

## **МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ ЗМЕНШЕННЯ ВТРАТ ЕНЕРГІЇ В АГРЕГАТАХ ТРАНСМІСІЇ ПІДЙОМНИХ УСТАНОВОК ДЛЯ РЕМОНТУ СВЕРДЛОВИН**

**С. І. Криштопа, Л. І. Криштопа, І. М. Микитій, М. М. Гнип, Ф. В. Козак**

*ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15,;  
e-mail: auto.ifntung@ukr.net*

*Робота спрямована на вирішення проблеми зниження втрат енергії в трансмісійних агрегатах підйомних установок для ремонту свердловин. Запропоновано метод швидкого прогріву та підтримання оптимального температурного режиму в трансмісійних агрегатах підйомних установок за рахунок використання теплоти відпрацьованих газів. Проведено аналіз особливостей конструкції трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин. Виконано дослідження в'язкісно-температурних характеристик сучасних трансмісійних олив та температурного режиму в трансмісійних агрегатах. Запропоновано математичну модель виділення енергії в агрегатах трансмісії під час експлуатації підйомних установок. Визначені втрати енергії на тертя в підшипниках трансмісійних механізмів підйомних установок. Запропоновано метод зменшення втрат енергії в агрегатах трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин. Виконано експериментальні дослідження реалізації запропонованого методу. Встановлено залежність втрат потужності в коробці перемикання передач підйомних установок в залежності від температури та сорту трансмісійної оливи. Одержана залежність втрат потужності в коробці перемикання передач підйомних установок моделі УПА 60/80А в залежності від температури та сорту трансмісійної оливи. Наведено результати розрахунків перевитрат палива в коробці перемикання передач підйомної установки моделі УПА 60/80А з різними силовими приводами та за різних температур трансмісійної оливи.*

**Ключові слова:** підйомна установка для ремонту свердловин, нафтогазовий технологічний транспорт; дизельний двигун; трансмісійний агрегат; коробка перемикання передач; утилізація теплоти; відпрацьовані гази; потужність; питома витрата палива.

*Работа направлена на решение проблемы снижения потерь энергии в трансмиссионных агрегатах подъемных установок для ремонта скважин. Предложен метод быстрого прогрева и поддержания оптимального температурного режима в трансмиссионных агрегатах подъемных установок за счет использования теплоты отработанных газов. Проведен анализ особенностей конструкции трансмиссий подъемных установок для ремонта скважин. Выполнены исследования вязкостно-температурных характеристик современных трансмиссионных масел и температурного режима в трансмиссионных агрегатах. Предложена математическая модель выделения энергии в агрегатах трансмиссии при эксплуатации подъемных установок. Установлены энергозатраты на трение в зубчатых передачах агрегатов трансмиссии. Определены потери энергии на трение в подшипниках трансмиссионных механизмов подъемных установок. Предложен метод снижения потерь энергии в агрегатах трансмиссии подъемных установок для ремонта скважин. Выполнены экспериментальные исследования реализации предложенного метода. Установлена зависимость потерь мощности в коробке переключения передач подъемных установок в зависимости от температуры и сорта трансмиссионного масла. Получена зависимость потерь мощности в коробке переключения передач подъемной установки модели УПА 60 / 80А в зависимости от температуры и сорта трансмиссионного масла. Приведены результаты расчетов перерасхода топлива в коробке переключения передач подъемной установки модели УПА 60 / 80А с различными силовыми приводами и при различных температурах трансмиссионного масла.*

**Ключевые слова:** подъемная установка для ремонта скважин, нефтегазовый технологический транспорт; дизельный двигатель; трансмиссионный агрегат; коробка переключения передач; утилизация теплоты; отработанные газы; мощность; удельный расход топлива.

*The work is aimed at solving the problem of reducing energy losses in transmission units of hoisting installations for repairing wells. A method of rapid heating and maintaining the optimal temperature in the transmission units of lifting units by using the heat of the exhaust gases was proposed. The analysis of features of a design of transmissions of lifting installations for repair of wells is carried out. Studies of viscosity-temperature characteristics of modern transmission oils and temperature regime in transmission units have been performed. A mathematical model of energy release in transmission units during the operation of lifting units is proposed. Installed energy consumption for friction in the gears of the transmission units. Friction energy losses in bearings of transmission*

*mechanisms of lifting units are determined. A method for reducing energy losses in transmission units of hoisting installations for well repair is proposed. Experimental studies of the implementation of the proposed method of reducing energy losses in transmission units have been performed. The dependence of power losses in the gearbox of lifting units depending on the temperature and grade of transmission oil is established. The dependence of power losses in the gearbox of the lifting unit of the UPA 60 / 80A model depending on the temperature and grade of transmission oil is obtained. The results of calculations of fuel consumption in the gearbox of the lifting unit of the UPA 60 / 80A model with different power drives and at different temperatures of transmission oil are given.*

Key words: hoisting installation for repair of wells, oil and gas technological transport; diesel engine; transmission unit; gearbox; heat utilization; exhaust gases; power; specific fuel consumption.

## Вступ

Нафтогазовий комплекс України та світу, поряд з іншими структурами, включає у себе численні виробничі підрозділи нафтогазового технологічного транспорту. Широке застосування в газовій та нафтовій промисловості знайшли підйомні установки для ремонту свердловин. Мобільні установки для поточного та капітального ремонту свердловин виконують підйом і спуск насосно-компресорних та бурових труб, насосних штанг, насосів, канатів і струмонесучого кабелю для електронасосів, газліфтних підйомників та ін.

Призначення технологічного транспорту нафтогазової галузі – забезпечення неперервної роботи основного виробництва шляхом виконання технологічних операцій та транспортної роботи в заданих обсягах, в заданий час та з мінімальними собі вартостями та витратами енергії. Тому проблема зниження витрат енергії для підйомних установок, зокрема зменшення витрат енергії в їхніх трансмісіях, є актуальним завданням.

## Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

Питання покращення енергоефективності – один із головних пріоритетів нашої країни. Останнім часом під впливом зовнішніх чинників відбуваються кардинальні зміни у підходах до формування державної енергетичної політики [1]: здійснюється перехід від застарілих моделей функціонування вітчизняного енергетичного сектору, в якому домінували викопні палива, до нових моделей, в яких максимально використовуються альтернативні невикопні види палив та мінімізуються тенденції домінування одного з видів виробництва енергії. Разом з цим віддається максимальна перевага використанню енергії із відновлюваних джерел та підвищенню енергоефективності [2].

Для досягнення поставлених державною енергетичною політикою завдань необхідно максимально знижувати енергоспоживання всіх об'єктів та обладнання, які експлуатуються в нафтовій і газовій промисловості України. Це повною мірою стосується як загалом нафтога-

зового технологічного транспорту, так і також такої важливої його складової, як підйомні установки для ремонту свердловин [3]. Зазначені установки мають енерговитратні, у порівнянні з електроприводом, дизельні двигуни з трансмісіями, що вимагає в т. ч., пошуку нових напрямків покращення енергетичних характеристик силових приводів підйомних установок.

Для агрегатів ремонту свердловин великої вантажопідйомності застосовуються стандартні автомобільні шасі надвеликої вантажопідйомності або колісні чи гусеничні транспортні бази надвеликої вантажопідйомності, зібрані зі стандартних вузлів – мостів, коліс, трансмісій, коробок передач, двигунів, але об'єднаних спеціальною рамою. Такі колісні бази в залежності від необхідної вантажопідйомності мають по чотири-шість мостів, з яких два-чотири – ведучі. В світі освоєно виробництво великого ряду агрегатів для ремонту свердловин, вантажопідйомністю від 16 т до 350 т на колісному і гусеничному ході [4].

Найбільш масовим за частотою застосування є агрегат поточного та капітального ремонту свердловин для роботи з відкритим устям. Спуско-підйомні операції під тиском виконуються значно рідше, тому й агрегатів поточного та капітального ремонту свердловин такого призначення набагато менше. Крім того, через складність виконання операцій під тиском свердловини деколи герметизуються і ремонтуються як звичайні. При використанні ж агрегатів, що дозволяють виконувати спуско-підйомні операції під тиском, складного процесу герметизації можна уникнути [5].

Залежно від операцій, виконуваних мобільними установками, їхня комплектація може змінюватися. Так, тільки для підйому і спуску труб і штанг підйомна установка комплектується з мінімального числа вузлів. Для використання підйомної установки для буріння передбачається відбір потужності на ротор, буровий насос і систему готування промивальної рідини, що дозволяє використовувати підйомник для капітального ремонту свердловин. Для спуско-підйому електронасосів підйомник доукомплектується барабаном для намотування кабелю,

а для підвіски штанг вишка оснащується спеціальним захоплювачем [6].

Для покращення характеристики і підвищення оперативності керування мобільними установками для ремонту свердловин, а також для більш ефективного спарювання приводних двигунів у підйомних установках закордонного виробництва, особливо великої вантажопідйомності, використовуються гідромуфти, а іноді і гідротрансформатори, що встановлюються між двигуном і трансмісією. У цьому випадку трансмісія називається гідромеханічною [7].

Гідромуфти або гідротрансформатори обов'язково використовуються при спарених приводних двигунах у підйомних установках великої вантажопідйомності закордонного виробництва під час роботи з однією трансмісією. У цьому випадку сумарна потужність, що передається трансмісії, збільшується за рахунок саморегулювання кожного двигуна за частотою обертання, що неможливо при їх жорсткому механічному з'єднанні. Гідротрансформатор дозволяє плавно змінювати частоту обертання при одночасній зміні моменту. Але зі збільшенням коефіцієнта трансформації коефіцієнт корисної дії цієї гідромашини зменшується аж до 0,60-0,65, що є серйозним недоліком цього способу регулювання. Для забезпечення ще більшого діапазону регулювання привод з гідротрансформатором може доповнюватися також механічною коробкою передач [8].

Використання підйомних установок для ремонту свердловин в умовах низьких температур вимагає теплової підготовки не тільки двигуна, насосного обладнання, компресорного устаткування, талевої системи, але й агрегатів трансмісії, що пов'язано з високою початковою в'язкістю трансмісійної оливи в холодний період року. Проблемам ефективної експлуатації трансмісії присвятили свої праці багато вчених. Розглядалися механічні трансмісії як на базі автомобільних шасі [9], так і на базі тракторних агрегатів [10], а також автоматичні трансмісії [11].

У ряді робіт [12 та ін.] пропонується як спосіб зменшення втрат потужності в агрегатах трансмісії використання примусової подачі оливи до поверхонь тертя. Примусова подача оливи дозволяє зменшити втрати, що залежать від кількості і глибини занурення шестерень в оливу однак, як показали зазначені дослідження, найбільша ефективність застосування оливи для обертових частин під тиском спостерігається з моменту зрушення і до стабілізації температури оливи, крім того, цей спосіб вимагає попереднього нагрівання оливи.

Дослідження ряду авторів [13 та ін.] показують, що температурний режим агрегатів трансмісії автомобілів є одним з основних факторів, що впливають як на втрати потужності, так і на інтенсивність зношування механізмів трансмісії. Встановлено, що забезпечення оптимального теплового режиму агрегатів трансмісії дозволить зменшити додаткову витрату палива до 10 %, а інтенсивність зношування – у 8 разів.

Дослідження [14] показують, що в місяці з низькою температурою навколишнього середовища спостерігається збільшення відмов коробки передач фірми ZF, пов'язаних з недостатнім надходженням масла до точок тертя. Наприклад, кількість виходів з ладу переднього підшипника вторинного вала збільшується на 33 %, заднього опорного підшипника - на 20 %, а число відмов інших деталей коробки перемикач збільшується на 12 %. Таким чином, число відмов коробки перемикач передач зазначеної марки в загальному випадку збільшується на 65 %.

Проведені дослідження в'язкісно-температурних характеристик сучасних трансмісійних олив показали [15], що оптимальною в'язкістю, при якій забезпечується гарантоване змащування деталей агрегатів трансмісії і не відбувається суттєвих втрат потужності, для найбільш розповсюджених трансмісійних олив, є робоча в'язкість 2 Па·с. При цьому гранично допустима в'язкість сучасних трансмісійних олив (що допускає вільну роботу агрегатів трансмісії підйомних установок під навантаженням без шкоди для зубчастих зачеплень і підшипників) складає 150 Па·с. Ця в'язкість досягається для мінеральних трансмісійних олив з індексом в'язкості 80W-90 за температур 247 К, напівсинтетичних трансмісійних 75W-90 і синтетичних трансмісійних 70W-90 за температур відповідно 239 К та 233 К. На підставі наведених даних можна зробити висновок, що сучасні трансмісійні оливи з різними в'язкісно-температурними характеристиками не забезпечують роботу з передачі крутного моменту без втрат потужності під час прогрівання трансмісії, а оптимальний температурний режим агрегатів трансмісії становить 303-313 К.

### **Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми**

Основними втратами енергії при експлуатації силових приводів підйомних установок для ремонту свердловин є:

- внутрішні втрати в трансмісії, що визначаються ККД механічної або гідравлічної трансмісії;

- внутрішні втрати в талевій системі, що визначаються ККД талевої системи;
- внутрішні втрати в приводному двигуні, що визначаються ККД дизельного двигуна внутрішнього згоряння;
- втрати внаслідок неоптимального процесу буріння;
- втрати внаслідок неоптимальної роботи бурових насосів;
- гідравлічні втрати в трубопроводах та арматурі;
- внутрішні втрати в лебідці, що визначаються ККД лебідки;
- внутрішні втрати в роторі, що визначаються ККД ротора;
- втрати внаслідок використання неоптимальних видів палив для приводного двигуна;
- втрати, пов'язані з відсутністю рекуперації надлишкових теплових енергій.

Трансмiсія установки для ремонту свердловин складається із сукупності муфт, валів, ланцюгових передач, лебідки і поліспасти, з'єднаного з гакоблоком. Число швидкостей і їхнє співвідношення залежать від технології спуско-піднімальних операцій. На автомобільній або тракторній транспортній базі часто використовують як перетворювач крутного моменту від двигуна власне штатну коробку перемикачів передач самої транспортної бази. Така схема підйомної установки, побудована на механічних трансмісіях, у даний час є найбільш поширена в Україні. Але комплексних досліджень щодо зниження витрат енергії в трансмісіях підйомних установок для ремонту свердловин шляхом використання теплоти відпрацьованих газів для забезпечення швидкого прогрівання трансмісійних агрегатів та підтримування оптимального теплового режиму проведено ще не було.

#### Формулювання цілей статті

Витрати на функціонування технологічного транспорту становлять значну частку в собівартості продукції нафтогазової галузі, тому зменшення споживання енергії та собівартості технологічних робіт під час експлуатації силових приводів підйомних установок для ремонту свердловин – актуальна проблема для фахівців нафтогазової промисловості.

Тому метою даної статті є теоретичні та експериментальні дослідження в напрямі підвищення енергоефективності агрегатів трансмісій підйомних установок для ремонту свердловин шляхом використання теплоти відпрацьованих газів.

#### Математична модель виділення енергії в агрегатах трансмісії під час експлуатації підйомних установок

Аналіз кінематичних схем агрегатів трансмісій підйомних установок для ремонту свердловин показує, що вони в основному, складаються з циліндричних і конічних зубчастих передач, планетарних передач, різних типів підшипників, ущільнень і інших елементів, в яких спостерігається внутрішнє механічне і гідравлічне тертя, обумовлене взаємодіями поверхонь деталей та оберткових шестерень з оливною ванною.

Як трансмісії та перетворювачі потужності для підйомних установок ремонту свердловин виробництва України, колишнього СНД та закордонного виробництва невеликої вантажопідйомності зазвичай застосовуються механічні коробки перемикачів передач, у більшості випадків шестеренчасті, рідше ланцюгові зі ступеневим регулюванням частоти обертання. Типова механічна трансмісія підйомної установки для ремонту свердловин на гусеничному шасі (ЛПТ-8) наведена на рис. 1.

Для визначення енергії  $Q_{mp.ag.}$ , що генерується в агрегатах трансмісії під час експлуатації підйомних установок, розроблено математичну модель.

Розрахунок енергії, що генерується в агрегатах трансмісії підйомних установок, базується на визначенні коефіцієнтів корисної дії внутрішніх джерел тертя та врахуванні потужності, що передається через трансмісійні агрегати. На основі ККД вузлів та механізмів, з яких складається агрегат, можна визначити кількість енергії, що генерується в агрегаті, за формулою

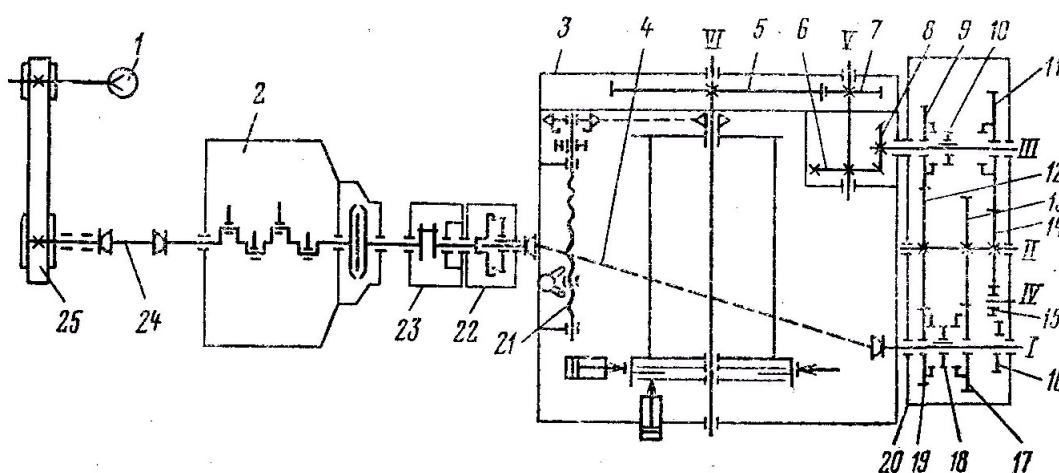
$$Q_{mp.ag.} = \sum_i N_i \cdot t_i \cdot (1 - \eta_{в.тр.i}), \text{ Дж}, \quad (1)$$

де  $N_i$  - потужність, що передається і-м вузлом агрегату трансмісії, Вт;

$t_i$  - тривалість роботи і-го вузла агрегату трансмісії, с;

$\eta_{в.тр.i}$  - ККД і-го вузла агрегату трансмісії.

Таким чином, в основі розрахунку внутрішнього енерговиділення в трансмісії знаходиться функціональний зв'язок ККД вузлів агрегатів трансмісії і потужностей, що передається через трансмісійні вузли. З врахуванням тієї обставини, що будь-який агрегат трансмісії складається з елементарних вузлів та механізмів, кожен з яких має свій ККД, оцінка енерговиділення базується на конкретних конструктивних особливостях розглянутих агрегатів.



1 – компресор; 2 – двигун; 3 – лебідковий блок; 4 – карданний вал; 5, 7 – шестерні; 6, 8 – шестерні конічні; 9 – шестерня 3-ї 4-ї передачі; 10 – муфта; 11 – шестерня 1-ї і 2-ї передачі; 12, 13, 14 – шестерні проміжного вала; 15, 16 – шестерні оберненого обертання барабана; 17 – шестерня 2-ї і 4-ї передачі; 18 – муфта перемикання передач; 19 – шестерня 1-ї і 3-ї передачі; 20 – коробка передач; 21 – талевий блок; 22 – коробка відбору потужності; 23 – фрикціон; 24 – карданний вал; 25 – передача пасова; I – ведучий вал; II – проміжний вал; III – ведений вал; IV – вісь шестерні заднього ходу; V – вал силової передачі; VI – вал барабана

**Рисунок 1 – Типова механічна трансмісія підйомної установки для ремонту свердловин на гусеничному шасі ЛПТ-8**

Конструкція агрегатів трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин є сукупністю циліндричних, конічних зубчастих та ланцюгових передач внутрішнього і зовнішнього зачеплення. Наприклад, коробка передач підйомних установок УПА-60/80 на шасі КрАЗ-63221 (механічна, дводіапазонна, восьмиступінчаста) складається з циліндричних прямозубих шестерень (1-а передача і задній хід) і циліндричних косозубих шестерень (2-8 передачі). В гніздах картера коробки перемикання передач на кулькових і роликових підшипниках встановлюються первинні, вторинні і проміжні вали.

З урахуванням конструктивних особливостей сумарний ККД  $\eta_{в.тр.кп}$  розглянутих коробок перемикання передач визначається наступними виразами:

$$\eta_{в.тр.кп} = \eta_{цп}^x \cdot \eta_{зм}^y \cdot \eta_{мн}^z, \quad (2)$$

де  $\eta_{цп}$  - ККД, що враховує втрати енергії на тертя в циліндричних зубчастих передачах;

$\eta_{зм}$  - ККД, що враховує втрати енергії на гідравлічне тертя в агрегаті;

$\eta_{мн}$  - ККД, що враховує втрати енергії на тертя в підшипниках;

x, y, z - кількість відповідно зубчастих передач, шестерень, що контактують з оливою в агрегаті трансмісії, і підшипників.

Передній, середній і задній мости підйомних установок УПА-60/80 представляють собою сукупність однієї пари конічних зубчастих коліс зі спіральними зубами і однієї пари циліндричних косозубих зубчастих коліс. Провідна конічна шестерня переднього, заднього і середнього мостів встановлюється на двох роликових конічних підшипниках. Проміжний вал мостів встановлено на трьох конічних роликових підшипниках.

З урахуванням конструктивних особливостей сумарний ККД розглянутих головних передач в мостах визначається наступними виразами:

$$\eta_{в.тр.мн} = \eta_{цп}^x \cdot \eta_{зм}^y \cdot \eta_{мн}^z \cdot \eta_{кп}^{\chi}, \quad (3)$$

де  $\eta_{кп}$  - ККД, яким враховуються втрати в зачепленні конічних зубчастих шестерень;

$\chi$  - число конічних передач, що знаходяться в зачепленні.

### Втрати енергії на тертя в зубчастих передачах агрегатів трансмісії

Величина ККД вузлів агрегатів трансмісії обумовлюється в'язкістю використовуваної для змащування оливи, передавальними відношеннями зубчастої передачі, коефіцієнтами тертя зубців шестерень, числом зубців шестерень та інших чинників. Типові значення ККД зубчастих передач при оптимальному температурно-му режимі представлені в таблиці 1. Треба за-

Таблиця 1 – Типові значення ККД зубчастих передач при оптимальному температурному режимі

Стан передачі	Середній ККД залежно від типу передачі	
	Циліндрична, $\eta_{цп}$	Конічна, $\eta_{кп}$
Нова	0,975	0,96
Після обкатки	0,98	0,97
Максимально припрацьована	0,99	0,98

значити, що при оптимальному температурно-му режимі ККД зубчастих передач досягає досить високих значень і забезпечує ефективну роботу агрегатів трансмісії з мінімальними втратами енергії. Однак при експлуатації механізмів трансмісії в умовах мінусових температур їх ККД суттєво знижується. Так, при типових зимових температурах України (-15...-10) °C на початку руху ККД трансмісії знаходиться в межах 0,55...0,60 [9]. Під час руху автомобіля в міру самопрогрівання агрегатів трансмісії їхній ККД збільшується і через 30-40 хв. після початку руху досягає значень 0,88...0,93 [9].

Визначальним фактором, що впливає на ККД механізмів трансмісії, є в'язкість трансмісійної оливи. У зв'язку з тим, що динамічна в'язкість трансмісійної оливи при від'ємних температурах змінюється в широких межах, значення ККД шестерень буде також змінною величиною. Для зубчастої передачі, розміри якої відомі, ККД можна визначити за формулою [10]

$$\eta_{зп} = 1 - 2,3 \cdot \mu_{мз} \cdot \gamma_{зм} \cdot \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right), \quad (4)$$

де  $\mu_{мз}$  - коефіцієнт тертя в зачепленні;

$\gamma_{зм}$  - коефіцієнт, що враховує зміщення зачеплення;

$z_1, z_2$  - число зубців ведучої і веденої шестерень відповідно.

Знак плюс у виразі (4) дійсний для передач із зовнішнім зачепленням, а знак мінус - для зубчастих передач з внутрішнім зачепленням.

Головною складністю використання формули (4) є аналітичне визначення коефіцієнта тертя в зачепленні зубчастих коліс, враховуючи вплив на нього декількох факторів одночасно. Так, в роботах [10, 11] встановлені наступні закономірності зміни коефіцієнта тертя  $\mu_{мз}$ :

- коефіцієнт тертя мало залежить від матеріалу шестерень і величини контактної напруженості в зачепленні;

- коефіцієнт тертя зменшується зі збільшенням швидкості ковзання і швидкості кочення;

- коефіцієнт тертя збільшується зі підвищенням температури поверхонь пар тертя;

- коефіцієнт тертя зменшується зі збільшенням в'язкості оливи.

Таким чином, в даний час визначення коефіцієнта тертя в зачеплення циліндричних і конічних шестерень проводиться тільки на основі експериментальних залежностей. Великий обсяг експериментальних досліджень з трансмісійними оливами [9, 11] дозволив отримати емпіричну формулу для визначення коефіцієнта тертя в зубчастих передачах:

$$\mu_{мз} = \mu_0 - 0,0261g \cdot E_0, \quad (5)$$

де  $\mu_{мз}$  - коефіцієнт тертя зубців при в'язкості 1 °Е. Для трансмісійної оливи приймається  $\mu_{мз} = 0,11$  [8];

$E_0$  - умовна в'язкість трансмісійної оливи в градусах Енглера, °Е.

Переведення позасистемної одиниці вимірювання в'язкості оливи  $E_0$  в одиниці кінематичної в'язкості  $\nu$  проводиться за емпіричною формулою [7]

$$\nu = 0,073E_0 - \frac{0,063}{E_0}, \quad \text{Ст.} \quad (6)$$

З урахуванням того, що в агрегатах трансмісії необхідно оперувати динамічною в'язкістю трансмісійної оливи, необхідно здійснити перехід до відповідних одиниць вимірювання (Па·с). Таке завдання вирішується через взаємозв'язок динамічної і кінематичної в'язкості. Співвідношення динамічної  $\eta_{ол}$  і кінематичної в'язкості  $\nu_{ол}$  оливи характеризується виразом

$$\eta_{ол} = \nu_{ол} \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4}, \quad \text{Па} \cdot \text{с}, \quad (7)$$

де  $\rho_{ол}$  - густина трансмісійної оливи, кг/м<sup>3</sup>.

З урахуванням формули (6) вираз (7) набуде такого вигляду:

$$\eta_{ол} = \left( 0,073 \cdot E_0 - \frac{0,063}{E_0} \right) \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4}, \quad \text{Па} \cdot \text{с}. \quad (8)$$

В результаті нескладних математичних перетворень (8) одержимо

$$(0,073 \cdot E_0^2 - 0,063) \cdot \rho_{ол} \cdot 10^{-4} - \eta_{ол} \cdot E_0 = 0$$

та розв'яжемо квадратне рівняння

$$E_0 = \frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018 \rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15 \rho_{ол} \cdot 10^{-4}}. \quad (9)$$

Підставивши (9) в формулу (5), отримаємо вираз для розрахунку коефіцієнту тертя в зачепленні:

$$\mu_{мз} = \mu_0 - 0,026 \lg \left( \frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018 \rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15 \rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right). \quad (10)$$

Тоді вираз для визначення ККД циліндричного трансмісійного механізму в функції від динамічної в'язкості оливи матиме наступний вигляд:

$$\eta_{зл} = 1 - 2,3 \cdot \mu_0 - 0,026 \lg \left( \frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018 \rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15 \rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right) \times \gamma_{зм} \cdot \left( \frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right). \quad (11)$$

ККД конічних зубчастих передач  $\eta_{кп}$  визначається за формулою [145]

$$\eta_{кп} = 1 - \frac{\pi \cdot \eta_{мз} \cdot \zeta}{2} \cdot \left( \frac{1}{z_{np1}} \pm \frac{1}{z_{np2}} \right), \quad (12)$$

де  $\zeta$  - коефіцієнт тривалості зачеплення зубців шестерень. Для конічних передач рекомендується приймати  $\zeta = 5,5$  [11];

$z_{np1}$  і  $z_{np2}$  - приведене число зубів ведучої і веденої шестерні.

Приведене число зубів шестерні визначається з виразу

$$z_{np,i} = \frac{z_i}{\cos \varphi_i},$$

де  $\varphi_i$  - кут між твірною і віссю початкового конуса  $i$ -ї шестерні.

Тоді вираз (12) набуде такого вигляду:

$$\eta_{кп} = 1 - \frac{\pi \cdot \eta_{мз} \cdot \zeta}{2} \cdot \left( \frac{\cos \varphi_1}{z_1} \pm \frac{\cos \varphi_2}{z_2} \right). \quad (13)$$

З урахуванням залежності коефіцієнта тертя в зубчастому зачепленні від динамічної в'язкості трансмісійної оливи отримуємо рівняння для визначення ККД конічної передачі трансмісійного механізму:

$$\eta_{кп} = 1 - \left( \mu_0 - 0,026 \lg \left( \frac{\eta_{ол} + \sqrt{\eta_{ол}^2 + 0,018 \rho_{ол}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15 \rho_{ол} \cdot 10^{-4}} \right) \right) \times \frac{\pi \cdot \zeta}{2} \cdot \left( \frac{1}{z_{np1}} \pm \frac{1}{z_{np2}} \right). \quad (14)$$

### Втрати енергії на тертя в підшипниках трансмісійних механізмів

Для визначення ККД підшипників кочення попередньо необхідно провести аналіз конструкції трансмісійного агрегату. Для прикладу проведемо аналіз конструкції коробки перемикач передач підйомних установок для ремонту свердловин УПА-60/80. Аналіз показує, що в конструкції використовуються підшипники кочення кулькового і роликowego типів з циліндричними і конічними роликами. ККД таких підшипників обумовлений втратами на тертя кочення. До основних факторів, що впливають на величину ККД підшипників кочення, можна віднести характер навантаження, в'язкість оливи і частоту обертання.

Аналітичний розрахунок ККД підшипників кочення  $\eta_{ми}$  проведемо за формулою

$$\eta_{ми} = 1 - \frac{N_{вн}}{N_{вв}}, \quad (15)$$

де  $N_{вв}$  - потужність, що підводиться до ведучого валу трансмісійного агрегату, на якому встановлений підшипник кочення, Вт;

$N_{вн}$  - втрати потужності в підшипнику, Вт.

Втрати потужності в підшипнику визначимо з відомого виразу

$$N_{вн} = \frac{2\pi \cdot n_e \cdot M_{mn}}{60}, \text{ Вт}, \quad (16)$$

де  $M_{mn}$  - момент тертя в підшипнику, Н×м;

$n_e$  - частота обертання валу, на якому встановлений підшипник, с<sup>-1</sup>.

Момент тертя в підшипниках кочення визначається з виразу [14]:

$$M_{mn} = d_e \cdot P_n \cdot \mu_{np}, \text{ Н×м}, \quad (17)$$

де  $d_e$  - діаметр шийки вала під підшипник, м;

$P_n$  - діюче навантаження на підшипник, Н;

$\mu_{np}$  - приведений коефіцієнт тертя.

Значення приведених коефіцієнтів тертя  $\mu_{np}$  для різних типів підшипників, що зустрічаються в агрегатах трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин УПА-60/80, наведені в табл. 2.

Таблиця 2 - Значення приведених коефіцієнтів тертя різних типів підшипників

Підшипник	Тип	Приведений коефіцієнт тертя $\mu_{np}$
Кульковий	Радіальний	0,0015...0,0025
	Радіально-упорний	0,002...0,004
	Упорний	0,003...0,005
Роликовий	Циліндричний	0,004...0,010
	Конічний	0,005...0,015

З урахуванням формул (15-17) вираз для розрахунку ККД підшипника кочення набуде вигляду:

$$\eta_{mi} = 1 - \frac{\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n \cdot \mu_{np}}{30N_{\text{вв}}} \quad (18)$$

Тоді, наприклад, для коробки передач підйомних установок УПА-60/80 на шасі КраЗ-63221 з кульковими радіальними, роликовими циліндричними та роликовими конічними підшипниками ККД, що враховує втрати енергії на тертя в підшипниках, в залежності від частоти обертання трансмісійних валів та потужності, що передається споживачам (лебідка, ротор та ін.), буде визначатись за формулою

$$\eta_{mn} = \left(1 - \frac{0,001\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{\text{вв}}}\right)^a \times \left(1 - \frac{0,007\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{\text{вв}}}\right)^b \cdot \left(1 - \frac{0,01\pi \cdot n_g \cdot d_g \cdot P_n}{30N_{\text{вв}}}\right)^c \quad (19)$$

### Втрати енергії на гідравлічне тертя в трансмісійному агрегаті

Як уже зазначалося, гідравлічні втрати, або гідравлічний опір в агрегатах трансмісії обумовлені наявністю в'язкого тертя між зубчастими передачами і оливною ванною, в яку вони занурені. Відомо, що гідравлічні втрати істотно впливають на ККД агрегатів трансмісії, особливо при високій в'язкості оливи. Крім того, на гідравлічний ККД  $\eta_{zm}$  впливають колова швидкість зубчастих коліс, величина переданої потужності, конструктивні параметри зубчастої передачі і ряд інших чинників.

Для оцінки гідравлічного ККД при експлуатації агрегатів трансмісії використовують наступну формулу [13]:

$$\eta_{zm} = 1 - \frac{0,003 \cdot S_{\text{ш}} \cdot V_{\text{зк}}}{N_{\text{вв}}} \cdot \sqrt{E_0 V_{\text{зк}} \frac{200}{z_{np1} + z_{np2}}}, \quad (20)$$

де  $S_{\text{ш}}$  - ширина зануреного в оливу зубчастого вінця шестерні, мм;

$V_{\text{зк}}$  - колова швидкість зубчастих коліс, м/с.

Певним недоліком формули (20) є використання умовної в'язкості оливи  $E_0$  в градусах Енглера. Зважаючи на відсутність значень в'язкості оливи, що застосовуються в агрегатах трансмісії сучасних підйомних установок, наведені в градусах Енглера, а також неможливості використовувати вираз (20) для від'ємних температур оливи, є раціональним перехід до одиниць динамічної в'язкості. З урахуванням взаємозв'язку в'язкості оливи в градусах Енглера і динамічної в'язкості (9) вираз (20) набуде такого вигляду:

$$\eta_{zm} = 1 - \frac{0,003 \cdot S_{\text{ш}} \cdot V_{\text{зк}}}{N_{\text{вв}}} \times \quad (21)$$

$$\times \sqrt{\frac{\eta_{\text{ол}} + \sqrt{\eta_{\text{ол}}^2 + 0,018\rho_{\text{ол}}^2 \cdot 10^{-8}}}{0,15\rho_{\text{ол}} \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{200 \cdot V_{\text{зк}}}{z_{np1} + z_{np2}}}$$

Важливим питанням при визначенні енергії самопрогрівання трансмісійних агрегатів є встановлення зовнішніх динамічних навантажень у трансмісії. На сталих режимах функціонування агрегатів трансмісії спостерігаються постійні потоки потужності в механізмах, які призводять до формування стабільних теплових потоків. Для таких умов визначення потужності, що передається через агрегат трансмісії  $N_{\text{nam}}$ , має здійснюватися з урахуванням значень ефективного крутного моменту двигуна  $M_{\text{дв}}$  і ККД агрегатів трансмісії, розташованих між двигуном і споживачем потужності (лебідка, ротор та ін.)

$$N_{\text{nam}} = \frac{2\pi \cdot n_g \cdot M_{\text{дв}}}{60} \prod_{i=1}^n \eta_i, \text{ Вт}, \quad (22)$$

де  $\eta_i$  - ККД  $i$ -го трансмісійного агрегату на ділянці передачі крутного моменту «двигун - споживач потужності»;

$n$  - кількість агрегатів на ділянці передачі крутного моменту «двигун - споживач потужності».

При експлуатації підйомних установок режимами роботи агрегатів трансмісії в більшості випадків є змінними, тобто має місце навантаження трансмісії зовнішніми динамічними



силовими факторами. В результаті прискорення і уповільнення шестерень агрегатів трансмісії спостерігаються пульсації теплових потоків і кількості генерованої теплоти. У цьому випадку розрахункова потужність  $N_{nam}$  повинна визначатися з урахуванням величини потужності динамічних навантажень  $N_j$ :

$$N_{nam} = \frac{2\pi \cdot n_g \cdot M_{\text{дв}}}{60} \prod_{i=1}^n \eta_i + N_j, \text{ Вт.} \quad (23)$$

Визначення інерційної потужності можливе на підставі відомого виразу

$$N_j = J\omega\varepsilon, \text{ Вт,} \quad (24)$$

де  $J$  - момент інерції обертових мас в агрегаті,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;

$\omega$  - кутова швидкість обертових мас,  $\text{рад/с}$ ;  
 $\varepsilon$  - прискорення обертових мас,  $\text{рад/с}^2$ .

Таким чином, кількість теплової енергії, що витрачається на зміну теплового режиму агрегату трансмісії, визначається його конструктивними характеристиками і режимами роботи. Основним джерелом тепла є механічне і гідравлічне тертя в механізмах агрегатів. Кількість енергії, витраченої на подолання сил тертя, може бути визначена аналітично на підставі наведених вище формул. Для агрегатів трансмісії підйомних установок визначення енерговитрат має здійснюватися як для сталого, так і для змінного режимів роботи.

### Оцінка фактичного температурного режиму в агрегатах трансмісії підйомних установок для ремонту свердловин

Метод зниження втрат енергії в агрегатах трансмісії підйомних установок полягає в оцінці фактичного температурного режиму під час експлуатації підйомних установок та перенесення необхідної частини теплоти відпрацьованих газів для забезпечення оптимального температурного режиму.

Величина підведеної теплової енергії  $Q_{\text{номр}}$ , необхідної для досягнення трансмісійним агрегатом оптимальної робочої температури  $T_{\text{онт}}$ , залежить від втрат теплоти в навколишнє середовище від стінок корпусу  $Q_{\text{втр.н.с.}}$ , маси  $M_{\text{дет.мп.і}}$  та питомої теплоємності  $C_{\text{дет.мп.і}}$  деталей агрегату трансмісії

$$Q_{\text{номр}} = (T_{\text{онт}} - T_{\text{мп.аз.}}) \times \sum_i (M_{\text{дет.мп.і}} \cdot C_{\text{дет.мп.і}}) - Q_{\text{втр.н.с.}} \quad (25)$$

Величина питомої теплоємності матеріалів деталей агрегатів трансмісії наведена в таблиці 3.

**Таблиця 3 – Питомі теплоємності матеріалів деталей агрегатів трансмісії**

Деталі та речовини	Питома теплоємність елементів агрегатів трансмісії, Дж/кг·К
Бронзові деталі	380
Латунні деталі	400
Сталеві деталі	500
Чавунні деталі	540
Алюмінієві деталі	900
Трансмісійна олива	1670

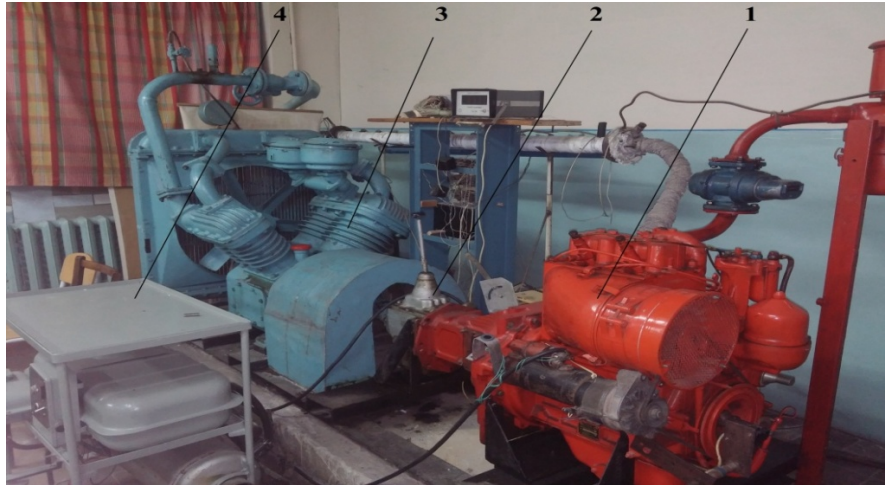
Експериментальні дослідження реалізації запропонованого методу підвищення енергії палива вище не згадувалося. Експериментальна перевірка адекватності розробленої математичної моделі проводилася в лабораторії теплових двигунів кафедри автомобільного транспорту Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Лабораторна установка включає в себе компресор К-5М, коробку перемикачів передач, дизельний двигун Д21А1, пристрій підігріву повітря та вимірювальну апаратуру. З огляду на те, що механічна трансмісія має фізичну, геометричну і теплову подібність, отримані результати досліджень можуть бути поширені на коробки перемикачів передач автомобілів та підйомних установок.

Реєстрація даних, необхідних для визначення теплового режиму коробки перемикачів передач під впливом низької температури, проводилася в умовах тієї ж лабораторії на експериментальній установці на базі мобільного кондиціонера Електролюкс (рис. 3).

Для реєстрації температури відпрацьованих газів та трансмісійної оливи використовувався вимірювальний комплекс на базі персонального комп'ютера, восьмиканального мотортестера та хромель-копелевих термопар. Один з давачів встановлювався на виході з випускного колектора (до рекуператора), інший – в агрегатах трансмісії, занурений в оливу. При цьому чутливі елементи давачів температури (хромель-копель) розташовувалися у центрі перетину труби випуску відпрацьованих газів. Покази датчиків температури відпрацьованих газів та трансмісійної оливи реєструвалися неперервно.

Для дослідження температури трансмісійної оливи в картер коробки перемикачів передач були встановлені два термодавачі. Давач



1 – конвертований на дизельний двигун Д21А1; 2 – трансмісія;  
3 – компресор К-5М; 4 – пристрій підігріву повітря

**Рисунок 2 – Зовнішній вигляд експериментального стенду на базі дизельного двигуна Д21А1**



1 – газовий лічильник; 2 – манометр; 3 – компресор першого ступеня;  
4 – компресор другого ступеня; 5 – установка охолодження повітря; 6 – рама;  
7 – пульт керування; 8 – газоохолоджувач

**Рисунок 3 – Установка охолодження агрегатів трансмісії**

№ 1 встановлювався в нижньому шарі відділу шестерень першої передачі і заднього ходу, давач № 2 - у верхньому шарі оливи неподалік шестерень 5-й передачі.

Привод первинного вала коробки перемикання передач здійснювався від дизельного двигуна Д21А1. Колінчастий вал дизельного двигуна обертався за допомогою електричного двигуна постійного струму. Для цього штатний стартер дизельного двигуна Д21А1 був замінений на спеціальний редукторний електродвигун постійного струму. Живлення електродвигуна відбувалося від блока живлення на 14 В та 500 А.

Вимірювання втрат потужності в коробці перемикання передач відбувалося за допомогою вимірювання напруги та сили струму на приводному електродвигуні. Втрати потужнос-

ті в коробці перемикання передач обчислювали за формулою

$$N_{кп} = U_{дв+кп} \cdot I_{дв+кп} - U_{дв} \cdot I_{дв}, \text{ Вт}, \quad (26)$$

де  $U_{дв+кп}$  - напруга, що падає на приводному електродвигуні при прокручуванні дизельного двигуна з приєднаною через зчеплення коробкою перемикання передач, В;

$I_{дв+кп}$  - сила струму, що споживається на приводному електродвигуні при прокручуванні дизельного двигуна з приєднаною через зчеплення коробкою перемикання передач, А;

$U_{дв}$  - напруга, що падає на приводному електродвигуні при прокручуванні дизельного двигуна з від'єднанням через зчеплення коробкою перемикання передач, В;

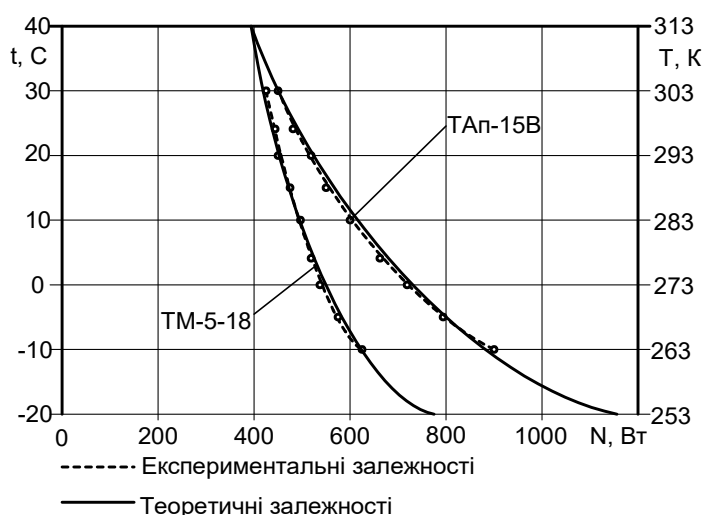


Рисунок 4 – Залежність втрат потужності в коробці перемикання передач залежно від температури та сорту трансмісійної оливи

$I_{\partial в}$  - сила струму, що споживається на приводному електродвигуні при прокручуванні дизельного двигуна з від'єднання через зчеплення коробкою перемикання передач, А.

Дослідження втрат потужності з механічною коробкою перемикання передач поєднувало визначення загальних втрат (гідравлічних і механічних) на подолання сил опору обертання в залежності від температури трансмісійної оливи. Втрати енергії в коробці перемикання передач автомобіля аналогічні витратам потужності, споживаної електродвигуном установки з врахуванням потужності механічних втрат, що втрачається в самому приводному двигуні. Для досліджень використовувалось дві марки найбільш використовуваних трансмісійних оливи: мінеральна ТАп-15В SAE 80W-90 API GL-3 та напівсинтетична TM-5-18 SAE 75W90 API GL-5. Перша олива використовується в нафтогазовій промисловості України для трансмісій підйомних установок виробництва країн колишнього СНД, друга – для трансмісій підйомних установок виробництва США, Канади та країн Європи.

В результаті дослідження було встановлено, що потужність, необхідна для прокручування коробки передач за температури навколишнього середовища 263 К у момент пуску двигуна для мінеральної оливи ТАп-15В складала 902 Вт, для напівсинтетичного TM-5-18 - 625 Вт (рис. 4). Подальше прокручування коробки передач при 273 К приводило до зниження витрат потужності, досягнувши 720 Вт для оливи ТАп-15В і 540 Вт для TM-5-18. При температурі оливи 303 К втрати потужності при використанні оливи різних сортів практично зрівнялися і

склали для мінеральної і напівсинтетичної оливи відповідно 448 і 425 Вт.

Для перевірки адекватності отриманої аналітичної моделі на рис. 4 були поміщені теоретичні залежності зміни втрат потужності в коробці перемикання передач від температури трансмісійної оливи. Поєднання теоретичних і експериментальних залежностей показало, що максимальна розбіжність діапазону зміни втрат потужності від температури не перевищує 6 %. Це свідчить про задовільну адекватність отриманої математичної моделі.

На підставі розробленої та підтвердженої математичної моделі для підйомної установки для ремонту свердловин УПА 60/80А на шасі КрАЗ-63221-04 були проведені розрахунки для втрат потужності в коробці перемикання передач. Підйомна установка УПА 60/80А на шасі КрАЗ-63221-04 може бути обладнана двигуном потужністю 176 кВт (240 к.с.) або двигуном потужністю 220 кВт (300 к.с.).

В результаті дослідження було встановлено (рис. 5), що потужність, необхідна для прокручування валів коробки перемикання передач, за температури навколишнього середовища 253 К в момент пуску двигуна для мінеральної оливи ТАп-15В складає 14,20 кВт, для напівсинтетичного TM-5-18 – 9,50 кВт. Подальше прокручування валів коробки перемикання передач при 273 К призводить до зниження витрат потужності, досягнувши 9,30 кВт для оливи ТАп-15В і 6,95 кВт для TM-5-18. При температурі оливи 313 К втрати потужності у випадку використання оливи різних сортів практично зрівнюються і складають для мінеральної і напівсинтетичної оливи відповідно 4,85 і 4,80 кВт.

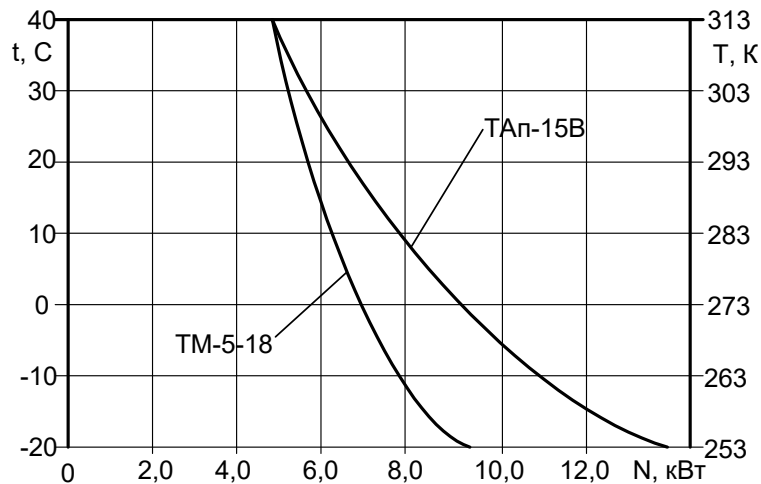


Рисунок 5 – Залежність витрат потужності в коробці перемикачів передач підйомної установки моделі УПА 60/80А від температури та сорту трансмісійної оливи

Таблиця 4 – Результати розрахунків перевитрат палива на привод коробки перемикачів передач підйомної установки моделі УПА 60/80А з різними силовими приводами та за різних температур трансмісійної оливи

Температура, К	Витрати потужності в КПП, кВт		Двигун / величини мінімальної ефективної питомої витрати палива, г/(кВт · год).		Витрати палива на привод КПП, напівсинтетична олива, кг/год.	Витрати палива на привод КПП, мінеральна олива, г/год.
	Напівсинтетична олива	Мінеральна олива	ЯМЗ-238БЕ2	ЯМЗ-238ВМ		
313	4,80	4,85	195	214	0,93-1,02	0,94-1,04
273	6,95	9,30			1,36-1,49	1,81-1,99
253	9,50	14,20			1,85-2,03	2,77-3,03

Проведемо розрахунки перевитрат палива в коробці перемикачів передач підйомної установки УПА 60/80А з різними силовими приводами та за різних температур трансмісійної оливи (табл. 4).

На основних технологічних режимах, пов'язаних з бурінням та ремонтом свердловин можна прийняти середню питому витрату палива 220 г/(кВт·год). Величини мінімальної ефективної питомої витрати палива атмосферних двигунів ЯМЗ-238ВМ потужністю 176 кВт на оборотах колінчастого валу двигуна 1300 хв<sup>-1</sup> склали 214 г/(кВт·год); номінальної ефективної питомої витрати палива атмосферних двигунів ЯМЗ-238ВМ на оборотах колінчастого валу двигуна 2100 хв<sup>-1</sup> – 259 г/(кВт·год). Величини мінімальної ефективної питомої витрати палива наддувних двигунів ЯМЗ-238БЕ2 потужністю 220 кВт на оборотах колінчастого валу двигуна 1400 хв<sup>-1</sup> дорівнювали 195 г/(кВт·год); номінальної ефективної питомої витрати палива наддувних двигунів ЯМЗ-238БЕ2 на оборотах колінчастого валу двигуна 2100 хв<sup>-1</sup> – 238 г/(кВт·год).

### Висновки

Проведені дослідження показали, що зниження витрат енергії в трансмісіях підйомних установок для ремонту свердловин шляхом використання теплоти відпрацьованих газів для забезпечення швидкого прогрівання трансмісійних агрегатів та підтримування оптимального теплового режиму є досить вигідним.

В результаті розрахунків було встановлено (табл. 4), що перевитрата палива, необхідна для прокручування валів коробки перемикачів передач підйомної установки моделі УПА 60/80А з різними силовими приводами, при температурі навколишнього середовища 253 К у момент пуску для мінерального масла ТАп-15В складає 1,83-1,99 кг, для напівсинтетичного ТМ-5-18 – 0,92-1,01 кг у порівнянні з температурою 313 К. Подальше прокручування валів коробки перемикачів передач за 273 К приводить до зменшення витрат палива, досягнувши 0,87-0,95 кг для оливи ТАп-15В і 0,43-0,47 кг для ТМ-5-18 порівняно з температурою 313 К.

Отже, аналіз одержаних даних показав, що високу ефективність теплопередачі до агрегатів

трансмисії та зниження витрат енергії в трансмісії можна досягти за рахунок різниць температур відпрацьованих газів і трансмісійної оливи. Суттєвим стимулом подальшого розвитку подібних систем є те, що вони обумовлюють можливість сукупного вдосконалення характеристик транспортного засобу за комплексом показників. Їхня реалізація на транспортних засобах дасть можливість утилізувати відхідну теплову енергію та знижувати витрати палива нафтогазовим технологічним транспортом.

### **Література**

1. Денисюк С.П. Формування політики підвищення енергетичної ефективності – сучасні виклики та європейські орієнтири. *Енергетика: економіка, технології, екологія*. 2013. № 2. С. 7–22

2. Енергетична стратегія України на період до 2030 року / Схвалена розпорядженням КМУ 15 березня 2006 р. № 145. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-p>

3. Енергозбереження. Системи енергетичного менеджменту. Вимоги та настанова щодо використання: DSTUISO50001:2014. К.: Мінекономрозвитку України, 2014. 26с.

4. Островерх О.О., Кожушко А.П., Шевцов В.М. Теоретичне дослідження безступінчатої трансмісії автомобіля КрАЗ 63221-02 для ремонту нафтогазових свердловин. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. 2017. № 6 (1228). С. 45-51.

5. Вирвінський П.П., Хоменко В.Л. Ремонт свердловин: Навчальний посібник. Дніпро-петровськ: Національний гірничий університет, 2003. 219 с.

6. Бухаленко Е.И. Нефтепромысловое оборудование. Справочник. Москва: Недра, 1990.

7. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Development and analysis of stepless two-flow hydro static-mechanical transmission by criterion of great efficiency for cars used to repair oil and gas wells. «KhPI». *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2012. vol. 60. P. 105–111.

8. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Analysis of the technological mode of operation of a continuous hydro volume-mechanical transmission using native hydro-units of a car used to repair oil and gas wells]. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ"*. [The bulletin of the National Technical University "KhPI"]. 2013. Vol. 30. P. 23–31.

9. Разяпов М.М. Повышение работоспособности агрегатов трансмиссии автотракторной техники в условиях низких температур: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Уфа, 2013. 16 с.

10. Пустозеров Ю.И. Исследование эксплуатационных режимов работы трансмиссии трактора ДТ-75 в условиях низких температур: автореф. дис. канд. техн. наук. Новосибирск, 2003. 23с.

11. Селиванов Н.И. Повышение эффективности работы тракторных агрегатов в зимних условиях АПК Восточной Сибири: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Красноярск, 2006.

12. Карпов П.М. Повышение топливной экономичности сельскохозяйственных тракторов в зимних условиях путем улучшения режимов смазки трансмиссий (на примере трактора ДТ-75М): автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ульяновск, 1988. 25 с.

13. Кутлин А.А. Исследование влияния режима движения автомобилей на температуру их основных агрегатов и расход топлива в зимних условиях эксплуатации: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Киев, 1981. 20 с.

14. Васильева Л.С. Автомобильные эксплуатационные материалы. М.: Транспорт, 2006. 279 с.

### **References**

1. Denysiuk S.P. Formuvannia polityky pidvyshchennia enerhetychnoi efektyvnosti – suchasni vyklyky ta yevropeyski oriientyry. *Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia*. 2013. № 2. P. 7–22. [in Ukrainian]

2. Enerhetychna stratehiia Ukrainy na period do 2030 roku / Skhvalena rozporiadzhenniam KМУ 15 bereznia 2006 r. № 145. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/145-2006-r>. [in Ukrainian]

3. Enerhozberezhennia. Systemy enerhetychnoho menedzhmentu. Vymohy ta nastanova shchodo vykorystannia: DSTUISO50001:2014. К.: Minekonomrozvytku Ukrainy, 2014. 26p. [in Ukrainian]

4. Ostroverkh O.O., Kozhushko A.P., Shevtsov V.M. Teoretychne doslidzhennia bezstupinchastoi transmissii avtomobilia KrAZ 63221-02 dlia remontu naftohazovykh sverdlovyn. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI"*. 2017. №6 (1228). P. 45-51. [in Ukrainian]

5. Vyrvynskiy P.P., Khomenko V.L. Remont sverdlovyn: Navchalnyi posibnyk. Dnipropetrovsk: Natsionalnyi hirnychy universytet, 2003. 219 p. [in Ukrainian]

6. Buhalenko E.I. Neftepromyislovoe oborudovanie. Spravochnik. Moskva: Nedra, 1990. [in Russian]
7. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Development and analysis of stepless two-flow hydro static-mechanical transmission by criterion of great efficiency for cars used to repair oil and gas wells. «KhPI». *The bulletin of the National Technical University "KhPI"*. 2012. vol. 60. P. 105–111.
8. Samorodov V. B., Ostroverch A. O., Kozhushko A. P. Analysis of the technological mode of operation of a continuous hydro volume-mechanical transmission using native hydro-units of a car used to repair oil and gas wells]. *The bulletin of the National Technical University "KhPI"*. 2013. Vol. 30. P. 23–31.
9. Razyapov M.M. Povyishenie rabotosposobnosti agregatov transmisii avtotraktoroy tehniki v usloviyah nizkih temperatur: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. Ufa, 2013. 16 p. [in Russian]
10. Pustozarov Yu.I. Issledovanie ekspluatatsionnykh rezhimov raboty transmisii traktora DT-75 v usloviyah nizkih temperatur: avtoref. dis. kand. tehn. nauk. Novosibirsk, 2003. 23 p. [in Russian]
11. Selivanov N.I. Povyishenie effektivnosti raboty traktornih agregatov v zimnih usloviyah APK Vostochnoy Sibiri: avtoref. dis. ... d-ra tehn. nauk. Krasnoyarsk, 2006. [in Russian]
12. Karpov P.M. Povyishenie toplivnoy ekonomichnosti selskohozyaystvennykh traktorov v zimnih usloviyah putem uluchsheniya rezhimov smazki transmisii (na primere traktora DT-75M): avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. Ulyanovsk, 1988. 25 p. [in Russian]
13. Kutlin A.A. Issledovanie vliyaniya rezhima dvizheniya avtomobiley na temperaturu ih osnovnykh agregatov i rashod topliva v zimnih usloviyah ekspluatatsii: avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. Kiev, 1981. 20 p. [in Russian]
14. Vasileva L.S. Avtomobilnyye ekspluatatsionnyye materialy. M.: Transport, 2006. 279 p. [in Russian]