

## Диагностирование опорных узлов трансмиссии на основе изучения термонагруженности

**Александр Геннадиевич Пастухов,**  
доктор технических наук, профессор,  
заведующий кафедрой,  
e-mail: pastukhov\_ag@mail.ru;

**Евгений Петрович Тимашов,**  
доктор технических наук, доцент,  
e-mail: timachov@mail.ru

Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина, Белгородская область, Российская Федерация

**Реферат.** Отметим, что рабочая температура узла трансмиссии влияет на показатели его надежности и может служить диагностическим критерием. С целью учета влияния на диагностическую температуру узла температуры воздуха, нагрева от солнечной радиации и смежных тепловыделяющих объектов предложили диагностировать техническое состояние по величине температуры в зоне трения. (*Цель исследования*) Обеспечить контролепригодность подшипникового узла на основе изучения термонагруженности. (*Материалы и методы*) Использовали результаты расчета номинальной и эксплуатационной нагруженности заднего вала отбора мощности трактора Беларус-82.1. Применили трехмерное моделирование и конечно-элементный анализ распределения температуры в условиях стационарной теплопроводности. Для поиска функциональной зависимости между температурой в зоне трения и диагностической температурой задействовали метод конечно-элементного анализа в условиях стационарной теплопроводности. (*Результаты и обсуждение*) Для подшипника редуктора вала отбора мощности 60310А определили максимальные нагрузочные режимы и температуры в зоне трения при агрегатировании с различными сельхозмашинами: садовой фрезой ФС-2,0У (540 оборотов в минуту) – 4300 Ньютонов и 2,4 градуса Цельсия; оросительным насосом Rovatti ТЗК80/90/2 (540) – 4126 и 40,7; разбрасывателем органических удобрений РОУ-6 (1000) – 956 и 13,0; косилкой-плющилкой КПРН-3,0А (1000) – 2615 Ньютонов и 36,6 градуса Цельсия. Установили диагностический критерий – предельную температуру в зоне трения, которая равна: при частоте вращения коленчатого вала двигателя 540 оборотов в минуту – 41,7 градуса Цельсия, при 1000 оборотах в минуту – 31 градус Цельсия. (*Выводы*) Поскольку непосредственное измерение температуры в зоне трения практически невозможно без изменения конструкции подшипников, предложили определять диагностическую температуру на поверхности узла, применимой для монтажа датчика температуры. Определили коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели, равный 0,53. С целью практической реализации диагностирования в автоматическом режиме разработали алгоритм цифрового регистратора неисправности трансмиссии. Изготовили его конструкцию на базе программируемого микроконтроллера *Atmega328* и датчиков температуры *ТМР36*. Установили, что цифровой регистратор неисправности трансмиссии обеспечивает автоматический контроль до семи разных узлов трансмиссии одновременно с учетом температуры окружающего воздуха.

**Ключевые слова:** вал отбора мощности, цифровой регистратор неисправности трансмиссии, конечно-элементный анализ, контролепригодность подшипникового узла, термодиагностика, термонагруженность, трактор, опорные узлы трансмиссии.

■ **Для цитирования:** Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Диагностирование опорных узлов трансмиссии на основе изучения термонагруженности // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2023. Т. 17. №2. С. 61-68. DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-2-61-68. EDN UHICBZ.

## Diagnostics of Transmission Bearing Units Based on Thermal Load Study

**Aleksandr G. Pastukhov,**  
Dr.Sc.(Eng.), professor, head of department,  
e-mail: pastukhov\_ag@mail.ru;

**Evgeniy P. Timashov,**  
Dr.Sc.(Eng.), associate professor,  
e-mail: timachov@mail.ru

Belgorod State Agricultural University named after V. Gorin, Belgorod region, Russian Federation

**Abstract.** The operating temperature of the transmission unit is noted to affect its reliability and can serve as a diagnostic criterion. It is proposed to diagnose the transmission unit technical condition by the temperature in the friction zone in order to take into

account the influence of air temperature, solar radiation heating and adjacent heat-producing objects. (Research purpose) To ensure the bearing unit controllability based on the thermal load study. (*Materials and methods*) The study uses the results of calculating the nominal and operational load of the rear power take-off shaft of the Belarus-82.1 tractor. The study uses the three-dimensional modeling and finite element analysis of the temperature distribution under steady-state thermal conductivity conditions. To establish the functional relationship between the temperature in the friction zone and the diagnostic temperature, the method of finite element analysis is used under steady-state thermal conductivity conditions. (*Results and discussion*) The maximum load modes and temperatures in the friction zone were determined for the 60310A bearing of the power take-off shaft gearbox during aggregation with different agricultural machines such as 4300 Newtons and 2.4 degrees Celsius for FS-2.0U garden cutter (540 revolutions per minute); 4126 Newtons and 40.7 degrees Celsius for Rovatti ТЗК80/90/2 (540 revolutions per minute) irrigation pump; 956 Newtons and 13.0 degrees Celsius for ROU-6 (1000) manure spreader; 2615 Newtons and 36.6 degrees Celsius for KPRN-3.0A (1000) mower-conditioner. The maximum temperatures as a diagnostic criterion are established in the friction zone, which equal to 41.7 degrees Celsius at 540 revolutions per minute engine speed and 31 degrees Celsius at 1000 revolutions per minute. (*Conclusions*) Since the direct measurement of the temperature in the friction zone is hardly possible without changing the bearings design, it is proposed to measure the diagnostic temperature on the unit used for mounting the temperature sensor. The coefficient of proportionality  $k=0.53$  of the finite element model is determined. In order to implement diagnostics in an automatic mode, an algorithm is developed for a digital transmission malfunction recorder. Its design is based on the ATmega328 programmable microcontroller and TMP36 temperature sensors. It is found that the digital transmission malfunction recorder provides automatic control of up to seven different transmission units simultaneously, taking into account the ambient temperature. **Keywords:** power take-off shaft, digital transmission malfunction recorder, finite element analysis, bearing unit controllability, thermal diagnostics, thermal load, tractor, transmission bearing units.

■ **For citation:** Pastukhov A.G., Timashov E.P. Diagnostirovanie opornykh uzlov transmissii na osnove izucheniya termonagruzhennosti [Diagnostics of transmission bearing units based on thermal load study]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2023. Vol. 17. N2. 61-68 (In Russian). DOI 10.22314/2073-7599-2023-17-2-61-68. EDN UHICBZ.

**Т**епловой режим и термонагруженность узлов трансмиссии возникают в результате трения, нагрева узлов от сопряженных источников теплоты, теплообмена с окружающей средой и нагрева от солнечной радиации [1, 2]. Свойства смазочных материалов, применяемых в опорных подшипниковых узлах трансмиссии, в значительной степени зависят от температурного режима [3]. Таким образом, с одной стороны, рабочая температура узла трансмиссии влияет на показатели его надежности, а с другой стороны, температура узла может служить диагностическим критерием. Прямое применение методов термодиагностики к подшипниковым узлам существенно затруднено вследствие комплекса вышеупомянутых факторов, которые формируют итоговую диагностическую температуру. Для разрешения этой проблемы предлагается вычленив из диагностической температуры все факторы, за исключением нагрева из-за трения. Определение температуры, вызванной работой сил трения узла, необходимо для оценки его технического состояния. Предельной температурой в зоне трения подшипниковых узлов на основании эмпирических исследований принята величина 215-250°C [4].

Измерение температуры подшипниковых узлов при диагностировании служит косвенным методом, связанным с рабочими процессами узла. Расчет теоретической величины температуры в зоне трения необходим для принципиальной оценки применимости термодиагностики для конкретного подшипниково-

го узла. Получение адекватных результатов теоретической температуры в зоне трения при номинальных нагрузках свидетельствует о возможности использования термодиагностики.

Электронные датчики температуры в комплексе с программируемыми контроллерами открывают широкие перспективы для автоматизации диагностирования подшипниковых узлов трансмиссии [5-8]. Например, с помощью одного контроллера на базе процессора *ATmega328* можно одновременно диагностировать до семи подшипниковых узлов, работающих в различных условиях.

**Цель исследования** – обеспечение контролепригодности подшипникового узла на основе изучения термонагруженности.

**МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ.** Использовали результаты расчета номинальной и эксплуатационной нагруженности заднего вала отбора мощности (ВОМ) трактора Беларусь-82.1 [9]. Применили трехмерное моделирование и конечно-элементный анализ распределения температуры в условиях стационарной теплопроводности.

**РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ.** Задний ВОМ трактора Беларусь-82.1 может обеспечить привод сельскохозяйственных машин в синхронном и асинхронном режиме. При асинхронном (независимом) приводе и номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя  $2100 \text{ мин}^{-1}$ , трансмиссия обеспечивает две частоты вращения ВОМ – 540 и  $1000 \text{ мин}^{-1}$ . При номинальной механической мощности ВОМ 55 кВт крутя-

щие моменты составят:  $T^{540}=973$  Нм и  $T^{1000}=525$  Нм. В условиях реальной эксплуатации величины номинальных нагрузок могут быть превышены, поэтому примеры расчетов проведем для нескольких машин, потребляющих механическую мощность от ВОМ трактора в реальных эксплуатационных условиях.

При расчете эксплуатационных нагрузок использовано агрегатирование с машинами:

- садовой фрезой ФС-2,0У;
- оросительным насосом *Rovatti* ТЗК80/90/2;
- разбрасывателем органических удобрений РОУ-6;
- косилкой-плющилкой КПРН-3,0А.

Рассмотрим каждый случай отдельно.

В варианте с садовой фрезой частота вращения ВОМ равна  $504 \text{ мин}^{-1}$ , удельные затраты энергии при движении агрегата со скоростью  $0,8 \text{ м/с}$  составляют  $140 \text{ кДж/м}^3$ . Рассчитаем затраты энергии на обработку  $1 \text{ м}$  при ширине захвата  $2,0 \text{ м}$  и глубине обработки  $0,2 \text{ м}$ :  $2,0 \times 0,2 \times 1,0 \times 140 = 56 \text{ кДж}$ , то есть потребляемая мощность с учетом скорости агрегата  $56 \times 0,8 = 44,8 \text{ кВт}$ . В этом случае крутящий момент составит  $T_1^{540} = 56000 : 56,5 = 990 \text{ Нм}$ .

При агрегатировании с оросительным насосом частота вращения ВОМ –  $504 \text{ мин}^{-1}$ , потребляемая мощность –  $73 \text{ л.с. (53,7 кВт)}$ . Крутящий момент равен  $T_2^{540} = 53700 : 56,5 = 950 \text{ Нм}$ .

В случае с разбрасывателем органических удобрений РОУ-6, когда частота вращения ВОМ на уровне  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , максимальная мощность достигает  $23 \text{ кВт}$ , а крутящий момент равен  $T_3^{1000} = 23000 : 104,67 = 220 \text{ Нм}$ .

При работе с косилкой-плющилкой частота вращения ВОМ составит  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , ее паспортная мощность –  $44 \text{ кВт}$ . Тогда крутящий момент составит  $T_4^{1000} = 44000 : 104,67 = 418 \text{ Нм}$ . Однако косилка может эксплуатироваться на густых травостоях урожайностью до  $25 \text{ т/га}$ , рабочая скорость будет не более  $0,972 \text{ м/с}$ . Удельная работа резания для таких условий составит  $21,6 \times 103 \text{ Дж/м}^2$ . Тогда удельная мощность составит  $21 \text{ кВт/м}$ , а мощность при ширине захвата  $3 \text{ м}$  –  $63 \text{ кВт}$ . В этом случае максимальный крутящий момент  $T_4^{1000 \text{ max}} = 63000 : 104,67 = 602 \text{ Нм}$ .

Поперечная сила, действующая на вал редуктора ВОМ, образуется при его включении, зависит от крутящего момента и диаметра вращения осей сателлитов  $d = 120 \text{ мм}$  и определяется по формуле:  $F = 2T/d$ .

Результаты расчета поперечной силы для режимов:

$$F_1^{540} = 2 \times 990 / 0,12 = 16500 \text{ Н};$$

$$F_2^{540} = 2 \times 950 / 0,12 = 15833 \text{ Н};$$

$$F_3^{1000} = 2 \times 220 / 0,12 = 3667 \text{ Н};$$

$$F_4^{1000 \text{ max}} = 2 \times 602 / 0,12 = 10033 \text{ Н}.$$

Рассчитаем реакцию в опоре  $B$  как радиальную силу, действующую на подшипник редуктора ВОМ 60310А ГОСТ 7242-81 (рис. 1):

$$R_1^{540} = 4300 \text{ Н};$$

$$R_2^{540} = 4126 \text{ Н};$$

$$R_3^{1000} = 956 \text{ Н};$$

$$R_4^{1000} = 2615 \text{ Н}.$$

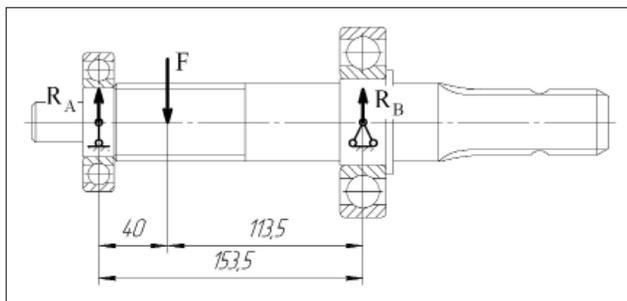


Рис. 1. Определение радиальной силы для подшипника 60310:  $R_A, R_B$  – реакции подшипников опор;  $F$  – поперечная сила  
Fig. 1. Determining the radial force for 60310bearing:  $R_A, R_B$  – reactions of bearing supports,  $F$  – transverse force

Расчеты теоретической величины температуры в зоне трения для подшипников качения вызывают существенные затруднения, поэтому применим условное приведение подшипника качения к подшипнику скольжения и воспользуемся математической моделью А.Д. Дубинина (рис. 2):

$$\Theta_F = \frac{\delta f F \omega}{2h \left( \lambda \sqrt{\frac{2\alpha(h+\pi r)}{\lambda h \pi r}} + k' \rho c \cdot 2,6 \sqrt{\frac{a \omega r}{\lambda_d}} \right)}, \quad (1)$$

где  $\Theta_F$  – температура в зоне трения,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$\delta$  – коэффициент распределения теплоты между трущимися телами;

$f$  – коэффициент трения;

$F$  – нагрузка на подшипник, Н;

$\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ ;

$h$  – длина шипа, м;

$r$  – радиус шипа, м;

$\lambda$  – теплопроводность,  $\text{Вт/м} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи поверхности,  $\text{Вт/м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$k'$  – коэффициент пропорциональности;

$\rho$  – плотность материала  $\text{кг/м}^3$ ;

$c$  – удельная теплоемкость  $\text{Дж/кг} \cdot ^{\circ}\text{C}$ ;

$a$  – коэффициент температуропроводности,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$\lambda_d$  – длина волны неровностей на трущейся поверхности, м.

При приведении размеров подшипника параметр  $h$  (длина шипа) приравнивается к ширине кольца подшипника, а радиус  $r$  вычисляется из выражения:

$$r = \frac{1}{4}(D + d), \text{ где } D, d - \text{наружный и внутренний диаметр подшипника соответственно.}$$

На основании формулы (1) и теплофизических характеристик материалов разработана компьютерная программа – калькулятор температуры в зоне трения подшипниковых узлов (рис. 3). При использовании программы вводят величины размеров подшипника, причем радиус шипа  $r$  вычисляется алгоритмом программы. Затем вводят величины радиальной силы и частоты вращения. При необходимости можно скор-

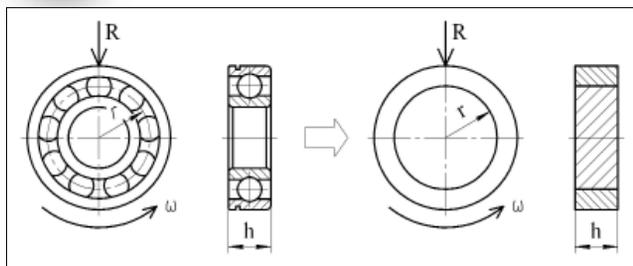
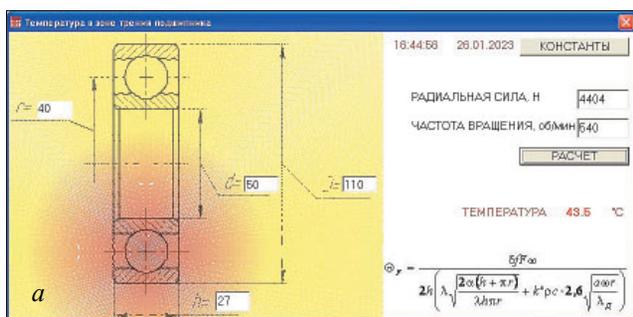


Рис. 2. Приведение размеров подшипника качения к размерам подшипника скольжения:  $R$  – радиальная нагрузка подшипника;  $r$  – радиус шипа;  $h$  – длина шипа;  $\omega$  – угловая скорость  
 Fig. 2. Reducing the rolling bearing dimensions to the sliding bearing dimensions:  $R$  – bearing radial load,  $r$  – axle radius,  $h$  – axle length,  $\omega$  – angular velocity



а

б

ПОСТОЯННЫЕ. ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ В РАСЧЕТЕ:			
Коэффициент распределения теплоты между трущимися телами	-	$\xi$	0,5
Коэффициент трения	-	$f$	0,075
Коэффициент теплопроводности	$\frac{Вт}{м \cdot К}$	$\lambda$	45,4
Коэффициент теплоотдачи поверхности	$\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\alpha$	7,9
Коэффициент пропорциональности	-	$k'$	1
Плотность материала	$\frac{кг}{м^3}$	$\rho$	7800
Удельная теплоемкость	$\frac{Дж}{кг \cdot К}$	$c$	0,115
Коэффициент температуропроводности	$\frac{м^2}{с}$	$a$	0,00001172
Длина волны неровностей на трущейся поверхности	м	$\lambda_d$	0,00001

Рис. 3. Рабочие окна программы: а – основное окно программы; б – справочная таблица постоянных величин  
 Fig. 3. Program work windows: а – program main window; б – reference table of constants

ректировать постоянные величины, используемые в расчете, например при замене материала подшипника. После нажатия кнопки «Расчет» на экран выводится величина температуры в зоне трения.

С учетом размеров подшипника 60310А  $d = 50$  мм,  $D = 110$  мм,  $h = 27$  мм и нагрузок  $R_1$ - $R_4$  при соответствующих частотах вращения получены следующие величины температуры в зоне трения:

- садовая фреза ФС:  $\Theta_1^{540} = 42,4^\circ\text{C}$ ;
- оросительный насос Rovatti ТЗК80/90/2:  $\Theta_2^{540} = 40,7^\circ\text{C}$ ;
- разбрасыватель органических удобрений РОУ-6:  $\Theta_3^{1000} = 13,0^\circ\text{C}$ ;
- косилка-плющилка КПРН-3,0А:  $\Theta_4^{1000} = 36,6^\circ\text{C}$ .

Аналогичный расчет проведем для максимальных

нагрузок при номинальной механической мощности ВОМ:

- крутящие моменты  $T^{540} = 973$  и  $T^{1000} = 525$  Нм;
- поперечные силы  $F^{540} = 16217$  Н и  $F^{1000} = 8750$  Н;
- радиальные силы, действующие на подшипник,  $R^{540} = 4226$  Н и  $R^{1000} = 2280$  Н;
- номинальные температуры в зоне трения  $\Theta^{540} = 41,7^\circ\text{C}$  и  $\Theta^{1000} = 31,0^\circ\text{C}$ .

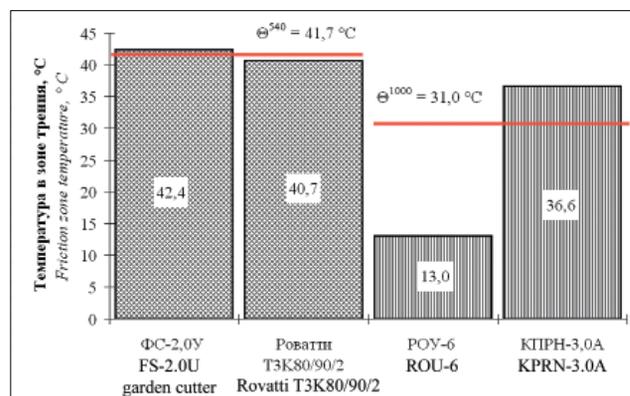


Рис. 4. Результаты расчета температуры в зоне трения  
 Fig. 4. Friction zone temperature calculation results

В зоне трения величины температур при номинальной механической мощности превышены в случае агрегатирования садовой фрезы ФС-2,0У и косилки-плющилки КПРН-3,0А (рис. 4). Это объясняется чрезмерным ростом номинальных крутящих моментов, возможным при кратковременных увеличениях нагрузки на рабочие органы сельскохозяйственных машин в эксплуатации. Кратковременное превышение номинальных температур в зоне трения не сможет повлиять на температуру поверхности узла из-за тепловой инерции. Однако длительное превышение номинальных температур можно принять как диагностический критерий. Таким образом, наряду с предельной величиной температуры в зоне трения 215-250 $^\circ\text{C}$ , для подшипника ВОМ предельной температурой в зоне трения при частоте вращения 540 мин $^{-1}$  можно считать 41,7 $^\circ\text{C}$ , а для частоты вращения 1000 мин $^{-1}$  – 31,0 $^\circ\text{C}$ .

Непосредственное измерение температуры в зоне трения  $\Theta_F$  практически невозможно без изменения конструкции подшипников, поэтому предлагается измерять диагностическую температуру  $\Theta_D$  на поверхности узла, применимой для монтажа датчика температуры. Для установления функциональной зависимости между  $\Theta_F$  и  $\Theta_D$  традиционно используют методики расчета теплового баланса. Такие расчеты достаточно трудоемки, поэтому воспользуемся методом конечно-элементного анализа в условиях стационарной теплопроводности при установившихся значениях температур при прогревом подшипниковом узле, который выведен на номинальный режим работы.

Тепловой расчет проведем на трехмерной модели

подшипникового узла (рис. 5а). Модель состоит из подшипника 60310А, вала редуктора ВОМ и крышки. Диагностическую температуру  $\Theta_D$  целесообразно измерять на поверхности крышки, в непосредственной близости к подшипнику. Конечно-элементный анализ проводили в программе *Компас-3D V21* с прикладной библиотекой *APM FEM*. Модель разбили на сетку конечных элементов (рис. 5б). При моделировании температурные нагрузки прилагали к телам качения – шарикам подшипника, поверхностям вала и крышки, за исключением зоны для измерения диагностической температуры  $\Theta_D$ , где устанавливали температуру 0°C.

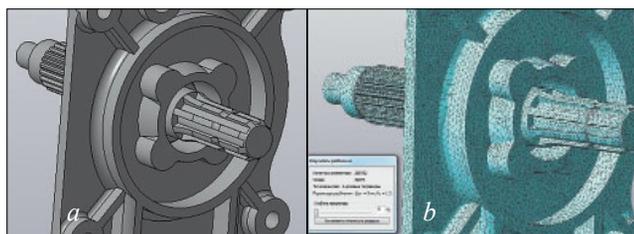


Рис. 5. Модель подшипникового узла: а – модель узла; б – сетка конечных элементов

Fig. 5. Bearing unit model: a – unit model; b – finite element grid

Численный эксперимент проводили многократно, с установлением температуры в зоне трения от 0 до 240°C и измерением диагностической температуры  $\Theta_D$  на поверхности крышки.

Карта температурных полей показывает, что поверхность крышки в непосредственной близости от подшипника пригодна для измерения диагностической температуры (рис. 6а). На разрезе подшипникового узла наглядно представлено распределение температуры от зоны трения к поверхности крышки – зоне, пригодной для измерения диагностической температуры (рис. 6б).

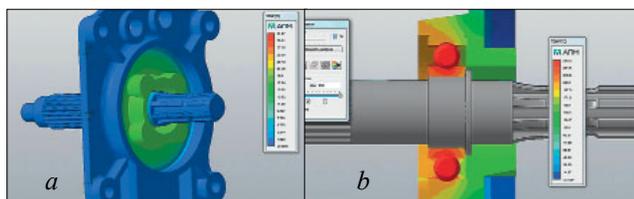


Рис. 6. Результаты конечно-элементного анализа: а – общий вид узла с картой температурных полей; б – разрез подшипникового узла

Fig. 6. Finite element analysis results: a – a unit general view with a map of temperature fields; b – the bearing unit section

Диагностическая температура при имитационном моделировании зависит от температуры в зоне трения (рис. 7).

Аппроксимация данных графика показывает, что при увеличении температуры в зоне трения на 1°C диагностическая температура увеличивается на 0,53°C.

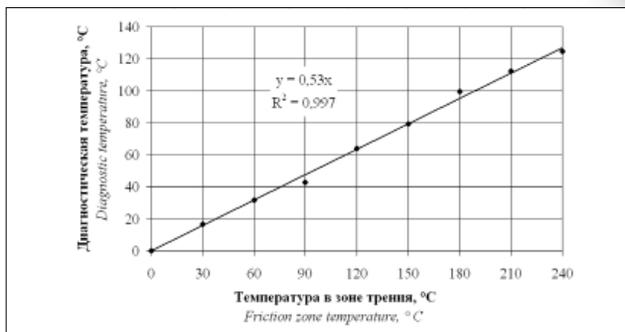


Рис. 7. Зависимость диагностической температуры от температуры в зоне трения

Fig. 7. Dependence of the diagnostic temperature on the friction zone temperature

Таким образом, для косвенного вычисления температуры в зоне трения можно использовать коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели  $k = 0,53$ , а температуру в зоне трения определять из выражения  $\Theta_F = \Theta_D/k$ . Полученные результаты расчетов температуры в зоне трения и диагностической температуры сопоставимы с данными других исследований [10-12].

С учетом полученного коэффициента пропорциональности конечно-элементной модели диагностическая температура  $\Theta_D$  для ВОМ составит:

- садовая фреза ФС – 22,5°C;
- оросительный насос *Rovatti* ТЗК80/90/2 – 21,6°C;
- разбрасыватель органических удобрений РОУ-6 – 6,9°C;
- косилка-плющилка КПРН-3,0А – 19,4°C.

Приведенные величины даны без учета температуры окружающей среды, поэтому при диагностировании необходимо делать поправку на температуру воздуха. При этом нужно от измеренной температуры  $\Theta$  отнимать температуру воздуха  $\Theta_0$ , а полученную диагностическую температуру  $\Theta_D$  делить на коэффициент  $k = 0,53$ . В итоге получим температуру в зоне трения  $\Theta_F$ , пригодную для сравнения с допустимой температурой  $\Theta_L$ :

$$\Theta_F = \frac{\Theta - \Theta_0}{k} \leq \Theta_L. \quad (2)$$

На основе разработанных положений реализован алгоритм работы цифрового регистратора неисправности трансмиссии (RU 209268) (рис. 8). При написании программного кода (RU 2022618385) устанавливают постоянные значения для предельной температуры, коэффициента пропорциональности конечно-элементной модели, временного интервала между измерениями и предельной скорости изменения температуры.

Разработанный алгоритм позволяет выполнять двухуровневый контроль диагностируемого узла: по достижению предельной температуры и по достижению предельной скорости изменения температуры. Первый датчик установлен в зоне, пригодной для из-

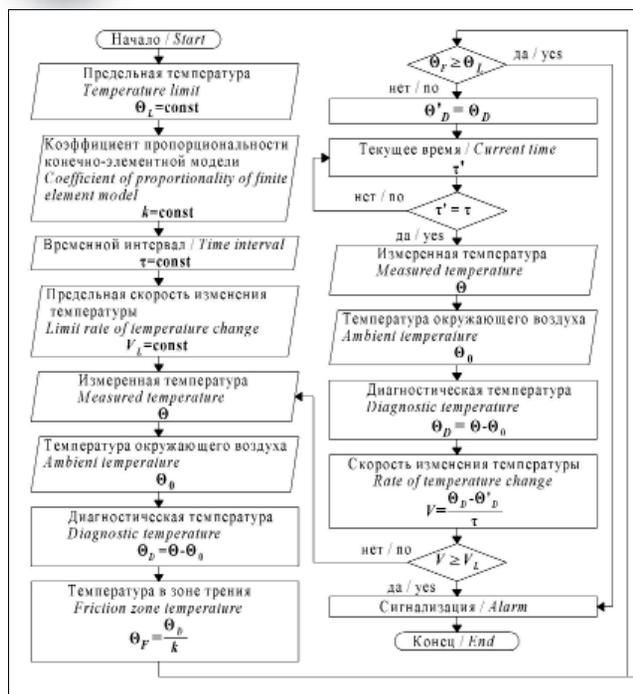


Рис. 8. Алгоритм работы цифрового регистратора неисправности трансмиссии

Fig. 8. Operation algorithm of the digital transmission malfunction recorder

мерения диагностической температуры, второй датчик регистрирует температуру окружающего воздуха. Затем вычисляется диагностическая температура с учетом поправки на температуру окружающего воздуха и температура в зоне трения, после чего проводится сравнение температуры в зоне трения с предельным значением. Если условие выполняется, то включаются световая индикация и звуковая сигнализация, в противном случае величина диагностической температуры заносится в память. Через заданный временной интервал следует повторное измерение двумя датчиками, вычисляются новая диагностическая температура и скорость изменения температуры с учетом величины диагностической температуры из памяти и промежутка времени между измерениями. Если скорость изменения температуры больше предельной, то включаются световая индикация и звуковая сигнализация, иначе – проводятся новые измерения температуры и алгоритм повторяется.

Практическая реализация технологического процесса термодиагностики подшипниковых узлов представлена разработкой прибора – цифрового регистратора неисправности трансмиссии, при конструировании которого использованы датчики температуры TMP36 и микроконтроллер ATmega328 (рис. 9, 10). К аналоговым входам A0 и A1 микроконтроллера DD1 подключены датчики температуры DD2 и DD3, питание которых осуществлено от выводов 5V и GND микроконтроллера. К цифровому выводу D4 через ограничительный резистор R1 подключен светодиод AL1

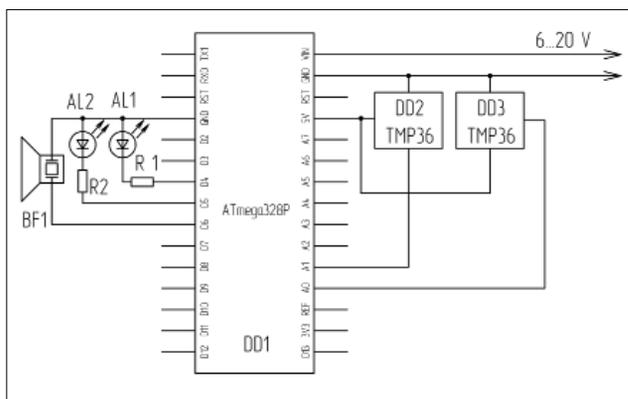


Рис. 9. Принципиальная схема цифрового регистратора неисправности трансмиссии (описание в тексте статьи)  
Fig. 9. Schematic diagram of the digital transmission malfunction recorder

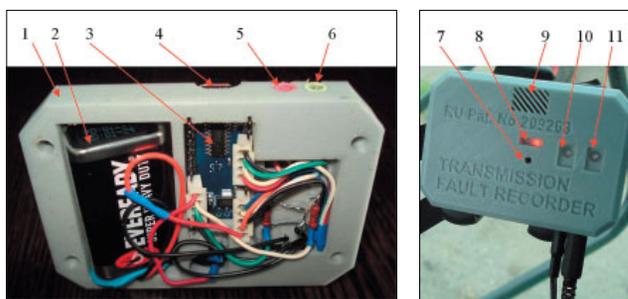


Рис. 10. Цифровой регистратор неисправности трансмиссии: а – открытый корпус; б – общий вид: 1 – корпус; 2 – батарея для автономного питания; 3 – плата микроконтроллера ATmega328; 4 – разъем USB; 5 – разъем для подключения датчика температуры диагностируемого узла; 6 – разъем для подключения датчика температуры; 7 – отверстие кнопки сброса; 8 – индикатор работы регистратора; 9 – решетка активного зуммера; 10 – индикатор превышения предельной температуры; 11 – индикатор превышения предельной скорости роста температуры

Fig. 10. Digital transmission malfunction recorder: a - view of the open housing; b - general view: 1 – housing; 2 – battery for autonomous power supply; 3 – ATmega328 microcontroller board; 4 – USB connector; 5 – connector for the diagnosed unit temperature sensor; 6 – connector for the temperature sensor; 7 – reset button hole; 8 – recorder operation indicator; 9 – active buzzer grille; 10 – indicator of exceeding the limit temperature; 11 – indicator of exceeding the limit temperature growth rate

индикации превышения предельной температуры, а к цифровому выводу D5 через ограничительный резистор R2 – светодиод AL2 индикации превышения предельной скорости изменения температуры. К цифровому выводу D6 подключен активный зуммер BF1. Для обеспечения питания от бортовой сети сельскохозяйственной техники или автономного питания от батареи задействованы выходы GND и VIN. Свободные аналоговые входы A2-A7 позволяют подключить еще шесть датчиков температуры для диагностики разных узлов трансмиссии.

При программировании контроллера проводится тарировка датчиков температуры: *DD2* – диагностируемого узла, *DD3* – окружающего воздуха. Кроме этого, программируются режимы включения светодиодов *AL1*, *AL2* и активного зуммера *BFI*.

### Выводы

1. Для подшипника редуктора ВОМ 60310А определили максимальные нагрузочные режимы и температуры в зоне трения при агрегатировании с различными сельхозмашинами:

- садовой фрезой ФС-2,0У (540 мин<sup>-1</sup>) – 4300 Н и 2,4°C;
- оросительным насосом *Rovatti* ТЗК80/90/2 (540 мин<sup>-1</sup>) – 4126 Н и 40,7°C;
- разбрасывателем органических удобрений РОУ-6 (1000 мин<sup>-1</sup>) – 956 Н и 13,0°C;

- косилкой-плющилкой КППН-3,0А (1000 мин<sup>-1</sup>) – 2615 Н и 36,6°C.

2. Установили диагностический критерий – предельную температуру в зоне трения: при 540 мин<sup>-1</sup> – 41,7°C; 1000 мин<sup>-1</sup> – 31,0°C.

3. Применили конечно-элементный анализ для определения зон, пригодных для измерения температуры, и установили зависимость между диагностической температурой на поверхности и температурой в зоне трения – коэффициент пропорциональности, равный 0,53.

4. Разработали алгоритм и принципиальную схему, изготовили и апробировали цифровой регистратор неисправности трансмиссии для автоматического диагностирования узлов трансмиссии.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Gabitov I., Negovora A., Nigmatullin S., et al. Development of a method for diagnosing injectors of diesel engines. *Коммуникация*. 2021. Vol. 23. N1. B46-B57.
2. Костомахин М.Н. Оценка режимов работы сельскохозяйственной техники // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2020. Т. 14. N4. С. 78-83.
3. Kostomakhin M.N., Kataev Y.V., Petrishchev N.A., et al. System for Remote Monitoring of Tractors and Detection of Their Incorrect Operation. *Russian Engineering Research*. 2022. Vol. 42. N4. 360-364.
4. Pastukhov A., Timashov E., Parnikova T., Kravchenko I. Thermometric diagnostics of elements of reaper drive for sunflower harvesting. *Engineering for Rural Development*. 2021. 20. 43-48.
5. Ерохин М.Н., Дорохов А.С., Катаев Ю.В. Интеллектуальная система диагностирования параметров технического состояния сельскохозяйственной техники // *Агроинженерия*. 2021. N2(102). С. 45-50.
6. Костомахин М.Н., Петрищев Н.А., Саяпин А.С. Система дистанционного контроля технического состояния на примере коробки перемены передач трактора «Кировец» // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2021. Т. 15. N3. С. 22-27.
7. Федоренко В.Ф., Таркинский В.Е. Цифровые беспроводные технологии для оценки показателей сельскохозяйственной техники // *Сельскохозяйственные машины и технологии*. 2020. Т. 14. N1. С. 10-15.
8. Pestryakov E.V., Sayapin A.S., Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A. Analysis of the Technical Condition of Agricultural Machinery Using Neural Networks. *Lecture Notes on Data Engineering and Communications Technologies*. 2022. Vol. 121. 92-101.
9. Lazar V.V., Skorokhodov D.M., Kazantsev S.P., et al. Quality assessment of spare parts for the final drive reduction gear used in the MTZ-82.1 tractors. *Journal of Physics: Conference Series*, Krasnoyarsk, 2020. 42058.
10. Szurgacz D., Zhironkin S., Vöth S., Pokorny J., Spearing A.J.S., Cehlar M., Stempniak M., Sobik L. Thermal Imaging Study to Determine the Operational Condition of a Conveyor Belt Drive System Structure. *Energies*. 2021. N14. 3258.
11. Stempniak M., Zhironkin V., Trzop K., Szurgacz D. Preliminary research to determine the thermal condition of the belt conveyor's drive unit in an underground hard coal mine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. 684. 012010.
12. Jakubek B., Grochalski K., Rukat W., Sokol H. Thermovision Measurements Of Rolling Bearings. *Measurement*. 2021. 110512.

### REFERENCES

1. Gabitov I., Negovora A., Nigmatullin S., et al. Development of a method for diagnosing injectors of diesel engines. *Коммуникация*. 2021. Vol. 23. N1. B46-B57 (In English).
2. Kostomakhin M.N. Otsenka rezhimov raboty sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Evaluation of agricultural machinery operation modes]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2020. Vol. 14. N4. 78-83 (In Russian).
3. Kostomakhin M.N., Kataev Y.V., Petrishchev N.A., et al. System for Remote Monitoring of Tractors and Detection of Their Incorrect Operation. *Russian Engineering Research*. 2022. Vol. 42. N4. 360-364 (In English).
4. Pastukhov A., Timashov E., Parnikova T., Kravchenko I. Thermometric diagnostics of elements of reaper drive for sunflower harvesting. *Engineering for Rural Development*. 2021. 20. 43-48 (In English).
5. Erokhin M.N., Dorokhov A.S., Kataev Yu.V. Intellektual'naya sistema diagnostirovaniya parametrov tekhnicheskogo sostoyaniya sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Intelligent system for diagnosing the parameters of the technical condition of tractors]. *Agroinzheneriya*. 2021. N2(102). 45-50 (In Russian).

6. Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A., Sayapin A.S. Sistema distantsionnogo kontrolya tekhnicheskogo sostoyaniya na primere korobki peremeny peredach traktora «Kirovets» [A system for the remote monitoring of vehicle technical condition: Kirovets tractor gearbox case study]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2021. Vol. 15. N3. 22-27 (In Russian).
7. Fedorenko V.F., Tarkivskiy V.E. Tsifrovye besprovodnye tekhnologii dlya otsenki pokazateley sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Digital wireless technology to measure agricultural performance]. *Sel'skokhozyaystvennyye mashiny i tekhnologii*. 2020. Vol. 14. N1. 10-15 (In Russian).
8. Pestryakov E.V., Sayapin A.S., Kostomakhin M.N., Petrishchev N.A. Analysis of the Technical Condition of Agricultural Machinery Using Neural Networks. *Lecture Notes on Data Engineering and Communications Technologies*. 2022. Vol. 121. 92-101 (In English).
9. Lazar V.V., Skorokhodov D.M., Kazantsev S.P., et al. Quality assessment of spare parts for the final drive reduction gear used in the MTZ-82.1 tractors. *Journal of Physics: Conference Series*. Krasnoyarsk. 2020. 42058 (In English).
10. Szurgacz D., Zhironkin S., Vöth S., Pokorny J., Spearing A.J.S., Cehlar M., Stempniak M., Sobik L. Thermal Imaging Study to Determine the Operational Condition of a Conveyor Belt Drive System Structure. *Energies*. 2021. N14. 3258 (In English).
11. Stempniak M., Zhironkin V., Trzop K., Szurgacz D. Preliminary research to determine the thermal condition of the belt conveyor's drive unit in an underground hard coal mine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021. 684. 012010 (In English).
12. Jakubek B., Grochalski K., Rukat W., Sokol H. Thermovision Measurements Of Rolling Bearings. *Measurement*. 2021. 110512 (In English).

#### Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

#### Заявленный вклад соавторов:

Пастухов А.Г. – общая корректировка текста; критический пересмотр статьи в части значимого интеллектуального содержания; окончательное одобрение варианта статьи для опубликования;

Тимашов Е.П. – существенный вклад в замысел и дизайн исследования; сбор данных, анализ и интерпретация данных; подготовка статьи.

*Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.*

#### Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

#### Coauthors' contribution:

Pastukhov A.G. – general text correction; critical revision of the paper in terms of its intellectual significance; proofreading of the final draft

Timashov E.P. – research concept and design; data collection, analysis and interpretation; preparing the paper.

*The authors read and approved the final manuscript.*

Статья поступила в редакцию  
Статья принята к публикации

The paper was submitted to the Editorial Office on  
The paper was accepted for publication on

13.02.2023  
02.03.2023