

- агротехнологічного університету. 2010. Випуск 10., Том 8 – С. 105 – 111. (<http://nauka.tsatu.edu.ua/print-journals-tdata/10-8/10-8.html>)
3. Лінник М.К. Технологічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. / Лінник М.К., Лукаш М.І. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 76-84.
 4. Богатирьов Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток. / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: 36. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. (http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/)
 5. Богатирьов Д.В. Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток соняшника / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1 – С. 12-17. (http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_43_1/)
 6. Пат. 71272 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2012.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Мачок Ю.В., Богатирьов Д.В., Бойко В.П.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2011 15059 заявл. 19.12.2011; опубл. 10.07.2012, Бюл. №13.
 7. Пат. 83199 Україна, МПК А01В 29/04, А01D 43/00 (2006.01) Коток подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В., Мачок Ю.В., Лузан О.Р.; заявник і патентовласник Кіровоград. нац. техн. ун-т.- № u2013 03722 заявл. 26.03.2013; опубл. 27.08.2013, Бюл. №16.
 8. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс].- Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

Dmytro Bohatyrov, Vasil Salo, Yuriy Machok

Kirovograd national technical university

Experimental study of the impact velocity roller-crushers in crushing plant residues quality sunflower

Agrarian economy of Ukraine and the global trend of environmentally friendly crop production leads to the search for new technologies of crop growing and developing the necessary technology. The need for fertilizers feed plants is always topical issue. Over the past decade, making huge quantities of mineral fertilizers significantly degrade the organic component of topsoil . Also, use of chemicals in agriculture leads to environmental pollution. There are many cases where fertilizers and other chemicals made ill-conceived and sometimes irresponsible. This leads to the accumulation of chemicals in soil, groundwater, excessive content of their crop production , and a food - and food of animal origin. This man-made pollution of fertile soil affects the quality of agricultural products , which can lead to increased morbidity. Widespread use of pesticides has created and specific problems associated with the acquisition of weeds, pests and pathogens resistance to them.

Direction of development of agricultural machinery for crushing plant residues in Ukraine is a little known but very important. The analysis of the results of field testing of the roller-crusher. The main indicator of this unit size selected residues of sunflower stalks after shredding. The results of the tests indicate the feasibility of using this type of agricultural machinery.

roller chopper, stems, length, plant residues

Отримано 30.10.14

УДК 62-192.004

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, Київ

О.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук

Миколаївський національний аграрний університет

Обґрунтування транспортуючих органів при навантаженому резервуванні

У статті наведені результати досліджень зміни надійної роботи кукурудзозбиральних машин. Розглянута навантажена резервована система. Запропонована методика розрахунку на зношування ланцюга. Встановлені закономірності зміння основних показників надійності ланцюгових робочих органів та визначений середній час безвідмовної роботи.

ланцюговий робочий орган, кукурудзозбиральна техніка, технічна система, надійність, довговічність, навантажене резервування

А.И. Бойко, проф., д-р техн. наук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, Киев

А.В. Бондаренко, доц., канд. техн. наук

Николаевский национальный аграрный университет

Обоснование транспортирующих органов при нагруженном резервировании

В статье приведены результаты исследований изменения надежной работы кукурузоуборочных машин. Рассмотрена нагруженная резервированная система. Предложена методика расчета на износ цепи. Установлены закономерности изменения основных показателей надежности цепных рабочих органов и определено среднее время безотказной работы.

цепной рабочий орган, кукурузоуборочная техника, техническая система, надежность, долговечность, нагруженное резервирование

Постановка проблеми. На сьогоднішній день аналіз стану, в якому знаходиться українське сільськогосподарське машинобудування, особливо це питання стосується кукурудзозбиральної техніки, її відповідність міжнародним вимогам якості, стандартизації і сертифікації, показує, що якість будь-якої машини або комбайна є ще дуже низькою. Як і в недалекому минулому, так і зараз надійність і довговічність сучасних машин для аграрного виробництва значно поступається світовим стандартам [6]. Одним з ефективних конструктивних способів підвищення надійності вузлів і агрегатів машин є навантажене резервування, що передбачає паралельне з'єднання елементів. Однак його застосування спряжене, як правило, з ускладненням конструкцій і підвищенням їх металоємності. Внаслідок цього в механічних системах не так вже й багато реалізацій навантаженого резерву [1]. Хоча подібні технічні рішення доволі часто є позитивними прикладами, що використовуються в електричних, енергетичних, біологічних та інших системах. Тому, доцільним слід вважати застосування навантаженого резерву в механічних системах тоді, коли переваги, що виникають в результаті підвищення їх надійності, перебільшують витрати на зміну побудови системи. Тобто механічні конструкції повинні залишатися відносно простими і доступними для реалізації при розробці вузлів і агрегатів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Підвищення надійності кукурудзозбиральних машин часто розглядають в цілому, що ускладнює відшукування прихованих резервів в окремих механізмах. Пошук технічних рішень, направлених на підвищення якісних показників роботи кукурудзозбиральних машин та збільшення продуктивності в цілому передбачає встановлення ряду додаткових робочих органів і пристроїв, що інтенсифікують проходження технологічного процесу. При цьому внесені доповнення в конструкції безумовно ускладнюють їх. На привід додаткових елементів витрачається частина потужностей, що збільшує енергоємність процесу, однак і продуктивність збиральних машин дещо збільшується. При цьому принципів успіхів на рівні досягнення компромісу між встановленням додаткових елементів, збільшенням енерговитрат і ускладненням конструкції, що знижує її надійність, очікувати не доводиться. Відомо, що навантажене резервування може бути представлене як таке, при якому резервний елемент працює в умовах, що не відрізняється від умов і навантажень основного елемента. Тоді здійснюється повністю навантажене резервування, яке може бути з цілою або дрібною кратністю. В практиці проектування і експлуатації машини зустрічається і недовантажене резервування, коли резервний елемент працює паралельно

з основним, але несе навантаження часткове в порівнянні з основним. Ці різновиди не вносять змін в структурну схему надійності вузла або агрегату, однак мають різницю при розрахунках показників надійності [8].

За 20 років незалежності України не прийнято на виробництво жодного зразка кукурудзозбирального комбайна або приставки, повністю відсутні будь-які фундаментальні дослідження, які пов'язані з проблемою надійності даного виду техніки, майже зовсім відсутні нові оригінальні технічні рішення, які стосуються аналізованого напрямку досліджень.

Метою роботи є проведення теоретичних досліджень, які присвячені комплексній оцінці та тенденціям змін, направлених на забезпечення надійної роботи кукурудзозбиральної техніки. Основною проблемою невикористання навантаженого резервування в сільськогосподарській техніці є відсутність науково-обґрунтованих рекомендацій щодо їх ефективного використання. Усуненню цієї проблеми присвячена дана стаття.

Результати досліджень. При збиранні кукурудзи важливою операцією є перша, де здійснюється взаємодія машини з рослиною і яка передбачає захоплення стебла, його переміщення у вертикальному положенні з метою подальшого відокремлення качанів та їх транспортування. Робочий орган, що виконує дану операцію, представляє собою дві спряжені гілки ланцюгів, які оснащені відповідними лапками (захватами). Ланка ланцюга складається з декількох елементів, з'єднаних між собою або взаємними посадками або кінематично при взаємному відносному переміщенні. Таким чином ланка представляє деяку механічну систему в якій зміна параметрів одного з елементів впливає на параметри інших. Такий зв'язок між елементами відображується і на методах розрахунку ланцюгів, особливо коли це стосується забезпечення їх надійності. Конструктивні особливості механічних систем та їх розрахунків на надійність набуває процедури підбору того чи іншого елемента конструкції по заздалегідь заданим параметрам. Це є наслідком багатофакторності взаємного впливу параметрів на елементи системи. Неможливість відокремити вплив одного якогось фактору примушує до вирішення завдання методом перебору варіантів, перевірки гіпотез і виявлення серед них найбільш сприятливих.

Деталлями ланцюга, що зношуються в процесі роботи є деталі спряження шарнірів, тобто ролики та валики. В результаті зношування змінюються їх розміри, внаслідок чого збільшується такий важливий параметр ланцюга як його крок. Це приводить до зміни кінематики зачеплення ланцюга з зірочками, що в свою чергу збільшує динамічні навантаження і як результат – активізує процеси зношування між ланцюгом і зірочками. Таким чином, оцінюючим параметром зношення ланцюга може бути зміна (збільшення) його кроку.

Виходячи з положення, що величина зношення в кінематичній парі ролик-валик пропорційна роботі, що витрачається на зношування і того, що ланцюг представляє собою систему взаємозв'язаних елементів, зміна параметрів одного з яких призводить до зміни параметрів інших, в дослідженні [8] запропонована методика розрахунку на зношування шляхом підбору ланцюга, що підходить для виконання поставлених функцій на протязі заданого часу. Поклавши в основу дану методику, але ставлячи за головне при виборі ланцюга параметри його надійності, представляється доцільною наступна послідовність розрахунку ланцюга на його довговічність, а саме:

- Визначення гранично допустимого збільшення кроку ланцюга:

$$\Delta t = 4\chi \frac{d}{z_2}, \quad (1)$$

де χ – коефіцієнт, величина якого залежить від умов роботи та форми зубів зірочок: $\chi = 0,65$ – зуби з закрученими головками, $\chi = 0,8$ – трапецеїдальна форма зубів; z_2 – число зубів веденої зірочки.

Згідно існуючих норм на ланцюгові передачі збільшення їх кроку при зношенні не повинно перевищувати 3 %.

➤ Для введення критеріїв зношування при розрахунку ланцюгів на довговічність необхідно мати величину збільшення кроку Δt_0 за деякий довільно вибраний проміжок часу τ_0 , що відповідає дільниці рівномірного зношування. Ця дільниця вибирається з одного боку при завершенні процесу припрацювання, а з другого при не досягнанні активізації втомлюючих руйнуючих процесів пошкоджень фрикційних поверхонь. Збільшення кроку за вказаний період можна визначити з формули:

$$\Delta t_0 = \tau_0 \frac{\Delta t + \Delta t_1 (\lambda - 1) - \lambda h - \Delta t_n}{\lambda \tau}, \quad (2)$$

де Δt_1 – збільшення кроку ланцюга за період його роботи, що відповідає зношуванню загальної товщини цементованих дільниць спряжених деталей;

λ – коефіцієнт урахування ступеня збільшення кроку ланцюга при переході від зношення центральних дільниць до нецементованих в елементах шарніра ланцюга ($\lambda \approx 1,65$ – якщо гранично допустиме збільшення кроку більше за сумарну товщину цементованих дільниць; $\lambda_1 = 1$ – якщо передбачається, що зношування відбувається в границях цементованих шарів, або якщо таке зміцнення взагалі відсутнє);

h – додаткове збільшення кроку, внаслідок попереднього припрацювання деталей шарнірів, ($h \approx 0,04$ мм);

Δt_n – початкове деяке додаткове збільшення середнього кроку від його номінального значення ($\Delta t_n \approx 0,05$ мм).

➤ Визначається величина критерію зношування, який еквівалентно відображує роботу, що витрачається на зношування деталей ланцюга:

$$k = \frac{\Delta t_0}{\xi}, \quad (3)$$

де ξ – коефіцієнт зносостійкості, який виходячи з експериментальних даних для втулочно-роликів ланцюгів дорівнює $\xi = 0,09$.

➤ Отримане значення критерію зношування входить в розрахунок зусилля, що передається ланцюгом. Від його величини залежить інтенсивність зношування, а значить і довговічність ланцюгів.

➤ Зусилля в ланцюзі, яке включає ряд величин, що можуть бути встановлені експериментально при проведенні відповідних досліджень. Простіше для існуючої машини та її досліджуємого ланцюгового робочого органу величину тягового зусилля визначити через потужність і швидкість переміщення ланцюга захоплюючого транспортера. Наприклад, в кукурудозбиральному комбайні «Херсонь-9» ККП-3 швидкість складає $V_A = 1,73$ м/с.

Виходячи з передаваної потужності N і встановленої швидкості переміщення ланцюга V_A , окружне (колове) зусилля в $\kappa Гс$ визначається згідно формули:

$$T = \frac{102 \cdot N}{V_A}. \quad (4)$$

➤ Допустиме навантаження (зусилля) для вибраного ланцюга складає:

$$T_0 = \frac{k \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot n}{c \cdot V_A (i+1)} - 2\eta q_A, \quad (5)$$

де $c = \frac{\pi}{2} \left[\frac{z_2 (1 - a_1) + z_1 (1 + a_2)}{z_1 + z_2} \right]$ – коефіцієнт урахування особливостей передачі і

конструкції ланцюга;

a_1 і a_2 – позначення груп параметрів зачеплення ланцюга з зірочками [2];

i – передаточне число;

η – коефіцієнт урахування нахилу холостої ділянки ланцюга до горизонту;

l – довжина втулки (валика);

A – відстань між осями зірочки, м.

Розраховане значення допустимого зусилля порівнюється з діючим окружним (коловим). Необхідно, щоб допустиме зусилля перебільшувало діюче колове. В іншому випадку виникає потреба в заміні ланцюга, який задовольняє умови експлуатації.

➤ Натяжні зусилля ведучої гілки ланцюга:

$$S_g = T_{max} + S_0 + S_u + T_{дин}, \quad (6)$$

де $T_{дин} = \frac{n_1^2}{90} \left(\lambda \frac{I}{R_2} + \frac{m_0 t}{2} \right) \cdot \Delta$ - динамічне навантаження ланцюга;

$T_n = \xi g A$ – натяг холостої гілки ланцюга;

Δ – коефіцієнт, що враховує пружність і провисання ланцюга ($\Delta \approx 0,5 \dots 0,75$);

n_1 – кількість обертів ведучої зірочки за хвилину;

$S_u = \frac{qV^2}{g}$ - натяг ланцюга від дії відцентрової сили;

λ – коефіцієнт, що враховує вплив кількості зубів, передаточного числа і відносної довжини ведучої гілки;

I – момент інерції веденої зірочки і всіх її мас;

g – прискорення вільного падіння;

R_2 – радіус веденої зірочки;

m – вага ведучої гілки.

➤ Запас ланцюга по міцності визначається як частка відношення руйнуючого зусилля T_p до отриманого зусилля натягу ведучої гілки S_g :

$$\zeta = \frac{T_p}{S_g}. \quad (7)$$

Цим параметром характеризується відповідність ланцюга щодо умови міцності.

Представлений розрахунок дає можливість вибору ланцюга, що відповідає умовам експлуатації. Цим вирішується інженерна конструкторська проблема вірного проектування робочого органу. Однак для наукового дослідження важливо виявити зв'язок між терміном експлуатації ланцюга та величиною його зношування. Так як існує пропорційність між роботою зношування і результатом цієї виконаної роботи – величиною зношування, а величина зношування ланцюга представляється збільшенням його кроку, то в загальному вигляді можна записати:

$$A_{yo} \tau = \Phi(\Delta t), \quad (8)$$

де Φ – функція зв'язку між τ і Δt .

В ліву частину рівності покладена питома робота тертя A_{yo} , що має розмірність $\left[\frac{H \cdot m / c}{m^2} \right]$. Тобто силовим фактором в шарнірах ланцюга, який обумовлює їх

зношування, є тиск, а робота тертя формується як результат переміщення, що виконується за одиницю часу. Питома робота помножена на час експлуатації вузла в правій частині уявляє собою загальну роботу тертя, яка і викликає зношування шарнірів. Результатом цього зношування є подовження ланцюга. Правою частиною рівності є невідома функція зв'язку між роботою тертя і збільшенням кроку ланцюга (зношуванням). Питома робота тертя згідно досліджень [2, 5] для одного шарніра ланцюга дорівнює:

$$A_{yo} = \frac{S_g (1+i) f_1 V_n c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}, \quad (9)$$

де f_1 – коефіцієнт тертя ковзання в шарнірі ланцюга;

m – число шарнірів (ланок) ланцюга;

Після завершення процесу припрацювання поверхонь тертя в шарнірах ланцюга, який займає відносно невеликий проміжок часу, настає період нормальної (штатної) експлуатації. Характерним для шарнірних з'єднань закритих вузлів тертя в цей період є лінійне зношування елементів. Тому для ланцюга можна записати:

$$\frac{S_e (1+i) f_1 \cdot V_n \cdot c}{e \cdot t \cdot z_2 \cdot m} \tau = K_u \cdot \Delta t, \quad (10)$$

де K_u – коефіцієнт, що враховує умови і особливості зношування ланцюга.

Значення коефіцієнта K_u може бути встановлене на підставі попередньо проведених пробних експериментів. Стосовно серійного ланцюга, що експлуатується в кукурудзозбиральному комбайні, то для нього, задавшись граничним значенням подовження ланцюга у 3 % та маючи час експлуатації до цього стану $\tau_{\Delta t_{lim}}$, можна підрахувати величину коефіцієнта K_u . В подальшому рівняння, вирішене відносно часу експлуатації ланцюга, дає можливість встановлення його довговічності:

$$\tau = \frac{K_u \cdot \Delta t_{lim} \cdot e \cdot t \cdot z_2 \cdot m}{S_e (1+i) f_1 \cdot V_n \cdot c}, \quad (11)$$

Науково-практичний інтерес представляє аналіз отриманої залежності (11) для виявлення можливих шляхів і пошуку перспективних технічних рішень, направлених на підвищення довговічності ланцюгового подаючого робочого органу кукурудзозбирального комбайну. Аналіз рівняння показує, що при всіх інших рівних параметрах, що характеризують умови експлуатації і зношування ланцюгів, підвищення їх довговічності, насамперед, може бути досягнуто за рахунок збільшення площі контакту в зонах тертя, тобто зменшенням тиску в шарнірах. Конструктивно це може бути досягнуто збільшенням довжини валиків (втулок) ланцюга шляхом переходу до застосування багаторядних ланцюгів. Тому бачиться за доцільне розширення бази ланцюга шляхом застосування багаторядної конструкції. Така конструкція безумовно знижує питомі навантаження на елементи ланок, але стає ускладненою для виготовлення і подальшої експлуатації. Як справедливо відмічається в роботі [2], внаслідок існуючої неточності виготовлення і можливих переносів в експлуатації однотипні елементи багаторядного ланцюга мають неоднакові зусилля в спряженнях. А значить, що і працюватимуть в дещо різних умовах. Причому в кожному з зачеплень ланок може виникати інверсія в розподілі навантажень по рядах. Тоді ланцюг з основним навантаженням поступається місцем резервному, менш навантаженому. В наступному акті зачеплення може змінитися на протилежну, однак в кожному випадку, незалежно який з рядів ланцюга буде прийнятий за основний, а який за резервний, в системі є два паралельно працюючих ряди, що забезпечує їх структурне резервування. Таке паралельне з'єднання елементів, що направлено на підвищення рівня надійності при різності в навантаженнях, класифікується як тепле, частково ненавантажене резервування. Внаслідок нерівномірності розподілу навантажень в рядах багаторядного ланцюга один з них (більш навантажений) може сприйматися як основний в розглянутій технічній системі. Тоді другий (менш навантажений) сприймається як резервний при недовантаженому послаблюючому режимі експлуатації.

Для таких систем, як відомо [4], ймовірність безвідмовної роботи визначається виразом:

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[1 + \sum_{i=1}^{k_B} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_1 \tau})^i \right], \quad (12)$$

$$\text{де } a_i = \prod_{j=0}^{i-1} \left(j + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} \right), \quad (13)$$

$\lambda_0 = \sum_{i=1}^m \lambda_i$ – інтенсивність відмов основного ряду ланцюга, що складається з m

ланок;

i – порядковий номер ряду ланцюга;

λ_i – інтенсивність відмов однієї ланки одного з рядів ланцюга;

λ_1 – інтенсивність відмов резервного недовантаженого ряду ланцюга;

k_B – кратність резервування.

Відповідно ймовірність відмов може бути підрахована за формулою:

$$F_c(\tau) = 1 - e^{-\lambda_0 \tau} \left[1 + \sum_{i=1}^{k_R} \frac{a_i}{i!} (1 - e^{-\lambda_1 \tau})^i \right], \quad (14)$$

Для двохрядного ланцюга, коли $k_R=1$ формула (12), що визначає ймовірність безвідмовної роботи, спрощується і представляється наступним чином:

$$P_c(\tau) = e^{-\lambda_0 \tau} \left[1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 \tau}) \right], \quad (15)$$

а ймовірність відмов дорівнює:

$$F_c(t) = 1 - e^{-\lambda_0 t} \left[1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1} (1 - e^{-\lambda_1 t}) \right]. \quad (16)$$

Показником довговічності слугує час безвідмовної роботи, який для багаторядного ланцюга, як для резервованої системи з нерівномірно розподіленим навантаженням, знаходиться згідно наступного рівняння:

$$\bar{\tau} = \int_0^{\infty} P_c(\tau) d\tau = \frac{1}{\lambda_0} \sum_{i=0}^{k_R} \frac{1}{1 + i \cdot k_\lambda}, \quad (17)$$

де $k = \frac{\lambda_1}{\lambda_0}$ – відношення інтенсивності відмов.

Після підстановки кратності резервування $k_R=1$ для двохрядного ланцюга маємо:

$$\bar{\tau} = \frac{1}{\lambda_0} \left(1 + \frac{\lambda_0}{\lambda_1 + \lambda_0} \right). \quad (18)$$

Підставляючи значення інтенсивностей відмов отримаємо:

$$\bar{\tau}_{сод} = \frac{1}{0,006} \left(1 + \frac{0,006}{0,001 + 0,001} \right) = 309,9 (\text{год})$$

Висновок. Порівняно з серійним ланцюгом, експериментальний двохрядний має більше чим у два рази середній час безвідмовної роботи. Це вказує на те, що регламентні сервісні роботи по обслуговуванню ланцюга проводяться один раз на сезон, а його ресурс наближається до загального ресурсу кукурудзозбиральної машини. Таке підвищення надійності крім, покращення експлуатаційних показників машин, призведе до зниження витрат часу, а також матеріалів на технічне обслуговування.

Список літератури

1. Бойко А.И. Математическая формализация описания состояний и переходов пассивно резервируемых технических систем / А.И. Бойко, А. В. Бондаренко, В.Н. Савченко // Вестник Харьковского национального технического университета сельского хозяйства им. П. Василенка. Выпуск №133. Ресурсосберегающие технологии, материалы и оборудование в ремонтном производстве. Харьков. – 2013. – С. 216 – 220
2. Воробьев Н.В. Цепные передачи. Из-во «Машиностроение». – М: 1968. – 252 с.

3. Войтюк В. Вплив строків експлуатації на модель зміни працездатності зерно-збиральних комбайнів / В. Войтюк, А. Демко, С. Демко // Техніка АПК. – 2005. – № 8. – С. 14–18.
4. Князьев Л.Д. К расчету на усталостную прочность втулочно-роликовых цепей. Проектирование и производство механических передач. Ижевск, «Удмуртия», – 1965. – 252 с.
5. Некипоренко В.И. Структурный анализ систем (эффективность и надежность) / В.И. Некипоренко. – М. : Советское радио, 1977. – 214 с.
6. Погорілий Л.В. Зернозбиральна техніка: проблеми, альтернативи, прогноз / Л.В. Погорілий, С.М. Коваль // Техніка АПК. – 2003. – № 7. – С.4 – 7.
7. Тихоненко О.В. Забезпеченість сільського господарства зернозбиральною технікою як запорука ефективності зернового господарства / О. В. Тихоненко // Економіка АПК. – 2008. – № 7. – С. 36 – 41.
8. Ушаков И.А. Курс теории надежности систем / И.А. Ушаков. – М.: Дрофа, 2008. – 239 с.
9. Gerla M.K. Improving fatigue life. – «Machine design», – 1953, – Janv.

Anatoly Boiko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine

Aleksandr Bondarenko

Mykolayiv national agrarian university

Justification of transporting organs is at the loaded reservation

The aim of work are realizations of theoretical researches, that is devoted complex to the estimation and tendencies of the changes sent to providing of reliable work of corn-harvesting technical.

The article contains results studies of changes in reliable operation of the corn-harvesting machines. Considered loaded redundant system. The technique is based on chain wear. The regularities of changes in the basic reliability indices continued working bodies and determined average uptime.

Comparatively with a serial chain, an experimental tworow has anymore what in two times mean time between failures, and also materials, that will allow to bring down the expense of time on technical service.

chain working organ, corn-harvesting technical, technical system, reliability, longevity, loaded reservation

Одержано 24.10.14

УДК 629.114.2-192

Л.И. Бойко, д-р техн.наук, А.М. Гоман, доц., канд. техн. наук, О.А. Баран, научн.сотр

ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси»,

Республика Беларусь

Методология определения фактических показателей надежности тракторов по данным эксплуатации в гарантийный период

Предлагается методология прогнозирования надежности сельскохозяйственных тракторов по данным эксплуатационных отказов в гарантийный период. Классические методы статистической обработки информации об отказах тракторов в этом случае не применимы. Статистические данные обрабатываются специальными методами цензурированных выборок. Рекомендуются непараметрический и параметрический методы обработки эксплуатационных данных. Приводится пример практического использования разработанной методологии.

первичные отказы, цензурированная выборка, однородность отказов, параметрический и непараметрический методы, функция правдоподобия, критерий Пирсона, метод Каплана-Мейера, распределение Вейбулла