

4. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 560 с.

5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.

according to the leakage beginning criterion]. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2019; 3: 41-44. (In Rus.)

3. Belov M.I., Sorokin S.V. Teoriya mekhanizmov i mashin [Theory of mechanisms and machines]. Moscow, RIOR INFRA-M, 2017: 322. (In Rus.)

4. Dzhonson K. Mekhanika kontaktnogo vzaimodeystviya [Contact mechanics]. Moscow, Mir, 1989: 560. (In Rus.)

5. Timoshenko S.P., Gud'yer Dzh. Teoriya uprugosti [Theory of elasticity]. Moscow, Nauka, 1979: 560. (In Rus.)

Критерии авторства

Белов М.И., Ерохин М.Н., Мельников О.М. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и написали рукопись. Белов М.И., Ерохин М.Н., Мельников О.М. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила 09.10.2019

Опубликована 27.04.2020

Contribution

M.I. Belov, M.N. Yerokhin, O.M. Melnikov performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. M.I. Belov, M.N. Yerokhin, O.M. Melnikov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received on October 9, 2019

Published 27.04.2020

ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС В АПК / TECHNICAL SERVICE IN AGRICULTURE

ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL ARTICLE

УДК 631.3:621.825.6

DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-33-39

ТЕХНОЛОГИЯ ТЕРМОМЕТРИЧЕСКОГО НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ АГРЕГАТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

ПАСТУХОВ АЛЕКСАНДР ГЕННАДИЕВИЧ, докт. техн. наук, профессор¹

E-mail: pastukhov_ag@mail.ru

ТИМАШОВ ЕВГЕНИЙ ПЕТРОВИЧ, канд. техн. наук, доцент²

E-mail: timachov@mail.ru

¹ Белгородский государственный аграрный университет им. В.Я. Горина, 308503, Российская Федерация, Белгородская обл., Белгородский р-н, п. Майский, ул. Вавилова, 1.

² Белгородский университет кооперации, экономики и права, 308023, Российская Федерация, г. Белгород, ул. Садовая, д. 116а.

Работоспособность механических трансмиссий энергетических, транспортных и технологических машин определяется техническим состоянием основных силовых узлов, которые чаще всего являются объектами, лимитирующими показатели их надёжности. Достоверное диагностирование таких объектов актуально для существующих стратегий технического обслуживания по наработке и техническому состоянию. Применение вибродиагностики и анализа геометрических форм и расположения поверхностей деталей затруднено для реализации встроенных бортовых систем диагностирования. В статье обоснован и апробирован метод неразрушающего термометрического контроля подшипниковых узлов на примере шарниров карданных передач. Разработана аналитическая математическая модель тепловыделения карданных подшипниковых узлов с учётом конструкционных, технологических и эксплуатационных параметров. Расчётная оценка аналитической модели показала, что при эксплуатационных режимах нагружения по крутящему моменту 600 Нм при частоте вращения 104,7 рад/с и угле излома в шарнирах 9° прогнозируемая температура элементарного тепловыделяющего узла карданного шарнира составляет 84,9°C. Методами конечно-элементного анализа произведено имитационное моделирование температурных полей с учётом тепловыделения узлов, сопряжённых с исследуемым. Анализ температурных полей показал, что значение диагностической температуры для единичного карданного подшипникового узла составляет 17,7°C, для карданного шарнира с учётом четырёх источников тепловыделения – 17,5°C, а для карданного шарнира с учётом сопряжённых конструктивных элементов – 16,8°C. На основе результатов предварительных стендовых ресурсных испытаний карданных шарниров подтверждена адекватность аналитической математической модели и работоспособность предлагаемой технологии термодиагностирования. Установлена взаимосвязь между величиной

начального радиального зазора в карданных подшипниковых узлах с диагностической температурой – приращение температуры на $0,3309^{\circ}\text{C}$ обуславливается увеличением радиального зазора в 1 мкм. В результате обобщения полученных результатов исследований разработан алгоритм диагностирования агрегатов механических трансмиссий на примере карданных шарниров термометрическим методом неразрушающего контроля.

Ключевые слова: диагностирование, термометрический контроль, карданный шарнир, подшипниковый узел, температура, конечно-элементный анализ, алгоритм.

Формат цитирования: Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Технология термометрического неразрушающего контроля агрегатов механических трансмиссий // *Агроинженерия*. 2020. № 2 (96). С. 33-39. DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-33-39.

TECHNOLOGY FOR THERMOMETRIC NON-DESTRUCTIVE TESTING OF MECHANICAL POWER TRANSMISSION UNITS

ALEKSANDR G. PASTUKHOV, DSc (Eng), Professor¹

E-mail: pastukhov_ag@mail.ru

YEVGENIY P. TIMASHOV, PhD (Eng), Associate Professor²

E-mail: timachov@mail.ru

¹Belgorod State Agricultural University named after V. Gorin, 308503, Russian Federation, Belgorod Region, Belgorod District, Mayskiy Settlement, Vavilova Str., 1,

²Belgorod University of Cooperation, Economics and Law, 308023, Russian Federation, Belgorod, Sadavaya Str., 116 a.

Operability of mechanical power transmissions of energy converting, transport, and technological machines is determined by the technical condition of the main power units, which, most often, tend to limit the indicators of their reliability. Reliable diagnosis of such facilities is relevant for existing maintenance strategies on operating time and technical condition. Application of vibration diagnostics and analysis of geometric shapes and part surface location is difficult to implement using built-in on-board diagnostics systems. The paper determines and tests the method of non-destructive thermometric testing of bearing units as exemplified by joints of drive shafts. The authors have developed an analytical mathematical model of heat generation of drive shaft bearing units taking into account structural, technological, and operational parameters. A calculated evaluation of the analytical model has shown that under a torque loading of 600 Nm, a rotary speed of 104.7 rad/s and fracture angle in joints of 9° , the predicted temperature of the elementary the heat-producing unit of the drive shaft joint equals 84.9°C . Using the methods of finite-element analysis, the authors simulated temperature fields taking into account heat emission of units conjugated with the analysed one. The analysis of temperature fields has shown that the diagnostic temperature for a single drive shaft bearing assembly amounts to 17.7°C , for a universal joint with four heat sources – 17.5°C and for a universal joint with mating structural elements – 16.8°C . Based on the results of preliminary bench endurance tests of universal joints, the authors confirmed the adequacy of analytical mathematical model and operability of proposed technology of thermal diagnostics. The study has established a relationship between an initial radial bearing clearance value in drive shaft bearing assemblies and diagnostic temperature – a temperature increment by 0.3309°C is caused by a radial clearance increase of 1 micrometer. Generalizing the obtained research results, the authors have developed an algorithm of diagnosing mechanical power transmission units by thermometric method of non-destructive testing as exemplified by universal joints.

Key words: diagnostics, thermometric control, universal joint, bearing unit, temperature, finite element analysis, algorithm.

For citation: Pastukhov A.G., Timashov Ye.P. Technology for thermometric non-destructive testing of mechanical power transmission units. *Agricultural Engineering*, 2020; 2 (96): 33-39. (In Rus.). DOI: 10.26897/2687-1149-2020-2-33-39.

Введение. Ключевым направлением реализации инновационного характера развития инженерного обеспечения сельского хозяйства является разработка и внедрение конкурентоспособных технологий поддержания работоспособного состояния энергетических, транспортных и технологических машин (ЭТТМ) на основе стратегии оценки надёжности машин по параметрам действительного технического состояния методами экспресс и углублённого диагностирования.

Надёжность машин в эксплуатации определяется теплофизическими факторами, в частности, температурой и градиентом температуры, которые ускоряют все физические и химические процессы, снижают толщину

промежуточного слоя смазки, приводят к десорбции и деформации защитных смазочных плёнок, уменьшают механическую прочность материалов, вызывают остаточные напряжения и коробление, усиливают деформационные и адгезионные процессы, изменяют структурные и фазовые состояния. В этой связи решение задач разработки технологий термодиагностики и технических средств их реализации на примере агрегатов механических трансмиссий представляется весьма актуальным.

В трансмиссиях ЭТТМ шарниры карданных передач обеспечивают передачу полного потока мощности от двигателя к движителям или рабочим органам, поэтому с учётом сезонности сельскохозяйственных работ растёт

значимость своевременного мониторинга их надёжности. Существующие методы диагностирования ограничены вариантами вибродиагностики [1-3] и измерения форм, размеров и расположения поверхностей деталей [4-6]. Реализация этих методов возможна только при проведении операций углублённого диагностирования при техническом обслуживании техники и сопряжена с необходимостью разборки диагностируемого узла. Разработка и обоснование технологии контроля технического состояния, на примере карданных передач, позволит минимизировать затраты на ремонт техники и издержки от простоя, а также реализовать средства встроенной диагностики, тем самым обеспечить технологию непрерывного диагностирования. В частности, метод неразрушающего термометрического контроля карданных подшипниковых узлов (КПУ) на основе собственного теплового излучения позволит решить задачу непрерывного мониторинга температуры и разработать встроенные средства диагностики.

Для реализации технологии необходимо учесть влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на температуру в контакте тепловыделяющего элемента, установить зависимость диагностической температуры от тепловыделения КПУ, величины радиального зазора с учётом влияния тепловыделения сопряжённых источников.

Цель исследований – разработка технологии диагностирования карданных подшипниковых узлов на основе метода неразрушающего термометрического контроля собственного теплового излучения.

Материал и методы. Реализация технологии диагностирования шарниров карданных передач на основе метода неразрушающего термометрического контроля по ГОСТ 18353-79 «Неразрушающий контроль. Классификация видов и методов» вызывает существенные затруднения. Выделяемое количество теплоты пропорционально работе трения в КПУ, что позволяет судить об их техническом состоянии, однако зона трения КПУ находится под внешними поверхностями, пригодными для измерения температуры, например, бесконтактным методом. Поэтому значение поверхностной (диагностической) температуры будет всегда отлично от величины температуры в зоне трения, в то время как именно эта температура характеризует техническое состояние КПУ и достижение её уровня в 200...250°C свидетельствует о наступлении предельного состояния. Для установления взаимосвязи между диагностической температурой и температурой в зоне трения необходимо разработать аналитическую математическую модель температуры КПУ, учитывающую конструктивные и технологические факторы, а также величину начального радиального зазора в эксплуатации. Результаты построения этой математической модели используются в качестве исходных данных для имитационного моделирования температурных полей методом конечно-элементного анализа. Для оценки достоверности результатов исследования и эмпирической оценки влияния на температуру начального радиального зазора проведены стендовые ресурсные испытания КПУ, при которых температура измерялась контактным цифровым термометром М 890 G [7].

Результаты и обсуждение. Величина диагностической температуры объекта диагностирования с учётом

вышеизложенных фактов определяется следующим многочленом:

$$\Theta_D = \Theta_0 + \Theta_F \cdot k + \Theta_\Delta, \quad (1)$$

где Θ_D – диагностическая температура, °C; Θ_0 – температура окружающей среды, °C; Θ_F – температура в зоне трения, °C; k – коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели; Θ_Δ – приращение температуры от радиального зазора в подшипниковых узлах, °C.

Разработке аналитической модели температуры в зоне трения посвящены исследования [8-14], а полученная математическая модель учитывает упомянутые ранее факторы за исключением начального радиального зазора в КПУ:

$$\Theta_F = \frac{\delta f M \omega t g \gamma}{4 R I \left(\lambda \sqrt{\frac{\alpha (2h + \pi r)}{\lambda \pi r h}} + k' \rho c 2,6 \frac{\sqrt{a}}{\lambda_A} \sqrt{\sin \gamma \omega r} \right)}, \quad (2)$$

где δ – коэффициент распределения теплоты между трущимися телами; f – коэффициент трения скольжения; I – механический эквивалент теплоты; λ – теплопроводность, Вт/м°C; α – коэффициент теплоотдачи поверхности, Вт/м²°C; k' – коэффициент пропорциональности; ρ – плотность материала, кг/м³; c – удельная теплоемкость, Дж/кг°C; a – коэффициент температуропроводности, м²/с; λ_A – длина волны неровностей на трущейся поверхности, м; r – радиус шипа крестовины, м; ω – угловая скорость, рад/с; γ – угол излома в шарнире, град; M – передаваемый крутящий момент, Нм; R – средний радиус вращения шипов, м; h – рабочая высота шипа, м.

Расчётная оценка аналитической модели по принятым исходным данным для шарнира с крестовиной К 040 по ГОСТ 13758-89 при крутящем моменте 600 Нм, частоте вращения 104,7 с⁻¹ и угле излома 9° показала, что расчётная теоретическая температура в зоне трения КПУ равна $\Theta_F = 84,9^\circ\text{C}$.

Для определения коэффициента пропорциональности k построена 3D-модель в САПР КОМПАС-3D V18, а с использованием модуля АРМ FEM произведён конечно-элементный анализ температурных полей для единичного КПУ с учётом системной модели на I-м иерархическом уровне [8]. Полученная карта расчётных температурных полей представлена на рисунке 1а, а значение диагностической температуры составляет $\Theta_D = 17,7^\circ\text{C}$. На рисунке 1б представлена карта температурных полей для карданного шарнира в целом с учётом тепловыделения четырёх КПУ, что соответствует II-му уровню иерархической системной модели. В результате имитационного моделирования значение диагностической температуры равно $\Theta_D = 17,5^\circ\text{C}$.

Для получения полной картины распределения температуры необходимо произвести расчёт аналитической модели с использованием как можно большего количества деталей и с учётом тепловыделения сопряжённых источников теплоты. Для этого была построена 3D-модель карданного шарнира, установленного в механизме испытательного стенда, по типу III-го иерархического уровня системной модели, а дополнительным источником тепловыделения являлась зубчатая передача, венец которой имеет температуру 20°C. На рисунке 1в приведена карта температурных полей для карданного шарнира, установленного в контуре стенда. С учётом сопряжённых элементов величина диагностической температуры составила $\Theta_D = 16,8^\circ\text{C}$ при температуре в зоне трения $\Theta_F = 84,9^\circ\text{C}$.

На рисунке 2 представлена зависимость диагностической температуры от температуры в зоне трения, полученная в результате имитационного моделирования температурных

полей. Зависимость аппроксимируется линейной функцией при $R^2 = 0,9997$, по уравнению которой величина коэффициента пропорциональности составляет $k = 0,1988$.

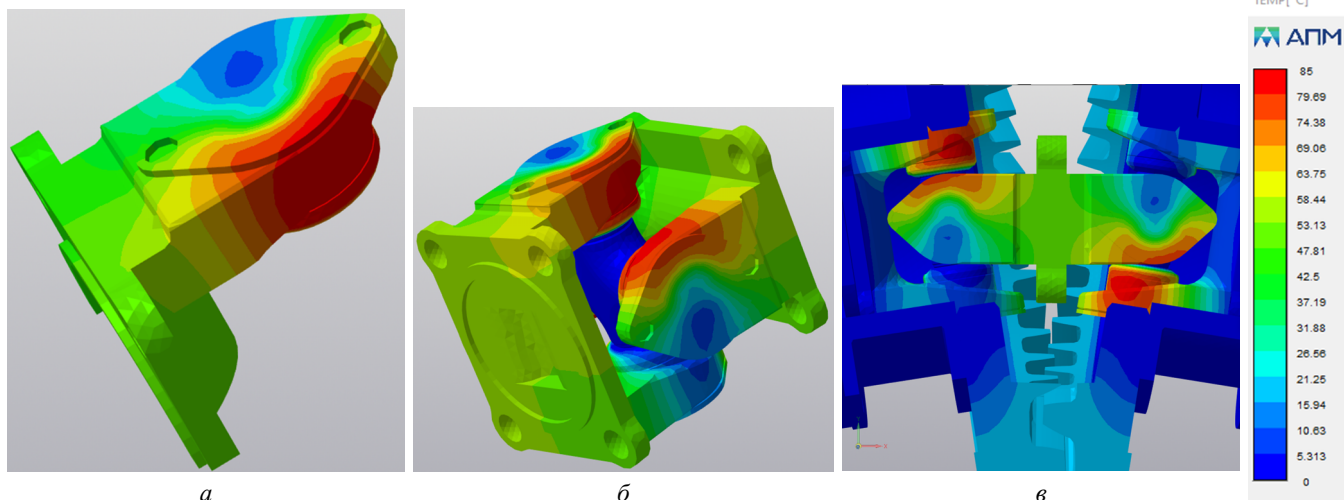


Рис. 1. Карты температурных полей:
 а – карданного подшипникового узла; б – карданного шарнира в целом;
 в – карданного шарнира, установленного в контуре стенда

Fig. 1. Maps of temperature fields:
 a – of a drive shaft bearing unit; b – of a universal joint as a whole;
 c – of a universal joint mounted in the test set

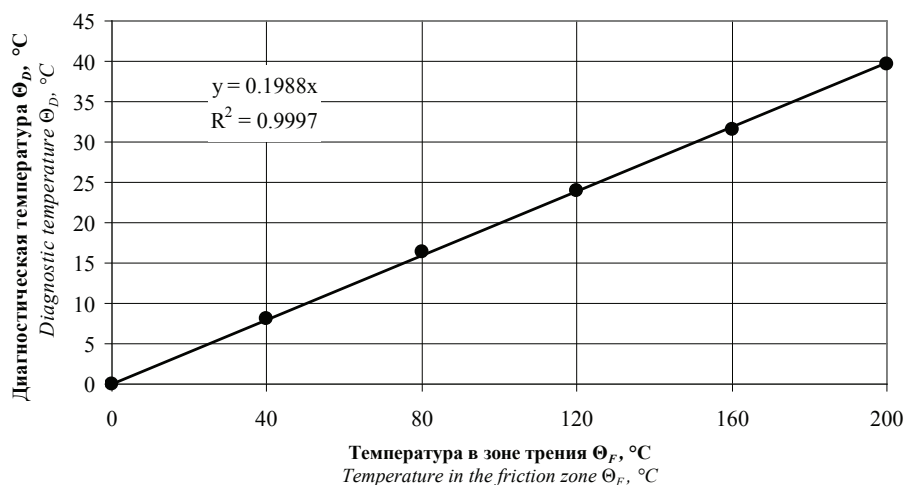


Рис. 2. Зависимость диагностической температуры Θ_D от температуры в зоне трения Θ_F
Fig. 2. Relationship between the diagnostic temperature Θ_D and the friction zone temperature Θ_F

На рисунке 3 представлена эмпирическая зависимость температуры КПУ от величины радиального зазора, полученная по результатам стендовых испытаний.

Полученная зависимость позволяет учесть влияние радиального зазора в подшипниковых узлах по уравнению:

$$\Theta_{\Delta} = \mu \Delta, \tag{3}$$

где Δ – радиальный зазор в КПУ шарнира, мкм, μ – коэффициент пропорциональности (для этого случая $\mu = 0,3309$).

На основании результатов стендовых испытаний, имитационного моделирования температурных полей

и с учётом зависимостей (1)-(3) диагностическая температура для карданного шарнира будет определяться уравнением вида:

$$\Theta_D = \Theta_0 + \frac{0,1988 \delta f M \omega t g \gamma}{4 R I \left(\lambda \sqrt{\frac{\alpha(2h + \pi r)}{\lambda \pi r h}} + k' \rho c 2,6 \frac{\sqrt{a}}{\lambda_A} \sqrt{\sin \gamma \omega r} \right)} + 0,3309 \Delta. \tag{4}$$

Применительно к практической реализации технологии термометрического диагностирования необходимо решить обратную задачу: исходя из величины диагностической (измеренной) температуры Θ_D рассчитать значение температуры в зоне трения Θ_F и сравнить его с предельно

допустимым значением Θ_L . В этом случае уравнение (4) примет вид:

$$\Theta_F = \frac{\Theta_D - \Theta_0 - \mu\Delta}{k} < \Theta_L. \quad (5)$$

Произведённые исследования позволяют разработать алгоритм применения термометрического неразрушающего контроля для шарниров карданных передач в целом как для агрегата. Предлагаемая схема (рис. 4) позволит находить коэффициенты k и μ для использования их в уравнении (5).

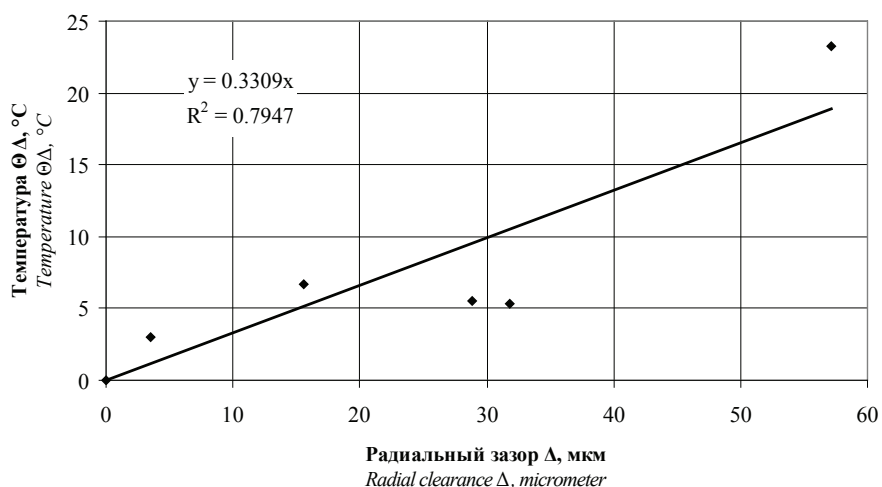


Рис. 3. Эмпирическая зависимость температуры от радиального зазора Δ
Fig. 3. Empirical relationship between temperature and radial clearance Δ

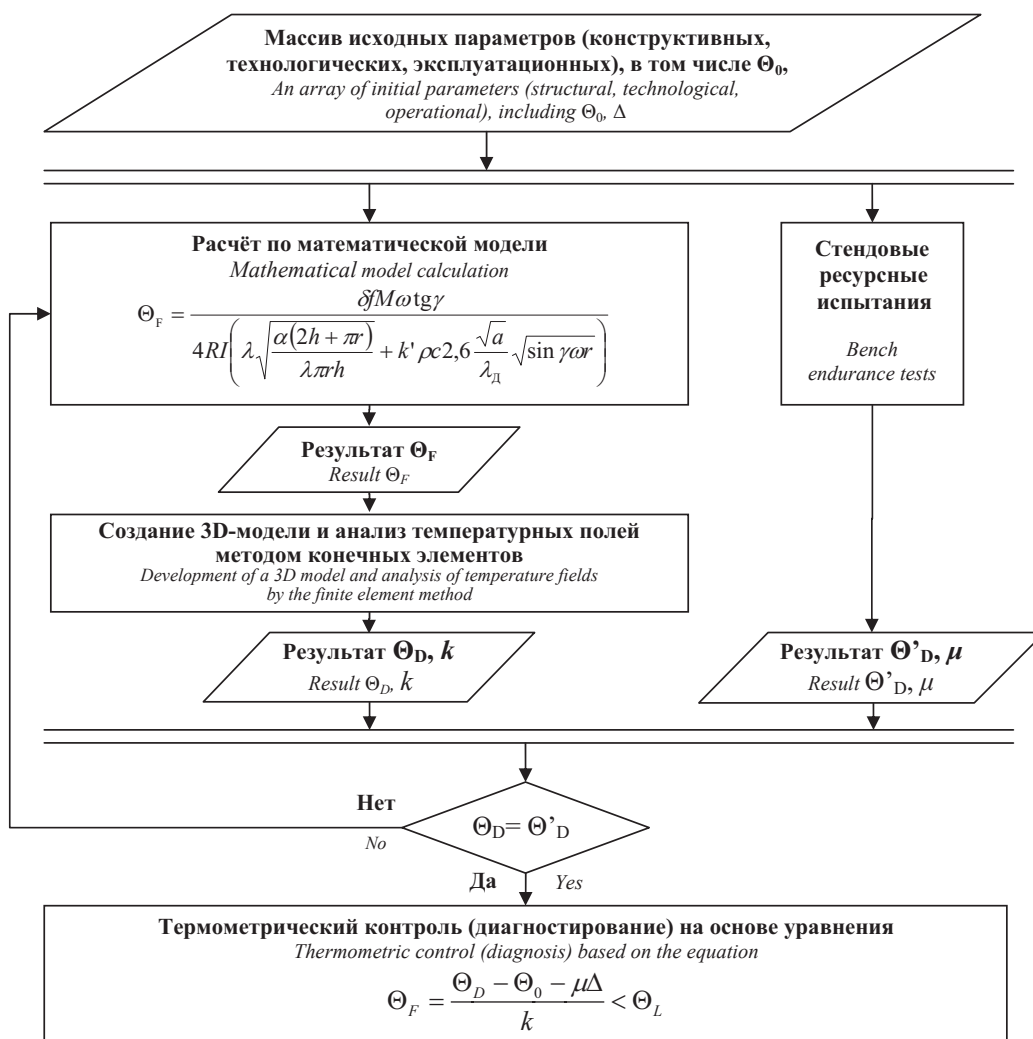


Рис. 4. Алгоритм реализации термометрического неразрушающего контроля шарниров карданных передач
Fig. 4. Implementation algorithm of thermometric non-destructive testing of universal joints

Применяется алгоритм следующим образом. Формируется массив исходных конструктивных, технологических, эксплуатационных параметров исследуемого узла, учитывающий температуру окружающей среды Θ_0 и величину радиального зазора Δ . Далее выполняются параллельные процессы расчёта по математической модели и стендовые испытания при одинаковых значениях параметров в обоих случаях. В результате расчёта определяется значение температуры в зоне трения Θ_r , являющееся исходным для конечно-элементного анализа температурных полей, который определяет диагностическую температуру Θ_D , и коэффициент пропорциональности конечно-элементной модели k . В результате стендовых испытаний определяется диагностическая температура Θ'_D и коэффициент пропорциональности μ . Корректность математической модели проверяется совпадением теоретического и эмпирического значений диагностической температуры, после этого полученные коэффициенты используются в уравнении (5) для термометрического контроля узлов механических трансмиссий.

Технологию целесообразно применять при адаптации к термометрической диагностике различных узлов механических трансмиссий техники, находящейся в эксплуатации. Наиболее целесообразно применение технологии

на этапе проектирования узлов трансмиссий за счёт применения 3D-моделирования и имитационного моделирования методом конечных элементов, а также при проектировании встроенных измерительно-диагностических систем.

Выводы

1. Аналитическая математическая модель температуры в зоне трения КПУ шарниров верифицирована по результатам стендовых испытаний.

2. Конечно-элементный анализ температурных полей позволил установить соотношение между температурой в зоне трения и диагностической температурой – $k = 0,1988$.

3. Результаты стендовых испытаний позволили учесть влияние начального радиального зазора КПУ шарнира на температуру через коэффициент пропорциональности $\mu = 0,3671$.

4. Разработан алгоритм применения термометрического неразрушающего контроля на примере шарниров карданных передач ЭТТМ. Алгоритм перспективен для адаптации для различных узлов механических трансмиссий.

Библиографический список

1. Шевцов С.М., Ереско С.П. Совершенствование системы измерения вибрации // Решетневские чтения. 2012. Т. 1. С. 286-287.
2. Шевцов С.М., Ереско А.С., Ереско С.П. Автоматизация процессов измерения вибрации // Механики XXI века. 2008. № 7. С. 38-40.
3. Шевцов С.М., Ереско А.С. Измерительные преобразователи вибрационных процессов // Системы. Методы. Технологии. 2010. № 3 (7). С. 42-49.
4. Ереско А.С., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Кукушкин Е.В., Орлов А.А. Разработка модуля измерения деформаций с помощью тензорезисторов с использованием Arduino // Механики XXI века. 2017. № 16. С. 82-85.
5. Леонов О.А., Бондарева Г.И., Шкаруба Н.Ж., Вергазова Ю.Г. Качество сельскохозяйственной техники и контроль при её производстве и ремонте // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 3. С. 30-32.
6. Ерохин М.Н., Леонов О.А. Взаимосвязь точности и надёжности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО «МГАУ имени В.П. Горячкина». 2006. № 2. С. 22-25.
7. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Перспективные стелды для ресурсных испытаний карданных передач // Вестник Орловского государственного аграрного университета. 2011. № 2 (29). С. 66-69.
8. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines // Traktori i pogonske mašine. 2017. T. 22. № 1-2. P. 31-38.
9. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. Обеспечение реализации цифровых систем диагностирования элементов трансмиссии на основе тепловыделения // Технический сервис машин. 2019. № 4 (137). С. 68-75.
10. Тимашов Е.П. Моделирование температурного режима подшипникового узла карданного шарнира

References

1. Shevtsov S.M., Yeresko S.P. Sovershenstvovaniye sistemy izmereniya vibratsii [Protection of vibration measurement system]. *Reshetnevskiy chteniya*, 2012; 1: 286-287 (In Rus.)
2. Shevtsov S.M., Yeresko A.S., Yeresko S.P. Avtomatizatsiya processov izmereniya vibratsii [Automation of vibration measurement processes]. *Mekhaniki XXI veku*, 2008; 7: 38-40. (In Rus.)
3. Shevtsov S.M., Yeresko A.S. Izmeritel'niye preobrazovateli vibratsionnykh processov [Measuring transducers of vibration processes]. *Sistemy. Metody. Tekhnologii*, 2010; 3 (7): 42-49. (In Rus.)
4. Yeresko A.S., Yeresko S.P., Yeresko T.T., Kukushkin Ye.V., Orlov A.A. Razrabotka modulya izmereniya deformatsiy s pomoshch'yu tenzorezistorov s ispol'zovaniem Arduino [Development of deformation measurement module with the help of strain resistors using Arduino]. *Mekhaniki XXI veku*, 2017; 16: 82-85. (In Rus.)
5. Leonov O.A. Kachestvo sel'skokhozyaystvennoy tekhniki i kontrol' pri ee proizvodstve i remonte [Quality of agricultural machinery and control during its production and repair]. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2016; 3: 30-32. (In Rus.)
6. Yerokhin M.N. Vzaimosvyaz' tochnosti i nadezhnosti soedineniy pri remonte sel'skokhozyaystvennoy tekhniki [Relationship of accuracy and reliability of connections during the repair of agricultural machinery]. *Vestnik of Moscow Goryachkin Agroengineering University*, 2016; 2: 22-25. (In Rus.)
7. Pastukhov A.G., Timashov Ye.P. Perspektivnyye stendy dlya resursnykh ispytaniy kardannykh peredach [Perspective benches for life cycle tests of drive lines]. *Vestnik Orlovskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2011; 2 (29): 66-69. (In Rus.)
8. Pastukhov A.G., Timashov E.P., Parnikova T. Monitoring of reliability of agricultural machinery on the basis of methods of thermodiagnosics of drive lines. *Traktori i pogonske mašine*, 2017; 22; 1-2: 31-38.

// Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2019. № 2 (22). С. 87-100.

11. Ильин П.А. Моделирование технического состояния подшипников дисковых борон по тепловому излучению // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. 2016. № 42. С. 340-346.

12. Тишкин Л.В., Ильин П.А. Экспериментальное исследование коэффициента теплоотдачи подшипникового узла дисковой бороны БДТ-7 // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. 2014. № 34. С. 176-179.

13. Ильин П.А. Диагностика технического состояния подшипников дисковых борон на основе инфракрасного излучения: автореф. дис. ... канд. техн. наук / П.А. Ильин. Санкт-Петербург – Пушкин, 2012. 18 с.

14. ГОСТ Р ИСО 18434-1-2013 «Контроль состояния и диагностика машин. Термография». М.: ФГУП «Стандартинформ», 2014, 22 с.

9. Pastukhov A.G., Timashov Ye.P. Obespecheniye realizatsii tsifrovyykh sistem diagnostirovaniya elementov transmissii na osnove teplovydeleniya [Implementation of digital systems of diagnosing power transmission elements on the basis of heat generation]. *Tekhnicheskyy servis mashin*, 2019; 4 (137): 68-75. (In Rus.)

10. Timashov Ye.P. Modelirovaniye temperaturnogo rezhima podshipnikovogo uzla kardannogo sharnira [Simulating the temperature mode of the bearing assembly of the universal joint]. *Innovatsii v APK: problemy i perspektivy*, 2019; 2 (22): 87-100. (In Rus.)

11. Il'in P.A. Modelirovaniye tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov diskovykh boron po teplovomu izlucheniyu [Simulating the technical condition of disk harrows bearings by thermal radiation]. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2016; 42: 340-346. (In Rus.)

12. Tishkin L.V., Il'in P.A. Eksperimental'noye issledovaniye koeffitsienta teplootdachi podshipnikovogo uzla diskovoy borony BDT-7 [Experimental study of the heat transfer coefficient of the bearing unit of the disc harrow BDT-7]. *Izvestiya Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2014; 34: 176-179. (In Rus.)

13. Il'in P.A. Diagnostika tekhnicheskogo sostoyaniya podshipnikov diskovykh boron na osnove infrakrasnogo izlucheniya [Diagnosing the technical condition of disk harrows bearings based on infrared radiation]: Self-review of PhD (Eng) thesis. Sankt-Peterburg – Pushkin, 2012: 18. (In Rus.)

14. GOST R ISO 18434-1-2013 Kontrol' sostoyaniya i diagnostika mashin. Termografiya [Monitoring and diagnostics of machines. Thermography]. Moscow, FGUP "Standartinform", 2014: 22. (In Rus.)

Критерии авторства

Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. выполнили теоретические исследования, на основании полученных результатов провели обобщение и написали рукопись. Пастухов А.Г., Тимашов Е.П. имеют на статью авторские права и несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Статья поступила 25.01.2020

Опубликована 27.04.2020

Contribution

A.G. Pastukhov, Ye.P. Timashov performed theoretical studies, and based on the results obtained, generalized the results and wrote a manuscript. A.G. Pastukhov, Ye.P. Timashov have equal author's rights and bear equal responsibility for plagiarism.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests regarding the publication of this paper.

The paper was received on January 25, 2020

Published 27.04.2020