

## Бортовая система контроля износа фрикционной муфты коробки передач трактора

Wpłynęło 16.02.2016 r.  
Zrecenzowano 13.06.2016 r.  
Zaakceptowano 15.06.2016 r.

A – koncepcja  
B – zestawienie danych  
C – analizy statystyczne  
D – interpretacja wyników  
E – przygotowanie maszynopisu  
F – przegląd literatury

**Андрей Феликсович СКАДОРВА**<sup>1)</sup> ABCDF  
**Анатолий Николаевич КАРТАШЕВИЧ**<sup>1)</sup> ABCD,  
**Jan Radosław KAMIŃSKI**<sup>2)</sup> BEF, **Jan KAMIONKA**<sup>3)</sup> BEF

<sup>1)</sup> *Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, Горки, Беларусь*

<sup>2)</sup> *Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego, Katedra Maszyn Rolniczych i Leśnych, Warszawa*

<sup>3)</sup> *Instytut Technologiczno-Przyrodniczy w Falentach, Mazowiecki Ośrodek Badawczy w Kłudzienku*

**Do cytowania For citation:** Scadorva A. F., Kartashevich A. N., Kamiński J.R., Kamionka J. 2016. Бортовая система контроля износа фрикционной муфты коробки передач трактора [Cabin control system of friction ring wear of a gear box in a tractor]. *Problemy Inżynierii Rolniczej*. Z. 3 (93) s. 69–86.

### Резюме

Цель работы улучшить эксплуатационные показатели колёсного трактора путём использования электромагнитного датчика износа фрикционных накладок фрикционной муфты (ФМ). Методы исследования расчетно-экспериментальные, основанные на современных исследовательских методиках с использованием вычислительной техники. Исследования проводились в аккредитованной лаборатории Производственное объединение (ПО) Минского тракторного завода (МТЗ) с использованием следующих приборов: манометр МТП-100 ГОСТ 2405-80 для измерения давления масла в системе управления фрикционными коробками передач (КП), цифровой прибор ХР 1206 для измерения частоты вращения вала балансирующей машины, весовая головка ZDI для замера крутящего момента на валу балансирующей машины, манометр МТП-160 ГОСТ 2405-80 для измерения давления масла в системе смазки, датчики давления Р9-НВМ для измерения давления в каналах управления муфтами фрикционных, датчики импульсов DKP-11 для измерения частоты вращения ведущих и ведомых частей стэнда, блок измерительный SPIDER 8 для усиления и записи электрических сигналов. Теоретически и экспериментально подтверждена возможность оценки идентификации динамической нагруженности трансмиссии трактора с фрикционными муфтами; разработаны методика и алгоритм контроля износа фрикционных пар и проведены испытания КП трактора «Беларус-2103», позволившие установить закономерность изменения износа фрикционных элементов в КП в зависимости от динамической нагруженности трактора и разработать устройство диагностирования, которое может быть включено в штатную систему питания трактора и поможет реализовать полученную возможность; результаты испытаний устройства диагностирования на КП и тракторе «Беларус-2103» подтвердили возможность оценки идентификации динамической нагруженности трансмиссии трактора с фрикционными муфтами.

**Ключевые слова:** трансмиссия, трактор, динамическая нагруженность, диагностирование, фрикционные муфты, техническое состояние

## Введение

Опыт эксплуатации трактора «Беларус-2103» с механической коробкой передач (КП) с переключением без разрыва потока мощности показывает, что 24% всех отказов его трансмиссии связано с выходом из строя фрикционных муфт (ФМ) КП. Установлено, что именно при определённом износе фрикционов (пороговый износ) КП происходит значительное возрастание удельной работы трения её фрикционных пар, возникновение крутильных автоколебаний масс трансмиссии трактора, вызывающих повышение динамических нагрузок [KARTASHEVICH и др. 2010; SCADORVA 2011; SCADORVA, KARTASHEVICH 2013]. Поэтому идентификация порогового износа ФМ с помощью бортовой системы представляет собой актуальную задачу [KAMIŃSKI (ред.) 2011a, b; 2012; KARTASHEVICH и др. 2009; SKROBACI, EKIELSKI 2006; SZYDELSKI 2014].

В работе задача создания бортовой системы контроля износа ФМ КП трактора решается на основе анализа физико-механических характеристик фрикционных материалов, используемых на тракторе, и теоретического обоснования порогового износа ФМ КП [CIEŚLIKOWSKI 2011; JAKLIŃSKI 2006; KAMIŃSKI и др. 2015].

Теоретические методы исследований, представленные в работе, направлены на определение порогового износа ФМ КП трактора, вызывающего нарастание удельной работы трения, температуры нагрева ФМ и резонансных колебаний масс трансмиссии, равных частотам собственных колебаний масс. На основе результатов теоретических исследований создана бортовая система контроля износа ФМ КП трактора «Беларус-2103», оповещающая об идентификации порогового износа ФМ КП.

## Цель и задачи исследования

Цель – создание бортовой системы контроля износа ФМ КП трактора. Для достижения заданной цели были поставлены следующие задачи:

- провести аналитический обзор методов диагностики нагруженности трансмиссий тракторов с фрикционными элементами (ФЭ) и выбрать критерий качества функционирования ФМ КП гусеничного трактора;
- разработать аналитический метод оценки тяговой динамики трактора и методику его моделирования на программах электронных вычислительных машин (ПЭВМ) с учётом диссипации энергии в КП с ФМ для определения времени замыкания фрикционов на передачах, позволяющих проводить оценку их износа;
- разработать аналитический метод оценки крутильных колебаний масс трансмиссии при случайных возмущениях и методику его моделирования на ПЭВМ для определения резонансных колебаний, вызванных износом фрикционов КП трактора;
- создать, изготовить и испытать бортовую систему контроля износа ФМ КП трактора, предупреждающую механизатора о необходимости её замены с целью продления срока службы дорогостоящей трансмиссии трактора.

## Положения

1. Аналитический метод оценки тяговой динамики трактора и методика его моделирования на ПЭВМ с учётом диссипации энергии во фрикционных парах трения КП, позволяющая определять пороговое значение износа ФМ, повышающего удельную работу трения, температуру нагрева ФЭ выше допустимых значений за период времени их полного замыкания.
2. Аналитический метод оценки крутильных колебаний масс трансмиссии трактора с учётом изменений тяговой нагрузки, позволяющий установить возникновение резонансных колебаний масс в зависимости от износа ФМ КП.
3. Метод идентификации порогового износа ФМ КП трактора, реализованный в макетном образце бортовой системы контроля износа ФМ КП гусеничного трактора «Беларус-2103», и результаты его испытаний.

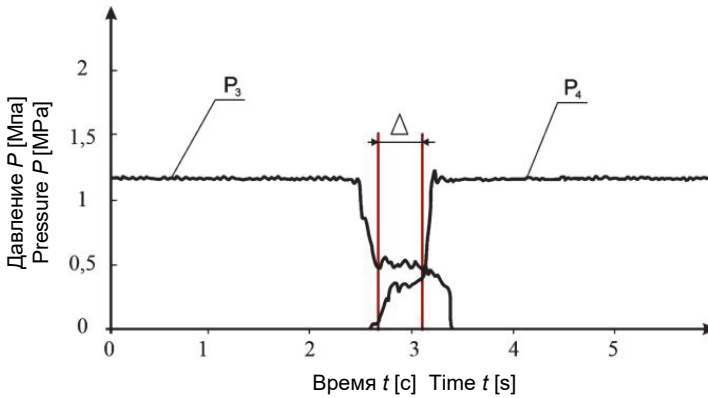
## Результаты исследований

По результатам исследований установлено, что критериями качества функционирования ФМ являются удельная работа трения и температура нагрева, которые зависят от характера взаимодействия между ведущими и ведомыми дисками ФЭ в процессе включения передач, а также от их геометрических параметров, главный из которых – толщина фрикционного слоя.

Техническая сложность создания бортовой системы оценки качества функционирования ФМ КП трактора связана с тем, что ФЭ совершают сложное движение, затрудняющее размещение источников информации. Поэтому в работе используются косвенные методы оценки качества функционирования ФМ КП – пороговая величина износа ФЭ КП, идентифицирующая скорость спада коэффициента трения и возникновение резонансных крутильных автоколебаний масс трансмиссии трактора.

На основании исследований профессора В. А. Кима [SAZONOV и др. 2011] установлено, что при износе тормозных накладок происходит возникновение вибраций, при которых отмечается возрастание динамических нагрузок в тормозном механизме на 120% от их номинального значения. Появление колебаний при износе фрикционного слоя подтверждается и результатами испытаний, проведенных на Республиканском унитарном предприятии (РУП) Минского тракторного завода (МТЗ) (рис. 1). Процесс переключения передачи сопровождается временем перекрытия  $\Delta = 0,3-0,5$  с при неизношенных фрикционных накладках. Изменение давления выключаемой  $P_3$  и включаемой  $P_4$  передач в данном случае происходит без значительных колебаний. Износ фрикционного слоя будет приводить к увеличению времени перекрытия, удельной работы трения более  $120 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-2}$  и нарастанию температуры нагрева более допустимых  $25^\circ\text{C}$ .

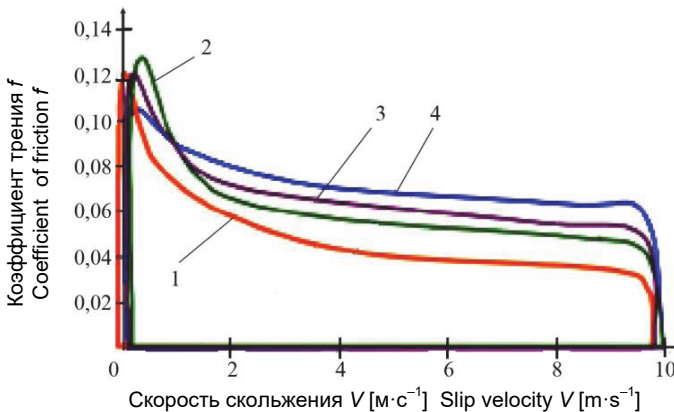
Анализ результатов исследований показал (рис. 2), что главной причиной возрастания удельной работы трения и повышенной температуры нагрева ФЭ является их износ. Снижение коэффициента трения, приводящее к увеличению времени замыкания фрикциона, также связано с износом ФЭ и возрастанием удельной работы трения, превышающей допустимое значение  $120 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-2}$ .



Источник: разработка авторов. Source: own study.

Рис. 1. Процесс переключения передач во фрикционной муфте коробки передачи трактора;  $P_3$  = давление выключаемой передачи,  $P_4$  = давление включаемой передачи,  $\Delta$  = время перекрытия выключения и включения передач

Fig. 1. Gear shifting process using a friction clutch;  $P_3$  = pressure off,  $P_4$  = pressure on,  $\Delta$  = overlapping of time switching on and off gears



Источник: разработка авторов. Source: own study.

Рис. 2. Изменение коэффициента трения фрикционных материалов в зависимости от скорости скольжения поверхностей трения для различных материалов; 1 = МК-5; 2 = HS43; 3 = ШАДЕФ; 4 = ФМ-12

Fig. 2. The change of coefficient of friction materials depends on the slip velocity of the friction surfaces for different kinds of materials; 1 = МК-5; 2 = HS43; 3 = ШАДЕФ; 4 = ФМ-12

Чем больше угол наклона кривой, тем более плавно будет работать ФМ в процессе включения. Повышение износа приводит к увеличению этого угла и, тем самым, возрастанию жёсткости включения ФМ, что вызывает дополнительные автоколебания. При последующем увеличении износа фрикционного слоя ФМ происходит прогрессирующий износ поверхностей трения ФМ КП из-за возрастания градиента температуры по толщине фрикционных накладок. Следова-

тельно, идентификация данного диапазона износа фрикционного слоя весьма важна для косвенной оценки качества функционирования ФМ КП, предупреждает о возникновении пиковых динамических нагрузок в трансмиссии и необходимости проведения своевременной замены ФМ, что продлит срок службы дорогостоящей трансмиссии трактора. Данный критерий может быть положен в основу создания бортовой системы, осуществляющей непрерывный контроль износа ФМ КП трактора.

Следующая часть анализа посвящена разработке математической модели динамики разгона гусеничного трактора с крюковой нагрузкой при использовании ПЭВМ с целью оценки работы трения во фрикционных парах КП при разных крюковых нагрузках. Исследования предусматривали режимы движения трактора с крюковой нагрузкой на различных передачах. При этом определялось время полного замыкания фрикционных на каждой передаче. Для решения дифференциальных уравнений на каждом этапе использовался метод приспособывания.

Уравнение поступательного движения трактора на первой передаче (рис. 3) представляется в виде неоднородного дифференциального уравнения:

$$\ddot{X}^I = \left( \frac{M_e}{r_K} \cdot i_1 \cdot i_{en} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_{\sigma}^I \quad (1)$$

где:

$\ddot{X}^I$  = вторая производная от времени на участке I [ $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ ];

$M_e$  = номинальный момент двигателя [ $\text{Н} \cdot \text{м}$ ];

$r_K$  = радиус ведущего колеса [ $\text{м}$ ];

$i_1$  = передаточное число первой передачи;

$i_{en}$  = передаточное число главной передачи;

$m_a$  = масса трактора [ $\text{кг}$ ];

$g$  = ускорение свободного падения [ $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ ];

$\psi$  = коэффициент дорожного сопротивления;

$\eta_{\sigma}^I$  = коэффициент полезного действия (КПД) буксования при разгоне на первой передаче.

На участке переключения передач с первой на вторую (движение накатом) дифференциальное уравнение поступательного движения трактора представлялось в виде:

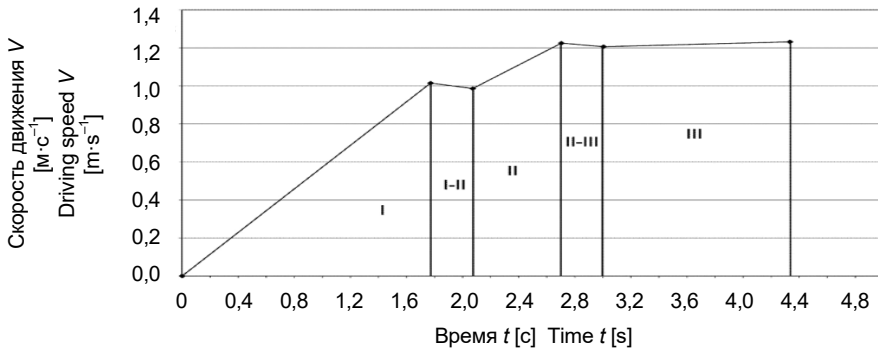
$$\ddot{X}^{I-II} = -g \cdot \psi \cdot \eta_{\sigma}^{I-II} \quad (2)$$

где:

$\ddot{X}^{I-II}$  = вторая производная от времени на участке I-II [ $\text{м} \cdot \text{с}^{-2}$ ];

$\eta_{\sigma}^{I-II}$  = КПД буксования движителя на участке переключения с первой на вторую передачу.

Процесс разгона трактора с первой до третьей передачи схематично отражен на рисунке 3.



Источник: разработка авторов. Source: own study.

Рис. 3. График изменения скорости движения трактора при разгоне и время разгона с первой до третьей передачи: I, II, III = участки разгона; I-II, II-III = участки переключения передач

Fig. 3. The graph of driving speed changes during acceleration and acceleration time from first to third gear: I, II, III = acceleration times; I-II, II-III = shift times

Из рисунка видно, что в процессе разгона трактора происходит увеличение скорости от 0 до  $1,1 \text{ м·с}^{-1}$ , что соответствует участку I графика. При переключении передачи для дальнейшего разгона наблюдается падение скорости на 10%, участок I-II. Это связано с буксованием фрикционных элементов в процессе переключения. Далее процессы повторяются. С увеличением износа фрикционного материала на фрикционных накладках время переключения будет только возрастать, что приведёт к повышению удельной работы трения, температуры нагрева ФЭ и снижению КПД трактора.

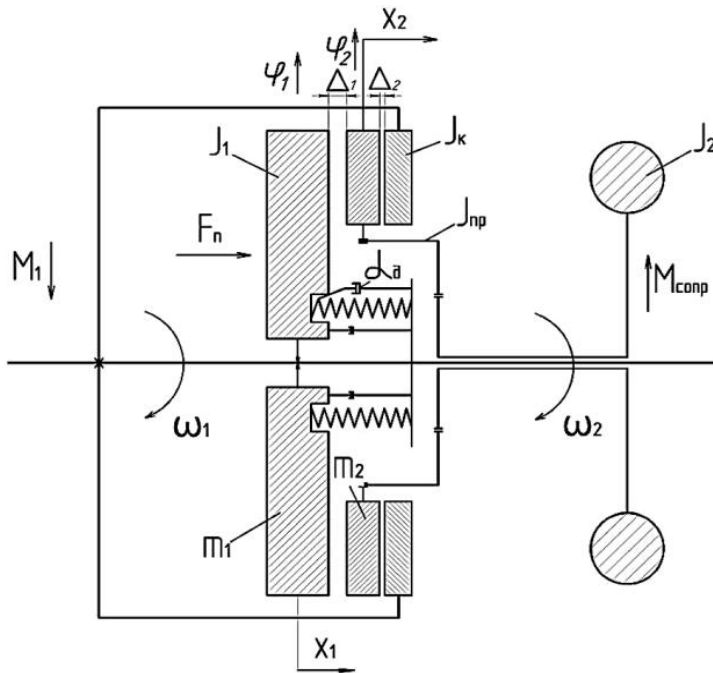
Эта часть анализа посвящена разработке математической модели работы фрикционных пар КП и методике её моделирования на ПЭВМ для поиска I, II, III – участки разгона; I-II, II-III – участки переключения передач порогового износа ФМ КП, провоцирующего возникновение пиковых нагрузок в трансмиссии трактора. Для исследования работы ФМ КП при переключении передач без разрыва потока мощности была разработана расчётная схема с упругодиссипативными связями (рис. 4), учитывающая поступательное перемещение фрикционов и зазор между их поверхностями трения.

Дифференциальные уравнения крутильных колебаний масс трансмиссии трактора для принятой расчётной схемы запишутся в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 J_1 \ddot{q}_1 &= Q_{q1} \\
 J_2 \ddot{q}_2 &= Q_{q2} \\
 m_1 \ddot{x}_1 &= -c(x_1 - x_2) - \alpha_D(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Q_{x1} \\
 m_1 \ddot{x}_2 &= c(x_1 - x_2) + \alpha_D(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Q_{x2}
 \end{aligned} \tag{3}$$

где:

$J_1, J_2$  = соответственно момент инерции барабана и условного маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе трактора [ $\text{кг·м}^2$ ];



Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 4. Расчётная схема включения фрикционов Коробки передач с учётом их поступательного перемещения и зазором между поверхностями трения:  $m_1$  = масса ведущих элементов [кг];  $m_2$  = масса ведомых дисков [кг];  $\Delta_1, \Delta_2$  = зазоры [м];  $x_1, x_2$  = обобщённые координаты системы;  $\omega_1, \omega_2$  = частота вращения ведущей и ведомой масс [мин<sup>-1</sup>];  $F_n$  = давление масла на поршень [Па];  $J_1$  = момент инерции барабана [кг·м<sup>2</sup>];  $J_k$  = момент инерции корпуса фрикциона совместно с ведущими дисками [кг·м<sup>2</sup>];  $J_{пр}$  = промежуточный момент инерции [кг·м<sup>2</sup>];  $J_2$  = момент инерции условного маховика, эквивалентный поступательно движущейся массе трактора [кг·м<sup>2</sup>];  $\varphi_1, \varphi_2$  = координаты, определяющие положение поверхностей трения фрикционных накладок [м];  $M_1$  = момент трения вращающихся частей, подведенный к фрикциону [Н·м];  $M_{сопр}$  = момент трения ведомых деталей трактора [Н·м];  $\alpha_d$  = коэффициент вязкого сопротивления ФЭ [Н·с·м<sup>-1</sup>]

Fig. 4. The scheme of switching friction discs including their displacement and the gap between the friction surfaces:  $m_1$  = mass of the leading elements [kg];  $m_2$  = mass of the driven discs [kg];  $\Delta_1, \Delta_2$  = clearances [m];  $x_1, x_2$  = generalized coordinates of a system;  $\omega_1, \omega_2$  = rotation speed of the leading and driven discs [min<sup>-1</sup>];  $F_n$  = oil pressure on the piston [Pa];  $J_1$  = moment of inertia of a drum [kg·m<sup>2</sup>];  $J_k$  = moment of inertia of the clutch housing together with the drive discs [kg·m<sup>2</sup>];  $J_{пр}$  = an intermediate moment of inertia [kg·m<sup>2</sup>];  $J_2$  = moment of inertia of the conditional flywheel equivalent to the moving mass of the tractor [kg·m<sup>2</sup>];  $\varphi_1$  and  $\varphi_2$  = coordinates defining the position of the friction surfaces of friction pads [m];  $M_1$  = moment of friction of the rotating parts related to the friction clutch [N·m];  $M_{сопр}$  = the friction torque of the tractor driven parts [N·m];  $\alpha_d$  = viscous drag coefficient ФЭ [N·s·m<sup>-1</sup>]

- $\ddot{q}_1, \ddot{q}_2$  = угловое ускорение барабана и условного маховика соответственно [ $\text{с}^{-2}$ ];  
 $Q_{q1}, Q_{q2}$  = обобщённые силы по координатам углового перемещения приведенной массы  $J_k$  [ $\text{Н} \cdot \text{м}$ ];  
 $m_1, m_2$  = масса ведущих элементов и ведомых дисков соответственно [ $\text{кг}$ ];  
 $c$  = коэффициент линейной жесткости упругого элемента по линейным перемещениям [ $\text{Н} \cdot \text{м}$ ];  
 $x_1, x_2$  = обобщённые координаты системы [ $\text{м}$ ];  
 $a_d$  = коэффициент вязкого сопротивления ФЭ по координатам  $x_1, x_2$  [ $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ ];  
 $\dot{x}_1, \dot{x}_2$  = обобщённые скорости [ $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ ];  
 $Q_{x1}, Q_{x2}$  = обобщённые силы по координатам поступательного перемещения масс [ $\text{Н}$ ].

Математическая модель, включающая расчётную схему (см. рис. 4) и систему дифференциальных уравнений (3), позволила смоделировать работу трения ФМ КП с переключением без разрыва потока мощности с учётом упругодиссипативных связей масс трансмиссии при различных крюковых нагрузках на ПЭВМ.

Анализ результатов моделирования на ПЭВМ с использованием алгоритмического языка программирования VISUAL BASIC позволил установить, что процесс относительного скольжения поверхностей трения фрикционов можно разбить на два этапа: начало полного относительного скольжения поверхностей трения – участок I; окончание относительного скольжения поверхностей трения фрикционов – участок II. Таким образом, работу фрикционов КП можно представить в виде схематизированной диаграммы (рис. 5).

На основании схематизированной диаграммы (см. рис. 5) получены аналитические зависимости, позволяющие определять работу трения фрикционов на участках I и II:

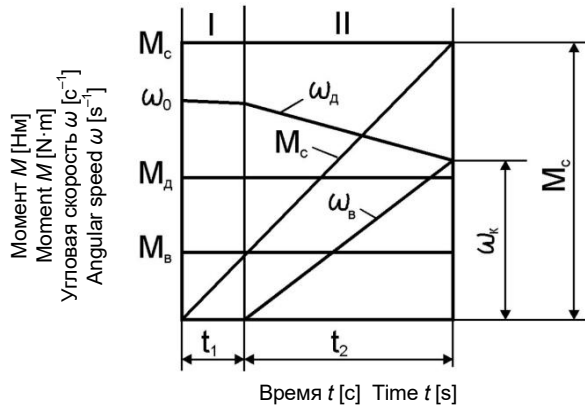
$$\begin{aligned}
 L_I &= \left( M_D - \frac{k_1 \cdot t_1}{2} \right) \cdot t \cdot \omega_o \\
 L_{II} &= M_c \cdot \omega_o \cdot t_2 + \left[ M_c \cdot \left( \frac{M_c}{J_D} + \frac{M_B}{J_B} \right) - M_D \cdot \omega_o \cdot \omega_B \right] - \\
 & M_c \cdot \frac{\omega_B \cdot t^3}{3} \cdot \left[ \frac{M_c}{2} \cdot \left( \frac{1}{J_L} + \frac{1}{J_B} \right) + \frac{M_c}{J_D} + \frac{M_B}{J_B} \right] + M_B^2 \cdot \frac{\omega_B^2 \cdot t^4}{8} \cdot \left( \frac{1}{J_D} + \frac{1}{J_B} \right)
 \end{aligned} \quad (4)$$

где:

$k_1$  = коэффициент пропорциональности [ $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^{-1}$ ].

Для исследования влияния изменения момента двигателя на крутильные колебания масс трансмиссии использованы гармонические методы, предложенные профессором С. П. Тимошенко [TIMOSHENKO 1967]. Результаты моделирования представлены на рисунках 6–8.





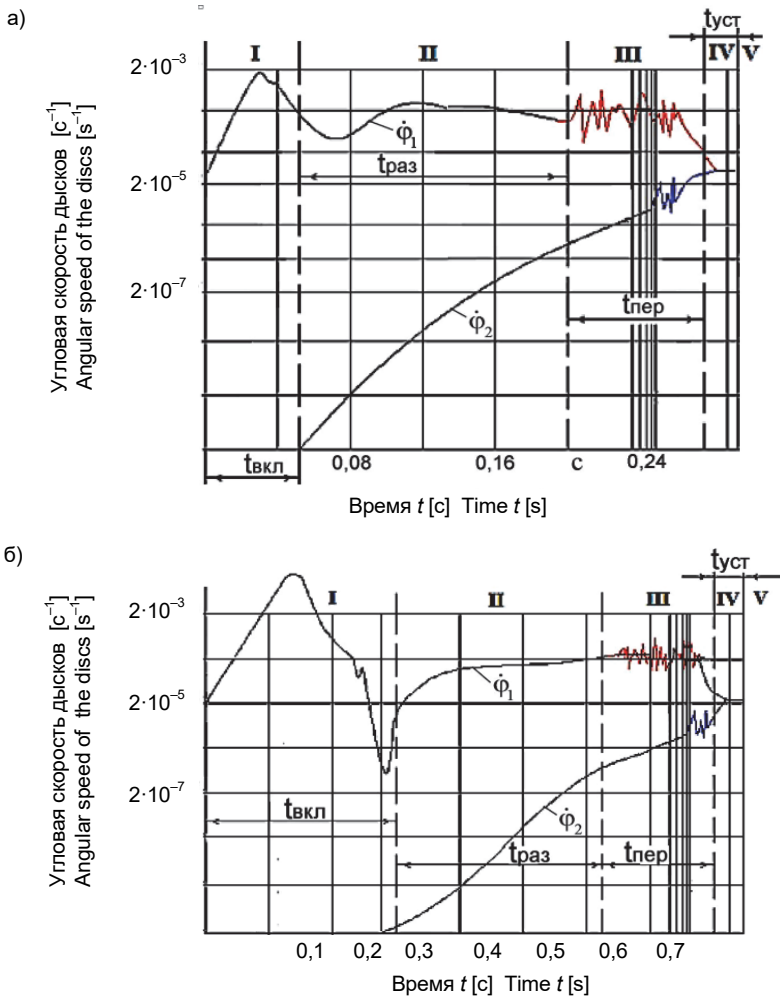
Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 5. Схематичная диаграмма изменения параметров при включении фрикционов коробки передачи;  $M_c$  = момент трения на поверхности фрикционной пары [Н·м];  $M_a$  = активный момент [Н·м];  $M_e$  = момент сопротивления, приложенный к ведомой массе [Н·м];  $\omega_0$  = начальная угловая скорость коленчатого вала [с<sup>-1</sup>];  $\omega_a$  = угловая скорость вращения ведущей массы [с<sup>-1</sup>];  $\omega_e$  = угловая скорость вращения ведомой массы [с<sup>-1</sup>];  $\omega_k$  = угловая скорость ведомого вала в конце замыкания [с<sup>-1</sup>];  $t_1$  = время, соответствующее началу полного относительного скольжения поверхностей трения [с];  $t_2$  = время, соответствующее окончанию полного относительного скольжения поверхностей трения [с]

Fig. 5. The scheme of change of parameters when the clutch is "ON";  $M_c$  = torque of friction on the surface of the friction elements [N·m];  $M_a$  = activity friction torque [N·m];  $M_e$  = drag torque applied to the driven mass [N·m];  $\omega_0$  = the initial angular velocity of the crankshaft [s<sup>-1</sup>];  $\omega_a$  = the angular velocity of drive mass [s<sup>-1</sup>];  $\omega_e$  = the angular velocity of driven mass [s<sup>-1</sup>];  $\omega_k$  = the angular velocity of the driven shaft at the end of closures [s<sup>-1</sup>];  $t_1$  = time corresponding to the start of full relative sliding friction surfaces [s];  $t_2$  = time corresponding to the end of full relative sliding friction surfaces [s]

Из рисунка 6а видно, что процесс включения состоит из четырёх этапов. На этапе I угловая скорость ведомого вала равна нулю в силу того, что время  $t_{вкл.}$  соответствует времени срабатывания механизма привода фрикциона, которое затрачивается на перемещение элементов привода фрикциона и нарастание давления масла в нагнетательной магистрали. С момента соприкосновения дисков ФМ, этап II на графике, начинает возрастать частота вращения ведомого вала. Время  $t_{раз.}$ , затрачиваемое на этот процесс, называют временем нарастания тормозного усилия. На этапе III графика происходит дальнейшее включение ФМ до полного выравнивания угловых скоростей фрикционных дисков на этапе IV.

При износе фрикционных дисков на величину 0,8–1,0 мм, что выразится в повышении на соответствующую величину хода поршня, общее время включения механизма привода фрикционов возрастает на 0,6 с, что приводит к его увеличению в три раза (см. рис. 6б). Разработанная математическая модель



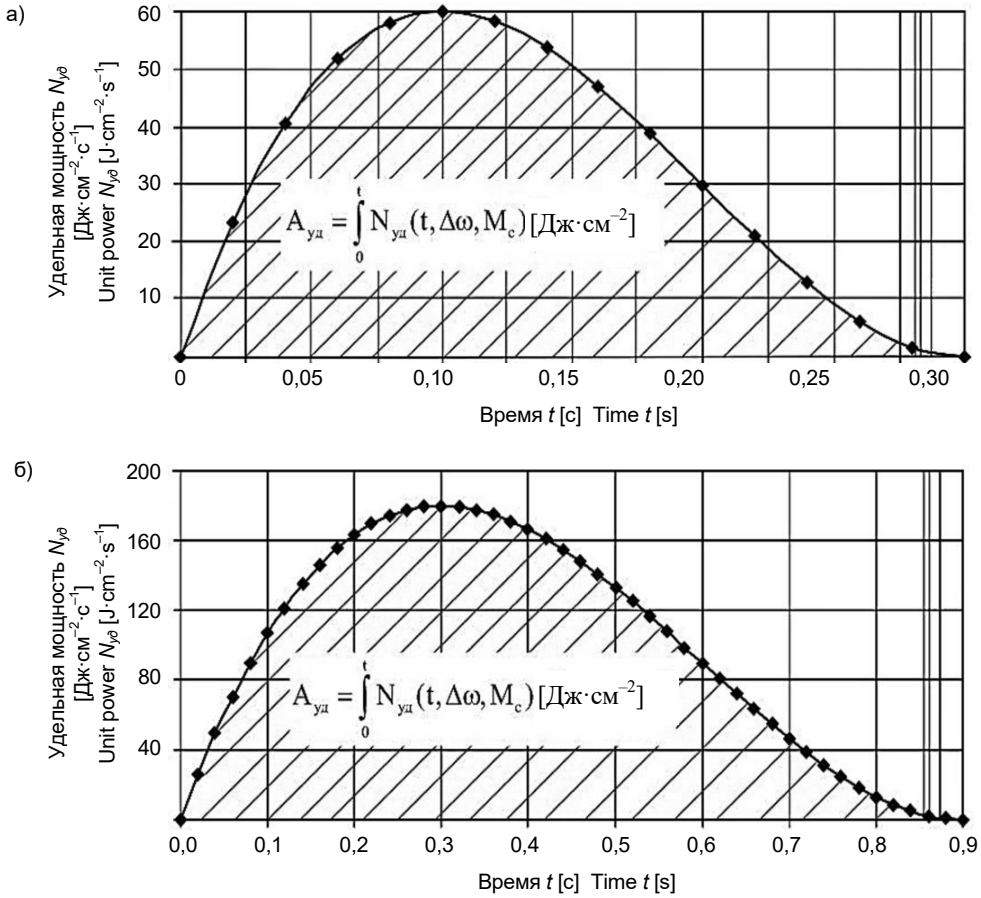
Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 6. График изменения угловых скоростей  $\dot{\phi}$  фрикционных дисков коробки передач: а) без износа фрикционов; б) при износе передач;  $t_{\text{вкл.}}$  = время включения,  $t_{\text{раз.}}$  = время разгона,  $t_{\text{пер.}}$  = время переключения

Fig. 6. The graph of changes  $\dot{\phi}$  of the angular velocities of the friction discs: a) without clutch wear; b) when the clutch is worn out;  $t_{\text{вкл.}}$  = the time of inclusion,  $t_{\text{раз.}}$  = acceleration time,  $t_{\text{пер.}}$  = shifting time

и программа её моделирования на ПЭВМ позволяют проводить наглядную демонстрацию изменения удельной работы трения при увеличении зазора между фрикционными дисками (см. рис. 7), приводящего к возрастанию времени включения передачи.

Увеличение удельной работы трения вызывает повышение скорости нарастания температуры поверхностей трения (см. рис. 8).



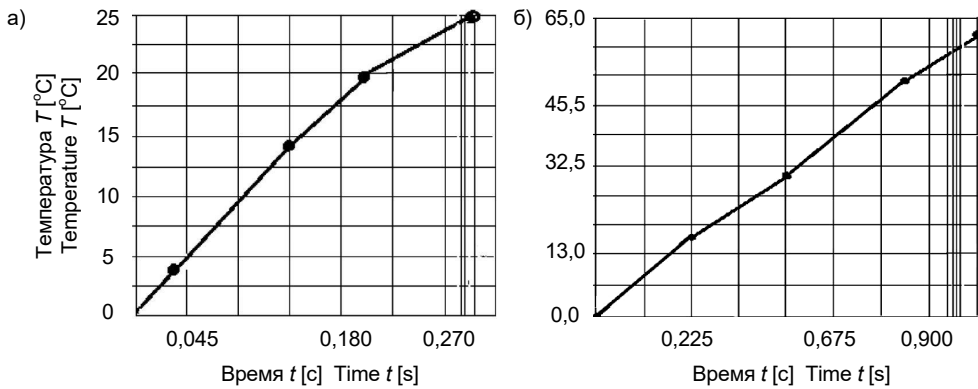
Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 7. График изменения удельной мощности трения фрикционов коробки передач при: а) заданном времени их блокировки, б) увеличении времени их блокировки;  $A_{уд}$  = удельная работа трения [Дж·см<sup>-2</sup>];  $\Delta\omega$  = разница угловых скоростей ведущих и ведомых элементов ФМ [с<sup>-1</sup>];  $M_c$  = момент трения на поверхности фрикционной пары [Н·м]

Fig. 7. The graph of change of the friction power unit of the friction discs: а) at a predetermined time of their blocking, б) by increasing the time of their blocking;  $A_{уд}$  = friction work unit [J·cm<sup>-2</sup>];  $\Delta\omega$  = the difference in angular velocities between the driving and driven elements (ФМ) [s<sup>-1</sup>];  $M_c$  = torque of friction on the surface of the friction discs [N·m]

Функциональная связь между временем полного замыкания фрикционов и их износом, поступательным перемещением и геометрическими параметрами может быть представлена в виде:

$$t = \sqrt{\frac{2 \cdot m_{фд} \cdot (\Delta_{изн} - \Delta)}{F_d}} \quad (5)$$



Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 8. График изменения температуры нагрева фрикционных дисков при: а) заданном времени включения, б) увеличении времени включения фрикционов  
 Fig. 8. The graph of change of the heating temperature of the friction discs at: a) the time of inclusion, b) increases the time of clutch engagement

где:

$m_{фд}$  = масса фрикционных элементов, совершающих поступательное перемещение [кг];

$\Delta_{изн}$  = перемещение поршня в ФМ с износом [м];

$\Delta$  = перемещение поршня в ФМ без износа [м];

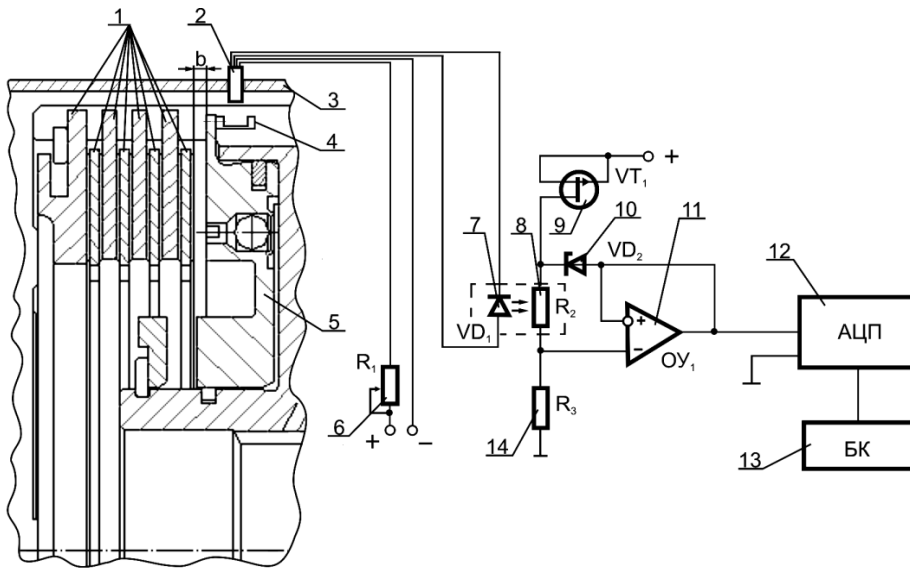
$F_{д}$  = сила перемещения фрикционов [Н].

Для определения работы фрикционов КП необходимо подставить полученное значение времени блокировки фрикционов КП в систему уравнений (4).

Анализ результатов моделирования показывает, что повышение удельной работы трения фрикциона КП при износе поверхностей трения приводит к увеличению хода поршня до 0,8–1,0 мм, соответствующего времени полного замыкания фрикционов, равного 0,9 с, и снижению их КПД на 25%. По результатам моделирования на ПЭВМ установлено, что при крюковой нагрузке 20–25 кН в диапазоне износа ФЭ 0,8–1,0 мм наблюдается возникновение автоколебаний вращающихся масс трансмиссии, совпадающих с частотами собственных колебаний масс трансмиссии в диапазоне 20–80 Гц, 20 Гц на третьей и четвертой и 80 Гц на низших передачах трактора «Беларус-2103», подтвердивших возможность использования порогового износа 0,8–1,0 мм в системе контроля износа ФМ КП, косвенно характеризующего появление резонансных нагрузок в трансмиссии трактора.

Следующая часть посвящена схематической и практической реализации бортовой системы контроля износа ФМ КП трактора (рис. 9).

Во время эксплуатации фрикционные накладки пакета фрикционных дисков изнашиваются, при этом возрастает величина хода поршня, что вызывает перемещение магнитной системы относительно датчика Холла. При этом меняется значение величины разности потенциала, выдаваемого датчиком Холла.



Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

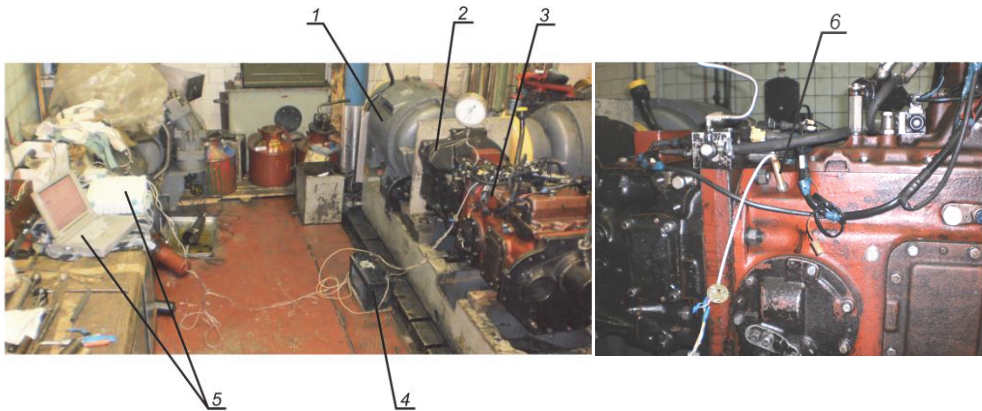
Рис. 9. Бортовая система контроля износа фрикционной муфты коробки передач (ФМ КП) трактора: 1 = пакет фрикционных дисков; 2 = датчик Холла; 3 = корпус КП; 4 = магнитная система; 5 = поршень; 6 = переменный резистор; 7 = светодиод (VD1); 8 = фоторезистор (R1); 9 = полевой транзистор (VT1); 10 = стабилитрон (VD2); 11 = операционный усилитель (ОУ1); 12 = аналого-цифровой преобразователь (АЦП); 13 = бортовой компьютер (БК)

Fig. 9. On-board control system of wear of the friction clutch: 1 = package of the friction discs; 2 = Hall sensor; 3 = gearbox housing; 4 = magnetic system; 5 = piston; 6 = variable resistor; 7 = light-emitting diode LED (VD1); 8 = photoresistor LDR (R1); 9 = field-effect transistor FET (VT1); 10 = zener diode (VD2); 11 = operational amplifier (OY1); 12 = analog-to-digital converter ADC (АЦП); 13 = on-board computer (БК)

Это приводит к изменению светового потока, исходящего от светодиода, что, в свою очередь, влияет на величину сопротивления фоторезистора. Увеличение или уменьшение светового потока влечет за собой изменение выходного напряжения операционного усилителя. Аналого-цифровой преобразователь предназначен для регистрации изменения выходного сигнала и является составной частью бортового компьютера.

Стендовые испытания бортовой системы контроля износа ФМ КП трактора проводились на РУП «МТЗ» в лабораторном комплексе УКЭР-2. Схема стенда с разработанным устройством приведена на рисунке 10.

По результатам испытаний установлено, что при крюковой нагрузке 20–25 кН частоты вынужденных колебаний масс трансмиссии совпадают с частотами собственных колебаний масс трансмиссии, находящихся в диапазоне 20–80 Гц (зависит от включенной передачи) при износе фрикционного слоя КП в диапа-



Источник: разработка авторов. Source: own elaboration.

Рис. 10. Стенд для проведения испытаний бортовой системы контроля износа фрикционной муфты коробки передач (ФМ КП) трактора «Беларус-2103»: 1 = машина балансирующая (мощностью 200 кВт); 2 = стойка установки испытуемой КП с корпусом сцепления; 3 = КП испытуемая; 4 = источник питания (АКБ); 5 = измерительный блок SPIDER 8; 6 = электронная система диагностики

Fig. 10. The stand for the test of control system of the clutch wear tractor „Belarus-2103”: 1 = balancing machine (200 kW); 2 = mounting stand of a tested gearbox with the clutch housing; 3 = tested gearbox; 4 = power source (AKB); 5 = measuring unit SPIDER 8; 6 = electronic diagnostic system

зоне 0,8–1,0 мм, подлежащем непрерывной идентификации. Проведенные полевые испытания показали работоспособность системы в условиях рядовой эксплуатации.

## Заключение

Получены аналитические зависимости, позволяющие определять критерий качества функционирования фрикционов КП (удельная работа трения фрикционов) при их включении в зависимости от коэффициента трения фрикционов, массогеометрических параметров трактора, характеристик двигателя и крюковой нагрузки [KARTASHEVICH и др. 2013].

По результатам теоретических исследований [SCADORVA 2015] установлено, что диапазон порогового износа ФМ КП трактора «Беларус-2103» составляет 0,8–1,0 мм при крюковой нагрузке 20–25 кН. В данном диапазоне износа коэффициент трения фрикционов уменьшается на 35% от начальных их значений, а динамические нагрузки в трансмиссии увеличиваются на 120% от номинальных значений [KARTASHEVICH и др. 2013].

По результатам моделирования разгона трактора «Беларус-2103» с крюковой нагрузкой  $P_{кр} = 20–25$  кН установлено, что в диапазоне 0,8–1,0 мм износа ФМ время достижения трактором его рабочей скорости  $1,8 \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$  составляет 12–15 с, а общее время переключения передач равно 0,9 с [SCADORVA 2015].

При этом удельная работа трения ФЭ превышает допустимые нормы на 150% ( $120 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-2}$ ), а прирост температуры нагрева ФЭ на 250%. Поэтому рекомендуемое значение порогового износа ФМ должно находиться в диапазоне 0,8–1,0 мм, в котором может быть обеспечена допустимая удельная работа трения фрикционов ( $120 \text{ Дж}\cdot\text{см}^{-2}$ ) и нарастание температуры нагрева фрикционов в период разгона не выше  $25^\circ\text{C}$  [SCADORVA и др. 2015].

По результатам моделирования крутильных колебаний установлено, что при крюковой нагрузке 20–25 кН в диапазоне 0,8–1,0 мм износа ФМ наблюдается возникновение автоколебаний вращающихся масс трансмиссии (опорная поверхность стерня), совпадающих с частотами собственных колебаний масс трансмиссии в диапазоне 20–80 Гц, 20 Гц – на третьей и четвертой и 80 Гц – на низших передачах трактора «Беларус-2103», косвенно подтверждающих возможность появления значительных нагрузок в трансмиссии трактора при пороговом износе ФМ, находящемся в диапазоне 0,8–1,0 мм [SCADORVA и др. 2015].

Создан и испытан макетный образец бортовой системы контроля износа ФМ КП трактора «Беларус-2103» с переключением без разрыва потока мощности, основанный на контроле порогового диапазона износа ФМ с точностью измерения до 0,08 мм [SCADORVA, KARTASHEVICH 2014a, b]. Новизна технических решений подтверждена патентами.

## **Рекомендации по практическому использованию результатов**

1. Получены аналитические зависимости, позволяющие определять критерий качества функционирования фрикционов КП (удельная работа трения фрикционов, температура их нагрева) при их включении в зависимости от коэффициента трения фрикционов, массогеометрических параметров трактора, характеристик двигателя и крюковой нагрузки.
2. Бортовая система рекомендуется к использованию на тракторах, оснащённых ФМ в КП, для идентификации предельных нагрузок в их трансмиссии.
3. Результаты исследований внедрены на РУП «Минский тракторный завод» и в учебный процесс подготовки инженерных кадров УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия».

## **Список литературы**

CIEŚLIKOWSKI Z. 2011. Kierunki badań i najnowsze trendy rozwojowe w konstrukcji ciągników rolniczych [Principial directions and trends in constructor farms tractors]. Ekspertyza Agrozynieria Gospodarce сс. 41 [онлайн]. [Data обращения 20.06.2016]. Режим доступа: <http://www.agengpol.pl>

JAKLIŃSKI L. 2006. Mechanika układu pojazd-teren w teorii i badaniach. Wybrane zagadnienia [Mechanice system vehicle-ground in theory and research. Selected issues]. Warszawa. Ofic. Wydaw. PW. ISBN 83-7207-595-6 сс. 171.

KAMIŃSKI E. (ред.) 2011a. Conservation tillage systems and environment protection in sustainable agriculture. Falenty. Wydaw. ITP. ISBN 978-83-62416-19-6 сс. 86.

KAMIŃSKI E. (ред.) 2011b. Development trends in soil cultivation and fertilization engineering in the aspect of organic farming standards. Falenty. Wydaw. ITP. ISBN 978-83-62416-25-7 сс. 160.

KAMIŃSKI E. (ред.) 2012. Improving soil treatment technology and mineral fertilization. Inżynieria w Rolnictwie. Monografie. Nr 6. ISBN 978-83-62416-47-9 сс. 152.

KAMIŃSKI J.R., KRUK I.S., SZEPTYCKI A. 2015. Ciągnikowe agregaty maszynowe w nowoczesnym rolnictwie [Tractor-machine sets in modern agriculture]. Inżynieria w Rolnictwie. Monografie. Nr 18. ISBN 978-83-62416-42-1 сс. 133.

KARTASHEVICH A. N., RUDASHKO A. A., PONTALEV O. V., SCADORVA A. F. 2009. Исследование возможности диагностирования состояния фрикционных элементов гидродожимных муфт тракторных КПП [Research into the possibility of diagnosing condition of friction elements in hydro-press joints of tractor gearbox]. Вестник БГСХА. № 3 с. 113–117.

KARTASHEVICH A. N., RUDASHKO A. A., PONTALEV O. V., SCADORVA A. F. 2010. Прогнозирование остаточного ресурса гидродожимных фрикционных муфт тракторных коробок передач [Predicting residual life of the clutch hydraulity controlled in the gearbox of the agricultural tractors]. Агропанорама. № 3 с. 33–35.

KARTASHEVICH A. N., SCADORVA A. F., LESHOK A. V., DMITROVICH A. A. 2013. Материалы и конструктивные параметры фрикционных элементов механической трансмиссии тракторов [Materials and constructive parameters of friction elements of mechanical transmission of tractors]. Вестник БГСХА. № 4 с. 117–122.

SAZONOV I. S., KIM V. A., BILYK O. V., MELNIKOV A. S. 2011. Теоретический метод анализа эффективности и быстродействия барабанного тормоза [The theoretical method of analyzing the efficiency and operation speed of the drum brake]. Вестник Белорусско-Российского университета. № 3(12) с. 121–125.

SCADORVA A. F. 2011. Диагностирование гидродожимных фрикционных муфт трактора с помощью встроенных диагностических приборов. Конструирование, использование и надёжность машин сельскохозяйственного назначения: Сборник научных трудов [Diagnosing of a hydraulically controlled clutch in the agricultural tractor with the help of built-in diagnostic devices. Construction, exploitation and reliability of agricultural machinery. The collection of scientific works]. Брянск. Брянская ГСХА с. 90–93.

SCADORVA A. F. 2015. Практическая реализация и испытания электронной системы контроля износа фрикционов коробки передач трактора «Беларус-2103» [Practical implementation and testing of the electronic system for controlling wear of friction clutches of the „Belarus-2103” tractor gearbox]. Вестник Белорусско-Российского университета. № 1(46) с. 23–29.

SCADORVA A. F., KOL'SHEVSKAYA O. P. 2013. Расчёт экономической эффективности диагностирования фрикционных муфт коробки передач трактора «Беларус-2103» [Calculation of the economic efficiency of diagnosing of friction clutches of the tractor gearbox „Belarus-2103”]. Вестник БГСХА. № 4 с. 9–12.

SCADORVA A. F., KARTASHEVICH A. N. 2014а. Критерий оценки качества функционирования фрикционной муфты коробки передач гусеничного трактора «Беларус-2103» [Criteria for evaluating the performance of the friction clutch of „Belarus-2103” crawler tractor transmission]. Вестник Белорусско-Российского университета. № 4(45) с. 80–91.

SCADORVA A. F., KARTASHEVICH A. N. 2014б. Моделирование работы трения фрикционов коробки передач гусеничного трактора с переключением без разрыва потока мощности при работе с номинальным крюковым усилием [Modeling of the work of friction clutch of gear-box of caterpillar tractor with switching without power flux break during operation with nominal hook force]. Вестник БГСХА. № 4 с. 151–159.

SCADORVA A. F., STASILEVICH A. G., KARTASHEVICH A. N. 2015. Математическая модель динамики разгона гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока



мощности [Mathematical model of the dynamics of wheeled tractor acceleration with gear shifting without breaking of the power flow]. Вестник Белорусско-Российского университета. № 1(46) с. 30–37.

SKROBACI A., EKIELSKI A. 2006. Pojazdy i ciągniki rolnicze [Vehicle and farm tractor]. Warszawa. Wieś Jutra. ISBN 83-89503-29-8 сс. 248.

SZYDELSKI Z. 2014. Zarys historii polskich ciągników rolniczych [Scratching history Polish farm tractors]. Warszawa. Wydano nakładem autora. ISBN 978-83-930133-2-6 сс. 180.

ТИМОШЕНКО С. П. 1967. Сопротивление материалов [Strength of materials]. Москва. Государственное издательство технико-теоретической литературы. ISBN 0-88275-420-3 сс. 536.

***Andrei F. Scadorva, Anatoly N. Kartashevich, Jan Radosław Kamiński,  
Jan Kamionka***

## **CABIN CONTROL SYSTEM OF FRICTION RING WEAR OF A GEAR BOX IN A TRACTOR**

### **Summary**

The objective of the research: to improve the performance of a wheeled tractor by means of using the electro- magnetic sensor of friction clutch lining wear of a friction ring (FR). Research methods calculation-experimental method based on modern research methods with the use of computer technique. The research was carried out in the accredited laboratory of MTZ using the following devices: manometer MTP-100 State Standart 2405-80 to measure oil pressure in the system of friction gear box control, digital device XP 1206 to measure shaft rotation frequency of a balanced machine, weight head ZDI to measure torque at the shaft of a balanced machine, manometer MTP-160 State Standart 2405-80 to measure oil pressure in the lubrication system, pressure sensors P9-HBM to measure pressure in channels of friction rings, impulse sensors ДКП-11 to measure rotation frequency of driving and dependent stand parts, measuring block SPIDER 8 to increase and to record electric signals. The possibility of assessing the identification of dynamic loading of tractor transmission with friction rings has been theoretically and practically proved; the methods and algorithm of the control of friction pair wear have been worked out and tests of the transmission of tractor «Belarus-2103» were carried out, which allowed to establish a regularity of the changes of the wear of the friction elements in a gear box depending on the dynamic load of a tractor and help to develop a diagnostic device which can be added to a regular feeding system of the tractor and to realize this possibility; results of the tests of diagnostics device on a gear box and tractor «Belarus-2103» confirmed the possibility of assessment of the identification of transmission dynamic loading of the tractor with friction rings. The results of theoretical and practical research were reported, approved of and recommended for application at Minsk Tractor Plant and also introduced into the teaching process of the Belarusian agricultural academy.

**Key words:** transmission, tractor, dynamic load, diagnostics, friction rings, technical condition

**Andrej Feliksovič Skadorva, Anatolij Nikolaevič Kartaševič,  
Jan Radosław Kamiński, Jan Kamionka**

## **POKŁADOWY SYSTEM KONTROLI ZUŻYCIA SPRZĘGŁA CIERNEGO SKRZYNI BIEGÓW CIĄGNIKA**

### **Streszczenie**

Celem badań była poprawa właściwości eksploatacyjnych ciągnika kołowego przez zastosowanie elektromagnetycznego czujnika zużycia okładek przekładniowego sprzęgła ciernego. Metodyka obejmowała badania obliczeniowo-eksperymentalne, bazujące na nowoczesnych metodach badawczych wykorzystujących elektroniczną technikę obliczeniową. Badania prowadzono w akredytowanym laboratorium Mińskiej Fabryki Ciągników z wykorzystaniem następujących przyrządów: manometru MTP-100 GOST 2405-80 do pomiaru ciśnienia oleju w układzie sterowania sprzęgłami skrzyń przekładniowych; przyrządu cyfrowego XP 1206 do pomiaru prędkości obrotowej wału z masami bezwładnościowymi; masowej głowicy ZDI do pomiaru momentu obrotowego na wale maszyny bezwładnościowej; manometru MTP-160 GOST 2405-80 do pomiaru ciśnienia oleju w układzie smarowania; czujników ciśnienia P9-NWM do pomiaru ciśnienia w przewodach sterowania sprzęgłami ciernymi; czujników impulsów DKP-11 do pomiaru prędkości obrotowej napędzanych i napędzających elementów stanowiska oraz bloku pomiarowego SPIDER 8 do wzmocnienia i zapisu sygnałów elektrycznych. Teoretycznie i eksperymentalnie potwierdzono możliwość pomiaru i oceny identyfikacji dynamicznego obciążenia układu napędowego ciągnika z przekładniami ciernymi. Opracowana metodyka i algorytm kontroli zużycia przekładni ciernych i przeprowadzone badania współczynnika zużycia sprzęgła ciągnika „Belarus-2103” pozwoliły ustalić zależność zmiany zużycia ciernych elementów w skrzyni przekładniowej od dynamicznego obciążenia ciągnika i opracowanie urządzenia diagnostycznego, które może być włączone w układ zasilania ciągnika i pomoże w realizacji założonego celu. Rezultaty badań urządzenia diagnostycznego zainstalowanego w skrzyni przekładniowej ciągnika „Belarus-2103” potwierdziły jego przydatność do oceny stopnia zużycia przekładni ciernych.

**Słowa kluczowe:** transmisja, traktor, obciążenie dynamiczne, diagnostyka, sprzęgło cierne, stan techniczny

Adres do korespondencji:

dr hab. Jan R. Kamiński  
Szkoła Główna Gospodarstwa Wiejskiego  
Wydział Inżynierii Produkcji  
ul. Nowoursynowska 164; 02-787 Warszawa  
tel. 22 593-45-37; e-mail: jan\_kaminski@sggw.pl