

ВЛИЯНИЕ НАРАБОТКИ НА КОЭФФИЦИЕНТ ИЗМЕНЕНИЯ ФОРМЫ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ДИСКОВЫХ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ ОРУДИЙ

Исследовано влияние материала рабочего органа дискового почвообрабатывающего орудия и способа упрочнения на коэффициент изменения формы в процессе эксплуатации. Полученные графические зависимости позволяют обосновать целесообразность упрочнения рабочих органов.

Ключевые слова: коэффициент изменения формы, дисковое почвообрабатывающее орудие, рабочий орган, упрочнение.

INFLUENCE OF WORK ON COEFFICIENT OF CHANGE OF FORM OF WORKING PARTS OF THE SOIL-CULTIVATING DISKER

Investigational influence of material of working parts of the soil-cultivating pats and method of strengthening on the coefficient of change of form in the process of exploitation. Got graphic dependences enable to ground expedience of strengthening of workings pats.

Key words: the coefficient of change of form, soil-cultivating pats, working parts, strengthening.

УДК 631.3.02

ОСОБЛИВОСТІ ТЕПЛОВИХ ПОТОКІВ В АГРЕГАТАХ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

А.С. Бедін, Ю.В. Армашов, І.М. Когут, викладачі
Дніпропетровський ДАУ

Наведені дослідження теплових потоків в агрегатах гідрооб'ємної трансмісії зерновзбирального комбайна. Визначена залежність загально-го ККД гідротрансмісії від термічного навантаження робочих органів гідроагрегатів. Розроблені методичні основи розрахунку теплового балансу гідрооб'ємної трансмісії в системі зерновзбирального комбайна.

Ключові слова: гідрооб'ємна трансмісія, теплові потоки, композиційні матеріали, методика розрахунку теплового балансу.

Проблема. Провідними виробниками накопичений певний досвід з серійного виробництва, експлуатації та сервісного обслуговування

© А.С. Бедін, Ю.В. Армашов, І.М. Когут.

Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 96. 2012.

гідрооб'ємних передач аксіально-поршневого типу (АПТ) ГСТ-90 (ГСТ-112), які набули широкого використання в сільськогосподарському машинобудуванні. Дослідження цих трансмісій показало недостатню їх експлуатаційну надійність та відносно низький коефіцієнт корисної дії (ККД) [1,2,3]. При оцінці технічного стану агрегатів трансмісії необхідно враховувати всі елементи теплового балансу системи в конкретних умовах її встановлення на машині та експлуатації [1,8,9], але детальна методика розрахунку теплового балансу гідротрансмісії АПТ в конкретних умовах установки в літературних джерелах відсутня. Зміна кольору деталей виникає від дії високої температури та в результаті дії хімічної реакції. Рідина дренажу трансмісії оточує всі пари тертя і сприймає тепло, яке виділяється при роботі робочих органів агрегатів. Виділено три основних температурних поля агрегатів гідрооб'ємної трансмісії: дренажу, силової частини і несилової частини. Виявлені залежності об'ємного (кінематичного) ККД передачі від температури робочої рідини та режимів навантаження [1,3,4,5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. При оцінці теплових потоків в об'ємних гідротрансмісіях АПТ дослідники не враховували особливості їх конструкції, реальну кінематику та динаміку взаємодії п'ят плунжерів на певних режимах роботи на опорних поверхнях в умовах надлишкового тиску, турбулентності та високої температури дренажу в агрегатах [1-7].

Через масовий конвекційний перенос теплоти рідиною дренажу, сучасних досліджень недостатньо, щоб побудувати модель теплового балансу гідротрансмісії по спектру джерел її виділення. Тому передчасне обґрунтування діагностичних параметрів технічного стану трансмісії по температурних полях корпусів агрегатів [6,7,9]. Підвищення ККД та експлуатаційної надійності гідрооб'ємної передачі типу «ГСТ-90» можливо тільки при глибокому знанні всіх факторів, які впливають на теплові потоки та на її експлуатацію.

Гідрооб'ємна передача аксіально-поршневого типу представляє собою систему з внутрішніми тепловиділеннями в гідронасосі та гідродвигуні, які є основними елементами теплового балансу трансмісії комбайна.

Теплота в результаті внутрішнього тепловиділення в агрегатах трансмісії є результатом роботи:

- дроселювання робочої рідини в спряженнях блока циліндрів та в гідростатичних опорах п'ят плунжерів гідронасоса та гідродвигуна;
- дроселювання робочої рідини в спряженнях розподільних меха-

нізмів насоса та гідродвигуна;

- в результаті механічного тертя на приграниціх та граничних режимах роботи в спряженнях блоків циліндрів, гідростатичних опор п'ят та розподільних механізмів насоса та гідродвигуна.

Результати дослідження. Втрати енергії в об'ємних гіdraulічних машинах складаються з гіdraulічних, об'ємних і механічних. Всі ці втрати переходят у тепло, викликаючи нагрівання деталей і робочих рідин, які проходять через внутрішні порожнини машини. Тільки незначна частина теплової енергії втрачається випромінюванням і конвекцією через корпуси в зв'язку з тим, що площа зовнішніх поверхонь машин незначна. [1, 3, 4, 8, 9]. Майже все тепло, яке виділяється в середині гідроагрегатів поглинається робочою рідиною. Через високу питому потужність, яка приходиться на одиницю маси гідроагрегатів навіть порівняно малі відносні втрати енергії викликають значні величини питомих теплових потоків. При цьому під тепловим потоком розуміється кількість тепла, яке приходиться на одиницю площини тертя в одиниці часу.

Гіdraulічні втрати Δp_u складаються з втрат енергії у вхідній і вихідній порожнинах машини, на вході і виході з робочого органу. Ці втрати дорівнюють [3, 7]:

$$\Delta p_2 = \sum_{i=1}^m \Delta p_i = \frac{\gamma}{2g} \times \sum_{i=1}^m \xi_i \times \frac{Q_i^2}{F_i}, \quad (1)$$

де ξ_i , F_i – відповідно коефіцієнт i -го місцевого опору і площа його по-перечного перерізу, через який витрачається в одиницю часу Q_i об'єм робочої рідини; m – кількість місцевих опорів у машині.

Робочі рідини, які використовуються в об'ємних гіdraulічних машинах, суттєво змінюють свою в'язкість у залежності від температури. Тому, якщо враховувати вплив пристіночного шару рідини на теплообмін, то число Нуссельта в даному випадку буде визначатися наступною формулою [6, 7]:

$$Nu_{\mu=Var} = Nu_{\mu=const} \left(\frac{\mu_c}{\mu_{cr}} \right)^{0.14}, \quad (2)$$

де $Nu_{\mu=Var}$ - число Нуссельта при змінній в'язкості робочої рідини в зазорі; $Nu_{\mu=const}$ - число Нуссельта при $\mu = const$; μ_c – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини при середній температурі T_c в зазорі; μ_{cr} – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини при температурі стінок зазора T_{cr} .

Опір зазорів може періодично змінюватися за один оберт вала машини, а різниці тисків Δp по дві сторони зазору також можуть періодично коливатися [3, 7]. Протікання рідини в цьому випадку має турбулентний характер. По дослідних даних, величина коефіцієнта теплообміну коливається від 0 до a_{\max} з частотою $0,25 \div 6 \text{ c}^{-1}$ в залежності від режиму роботи ГСТ.

Нарешті, останній вид втрат – це втрати на механічне тертя між деталями (в основному це втрати на тертя між деталями робочих органів гідроагрегатів). Ці втрати залежать від перепаду тисків Δp робочої рідини, який діє на деталі робочого органу і розподільних пристройів та від швидкості обертання цих деталей. Робочі процеси, які проходять в об'ємних гіdraulічних машинах, представляють собою безперервне повторення одного і того ж робочого циклу, який проходить послідовно у всіх камерах робочого органу. Для зменшення цих втрат при порушенні гідростатичного змащування на певних режимах роботи агрегатів ГСТ нами була проведена робота по заміні матеріалу пар тертя гідроагрегатів «метал-метал» на «метал-композит», тобто встановлення таких деталей з композиту [1, 2]. Це дало можливість виготовлення опорних п'ят зі сталі і цим майже повністю виключити використання деталей з латуні.

Перехід в тепло механічних і гіdraulічних втрат енергії призводить до виникнення всередині машини зон з більш високою температурою. З цих зон потік тепла йде на нагрівання робочої рідини, яка проходить через машину, і до зовнішньої поверхні корпуса.

Частину тепла, яка йде на нагрівання робочої рідини, можна визначити з рівняння:

$$\omega_i = \sum_{i=1}^m \alpha_i \cdot F_i (T_{ci} - T_{pi}), \quad (3)$$

де m – кількість деталей, які омиваються робочої рідиною; F_i – поверхня i -ї деталі, через яку проходить тепловий потік; T_{ci} – середня температура поверхні F_i ; T_{pi} – середня температура рідини, яка омиває поверхню F_i ; α_i – коефіцієнт тепловіддачі від поверхні F_i до робочої рідини.

Потік тепла, який йде до зовнішньої поверхні корпуса, дорівнює:

$$\omega = \frac{T_k - T_{cp}}{\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j \cdot F_j} + \frac{1}{F_k (\alpha_k + \alpha_{\text{ВИПР}})}}, \quad (4)$$

де n – кількість деталей, через які проходить тепловий потік i , який йде до зовнішньої поверхні корпуса; δ_j, λ_j – товщина і коефіцієнт тепlopровідності j -ї деталі; F_j – площа ізотермічної поверхні j -ї деталі; F_k – площа зовнішньої поверхні корпуса агрегату; $\alpha_k, \alpha_{\text{вип}}$ – коефіцієнт конвективного теплообміну і приведений коефіцієнт випромінювання від корпуса до зовнішнього середовища.

В серійних агрегатах ГСТ внаслідок великих коефіцієнтів тепlopровідності λ_j матеріалів, з яких виготовлені деталі, і малих величин δ_j має місце нерівність

$$\frac{1}{F_k (\alpha_k + \alpha_{\text{вип}})} \gg \sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\gamma_j \cdot F_j} \quad (5)$$

При виготовленні деяких деталей з композиту це співвідношення суттєво змінюється.

На номінальному режимі роботи машини $W_1 >> W_2$, тобто практично все тепло, яке виділилось всередині поглинається робочою рідиною, яка проходить через машину.

В зв'язку справедливий наступний розподіл температури в об'ємних гіdraulічних машинах:

- температура поверхні корпуса у більшості машин близька до температури рідини на виході;
- температура поверхні тертя деталей робочого органу коливається від T_{pi} до T_{max} .

Ці коливання мають велику частоту (більш 200 Гц), тому проникнення теплової хвилі невелике і на невеликій глибині від поверхні нагріву встановлюється постійна температура деталі, яка рівна T_c [3, 7]. На рис.1. показана зміна температури поверхні i -ої деталі [3- 7].

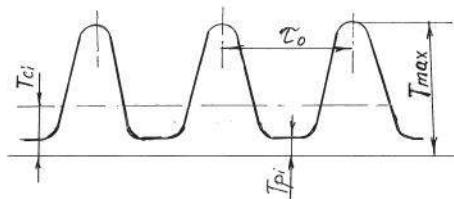


Рис. 1. Зміна температури в часі у внутрішній поверхні деталі

Температура деталей, які не мають поверхонь тертя, близька до температури робочої рідини на виході. Коливання температури, які виникають на поверхні тертя, проникають у деталь на невеликій глибину, яка не перевищує 1 мм. За межами цієї глибини температура деталей

дорівнює середній температурі T_{ci} . Величина $T_{ci} \ll T_{max}$ (рис. 1) і коефіцієнт теплопередачі α_1 між зовнішньою поверхнею агрегату і зовнішнім середовищем, значно менша, ніж коефіцієнт тепловіддачі від поверхні тертя до робочої рідини. В зв'язку з цим відношення питомого теплового потоку q_1 (від поверхні тертя деталей до робочої рідини) до питомого теплового потоку q_2 (від зовнішньої поверхні гідроагрегату до навколошнього середовища) складає на номінальному режимі $\frac{q_1}{q_2} \geq 2 \cdot 10^4$ [3, 6, 7].

Теплота, яка утворюється в середині працюючих гідроагрегатів (насоса і гідродвигуна), розсіюється у зовнішнє середовище за рахунок примусового конвективного теплообміну елементів системи з зовнішнім середовищем і цим забезпечується сталий режим.

Основні елементи теплового балансу системи, які виражаюти винесення теплоти в зовнішнє середовище в результаті вимушеної конвективного теплообміну є:

- теплота, яка винесена в результаті конвективної тепловіддачі радіатора охолодження;
- теплота, яка винесена в результаті конвективної тепловіддачі гідробаком;
- теплота, яка винесена в результаті конвективної тепловіддачі шлангами високого тиску та дренажу (розрахунки необхідно проводити окремо по металевих дільницях і окремо по армованих гумових дільницях гідромагістралей);
- теплота, яка винесена в результаті конвективного теплообміну корпусами гідроагрегатів (процесами випромінювання можна знектувати).

Температура корпуса визначається не тільки величиною втрат, але температурою T_{bx} робочої рідини на вході. Для визначення T_{bx} необхідно розглядати систему в цілому, одним з основних елементів якої є насос, гідродвигун, радіатор, а також гідробак, гідромагістралі і вентилятор. Особливу проблему становить визначення коефіцієнта теплообміну a для корпуса агрегату і для гідравлічної системи, до якої він підключений. Розглянемо випадок передачі тепла в умовах вільної конвекції. Як об'ємну гідравлічну машину, так і будь-яку ділянку гідравлічної системи можна представити у виді циліндра еквівалентного діаметра $D_{екв}$.

Горизонтальний циліндр можна представити як вертикальну стінку

висотою H , рівною 2,76 діаметра циліндра [7, 8, 9], тобто

$$H = 2,76 D_{\text{екв.}} \quad (6)$$

При вільній конвекції на поверхні твердих тіл утворюється приграницій твердий шар, товщина якого починається від нуля, біля нижнього краю стінки, і зростає в напрямку потоку. В межах приграницого шару температура падає від значення, яке відноситься до поверхні стінки $T_{\text{ср}}$, до температури рідини $T_{\text{ср}}$ за межами зони, що прогрівається.

Температурне поле біля стінки має форму, яка зображена на рис. 2 [3, 6, 7].

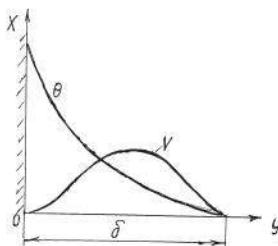


Рис. 2. Визначення коефіцієнта теплообміну від зовнішньої поверхні агрегату трансмісії

Якщо розподіл температур має форму параболи [3, 6, 7, 8]:

$$\Theta = \Theta_{\text{ср}} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2, \quad (7)$$

де δ – товщина приграницого шару, то розподіл швидкості руху середовища буде

$$V = V_1 \frac{y}{\delta} \left(1 - \frac{y}{\delta} \right)^2. \quad (8)$$

Приймаємо, що гідродинамічний і тепловий приграницій шари мають однакову товщину (справедливість такого допущення підтверджується експериментом) [4, 8]. Вільна конвекція виникає під дією різниці щільності, яка викликана нерівномірністю нагріву, тому в рівнянні руху необхідно ввести термічну підйомну силу $q\beta\Theta$, де β – коефіцієнт температурного розширення.

Висновки. 1. Експлуатація трансмісії ГСТ-90 (ГСТ-112) зернозбиральних комбайнів показала недостатню її надійність та відносно низький ККД, що визначається і значною термічною завантаженістю

її агрегатів при певних режимах роботи.

2. Дослідження теплових потоків гідрооб'ємної трансмісії комбайнів показали, що гідростатичні трансмісії аксиально-поршневого типу представляють собою дуже складні гідромеханічні, динамічні системи зі значними внутрішніми тепловиділеннями і складними процесами конвективного тепловідводу від основних робочих елементів насоса і гідродвигуна.

3. Такі конструктивні удосконалення трансмісій даного типу, як наприклад, перехід з матеріалів деталей пар тертя гідроагрегатів «метал-метал» на «метал-композит» значно зменшить тепловиділення, але це вимагає розрахунку теплового балансу трансмісії на основних режимах роботи комбайна.

4. Розробка методики детального розрахунку теплового балансу гідрооб'ємної трансмісії в системі збирального комбайна для його основних режимів роботи дасть можливість оптимізувати конструктивні параметри елементів системи і підвищити її надійність.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Армашов Ю.В. Проблеми експлуатації та напрями підвищення коефіцієнта корисної дії гідрооб'ємних трансмісій мобільної сільськогосподарської техніки (Армашов Ю.В.0, Буря О.І., Бедін А.С., Бровка Є.В.)/Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. - №2. – С.260-264.
2. Буря О.І. Підвищення технічного рівня гідрооб'ємної трансмісії шляхом удосконалення конструкції та використання композитних матеріалів /О.І. Буря, Ю.В. Армашов, А.С. Бедін // Композитные материалы. - Днепропетровск: ДГАУ, –2009. –№1. – Т.3. – С. 53.
3. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы [Т.М. Башта, И.Э. Зайченко и др.] – М.: Машиностроение, 1969 – 628 с.
4. Исаченко В.П. Теплопередача. [В.П. Исаченко, В.П. Осипова, А.С. Сукомел]. М.: Энергия, 1975 – 488 с.
5. Качанов Ю.Ф. Исследование гидропривода трансмиссии самоходных сельхозмашин // Ю.Ф. Качанов, А.В. Конченко, В.А. Ткаченко// Тракторы и сельхозмашины. – 1981. - №7 – С.16.
6. Новиков И.И. Прикладная термодинамика и теплопередача [И.И. Новиков, К.Д. Воскресенский] М.: Атомиздат, 1977, –352 с.
7. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины. М.: Машиностроение, 1966, –158 с.

8. Ткаченко В.А. Повышение долговечности тяжелогруженых деталей аксиально-поршневых машин путем подбора материала / В.А. Ткаченко, Г.Б. Герман// Тракторы и сельхозмашини. – 1983. – №2 – С.29.
 9. Черейский П.М. Параметры технического состояния плунжерной пары гидропривода/ П.М. Черейский, П.Т. Мельянцов// Техника в сельском хозяйстве. – 1990 – № 2 – С. 46.
-

ОСОБЕННОСТИ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ В АГРЕГАТАХ ГИДРООБЪЕМНОЙ ПЕРЕДАЧИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Приведены исследования тепловых потоков в агрегатах гидрообъемной трансмиссии зерноуборочного комбайна. Определена зависимость общего КПД гидротрансмиссии от термической нагрузки рабочих органов гидроагрегатов. Разработаны методические основы расчета теплового баланса гидрообъемной трансмиссии в системе зерноуборочного комбайна.

Ключевые слова: гидрообъемная трансмиссия, тепловые потоки, композитные материалы, методика расчета теплового баланса.

FEATURES OF HEAT FLOW IN UNITS OF HYDROSTATIC COMBINE HARVESTERS

These studies of heat flow in the hydraulic transmission units combine harvester. The dependence of overall efficiency hidrotransmisiyi of thermal hydraulic working. Methodological basis for computation of thermal balance in the hydraulic transmission system combine harvester.

Key words: the hydraulic transmission, heat flow, methodological basis for computation of thermal balance.