

Аннотация

Теоритические исследования кинематической связи между элементами системы «трактор – навесное устройство – почвообрабатывающая машина»

Пастухов В.И., Ольшанский В.П., Скофенко С.Н, Фесенко Г.В.

Приведены теоретические исследования кинематической связи между трактором и почвообрабатывающей машиной в продольно-вертикальной плоскости для трех вариантов структурных схем навесного устройства.

Abstract

«Tractor – hanging device – soilworking machine» system elements kinematics connections theoretical research

V. Pastukhov, V Olishanskiy, S. Skofenko, G. Fesenko

Theoretical researches of kinematics connection between tractor and soilworking machine in a longitudinal-vertical plane for three flow diagrams variants of hanging device are resulted

УДК 621.8.004.62/63:631.3

ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ТРИБОСПРЯЖЕНЬ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

Журавель Д.П., к.т.н., Юдовинський В.Б., к.т.н., Кюрчев С.В., к.т.н., Мітков Б.В., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Робота присвячена питанню прогнозування ресурсу трибоспряжень мобільних сільськогосподарських агрегатів і встановленню коефіцієнтів зношування.

Постановка проблеми. З розвитком сучасної техніки виникають принципіальні нові вимоги до роботи вузлів тертя, які пов'язані з важкими умовами експлуатації. У даний час багато різного роду організацій й установ займаються питанням надійності та підвищенням ресурсу основних трибоспряжень мобільних агрегатів. Проте питання прогнозування ресурсів трибоспряжень деталей мобільних агрегатів на ранній стадії проектування вивчене не в достатній мірі, а також відсутні параметри за якими можна прогнозувати ресурс.

Питанню прогнозування ресурсу трибоспряжень вузлів і агрегатів машин присвячені роботи багатьох провідних вчених: Бабічева М. А., Тененбаума М. І., Крагельського М. В., Костецького Б. І., Розенберга С. І., Пронікова А. С., та інш.

Для того, щоб прогнозувати ресурс трибоспряжень агрегатів і вузлів

техніки необхідно знати, як будуть вести себе деталі спряжень у процесі експлуатації, а також який буде мати місце вид зносу. Це можливо при наявності загального показника швидкісних, силових і конструктивних параметрів спряжень, яким саме є коефіцієнт зносу. Вперше коефіцієнт зносу був запропонований А.С.Проніковим, а потім одержавши розвиток у роботах Й.Т.Ковальова та В.Б.Юдовінського, але вони були присвячені для прогнозування ресурсу трибоспрямижень технологічного обладнання[2-6].

Аналіз останніх досліджень. Метою статті є встановлення аналітичних й експериментальних залежностей для прогнозування ресурсу трибоспрямижень мобільної техніки через коефіцієнт зносу.

Основна частина. Точне визначення міжремонтних періодів для конкретних агрегатів у конкретних умовах їх експлуатації є необхідною умовою при плануванні ремонтів.

У свою чергу, надійність окремих трибоспрямижень агрегатів мобільної техніки впливає на надійність мобільної техніки взагалі.

$$P_H(t) = \prod_{i=1}^n P_H(t)_i \quad (1)$$

Отже, знаючи строки напрацювання до відмови окремих трибоспрямижень, можна дати прогноз і по агрегату в цілому.

При прогнозуванні строків напрацювання трибоспрямижень нових агрегатів і тих що перебувають в експлуатації слідє виділити наступні етапи, які представлені структурною схемою (рисунок 1).

Складання схеми трибоспрямижень агрегатів, яка відображає етапи зношування та ресурс агрегату. Цей ресурс можна визначити при наявності швидкості зношування і форми зношеної поверхні.

Форма зношеної поверхні й швидкість зношування трибоспрямижень агрегатів залежить від багатьох факторів (конструктивних і силових параметрів, умов експлуатації й обслуговування, середовища роботи й ін.), тому це носить характер випадкових величин і вимагає при їхньому визначенні індивідуального підходу. Вони можуть бути отримані двома основними методами:

- а) проведенням тривалих експлуатаційних або лабораторних випробувань агрегатів й їхніх окремих вузлів і сполучень;
- б) аналітичним методом.

Застосування першого методу вимагає наявності реальних вузлів і сполучень, а також застосовуючи моделювання, яке відображає реальні умови експлуатації. Але цей метод недоцільно застосовувати при створенні нових агрегатів.

Аналітичний метод виключає недоліки першого й може застосовуватися на ранньому етапі створення нових агрегатів і машин та наступні етапи:

- встановлення чисельних значень коефіцієнтів зношування матеріалів конкретних трибоспрямижень із урахуванням умов їхнього зношування;
- виконання розрахунків по визначенню форми й швидкості зношування трибоспрямижень;

- визначення працездатності агрегату в залежності від зношування окремих трибоспряжень;

- встановлення строків напрацювання до відмови агрегату і його трибоспряжень.

В зв'язку з тим, що ресурс агрегату визначається зношуванням основних трибоспряжень, то можливий трохи інший підхід при прогнозуванні строків їх напрацювання. Знаючи по розрахункових схемах величину граничного зношування $[U_{max}]$ окремих трибоспряжень, коефіцієнтах зношування K_U , умови експлуатації (P, V) , або задавшись цими умовами можна визначити їх ресурс T .

$$T = \frac{[U_{max}]}{K_U \cdot P \cdot V}, \text{ ч} \quad (2)$$



Рис 1 - Структурна схема прогнозування ресурсу деталей агрегатів і вузлів машин до виводу їх в ремонт

Числові значення коефіцієнтів зношування KU окремих трибоспряжень можуть бути отримані двома шляхами:

- використовуючи параметричний метод;
- використовуючи аналітичний метод.

Аналіз експериментальних даних по зношуванню трибоспряжень типу вал-втулка (підшипники ковзання) (таблиця 1) показав, що:

- еквівалентні коефіцієнти зношування в період нормального зношування постійні для певної швидкості відносного переміщення (обертання) вала й втулки для даного матеріалу, не залежать від навантаження трибоспряження, але збільшуються зі збільшенням швидкості;

- еквівалентні коефіцієнти в період припрацювання збільшуються зі збільшенням навантаження, а при постійному навантаженні зменшуються зі збільшенням швидкості;

- час припрацювання не залежить від навантаження й зменшується зі збільшенням швидкості;

- критерії припрацювання збільшуються зі збільшенням навантаження й зменшуються зі збільшенням швидкості.

Характер зміни еквівалентних коефіцієнтів у період припрацювання говорить про те, що форсування випробувань за рахунок навантажень не бажано. Краще йти по шляху збільшення швидкості, тобто збільшення шляху тертя.

Таблиця 1 – Результати зносних випробувань типу вал - втулка

Навантаження Р,Н	Швидкість відносного переміщення, м/с	Еквівалентний коефіцієнт зношування в період припрацювання $K_{Упр.экв. \times 10^{-8}}$, мкм/Па.км	Еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зношування $K_{Ун.из.экв \times 10^{-8}}$, мкм/Па.км	Час припрацювання tпр, ч	Критерій припрацювання, Кпр
300	0,67	2,90	2,14	20,5	1,31
300	1,08	2,10	2,20	14,9	0,95
350	0,67	4,60	2,14	20,5	2,15
400	0,67	6,30	2,14	20,5	2,95
400	1,08	3,40	2,20	14,9	1,55
500	0,67	7,90	2,14	20,5	3,70
500	1,08	5,30	2,20	14,9	2,40
600	0,67	9,20	2,14	20,5	4,30
600	1,08	7,30	2,20	14,9	3,30

Еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зношування можна визначити по аналітичній залежності (для абразивного зношування).

$$K_{Ун.из.}^{экв} = \frac{D_2 \cdot \operatorname{tg} \Theta}{(v + 1) \cdot D_1^2 \cdot (HB)}, \frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{км}}, \quad (3)$$

де $D1, D2$ – діаметри вала втулки в см;
 Θ - кутова характеристика абразиву ($\Theta=300$);
 $HВ$ - твердість матеріалу, Н/м2;
 v - характеристика поверхні деталі (для шліфованих поверхонь $v = 2$).

Невідомим для прогнозування є K_{np} - критерій припрацювання й час повного припрацювання сполучення t_{np} .

Критерій припрацювання є функцією швидкості відносного переміщення трибоспряження, навантаження, стану поверхні й інших параметрів.

Для наближеного розрахунку критерій припрацювання можна визначити по емпіричній залежності, отриманій з експериментальних даних

$$K_{np} = \frac{4,5 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{V}} \cdot P^{3,2}, \quad (4)$$

Тривалість періоду повного припрацювання спряження є функцією швидкості відносного переміщення деталей і не залежить від навантаження. Тому, час припрацювання для наближеного розрахунку можна визначити по емпіричній залежності:

$$t_{np} = \frac{300}{V^{0,75}}, \quad (5)$$

або через критерій припрацювання й навантаження

$$t_{np} = 3,65 \cdot 10^3 \frac{K_{np}^{0,25}}{P^{0,8}}, \quad (6)$$

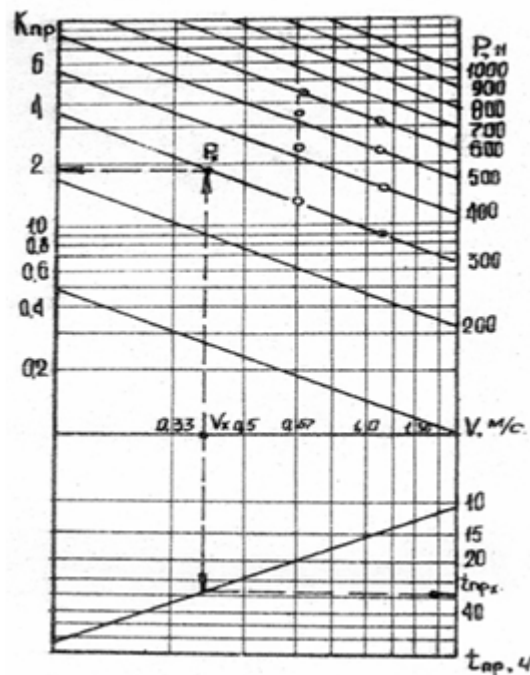


Рис 2 – Номограма для знаходження критеріїв припрацювання і часу припрацювання деталей спряження вал-втулка

На рисунку 2 представлена номограма для знаходження критерію припрацювання й часу припрацювання для спряження вал-втулка, побудована за допомогою зазначених вище емпіричних залежностей. На номограмі нанесені значення експериментальної перевірки цих залежностей. Пропонована методика прогнозування втрати точності по зношуванню враховує тільки період припрацювання нормального зношування. З огляду на коефіцієнт зношування в період припрацювання, можна уточнити строки наробітку сполучень, тому що в період припрацювання витрачається значна частина граничного зношування $[U_{max}]$.

У період припрацювання наробіток до граничного зношування $[U_{max}]$ визначається залежністю

$$T = \frac{U_{np}}{K_{U_{н.уз}}^{экв} \cdot P^n \cdot V}, \text{ ч} \quad (7)$$

У період нормального зношування наробіток до відмови визначається виразом

$$T = \frac{U_{н.уз}}{K_{U_{н.уз}}^{экв} \cdot P^n \cdot V}, \text{ ч.} \quad (8)$$

Тоді наробіток спряження до відмови ($T = t_{пр} + t_{н.з}$) до максимального допустимого зношування $[U_{max}]$ може бути визначений залежністю

$$T = \frac{U_{н.уз}}{K_{U_{н.уз}}^{экв} \cdot P^n \cdot V} - t_{пр} (K_{пр} - 1), \quad (9)$$

де $K_{пр}$ - критерій припрацювання.

Таким чином, при прогнозуванні наробітку спряження до максимально допустимого зношування необхідно знати еквівалентний коефіцієнт зношування в період нормального зношування, критерій припрацювання й тривалість періоду приробітки.

Використовуючи функціональну залежність коефіцієнта зносу [3]:

$$K_u(x, y) = \frac{U(X_2)}{V(X_1) \cdot T(X_1) \cdot P(Y_1)} \quad (10)$$

і вирішуючи функції $U(X_2)$, $V(X_1)$, $P(Y_1)$, які характеризуються властивостями і умовами зношення можна одержати основні залежності для аналітичного і експериментального знаходження коефіцієнтів зносу деталей основних спряжень мобільних агрегатів.

При розробці залежностей знаходження коефіцієнту зносу для експериментальних та теоретичних досліджень введені додаткові параметри: F_u – площа повздовжнього перерізу зносу, мкм м; B – ширина контактуючих поверхонь, м; P – реакція навантаження вузла тертя, Н; S – шлях тертя, км

($S=10n$); n – число циклів; Θ – кут при вершині абразивного зерна, град
 ($\Theta=120\dots1400$); $\Phi\left(\frac{a_i}{\sigma_i}\right)$ – функція Лапласа; γ – граничний кут контакту шарової опори; L – довжина переміщення контртіла.

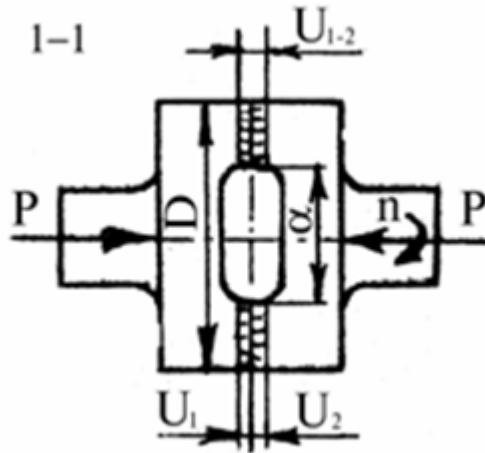


Рис. 3 – Дискава пара вісового навантаження

Так для дисків вісового навантаження (рисунок 3) коефіцієнти зношування залежно від прийнятого методу визначаються:
 для експериментального визначення:

$$K_u = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot U_i}{2P \cdot S} \quad \text{при } S = \pi n(D-d)$$

для аналітичного визначення

$$K_u = \frac{2(D-d)}{(D+d) \cdot (HB)} \cdot \cos \frac{\theta}{2} \quad (11)$$

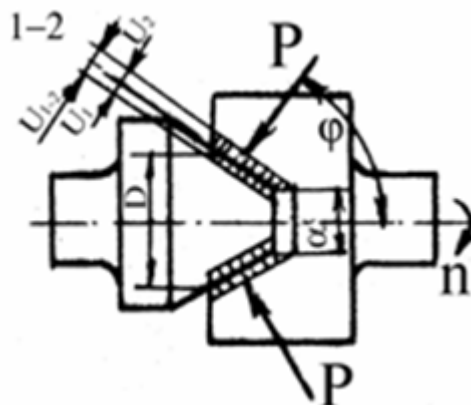


Рис. 4 – Конусна пара

Для конусних пар обертання (рис.4) коефіцієнти зношування визначаються :

для експериментального визначення:

$$K_u = \frac{\pi(D-d)^2 \cdot U_i \cdot \cos \alpha}{2P \cdot S} \quad (12)$$

при $S = \pi n(D-d)$

для аналітичного визначення:

$$K_u = \frac{2(D-d)}{(D+d) \cdot (HB)} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \frac{\theta}{2} \quad (13)$$

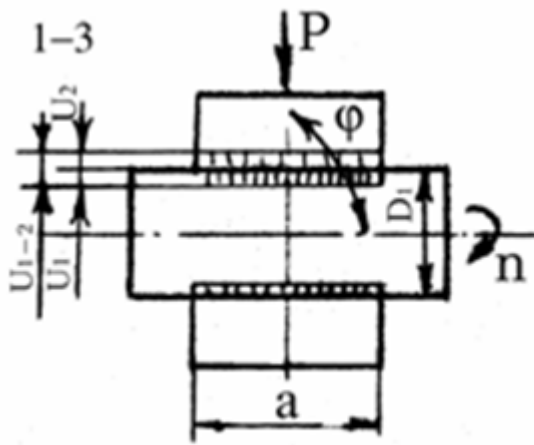


Рис. 5. - Пара тертя типу вал-втулка

Для пар тертя типу вал-втулка радіального навантаження (рис.5) коефіцієнти зношування визначаються:

для експериментального визначення

$$K_u = \frac{4a^2 U_i \left(U_i + \frac{D^2}{2} \right) \cdot \sin \alpha}{D_1 \cdot P \cdot S} \quad (14)$$

При $S = \varphi \cdot \frac{D_1}{2}$

для аналітичного визначення

$$K_u = \frac{\left[4SP \cos \frac{\theta}{2} + 0.01745 D_2^2 \cdot a(HB) \cdot \alpha \right] \sin \alpha \cdot \cos \frac{\theta}{2}}{0,0003 \cdot D_1 \cdot D_2^2 (HB)^2 \cdot \alpha^2} \quad (15)$$

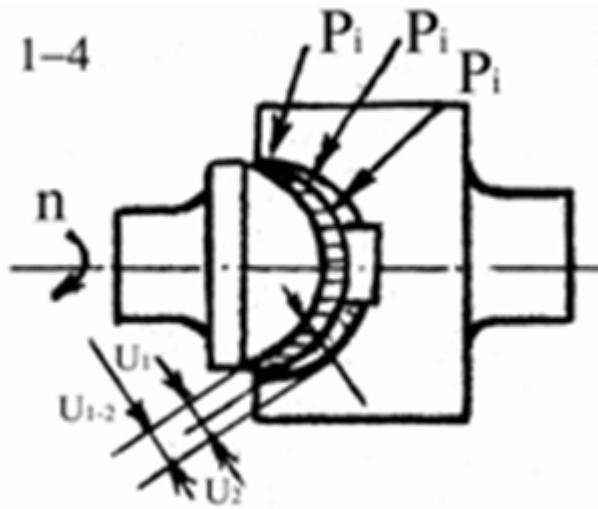


Рис. 6 – Шарові пари з перемінним навантаженням

Для кульових пар зі змінним навантаженням (рис.6) коефіцієнти зношування визначаються:

для експериментального визначення

$$K_u = \frac{\pi \gamma D (D + U_i \cos \gamma) \cdot U_i \cos \gamma}{720 \cdot P \cdot S} \quad (16)$$

при $S = \pi D n (1 - \cos \gamma)$

для аналітичного визначення

$$K_u = \frac{\left[HB \cdot \pi D^2 (2 \sin \gamma + \cos^2 \gamma + 1) + 4 P S \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \gamma \right] \cdot \gamma \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot \cos \gamma}{180 (HB)^2 \cdot \pi D^3 (2 \sin \gamma + \cos^2 \gamma + 1)^2} \quad (17)$$

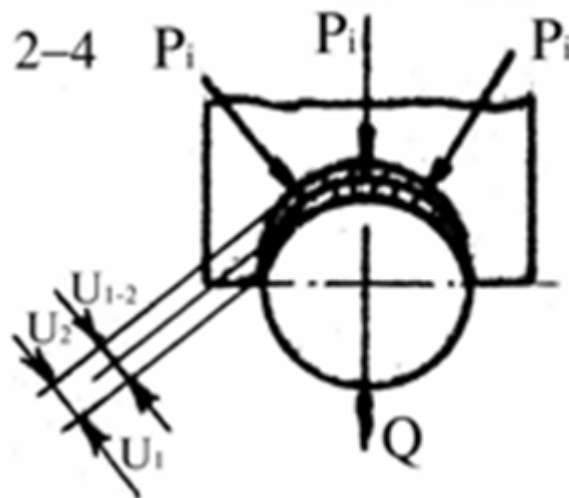


Рис. 7 - Пара тертя типу вал – втулка відносного поздовжнього переміщення

Для пар тертя типу вал-втулка відносного поздовжнього переміщення (рис.7) коефіцієнти зношування визначаються:

для експериментального визначення

$$K_u = \frac{\pi D \cdot \alpha^2 \cdot a \cdot U_i}{720 \cdot S \cdot P} \quad (18)$$

при $S = l_0 \cdot n$

для аналітичного визначення

$$K_u = \frac{\pi \cdot \alpha \cdot \cos \frac{\theta}{2} \cdot D_2}{6,3(HB) \cdot D_1} \quad (19)$$

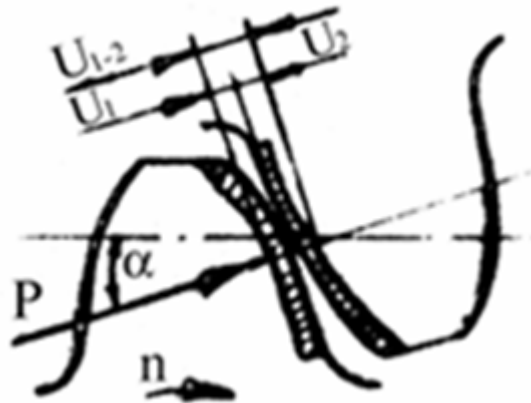


Рис. 8 - Зубчасте зачеплення

Для зубчастого зачеплення (рис.8) коефіцієнти зношування визначаються по залежностях:

для експериментального визначення

$$K_U = \frac{m \cdot U_i \cdot \alpha}{P \cdot m \cdot n_y} \quad (20)$$

для аналітичного визначення

$$K_U = \frac{m \cdot \cos \frac{\theta}{2}}{2,4(HB)(D - m) \cdot \sin \alpha \sqrt{\left(\frac{q}{E}\right)^2 \cdot \left[0,8 - \left(\frac{q}{E}\right)^2\right]}} \quad (21)$$

Експериментально підтверджений коефіцієнт зносу для зубчатих зачеплень (Сталь 40X, $n=1500$ хв-1; $m=2,5$) і дорівнює

$$K_{U \text{ Експ}} = 1,48 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{МКМ}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

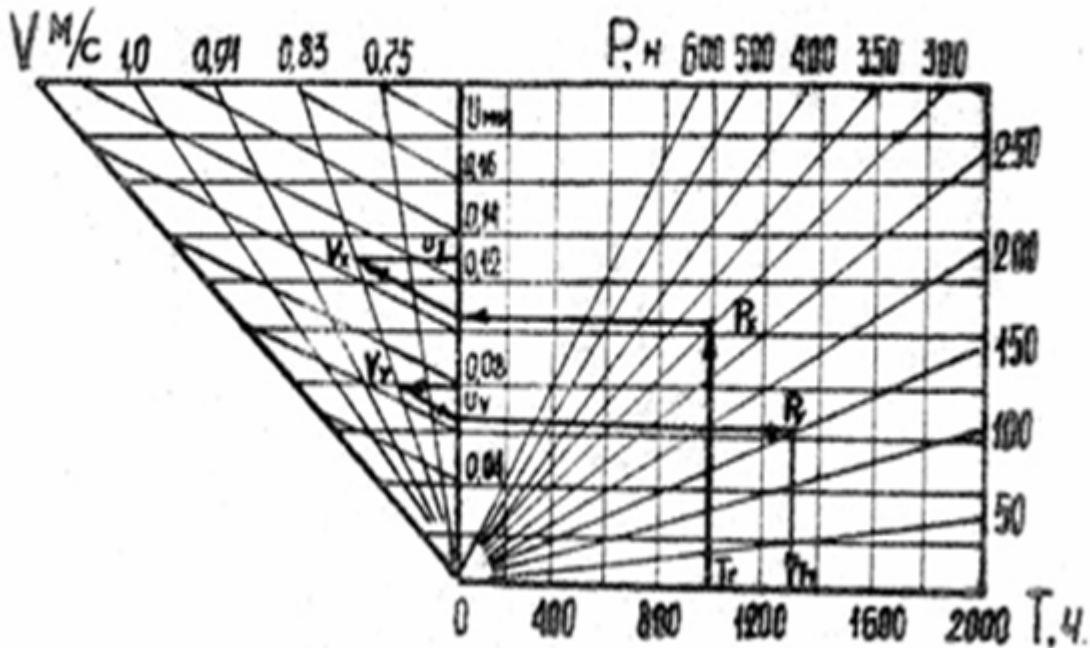


Рис. 9 – Номограма для прогнозування напрацювання спряження типу вал – втулка до максимально допустимого зносу

Числове значення коефіцієнту зносу одержаного аналітичним шляхом дорівнює:

$$K_{U \text{ Анал}} = 1,46 \cdot 10^{-5}, \frac{\text{мкм}}{\text{Па} \cdot \text{км}}$$

Відносна точність аналітичного методу розрахунку коефіцієнтів зносу по відношенню до експериментальної перевірки складає від 2 до 20% у залежності від агресивності умов роботи й ступеню забрудненості енергосистем, що доводить вірогідність аналітичних залежностей для знаходження коефіцієнтів зносу.

Знаючи параметри критерію приробітки, час припрацювання й еквівалентний коефіцієнт зношування матеріалу деталей в період нормального зношування, можна скласти номограму прогнозування надійності трибоспряжень по зношуванню.

Для спряження вал-втулка зазначених матеріалів й умов зношування на рисунку 9 представлена номограма прогнозування надійності даного спряження по зношуванню найбільш м'якого матеріалу (втулки) з урахуванням швидкостей відносного переміщення й навантаження.

Ця номограма дозволяє вирішити як пряме завдання (за заданим часом наробітку спряження визначити величину максимального зношування), так і зворотну - по припустимому зношуванню визначити період роботи спряження.

Висновок. Одержані експериментальні й аналітичні залежності коефіцієнтів зносу пара тертя основних вузлів й агрегатів сільськогосподарської техніки можуть бути використані при прогнозуванні ресурсу конкретного спряження, яке працює в конкретних умовах експлуатації.

Список використаних джерел

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – “Техніка, 1970, 396с.
2. Ковалев И.Т., Юдовинский В.Б. Коэффициент износа материалов - показатель надежности сопряжений. Надежность и контроль качества. – М.1974,№2. С. 31-38.
3. Юдовінський В.Б., Журавель Д.П., Савченко О.Д. Дослідження процесу зношування основних сполучень деталей сільськогосподарської техніки через коефіцієнт зносу.//Праці ТДАТА. Вип. 15. – Мелітополь, 2003. – с.24-29.
4. Проников А.С. Износ и долговечность станков. – М.: Машгиз, 1957, 260 с.
5. Юдовінський В.Б., Журавель Д.П. Еквівалентні коефіцієнти зносу і критерії припрацювання деталей сполучень сільськогосподарської техніки // Праці ТДАТА. Вип.15. – Мелітополь 2003. С.29-33.
6. Юдовинський В.Б., Журавель Д.П. Теория разрушения поверхностных слоев металла при трении. // Праці ТДАТА. Вип.33. – Мелітополь 2005. С.103-106.

Анотация

Прогнозирование ресурса трибосоединений мобильных сельскохозяйственных агрегатов

Журавель Д.П., Юдовинский В.Б., Кюрчев С.В., Митков Б.В

Робота посвященная вопросу прогнозирования ресурса трибосоединений мобильных сельскохозяйственных агрегатов и установлению коэффициентов изнашивания.

Abstract

Prognostication of resource tribospryazhen mobile aggregates of agricultural technique

D. Juravel, V. Judovinsky, S. Kurtchev, B.Mitkov

Work is devoted the questions of prognostication of terms of term of service connections of mobile aggregates to the refuse and establishment of values of coefficients of wear of materials of basic connections of mobile technique.