

КОМПЛЕКСНАЯ ДИАГНОСТИКА УЗЛОВ ТРЕНИЯ ТОРФЯНЫХ МАШИН

И.В. ГОРЛОВ, д-р техн. наук

Тверской государственный технический университет,
170026, Тверь, наб. Аф. Никитина, д. 22, e-mail: gorloviv@yandex.ru

© Горлов И.В., 2021

В статье представлены результаты исследования технического состояния подшипников качения, которое проводилось на модели фрезерного агрегата. Установлено, что обеспечение требуемой надежности технологических машин невозможно без использования систем контроля состояния узлов трения. Для этого предложено в ответственные узлы торфяных машин устанавливать датчики температурного и виброакустического контроля, которые позволят на основе комплексного анализа состояния узлов трения машины выявлять на ранних стадиях и устранять причины отказов. Использование комплексного анализа параметров технического состояния основных узлов трения торфяных машин поможет на основе полученных данных с высокой точностью прогнозировать наработку до ремонта и предотвращать отказы в сезон добычи торфа.

Ключевые слова: узлы трения, торфяные машины, диагностика, надежность.

DOI: 10.46573/2658-5030-2021-4-57-65

ВВЕДЕНИЕ

Одной из особенностей эксплуатации торфяных машин (ТМ) является сезонность их использования. Следовательно, недопустимо, чтобы трудоемкие отказы приводили к простоем машин в весенне-летний период. Конструкция основных узлов трения ТМ должна обеспечивать необходимую долговечность, износостойкость, доступную взаимозаменяемость деталей и иметь достаточно удобную сборку.

Большинство деталей ТМ и особенно их рабочие органы, а также гусеничные механизмы работают в тяжелых условиях и подвергаются статическим и динамическим нагрузкам, воздействию агрессивной окружающей среды. По статистическим данным эксплуатации ТМ известно, что с увеличением наработки затраты на текущий и аварийный ремонт машин значительно возрастают, а производительность, как следствие, снижается [1, 2]. Наступает момент, когда восстановление работоспособности машины становится экономически невыгодным, а дальнейшая эксплуатация ТМ может принести убытки [3]. Таким образом, при конструировании и модернизации ТМ нужно добиваться существенного увеличения ресурса узлов трения, что приведет к сокращению затрат на эксплуатацию. Диагностика состояния узлов трения ТМ позволит активно влиять на основные факторы, определяющие характер взаимодействия трущихся поверхностей, и это предотвратит их преждевременное разрушение. Отсутствие диагностики ответственных узлов ТМ может привести к трудоемким отказам в сезон добычи. Даже применение современных методов восстановления деталей [4] не всегда помогает быстро устранить неисправность.

Для обеспечения надежной и безопасной эксплуатации ТМ необходимо использовать системы комплексной диагностики состояния ответственных узлов. Такие

системы позволят следить за параметрами состояния контролируемых агрегатов и информировать специалистов об отклонениях от нормальных значений, что даст возможность своевременно принимать меры для предотвращения аварийных ситуаций.

СИСТЕМА КОМПЛЕКСНОЙ ДИАГНОСТИКИ

Одними из наиболее ответственных узлов трения являются подшипниковые опоры ходовой части и технологических агрегатов. На сегодняшний день контроль над такими узлами практически отсутствует, в некоторых случаях используются системы автоматического слежения за температурой, например в железнодорожном транспорте. В подобных системах чаще всего предусмотрена возможность получения информации о температуре узла с помощью датчиков, встроенных в корпус буксы подшипников. Система контроля обеспечивает обработку полученной информации и сигнализирует об опасных нагревах подшипников. Используемые в настоящее время системы отслеживают только температуру узла и оповещают оператора о ее значениях, что не всегда позволяет проводить анализ развития повреждения подшипников и прогнозировать изменение их состояния. Для более глубокого анализа состояния подшипникового узла необходимо применять комплексную систему контроля температуры параллельно с виброакустическим анализом, а также использовать более совершенные аппаратные и вычислительные средства.

Применение виброакустического анализа дает возможность не только контролировать текущее состояние буксового узла, но и проводить анализ динамики изменения износа подшипников. Кроме того, модуль позволяет наблюдать за состоянием технологических агрегатов во время работы, что повышает надежность эксплуатации [5, 6].

Для осуществления виброакустического контроля необходимо применять специально разработанный аппаратный набор, включающий в себя комплект датчиков и вычислительный блок. Чтобы сократить затраты на эксплуатацию, эти аппаратные наборы можно устанавливать на новые ТМ или встраивать их в ответственные узлы во время реконструкции или капитального ремонта.

При разработке модуля, используемого на железнодорожном транспорте, были применены современные аппаратные и вычислительные средства, что позволило при относительно небольших затратах расширить возможности создаваемого аппаратного обеспечения. Кроме того, все датчики и вычислительный блок были выполнены в корпусах с небольшими габаритными размерами, и это дает возможность устанавливать разработанное оборудование в существующие узлы трения без значительных изменений конструкции.

Разработка и производство системы комплексного контроля состояния буксовых узлов для железнодорожных вагонов с применением температурного и виброакустического анализа осуществляется компанией ООО «КСК Элком» [7].

Разработанная система состоит из следующих функциональных подсистем:

- 1) датчики, устанавливаемые в буксовые узлы и кузов вагона;
- 2) центральный вычислительный блок, устанавливаемый в специально отведенном месте в вагоне;
- 3) кабельные линии связи датчиков с вагонами.

Для контроля состояния буксовых узлов применяются датчики с возможностью измерения температуры и виброакустического сигнала. Они включают в себя термочувствительный элемент, акселерометр и вычислительный модуль. Термочувствительный элемент располагается в теплопроводном колпачке корпуса датчика, а акселерометр и вычислительный модуль находятся в основном корпусе

датчика. Сам датчик устанавливается непосредственно в корпус буксового узла и жестко фиксируется.

Вычислительный модуль датчика производит периодический опрос датчика температуры и акселерометра при подаче питания. Измеряемая температура имеет выходной параметр в градусах Цельсия, а виброакустический сигнал формируется либо в дискретные значения амплитуды по времени, либо в спектральный состав сигнала. Вычислительный модуль выполнен на базе 32-битного ARM-микроконтроллера. Линия связи датчиков с центральным блоком однопроводная полудуплексная, скорость обмена – настраиваемая.

Центральный вычислительный блок включает в себя корпус из листовой стали, на передней панели которого расположены сенсорный жидкокристаллический экран, световая индикация и порт беспроводного электронного ключа. На боковых сторонах корпуса блока расположены питающие, сигнальные и интерфейсные разъемы. В корпус блока заключены электронные модули системы питания индикации и вычислительный модуль. Питание блока осуществляется от бортовой сети вагона. Для повышения надежности связь блока с датчиками осуществляется по четырем независимым линиям. Информация о состоянии буксовых узлов отображается на дисплее блока, а также дублируется дополнительной световой и звуковой сигнализацией. Блок имеет возможность связи с бортовой локальной вычислительной сетью вагона, что позволяет контролировать состояние буксовых узлов удаленно. Настройка и обновление программного обеспечения блока могут производиться непосредственно на блоке, через USB-интерфейс (с помощью компьютера) или через локальную вычислительную сеть удаленно. Для сохранения хронологии поступления данных с датчиков в блоке установлена энергонезависимая память в виде SD-карты.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Виброакустическая диагностика позволяет с высокой точностью определять техническое состояние исследуемого объекта и прогнозировать изменение его работоспособности [8, 9]. Исследование процесса изменения технического состояния подшипников фрезерного агрегата в зависимости от различных факторов воздействия было проведено на физической модели в масштабе 1:5 (рис. 1). Фрезерный барабан 1 физической модели агрегата устанавливался на шарнирную раму 2 с помощью буксового узла 3 с подшипником. Привод модели фрезы производился с помощью коллекторного электродвигателя 4 через муфту 5.

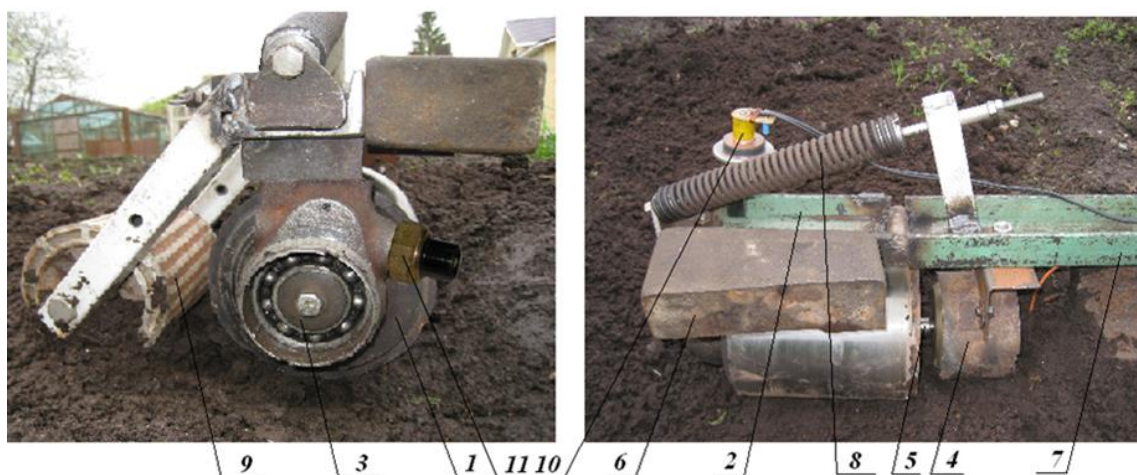


Рис. 1. Общий вид модели фрезерного агрегата

Чтобы выдержать соотношение масс элементов физической модели в соответствии с параметрами реального фрезерного агрегата, на шарнирную раму устанавливался дополнительный груз 6 (см. рис. 1). Шарнирная рама соединялась с центральной рамой 7 и поддерживалась витой пружиной 8, которая компенсировала вес шарнирной рамы с фрезой и опорным катком 9. Для измерения виброакустического сигнала использовался датчик 10 индукционного типа, для определения температуры применялся датчик 11. Датчики подключались через адаптеры к ноутбуку.

Испытания были разделены на три интервала. На первом исследовании проводились на представленной модели с использованием нового опорного подшипника качения. На рис. 2 представлена амплитудно-частотная характеристика виброакустического сигнала для нового подшипника качения модели фрезерного агрегата. Очевидно, что наибольшая амплитуда виброакустического сигнала наблюдается на частоте вращения фрезерного барабана, что свидетельствует о значительном его дисбалансе. Наблюдаются также пики на других частотах. Для определения источника сигнала можно использовать калькулятор частот виброакустических сигналов подшипников качения Замираева Константина Сергеевича.

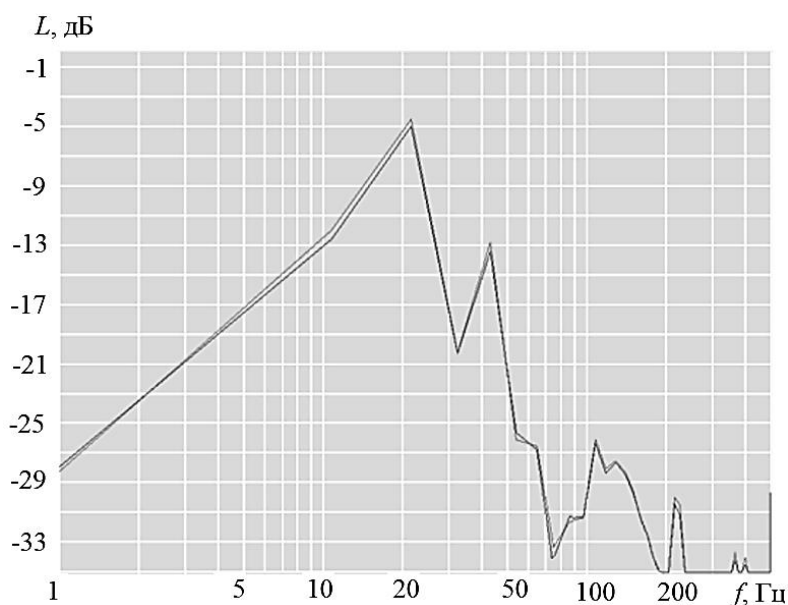


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики виброакустического сигнала, полученные при испытаниях модели фрезерного агрегата с новым подшипником качения

У использованного для испытаний подшипника качения разброс диаметров шаров находится в пределах 3–5 мкм, следовательно, при его вращении возникают характерные вибрации на частоте 46 Гц (частота перекатывания шаров). Кроме того, наблюдается пик на частоте, соответствующей перекатыванию шаров по внутреннему кольцу.

На следующем этапе исследований были проведены испытания на модели фрезерного агрегата, у которого фрезерный барабан устанавливался на частично изношенный подшипник качения (выработавший приблизительно половину ресурса). Амплитуды виброакустического сигнала для соответствующих частот при этом значительно выросли (рис. 3). Из графиков видно, что амплитуда, которая

соответствует вращению корпуса фрезы, не изменилась, а увеличилась амплитуда колебаний на частоте вращения шаров и их перекатывания по внутреннему кольцу.

На третьем интервале исследования проводились испытания с изношенными подшипниками качения. По амплитудно-частотной характеристике виброакустического сигнала (рис. 4) видно, что практически по всем характерным частотам подшипника наблюдается значительное увеличение амплитуды колебаний. Это показывает, что подшипник качения находится в предельном состоянии, т.е. требуется его срочная замена.

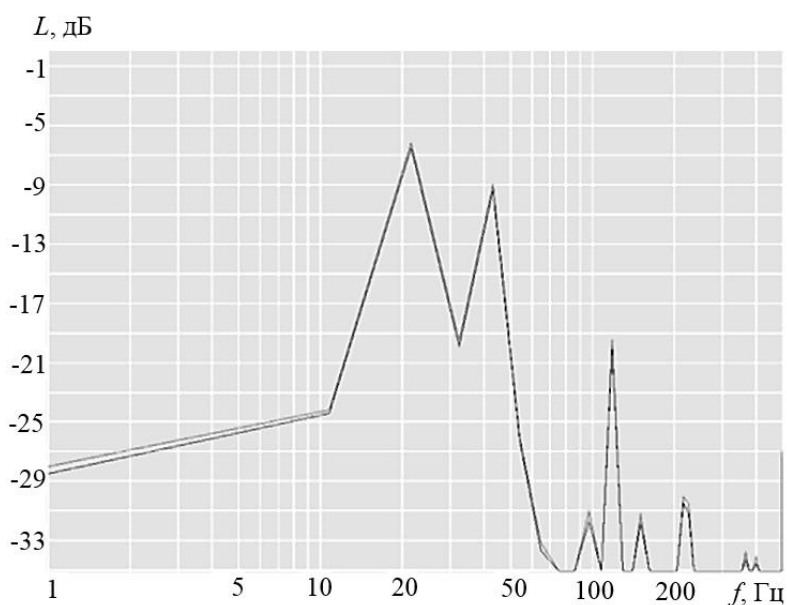


Рис. 3. Амплитудно-частотные характеристики виброакустического сигнала, полученные при испытаниях модели фрезерного агрегата с частично изношенным подшипником качения

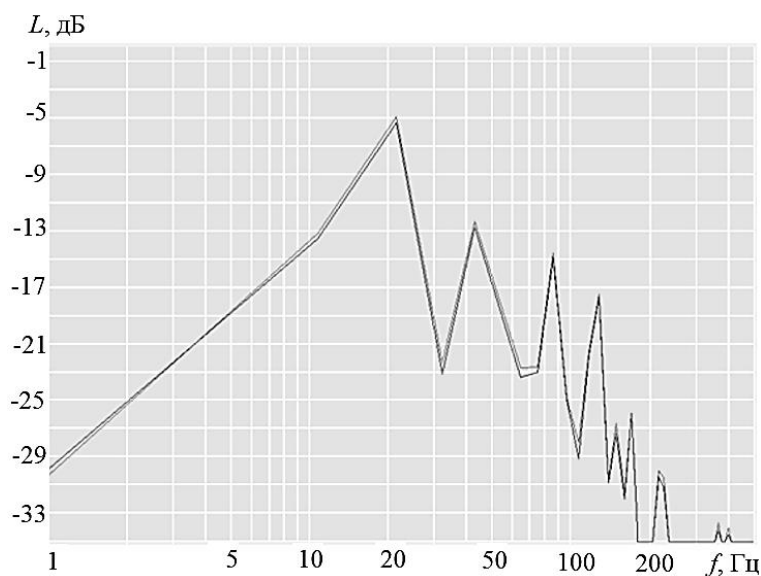


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики виброакустического сигнала, полученные при испытаниях модели фрезерного агрегата с изношенным подшипником качения

Исследования модели фрезерного агрегата на втором и третьем этапах показали, что при увеличении износа подшипника возрастают амплитуды колебаний для всех характерных частот, а также наблюдается повышение общего уровня виброакустического сигнала, который тоже можно использовать для предварительной диагностики подшипников агрегата.

Кроме того, параллельно с виброакустическим исследованием проводились измерения температуры узлов трения. Температурный показатель дает дополнительную информацию о состоянии узла трения и перспективах его использования. Повышение температуры подшипника качения может свидетельствовать не только о его износе, но и о возможной перегрузке узла, отсутствии или ухудшении качества смазки, наличии загрязнений и др. На рис. 5 показаны графики изменения температуры подшипников качения в зависимости от наработки (получены на модели фрезерного агрегата).

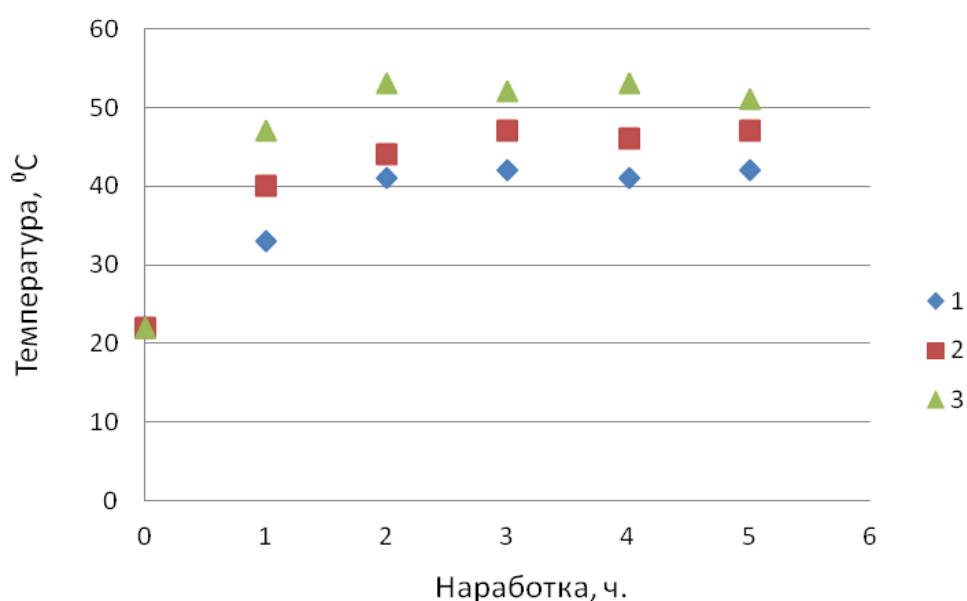


Рис. 5. Изменение температуры подшипников качения:
1 – новый подшипник;
2 – частично изношенный; 3 – изношенный

При наработке около 3 ч температура исследуемого узла стабилизируется. Кроме того, из графиков видно, что наиболее интенсивное повышение температуры наблюдается у изношенных подшипников, а температура узла стабилизируется на более высоком уровне.

При проведении исследований на основе данных об изменении контролируемой величины можно рассчитать коэффициент α , характеризующий степень интенсивности изменения диагностируемого параметра в зависимости от наработки:

$$\alpha_i = \frac{\ln(\Delta X_{i+1} / \Delta X_i)}{\ln(t_{i+1} / t_i)},$$

где ΔX_i и ΔX_{i+1} – изменение виброакустического сигнала или температуры при наработке t_i и t_{i+1} .

Помимо этого, можно рассчитать остаточный ресурс опорного подшипника

$$t_{ост} = \frac{\Delta t (X_{ПП}^{1/\alpha} - \Delta X_i^{1/\alpha})}{\Delta X_i^{1/\alpha} - \Delta X_{i-1}^{1/\alpha}}$$

и коэффициент динамики изменения диагностируемого параметра

$$K_{ci}^{1/\alpha} = \frac{\Delta X_i^{1/\alpha} - \Delta X_{i-1}^{1/\alpha}}{\Delta t}.$$

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ

При высокой динамике изменения диагностируемого параметра подшипников качения K_{ci} прогнозировать остаточный ресурс сложно. В этом случае требуется замена подшипников.

При периодическом диагностировании фрезерного агрегата можно с достаточной точностью выявить интервал времени, когда подшипники переходят в зону интенсивного износа, в которой отказ трудно прогнозировать, и требуется замена узла, даже если не достигнуто предельное состояние по наработке.

Наиболее значимым фактором, влияющим на износ подшипника, является дисбаланс фрезы, который приводит к существенному увеличению нагрузки на подшипниковые опоры. Следовательно, перед началом использования фрезерного агрегата нужно проводить его диагностику и по ее итогам либо принимать взвешенное решение о передаче в эксплуатацию, либо предпринимать действия для устранения дисбаланса фрезы. После проведения необходимых мероприятий требуется повторное диагностирование с сохранением исходной амплитудно-частотной характеристики. Относительно нее в последующем будет проверяться изменение контролируемых параметров и рассчитываться остаточный ресурс элементов агрегата. Температурный контроль трибоузлов позволит получать дополнительную информацию о текущем состоянии подшипников качения в зависимости от внутренних и внешних параметров эксплуатации. Например, повышение температуры подшипника может быть связано не только с его износом, но и с недостатком смазки, ее загрязнением или изменением пластических свойств. Таким образом, для уточнения прогнозирования изменения технического состояния и определения мер воздействия на узел трения потребуются дополнительный анализ виброакустического сигнала.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Диагностика и последующий анализ контролируемых параметров позволяют быстро определять текущее состояние основных узлов ТМ без эвакуации машины с торфяной залежи, что существенно уменьшает потери из-за простоев в неплановых ремонтах и помогает с достаточно высокой точностью определять остаточный ресурс основных элементов технологических машин.

Использование систем комплексного контроля и анализа состояния трибоузлов ТМ позволит в режиме реального времени получать всю необходимую информацию о состоянии наиболее ответственных узлов и проводить углубленный анализ изменения их эксплуатационных параметров [10, 11]. Это не только обеспечит контроль за текущим состоянием, но и приведет к тому, что можно будет достаточно точно прогнозировать наработку основных элементов конструкции до технического

обслуживания и ремонта и предотвращать аварийные ситуации при эксплуатации машин в сезон добычи торфа.

ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Бондарев Ю.Ю. Состояние технического перевооружения машинно-тракторного парка торфодобывающих компаний // *Научно-технические ведомости СПбГПУ*. 2014. № 3 (202). С. 229–235.
2. Михайлов А.В., Иванов С.Л., Габов В.В. Формирование и эффективное использование машинного парка торфодобывающих компаний // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Геология. Нефтегазовое и горное дело*. 2015. № 14. С. 82–91.
3. Alhuraish I., Robledo C., Kobi A. Assessment of lean manufacturing and six sigma operation with decision making based on the analytic hierarchy process // *IFAC-PapersOnLine*. 2016. V. 49. № 12. P. 59–64.
4. Болотов А.Н., Горлов И.В., Рахутин М.Г. Новый способ восстановления изношенных поверхностей методом пластического деформирования // *Вестник машиностроения*. 2018. № 9. С. 67–72.
5. Гаврилин А.Н., Мойзес Б.Б. Диагностика технологических систем: учебное пособие. Ч. 2. Томск: Томский политехнический университет, 2014. 128 с.
6. Скрыпников А.В., Кондрашова Е.В., Бурмистрова О.Н., Яковлев К.А. Комплексная оценка надежности лесозаготовительных машин // *Современные проблемы науки и образования*. 2013. № 2. URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=8537> (дата обращения: 20.09.2021).
7. Горлов А.И., Болотов А.Н., Горлов И.В. Система мониторинга трибоузлов // *Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей технологического и энергетического оборудования: межвузовский сборник научных трудов*. Тверь: ТвГТУ, 2016. С. 121–127.
8. Вибрационная диагностика. URL: <http://vibro-expert.ru/granichnie-znacheniya-chastotnix-polos-tretoktavnogospektra.html> (дата обращения: 20.09.2021).
9. Bearing Failure Analysis. URL: http://web.applied.com/site.cfm/Bearing_Failure_Analysis_Operating_Conditions_Typically_Hold_Key.cfm (дата обращения: 23.09.2021).
10. Болотов А.Н., Горлов И.В., Полетаева Е.В., Рахутин М.Г. Информационная система анализа эксплуатации технологических машин // *Программные продукты и системы*. 2016. № 1. С. 83–89.
11. Шиловский В.Н., Питухин А.В., Костюкевич В.М. Исследование потока отказов элементов конструкций лесных машин // *Современные наукоемкие технологии*. 2016. № 7-1. С. 94–98.

Для цитирования: Горлов И.В. Комплексная диагностика узлов трения торфяных машин // *Вестник Тверского государственного технического университета. Серия «Технические науки»*. 2021. № 4 (12). С. 57–65.

COMPREHENSIVE DIAGNOSTICS OF FRICTION UNITS OF PEAT MACHINES

I.V. GORLOV, Dr. Sc.

Tver State Technical University, 22, Af. Nikitin emb., 170026, Tver,
Russian Federation, e-mail: gorloviv@yandex.ru

The article presents the results of a study of the technical condition of rolling bearings,

*Вестник Тверского государственного технического университета.
Серия «Технические науки». № 4 (12), 2021*

the studies were carried out on a model of a milling unit. Ensuring the required reliability of technological machines is impossible without the use of systems for monitoring the state of friction units. For this, it is proposed to install sensors for temperature and vibroacoustic control in critical units of peat machines, which will allow, based on a comprehensive analysis of the state of friction units of the machine, to identify at early stages and eliminate the causes of failures. The use of a comprehensive analysis of the parameters of the technical state of the main friction units of peat machines allows, on the basis of the data obtained, to predict with high accuracy the operating time before repair, preventing failures during the peat mining season.

Keywords: friction units, peat machines, diagnostics, reliability.

REFERENCES

1. Mikhaylov A.V., Ivanov S.L., Bondarev Yu.Yu. The state of technical re-equipment of the machine and tractor fleet of peat mining companies. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbGPU*. 2014. No. 3 (202), pp. 229–235. (In Russian).
2. Mikhaylov A.V., Ivanov S.L., Gabov V.V. Formation and efficient use of the machine park of peat mining companies. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Geologiya. Neftgazovoye i gornoye delo*. 2015. No. 14, pp. 82–91. (In Russian)
3. Alhuraish I., Robledo C., Kobi A. Assessment of lean manufacturing and six sigma operation with decision making based on the analytic hierarchy process. *IFAC-PapersOnLine*. 2016. V. 49. No. 12, pp. 59–64.
4. Bolotov A.N., Gorlov I.V., Rahutin M.G. A new way to restore worn surfaces by plastic deformation. *Vestnik mashinostroeniya*. 2018. No. 9, pp. 67–72. (In Russian).
5. Gavrilin A.N., Mojzes B.B. Diagnostika tekhnologicheskikh sistem: uchebnoye posobiye. Chast 2 [Diagnostics of technological systems: a tutorial. Part 2]. Tomsk: Tomskiy politekhnicheskii universitet, 2014. 128 p.
6. Skrypnikov A.V., Kondrashova E.V., Burmistrova O.N., Yakovlev K.A. Comprehensive assessment of the reliability of forestry machines. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*. 2013. No. 2. URL: <http://science-education.ru/ru/article/view?id=8537> (date accessed: 20.09.2021).
7. Gorlov A.I., Bolotov A.N., Gorlov I.V. Tribodes monitoring system. *Mechanics and physics of processes on the surface and in contact with solids and parts of technological and power equipment: interuniversity collection of scientific papers*. Tver: TvGTU. 2016, pp. 121–127. (In Russian).
8. Vibration Diagnostics. URL: <http://vibro-expert.ru/granichnie-znacheniya-chastotnix-polos-tretoktavnogospektra.html> (date accessed: 20.09.2021).
9. Bearing Failure Analysis. URL: http://web.applied.com/site.cfm/Bearing_Failure_Analysis_Operating_Conditions_Typically_Hold_Key.cfm (date accessed: 23.09.2021).
10. Bolotov A.N., Gorlov I.V., Poletaeva E.V., Rahutin M.G. Information system for analyzing the operation of technological machines. *Programmnye produkty i sistemy*. 2016. No. 1, pp. 83–89. (In Russian).
11. Shilovskiy V.N., Pituhin A.V., Kostyukevich V.M. Investigation of the failure flow of structural elements of forest machines. *Sovremennyye naukoemkie tekhnologii*. 2016. No. 7-1, pp. 94–98. (In Russian).

Поступила в редакцию/received: 06.09.2021; после рецензирования/revised: 27.09.2021;
принята/accepted: 30.09.2021