її охолодження й час охолодження її до заданого рівня. Прийняті допущення призводять до заниження розрахункової температури робочої рідини в ТН й до заниження розрахункового часу зниження температури до заданого рівня. Для урахування цих особливостей в процесі математичного моделювання потрібно в отримані рівняння вводити коректуральні коефіцієнти.

Список літератури

1. Грицук І.В. Алгоритм формування оперативної готовності двигуна внутрішнього згорання з системою прискореного прогріву й утилізацією теплоти відпрацьованих газів тепловим акумулятором. / І.В.Грицук, Д.С.Адров, Ю.В.Прилепський, З.І.Краснокутська, В.С.Вербовський // Зб. наук. праць ДонІЗТУкрДАЗТ- Донецьк: ДонІЗТ, 2012– Випуск №29. с. 143-156.

2. Авдонькин Ф.Н. Оптимизация изменения технического состояния автомобиля / Ф.Н. Авдонькин. - М.: Транспорт, 1993. - 350 с.
3. Денисов А. С. Повышение долговечности подшипников коленчатого вала использованием предпусковой смазки / А. С. Денисов, Р. И. Альмеев // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2011. – № 2 (56), Выпуск 2. – С. 34–37.
4. Альмеев Р.И. Анализ устройств для предпусковой смазки деталей ДВС / Р.И. Альмеев // Проблемы транспорта и транспортного строительства: межвуз. науч. сб. - Саратов: СГТУ, 2008. - С. 125-132.
5. Альмеев Р. И. Анализ влияния параметров системы смазки на режим работы подшипников коленчатого вала при холодном пуске двигателя / Р.И. Альмеев, А.С. Денисов // Научно-техническое творчество: проблемы и перспективы: Сборник статей IV Всероссийской научно-технической конференции-семинара. - В 2-х частях. - Часть 2 - Самара: Самарский государственный технический университет, 2009. - С. 35-46.
6. Григорьев М.А. Износ и долговечность автомобильных двигателей / М.А.Григорьев, Н.Н. Пономарев. М.: Машиностроение, 1976. - 248 с.
7. Лосавио Г.С. Эксплуатация автомобилей при низких температурах / Г.С. Лосавио. - М.: Транспорт, 1973. - 117 с.
8. Семёнов Н.В. Эксплуатация автомобилей в условиях низких температур / Н.В. Семёнов. - М.: Транспорт, 1993. - 190 с.
9. Сердечный В.Н. Тепловая подготовка лесотранспортных машин при безгаражном содержании / В.Н. Сердечный. М.: Лесная промышленность, 1974. - 124 с.
10. Смирнов В.Г., Лучинин Б.Н. Повышение долговечности деталей автомобильных двигателей за счет совершенствования конструкции систем смазки. - М.: НИИНавтопром, 1980. - 59 с.
11. Оптимизация теплового состояния автомобильных двигателей / И.Б.Гурвич, А.П.Егорова, К.М.Москвин и др. // Двигателестроение, 1982.- №4.- с.10-12.
12. Карнаухов Н.Н. Приспособление строительных машин к условиям Российского Севера и Сибири[текст] / Н.Н. Карнаухов. - М.: Недра, 1994. - 351 с.
13. Псаченко В.П. Справочник по теплопередаче [текст] / В.П. Псаченко, В.А. Осипов. - М., 1986, 456с.
14. Кутателадзе С.С., Справочник по теплопередаче [текст] / С.С. Кутателадзе, В.М. Боришанский. - М., Госэнергоиздат, 1958. - 415с.
15. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках [текст] / А.А. Жукаускас.- М.: Наука, 1982. - 472с.
16. Исаченко В.П. Теплопередача [текст] / В.П. Исаченко, В.А. Осипов, А.С. Сурков. - М.: Энергоиздат, 1981. - 408с.

Анотації:

В статті розглядаються особливості математичного моделювання параметрів роботи теплоакумулятора керуваної передпускової системи смазки двигателя внутрішнього згорання в системі комбінованого прогріву.

Ключові слова: двигатель внутрішнього згорання, система комбінованого прогріву, система смазки двигателя, передпускова підготовка, теплоакумулятор

У статті розглядаються особливості математичного моделювання параметрів роботи теплоакумулятора керуваної передпускової системи мащення двигуна внутрішнього згорання у складі системи комбінованого прогріву.

Ключові слова: двигун внутрішнього згорання, система комбінованого прогріву, система мащення двигуна, передпускова підготовка, теплоакумулятор

The article discusses the features of mathematical modeling parameters of the heat accumulator controlled prestart lubrication systems of internal combustion engine in the system combined warming.

Keywords: Internal combustion engines, combined heating system, engine oil, pre-launch preparations, accumulators

