

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.833.65: 534

Н.Н. ИШИН, д-р техн. наук, доц.
начальник НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: ishin@oim.by

А.М. ГОМАН, канд. техн. наук, доц.
начальник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: goman@oim.by

А.С. СКОРОХОДОВ, канд. техн. наук, доц.
ведущий научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: skanst@yandex.ru

Т.С. ЛОГВИНЕЦ, магистр техн. наук
научный сотрудник отдела динамического анализа и вибродиагностики машин НТЦ «Карьерная техника»¹
E-mail: tanka-tane4ka@mail.ru

¹Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 17.09.2025.

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА СИНХРОННОГО УСРЕДНЕНИЯ В ВИБРОДИАГНОСТИКЕ ТРАНСМИССИОННЫХ СИСТЕМ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Рассмотрены свойства метода синхронного усреднения, ориентированного на выделение информативных составляющих в процессе диагностики зубчатых передач, позволяющего улучшить отношение сигнал/помеха вибросигнала и определить, какой элемент трансмиссионного узла с несколькими вращающимися валами является источником повышенной вибрации. Данный метод обработки виброакустического сигнала позволяет также оценивать состояние отдельных элементов редукторных систем. Показана актуальность использования метода синхронного усреднения в вибродиагностике трансмиссионных систем мобильных машин, обусловленная возможностью усреднения сигналов как для стационарных процессов, так и при изменяющейся частоте вращения. Описан алгоритм метода синхронного усреднения, применяемый в разрабатываемой Объединенным институтом машиностроения НАН Беларуси системе вибромониторинга зубчатых приводов. В рамках дальнейшего развития разрабатываемой авторами комплексной методики выявления, локализации и идентификации зарождающихся повреждений зубчатых колес рассмотрено использование ряда безразмерных дискриминантов при вибродиагностике планетарного редуктора. В качестве примера их применения приведен анализ экспериментальных данных, полученных в результате вибромониторинга технического состояния редуктора мотор-колеса карьерного самосвала.

Ключевые слова: мобильная машина, редукторная система, зубчатая передача, техническое состояние, вибрация, синхронное усреднение

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-43-51>

Введение. В процессе эксплуатации коробок передач и редукторов в них могут появляться и накапливаться неисправности и повреждения, приводящие к выходу из строя трансмиссионных

узлов. Анализ публикаций, посвященных оценке технического состояния приводных механизмов на основе зубчатых передач, показывает, что среди современных методов безразборного контроля

приводных механизмов одними из наиболее результативных являются виброакустические [1, 2]. Однако следует иметь в виду, что виброакустические процессы очень чувствительны к изменению характера взаимодействия деталей механизма. Если механизм содержит ряд кинематических узлов, получить «чистую» информацию о диагностируемом узле не всегда просто, так как избыточная информация о состоянии других узлов является помехой. С другой стороны, вибрации, регистрируемые на корпусе зубчатого привода, содержат информацию обо всех динамических процессах, сопровождающих работу различных элементов машины, и, как правило, некоторую дополнительную шумоподобную составляющую. Улучшить отношение сигнал/помеха можно с помощью ряда алгоритмов, выбор которых диктуется предварительной обработкой сигналов, физикой процесса, алгоритмом диагностирования. Для этой цели используют такие методы обработки сигналов [1, 2], как фильтрация (частотная селекция) виброакустического сигнала, выделение огибающей (детектирование), стробирование (временная селекция) виброакустического сигнала. Одним из таких методов является метод синхронного (или фазового) усреднения.

Синхронное усреднение представляет собой выделение посредством усреднения по времени только тех составляющих сигнала, которые синхронны с вращением ротора машины. Шумовые и несинхронные составляющие сигнала при этом стремятся к нулю. Извлечение периодической составляющей зашумленного сигнала путем его синхронного усреднения (Time Synchronous Averaging) первым предложил С. Браун [3]. В статье [4] П.Д. Макфадден доказал, что этот метод показывает лучшие результаты по сравнению с гребенчатым фильтром, а в статьях [5, 6] проанализировал результаты его использования применительно к вибрационному анализу шестерен редукторов. Р.М. Стюарт [7] показал, что при синхронном усреднении по времени сложный сигнал вибрации от трансмиссии во временной области может быть сведен к оценкам вибрации для отдельных валов и связанных с ними зубчатых колес.

Сегодня синхронное усреднение является важным инструментом для определения состояния вращающегося оборудования, насчитывающим ряд различных алгоритмов [8]. Метод синхронного усреднения хорошо подходит для анализа трансмиссионных систем, в том числе планетарных механизмов [9], поскольку позволяет отделить вибрацию анализируемой передачи от других механизмов мобильной машины и источников шума, которые не синхронизированы с этой передачей [10]. Синхронное усреднение играет большую роль при поиске аномалий в работе диагностируемого узла как во временной, так и в частотной области [1, 11].

Актуальность использования метода синхронного усреднения в вибродиагностике трансмис-

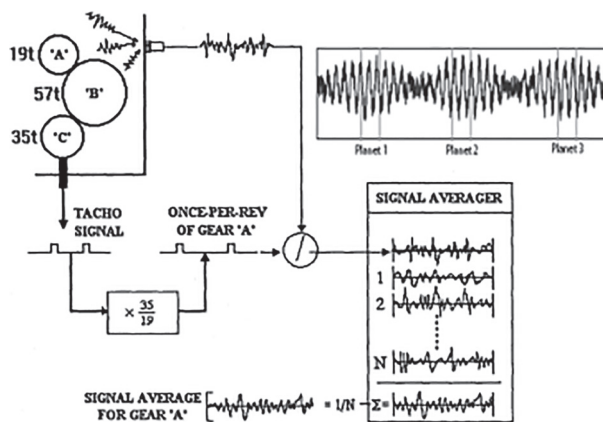


Рисунок 1 — Применение метода синхронного накопления при вибродиагностике планетарного редуктора вертолета Black Hawk [13]

Figure 1 — Application of the time synchronous accumulation method in vibration diagnostics of the Black Hawk helicopter planetary gearbox [13]

сионных систем мобильных машин обусловлена также тем, что усреднение сигналов можно производить как для стационарных процессов, так и при изменяющейся в разумных пределах частоте вращения (см. ГОСТ Р ИСО 13373-2-2009 «Контроль состояния и диагностики машин. Вибрационный контроль состояния машин. Часть 2. Обработка, анализ и представление результатов измерений вибрации»). В этих случаях стандарт рекомендует осуществлять выборку значений сигнала через интервалы, синхронизованные с нестационарным процессом, например, через интервалы, соответствующие повороту ротора на некоторый заданный угол (рисунок 1).

В свете вышеизложенного, целью данной работы является дальнейшее развитие предложенной авторами ранее [12] комплексной методики оценки технического состояния зубчатых приводов путем расширения возможностей применения метода синхронного усреднения для обработки сигналов вибрации.

Метод синхронного усреднения (накопления). Метод синхронного накопления обычно применяется для выделения периодической компоненты исследуемого процесса на фоне аддитивной шумовой компоненты. Его суть заключается в суммировании реализаций сигнала на периоде детерминированной составляющей процесса [14]:

$$y(t) = \sum_{k=1}^n [A(t - kT) + z(t - kT)],$$

где $A(t)$ — периодическая компонента с амплитудой и периодом T ; $z(t)$ — случайная компонента с дисперсией z ; T — период детерминированной составляющей процесса; t — время; n — количество суммируемых реализаций сигнала.

При этом считается, что амплитуда детерминированной составляющей растет пропорционально числу слагаемых суммирования k , а ее энергия — пропорционально k^2 , в то время как дисперсия

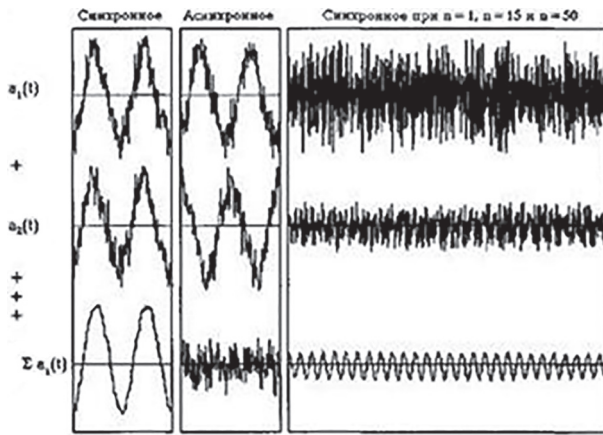


Рисунок 2 — Принцип выделения периодических компонентов виброакустического сигнала на фоне шумовой помехи методом синхронного накопления [15]
 Figure 2 — Principle of isolation of periodic components of a vibroacoustic signal against the background of noise interference by the time synchronous accumulation method [15]

суммы случайных (непериодических) компонент равна $k\sigma^2$, если период T больше интервала корреляции шума. Таким образом, отношение сигнал/помеха на выходе синхронного накопителя равно $E_c/E_{ш} = n(A^2/\sigma^2)$, что в n раз превышает то же отношение на входе устройства (рисунок 2).

Иными словами, при наличии датчика контроля частоты вращения, он на каждом обороте исследуемого вала формирует импульс [16], который является запускающим стробом для развертки сигнала вибродатчика. Получаемые развертки виброграмм суммируются. При этом все источники колебаний, связанных с частотой вращения вала, накапливаются и увеличиваются в сумматоре линейно пропорционально количеству оборотов N . Все остальные сигналы, некоррелированные с вальной частотой, накапливаются пропорционально N , и при большом количестве накоплений полезный сигнал превышает уровень помехи. Разложение в ряд Фурье сигнала, полученного за один оборот вала, позволяет получать уровни вибрации для каждой гармоники частоты вращения вала [10].

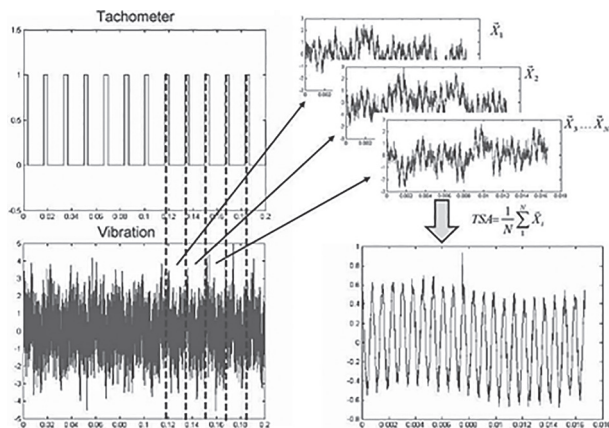


Рисунок 3 — Реализация метода синхронного усреднения [17]
 Figure 3 — Implementation of the time synchronous accumulation method [17]

В настоящее время чаще используют методику не синхронного накопления, а синхронного (когерентного) усреднения (рисунок 3), когда отсчеты вибрации не просто суммируют, но и усредняют:

$$y(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} y(t + nT).$$

То есть при синхронном усреднении значения реализации сигнала, соответствующие одной и той же фазе движения конкретной части машины, суммируют, после чего полученный результат делят на число усредняемых реализаций.

Таким образом, практически метод синхронного усреднения делит полученный с вибродатчика сигнал на N сегментов в зависимости от частоты вращения диагностируемого вала и вычисляет среднее значение по совокупности сегментов [18].

Применительно к зубчатым передачам метод работает следующим образом (рисунок 4). Предварительно определяются коэффициенты частоты вращения промежуточных и выходного валов по отношению к частоте вращения входного вала и вводятся оператором в блок управления и синхронизации. Датчик вибросигнала, установленный на корпусе зубчатой передачи, генерирует сигнал, являющийся источником информации о текущем состоянии зубчатых колес и подшипниковых узлов, который подается на вход регулируемого усилителя. Далее сигнал поступает на аналого-цифровой преобразователь (АЦП), при

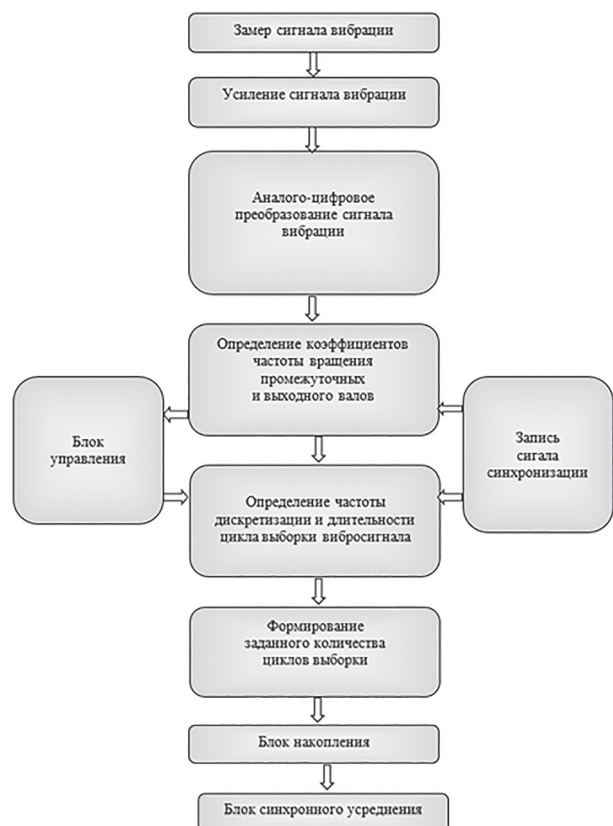


Рисунок 4 — Алгоритм синхронного усреднения
 Figure 4 — Time synchronous averaging algorithm

этом частота дискретизации и длительность цикла выборки вибросигнала определяется сигналами управления, поступающими от блока управления и синхронизации на вход АЦП. Начало и конец отсчета цикла выборки синхронизируются от сигнала датчика отметки, при этом блок управления и синхронизации вычисляет длительность цикла выборки вибросигнала для выбранного диагностируемого вала в соответствии с пересчетными коэффициентами относительно быстроходного вала с отметкой. АЦП формирует и передает в блок накопления заданное количество циклов выборки. Сформированный массив данных поступает в блок синхронного усреднения, где мгновенные значения вибросигнала всего массива, соответствующие обозначенной временной дискретной выборке АЦП, перманентно суммируются. Полученное значение делится на общее количество этих дискретных выборок.

В результате сохраняется только та часть сигнала, которая синхронна с рассматриваемым движением, а все остальные составляющие (в том числе регулярной природы, но связанные с другими, несинхронизованными движениями) стремятся с ростом числа реализаций к нулю. Скорость стремления к нулю равна квадратному корню из числа реализаций (рисунок 5).

Необходимо также учитывать проблемы, связанные с применением метода синхронного усреднения к вибрационным сигналам, полученным с использованием фиксированной частоты дискретизации. Синхронное усреднение требует, чтобы рассматриваемый сигнал был разделен на последовательные секции, где длительность каждой из них равна интересующему периоду. Затем эти секции усредняются. В случае сигналов вибрации трансмиссии этот период равен одному обороту анализируемого вала. Проблема заключается в том, что частота дискретизации определяется в единицах времени, а период вращения зубчатого колеса — в единицах угла. Один период равен повороту шестерни на 360° , не зависящему от времени. Однако частота дискретизации фиксирована во времени. Таким образом, для заданной частоты дискретизации количество отсчетов за оборот зависит от частоты вращения вала, и чтобы усреднить два дискретных по времени сигнала, количество отсчетов в каждом сигнале должно быть равным. С другой стороны, для синхронного усреднения требуется, чтобы период сигналов был равным и сигналы совпадали по фазе. На практике можно определить угловое положение зубчатого колеса, используя опорный сигнал, такой как импульсы, генерируемые по одному на оборот, связанный с валом диагностируемого зубчатого колеса. Однако невозможно точно поддерживать частоту вращения трансмиссии постоянной. Например, у вертолета она обычно изменяется на один или два процента при нормальной работе [20]. Чтобы преодолеть

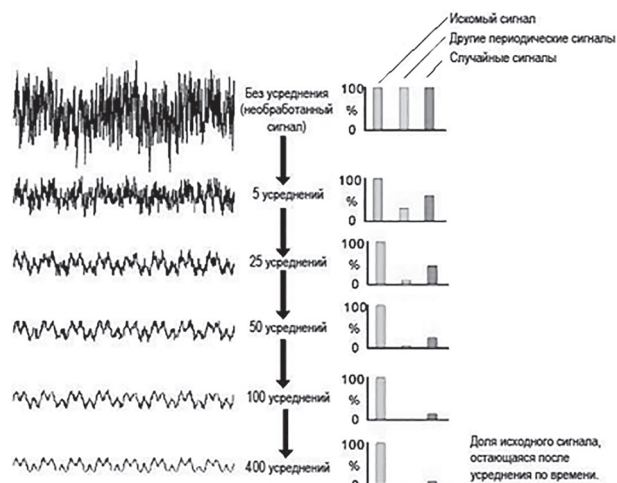


Рисунок 5 — Доля исходного сигнала после усреднения по времени [19]

Figure 5 — Fraction of the original signal after time averaging [19]

эту проблему, необходимо использовать какой-либо метод преобразования вибрационного сигнала из временной области в угловую, таким образом переопределяя частоту дискретизации как функцию углового положения, а не времени. Этого проще всего достичь с помощью интерполяции. Если опорный сигнал дискретизируется с той же частотой, что и сигнал вибрации, то для каждой выборки сигнала вибрации известно соответствующее опорное положение. Интерполяция может быть использована для приведения количества точек, отобранных в течение одного периода вращения зубчатого колеса, к заданному значению, таким образом связывая каждую точку в интерполированном сигнале с некоторым изменением приращения частоты вращения зубчатых колес и обеспечивая возможность усреднения.

Следовательно, теоретически метод синхронного усреднения делит полученный с вибродатчика сигнал на N сегментов в зависимости от частоты вращения интересующего вала и вычисляет среднее значение по совокупности сегментов, как показано на рисунке 6. Однако на практике система работает с различной частотой вращения. В результате разделенные сегменты на рисунке 6 могут содержать разное количество выборок, и сигналы вибрации должны быть повторно дискретизированы таким образом, чтобы количество отсчетов за один оборот зубчатого колеса оставалось постоянным, путем интерполяции вибрационного сигнала с постоянным угловым интервалом последовательных отсчетов. В итоге шумовая составляющая вибросигнала стремится к нулю по мере накопления значительного числа сегментов, как показано в правой части рисунка 6. В целом применение интерполяции к сигналам вибрации предполагает, что изменения частоты вращения незначительны в течение одного оборота.

Пример применения метода синхронного усреднения. Метод синхронного усреднения при-

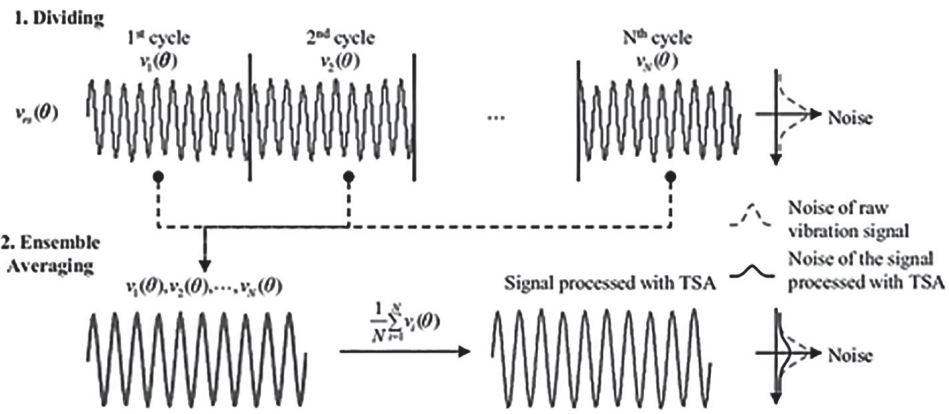


Рисунок 6 — Процедура передискретизации при синхронном усреднении [18]
Figure 6 — Oversampling procedure with time synchronous averaging [18]

меняют при необходимости определить, какой из роторов является источником повышенной вибрации. Его используют при обнаружении неисправностей, например, подшипников, лопаток или валков каландра. Описанный алгоритм на сегодняшний день закладывается не только в методики обработки данных, но и непосредственно в программное обеспечение виброанализаторов. Примером могут служить портативный виброанализатор/сборщик данных «КВАРЦ» с пакетом «ДИАМАНТ-ЭКСПЕРТ» («ДИАМЕХ», Россия), а также разрабатываемая в Объединенном институте машиностроения НАН Беларуси система вибромониторинга зубчатых приводов.

Использование метода синхронного усреднения при диагностике трансмиссий мобильных машин на примере редуктора мотор-колеса (РМК) карьерного самосвала с использованием системы вибромониторинга зубчатых приводов приведено на рисунке 7. Полученный на основе необработанного сигнала вибрации (см. рисунок 7 а) амплитудно-частотный спектр виброускорений РМК (см. рисунок 7 б) труден для диагностики. В то же время на обработанном сигнале (см. рисунок 7 с), полученном при синхронизации замера с вращением солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК, хорошо просматриваются периодические составляющие, количество которых равно числу

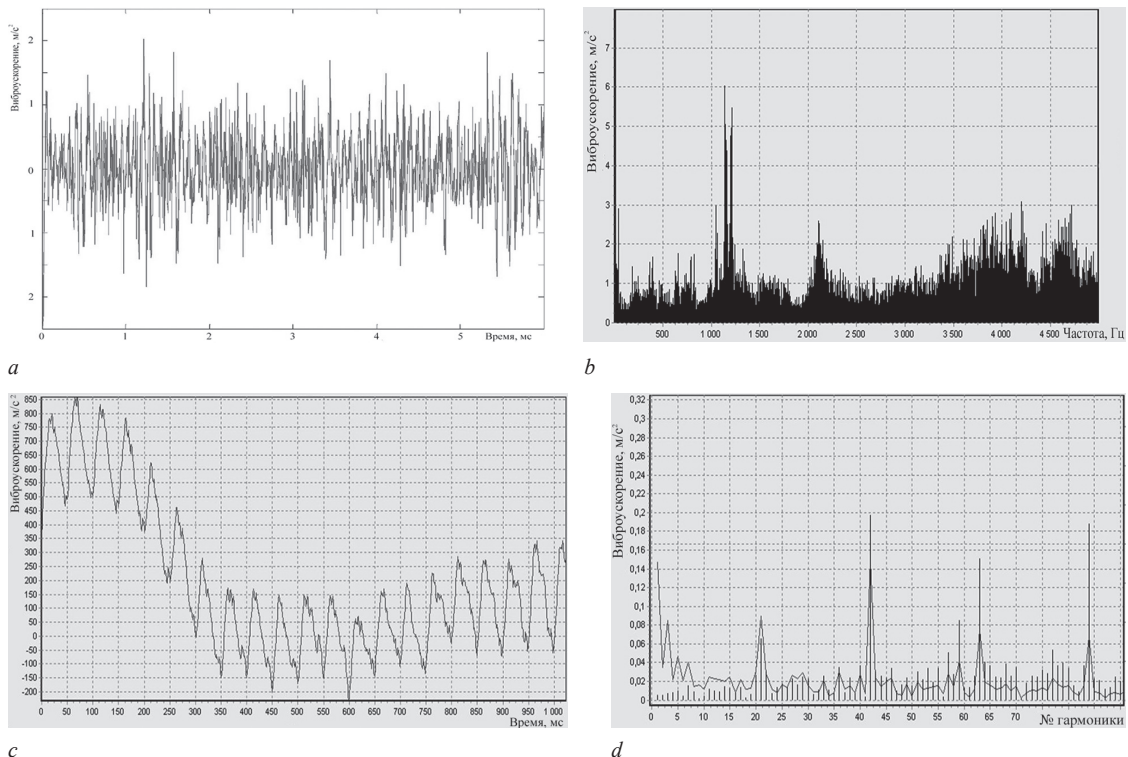


Рисунок 7 — Использование метода синхронного усреднения при диагностике редуктора мотор-колеса карьерного самосвала: а — необработанный сигнал виброускорений; б — амплитудно-частотный спектр необработанного сигнала; с — результат применения синхронного накопления для шестерни $z = 21$; д — гармонический спектр для шестерни $z = 21$

Figure 7 — Application of the time synchronous averaging method in the diagnostics of the motor-wheel gearbox of a dump truck: а — raw vibration acceleration signal; б — amplitude-frequency spectrum of the raw signal; с — result of the application of time synchronous accumulation for gear $z = 21$; д — harmonic spectrum for gear $z = 21$

зубьев шестерни $z = 21$, характеризующие колебания, вызванные их пересопряжением. Применив к полученной усредненной выборке преобразование Фурье, в результате получим гармонический спектр (см. рисунок 7 *d*), на котором хорошо различимы зубцовые гармоники, определяющие состояние диагностируемой шестерни.

Применение метода синхронного усреднения обеспечивает на гармонических спектрах оценку степени роста зубцовой и кратных ей гармоник в зависимости от пробега (рисунок 8). На рисунке 8 в качестве примера приведены гармонические спектры вала солнечной шестерни 2-го планетарного ряда РМК, полученные при различных значениях пробега самосвала. На спектрах наблюдается ряд гармоник, характерных для установленной на

нем солнечной шестерни с числом зубьев $z = 22$ (гармоники № 22, 44, 66, 88 и 110 зубцовой f_z и кратных ей частот $2f_z$, $3f_z$, $4f_z$ и $5f_z$).

Применение безразмерных дискриминантов. Большие проблемы при диагностировании дефектов зубозацепления в редукторах различного типа на практике вызывает отсутствие нормативной информации по допустимым уровням как всего вибросигнала, так и отдельных его составляющих. Одним из альтернативных подходов к выявлению зарождающихся повреждений в данном случае является использование безразмерных дискриминантов в сочетании с методом синхронного усреднения для локализации места возникновения повреждений редукторной системы [12].

Впервые такой дискриминант, как индикатор серьезных неисправностей в зубчатом зацеплении, был разработан Р.М. Стюартом [7] в 1977 году (дискриминант $FM0$). Основные изменения в структуре гармонического спектра в этом случае определяются путем сравнения максимальной амплитуды сигнала (от пика к пику) с суммой амплитуд гармоник. Дискриминант $FM0$ задается как

$$FM0 = \frac{PP_x}{\sum_{n=0}^H P_n},$$

где PP_x — максимальная амплитуда сигнала x от пика к пику; P_n — амплитуда n -й гармоники; H — общее количество гармоник в диапазоне частот.

Диагностика строится на том, что в случаях, когда значение PP_x увеличивается, а P_n остается относительно постоянным, дискриминант $FM0$ увеличивается. Если P_n уменьшается, а PP_x остается постоянным, дискриминант $FM0$ также увеличивается.

К особенностям метода дискриминантного анализа вибрации следует отнести высокую чувствительность к зарождающимся дефектам благодаря подавлению помех от собственной вибрации машины в нормальном состоянии, а также универсальность по отношению к измеряемым вибросигналам и к типу машинного оборудования. Данные свойства дискриминантов позволяют использовать их для раннего обнаружения эксплуатационных повреждений и вибромониторинга технического состояния широкого класса машинного оборудования по любым параметрам временного процесса: виброперемещению, виброскорости или виброускорению в любой полосе частот. При этом следует иметь в виду, что выделение полезной информации о текущем техническом состоянии узла в процессе его деградации, как правило, происходит в условиях недоступности непосредственного измерения колебаний на диагностируемом узле, в условиях перекрестного взаимодействия вращающихся элементов конструкции машины, маскировки полезного сигнала шумами и полигармоническими процессами.

Применение ряда дискриминантов для локализации и идентификации источников повышен-

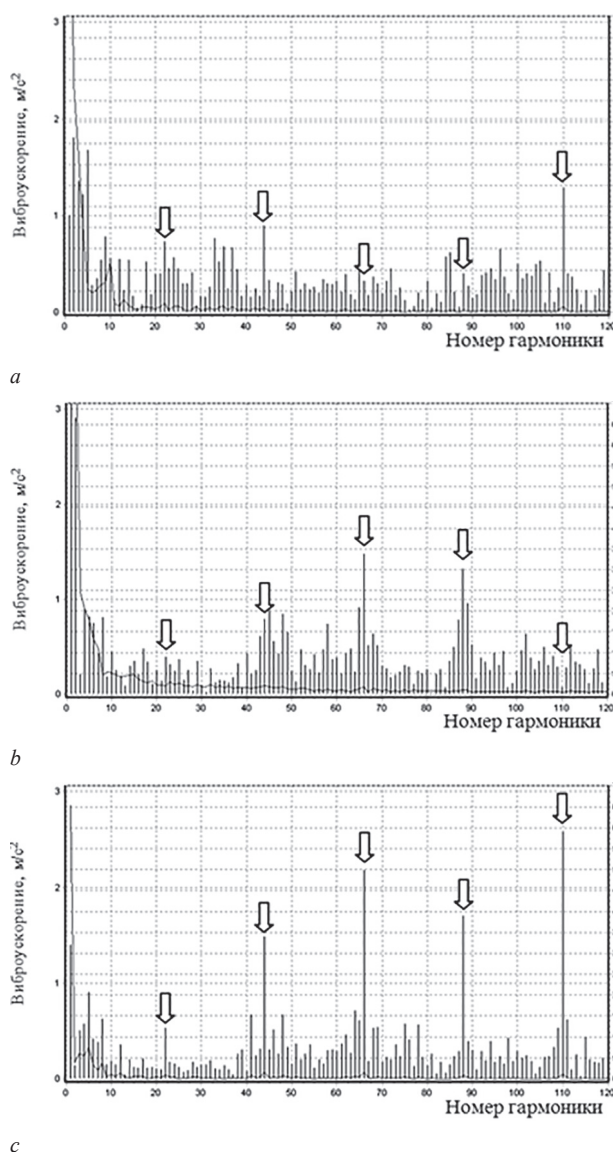


Рисунок 8 — Гармонические спектры вибрации вала солнечной шестерни 2-го планетарного ряда РМК в зависимости от пробега самосвала:

a — 164 044 км; *b* — 194 809 км; *c* — 233 357 км

Figure 8 — Harmonic vibration spectra of the shaft of the solar gear of the 2nd planetary set of the motor-wheel gearbox depending on the range of the dump truck:

a — 164,044 km; *b* — 194,809 km; *c* — 233,357 km

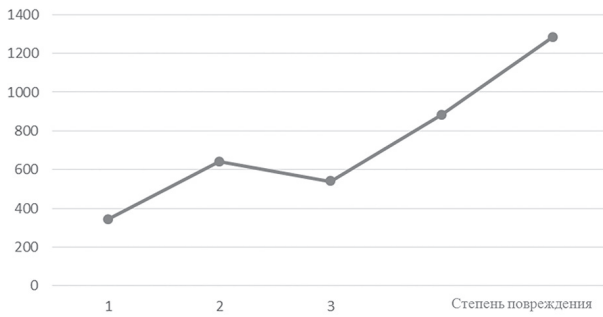


Рисунок 9 — Влияние степени повреждения профиля зуба на безразмерный дискриминант, характеризующего разброс значений сигнала относительно среднего значения
Figure 9 — Effect of the damage degree to the tooth profile on the dimensionless discriminant characterizing the spread of signal values relative to the average value

ной виброактивности, вызванных воздействием эксплуатационных повреждений зубчатых колес на ранней стадии их развития, описан в [12]. Ниже приведен анализ еще нескольких дискриминантов, рассчитанных по результатам исследований влияния степени повреждения профиля зуба солнечной шестерни 1-го планетарного ряда РМК на показатели виброактивности и его элементов.

Хороший результат для редуктора в целом показал при наличии повреждения зуба солнечной шестерни анализ такого безразмерного дискриминанта, как дисперсия (рисунок 9), характеризующего разброс значений сигнала относительно среднего значения

$$D = \frac{\sum (a_k - \bar{a})^2}{N},$$

где \bar{a} — среднее значение виброускорений; a_k — текущее значение виброускорений; N — количество отсчетов.

Разработанный зарубежными исследователями ряд новых дискриминантов, в значительной мере лишенных недостатков стандартных вероятностных характеристик, позволяет не только определить наличие повреждений в редукторе, но и локализовать источник повышенной виброактивности. Таковы дискриминанты TALAF (рисунок 10):

$$\text{TALAF} = \log \left[KU + \frac{RMS}{RMS_0} \right]$$

и THIKAT (рисунок 11):

$$\text{THIKAT} = \log \left[(KU)^{CF} + \left(\frac{RMS}{RMS_0} \right)^{\text{Peak}} \right],$$

где RMS — среднее квадратическое значение виброускорений; RMS_0 — значение RMS исправного механизма; KU — коэффициент эксцесса; CF (crest factor) — ПИК-фактор; Peak — пиковое значение виброускорений.

Указанные дискриминанты достаточно стабильно увеличивают свое значение для солнечной

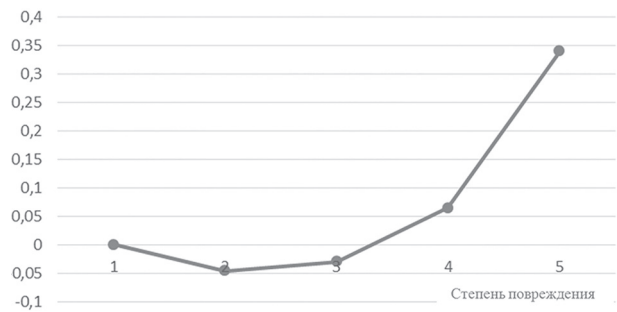


Рисунок 10 — Влияние степени повреждения профиля зуба на дискриминант TALAF солнечной шестерни 1-го планетарного ряда

Figure 10 — Effect of the damage degree to the tooth profile on the TALAF discriminant of the solar gear of the 1st planetary set

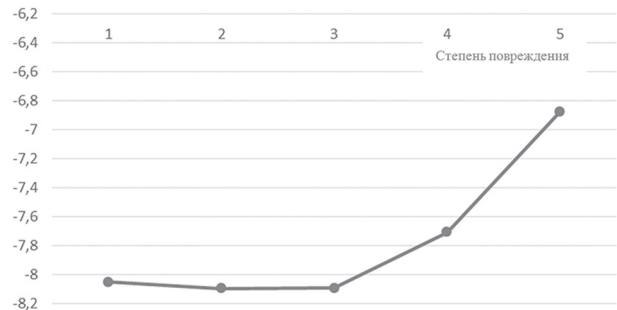


Рисунок 11 — Влияние степени повреждения профиля зуба на дискриминант THIKAT солнечной шестерни 1-го планетарного ряда

Figure 11 — Effect of the damage degree to the tooth profile on the THIKAT discriminant of the solar gear of the 1st planetary set

шестерни 1-го планетарного ряда с ростом степени повреждения профиля зуба.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтверждают возможность использования дискриминантов TALAF и THIKAT для локализации места повреждения элементов редукторов мобильных машин, вызванных воздействием эксплуатационных повреждений зубчатых колес на ранней стадии их развития.

Заключение. Метод синхронного усреднения по времени позволяет свести сложный сигнал вибрации от трансмиссии во временной области к оценкам вибрации для отдельных валов и связанных с ними зубчатых колес. Актуальность использования метода синхронного усреднения в вибродиагностике трансмиссионных систем мобильных машин обусловлена тем, что усреднение сигналов можно производить как для стационарных процессов, так и при наличии нестационарных частотных составляющих или при изменяющейся частоте вращения.

Разработан и описан алгоритм метода синхронного усреднения для системы вибромониторинга зубчатых приводов. Рассмотрена процедура передискретизации при синхронном усреднении, применяемая для приведения количества точек в течение одного периода вращения зубчатого колеса к заданному значению.

Рассмотрен пример использования метода синхронного усреднения при диагностике трансмиссий

мобильных машин на примере РМК карьерного самосвала. Показано, что применение метода синхронного усреднения обеспечивает на гармонических спектрах диагностику состояния РМК по росту зубцовой и кратных ей гармоник в зависимости от пробега.

Экспериментально подтверждена возможность использования дискриминантов TALAF и THIKAT для локализации места повреждения элементов редукторов мобильных машин, вызванных воздействием эксплуатационных повреждений зубчатых колес на ранней стадии их развития.

Список литературы

1. Костюков, В.Н. Основы виброакустической диагностики и мониторинга машин: учеб. пособие / В.Н. Костюков, А.П. Науменко. — Омск: Изд-во ОмГТУ, 2011. — 360 с.
2. Диагностирование технических систем по спектральным характеристикам вибрации: метод. указания / сост. Д.Ю. Киселев, Ю.В. Киселев. — Самара: Изд-во СГАУ, 2014. — 24 с.
3. Braun, S. Extraction of periodic waveforms by time domain averaging / S. Braun // *Acustica*. — 1975. — Vol. 32, no. 2. — P. 69–77.
4. McFadden, P.D. A model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging / P.D. McFadden. — Melbourne, 1986. — 36 p.
5. McFadden, P.D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration / P.D. McFadden // *Mechanical System and Signal Processing*. — 1987. — Vol. 1, iss. 2. — P. 173–183. — DOI: [https://doi.org/10.1016/0888-3270\(87\)90069-0](https://doi.org/10.1016/0888-3270(87)90069-0).
6. McFadden, P.D. Interpolation techniques for time domain averaging of gear vibration / P.D. McFadden // *Mechanical System and Signal Processing*. — 1989. — Vol. 3, iss. 1. — P. 87–97. — DOI: [https://doi.org/10.1016/0888-3270\(89\)90024-1](https://doi.org/10.1016/0888-3270(89)90024-1).
7. Stewart, R.M. Some useful analysis techniques for gearbox diagnostics: technical report MHM/R/10/77 / R.M. Stewart. — Machine Health Monitoring Group, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, 1977.
8. Bechhoefer, E. A review of time-synchronous average algorithms / E. Bechhoefer, M. Kingsley // *Proc. of the Annual Conf. of the PHM Society, San Diego, Sept.–Oct., 2009*. — Vol. 1, no. 1.
9. Gear diagnostics in a planetary gearbox: a study using internal and external vibration signals / W. Smith, L. Deshpande, R. Randall, H. Li // *International Journal of Condition Monitoring*. — 2013. — Vol. 3, no. 2. — P. 36–41. — DOI: <https://doi.org/10.1784/204764213808146617>.
10. Смирнов, В.А. Оценка качества зубчатых передач ОАО «ГАЗ» / В.А. Смирнов // *Вибродиагностика для начинающих специалистов*. — URL: <http://www.vibration.ru/gaz.shtml> (дата обращения: 24.05.2025).
11. Киселев, С.Л. Эволюция методов вибрационного мониторинга и диагностики: обзор / С.Л. Киселев // XXVI Междунар. конф. по мягким вычислениям и измерениям (SCM-2023): сб. докл., Санкт-Петербург, 24–26 мая 2023 г. / СПбГЭТУ «ЛЭТИ». — СПб., 2023. — Т. 1. — С. 274–278.
12. Методика выявления, локализации и идентификации зарождающихся повреждений зубчатых колес редукторных систем / Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов, Т.С. Логвинец // *Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. / Объедин. ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: С.Н. Поддубко [и др.]*. — Минск, 2024. — Вып. 13. — С. 192–196.
13. A portable transmission vibration analysis system for the S-70A-9 black hawk helicopter / D.M. Blunt, B. Rebbecki, B.D. Forrester, K.W. Vaughan. — URL: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA291167.pdf> (date of access: 18.06.2025).
14. Вибрации в технике: справ. в 6 т. / ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) [и др.]. — М.: Машиностроение, 1978. — Т. 5: Измерения и испытания / под. ред. М.Д. Генкина. — 1978. — 495 с.
15. Практическая вибродиагностика и мониторинг. Условия выбора одного из параметров механических колебаний // *TEHNOINFA.RU*. — URL: <https://tehnoinfa.ru/vibrodiagnostika/64.html> (дата доступа: 16.06.2025).
16. Диагностика зубчатых передач виброакустическими методами // АВТЭК Санкт-Петербург. — URL: <http://www.autex.spb.ru/pdf/vibro1.pdf> (дата доступа: 16.06.2025).
17. Advanced vibration monitoring for wind turbine health management / R.F. Orsagh, H. Lee, M. Watson [et al.] // *Impact Technologies*. — URL: https://www.researchgate.net/publication/253354657_Advanced_Vibration_Monitoring_for_Wind_Turbine_Health_Management (date of access 16.06.2025).
18. Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines / J.M. Ha, B.D. Youn, H. Oh [et al.] // *Mechanical System and Signal Processing*. — 2016. — Vol. 70–71. — P. 161–175. — DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.09.040>.
19. Чагаев, В.Н. Автоматизированные системы мониторинга технического состояния и работоспособности оборудования / В.Н. Чагаев // *Сервисное обслуживание в ЦБП: сб. тр. междунар. науч.-практич. конф., Санкт-Петербург, 19–20 нояб. 2009 г. / под ред. А.Н. Иванова; ГОУВПО СПб ГТУ РП*. — СПб., 2009. — С. 36–41.
20. Samuel, P.D. Planetary transmission diagnostics / P.D. Samuel, J.K. Conroy, D.J. Pines // *NTRS-NASA*. — URL: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20040073522/downloads/20040073522.pdf> (date of access: 21.12.2023).

ISHIN Nikolay N., D. Sc. in Eng., Assoc. Prof.

Chief of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: ishin@oim.by

GOMAN Arkadiy M., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Head of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: goman@oim.by

SKOROKHODOV Andrey S., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.

Leading Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: skanst@yandex.ru

LOGVINETC Tatyana S., M. Sc. in Eng.

Researcher of the Department of Dynamic Analysis and Vibration-based Diagnostics of Machines of the R&D Center “Mining Machinery”¹

E-mail: tanka-tane4ka@mail.ru

¹Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus, Minsk, Republic of Belarus

Received September 17, 2025.

APPLICATION OF THE TIME SYNCHRONOUS AVERAGING METHOD IN VIBRATION DIAGNOSTICS OF TRANSMISSION SYSTEMS OF MOBILE MACHINES

The properties of the time synchronous averaging method, aimed at identifying informative components in the process of gear diagnostics, are considered, which makes it possible to improve the signal-to-noise ratio of the vibration signal and determine which element of a transmission unit with several rotating shafts is the source of increased vibration. This method of processing the vibroacoustic signal also makes it possible to assess the condition of individual elements of gear systems. The relevance of using the time synchronous averaging method in vibration diagnostics of transmission systems of mobile machines is shown, due to the possibility of averaging signals both for stationary processes and at varying rotational speeds. The algorithm of the time synchronous averaging method used in the vibration monitoring system of gear drives developed by the Joint Institute of Mechanical Engineering of the NAS of Belarus is described. As part of the further development of the comprehensive methodology developed by the authors for detecting, localizing and identifying incipient gear damage, the use of a number of dimensionless discriminants in vibration diagnostics of a planetary gearbox is considered. As an example of their application, the analysis of experimental data obtained as a result of vibration monitoring of the technical condition of the motor-wheel gearbox of a mining dump truck is given.

Keywords: mobile machine, gear system, gear transmission, technical condition, vibration, time synchronous averaging

DOI: <https://doi.org/10.46864/1995-0470-2025-4-73-43-51>

References

- Kostyukov V.N., Naumenko A.P. *Osnovy vibroakusticheskoy diagnostiki i monitoringa mashin* [Fundamentals of vibroacoustic diagnostics and monitoring of machines]. Omsk, Omskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet Publ., 2011. 360 p. (in Russ.).
- Kiselev D.Yu., Kiselev Yu.V. *Diagnostirovanie tekhnicheskikh sistem po spektralnym kharakteristikam vibratsii* [Diagnostics of technical systems based on spectral characteristics of vibration]. Samara, Samarskiy gosudarstvennyy aerokosmicheskiiy universitet Publ., 2014. 24 p. (in Russ.).
- Braun S. Extraction of periodic waveforms by time domain averaging. *Acustica*, 1975, vol. 32, no. 2, pp. 69–77.
- McFadden P.D. *A model for the extraction of periodic waveforms by time domain averaging*. Melbourne, 1986. 36 p.
- McFadden P.D. Examination of a technique for the early detection of failure in gears by signal processing of the time domain average of the meshing vibration. *Mechanical systems and signal processing*, 1987, vol. 1, iss. 2, pp. 173–183. DOI: [https://doi.org/10.1016/0888-3270\(87\)90069-0](https://doi.org/10.1016/0888-3270(87)90069-0).
- McFadden P.D. Interpolation techniques for time domain averaging of gear vibration. *Mechanical systems and signal processing*, 1989, vol. 3, iss. 1, pp. 87–97. DOI: [https://doi.org/10.1016/0888-3270\(89\)90024-1](https://doi.org/10.1016/0888-3270(89)90024-1).
- Stewart R.M. *Some useful analysis techniques for gearbox diagnostics*. Technical report, no. MHM/R/10/77, 1977.
- Bechhoefer E., Kingsley M. A review of time-synchronous average algorithms. *Proc. Annual conference of the PHM society*. San Diego, 2009, vol. 1, no. 1.
- Smith W., Deshpande L., Randall R., Li H. Gear diagnostics in a planetary gearbox: a study using internal and external vibration signals. *International journal of condition monitoring*, 2013, vol. 3, no. 2, pp. 36–41. DOI: <https://doi.org/10.1784/204764213808146617>.
- Smirnov V.A. *Otsenka kachestva zubchatykh peredach OAO "GAZ"* [Evaluation of the quality of gears of JSC "GAZ"]. Available at: <http://www.vibration.ru/gaz.shtml> (accessed May 24, 2025) (in Russ.).
- Kiselev S.L. Evolyutsiya metodov vibratsionnogo monitoringa i diagnostiki: obzor [Evolution of vibration monitoring and diagnostic methods: an overview]. 26 *Mezhdunarodnaya konferentsiya po myagkim vychisleniyam i izmereniyam (SCM-2023)* [26th International conference on soft computing and measurements (SCM-2023)], Saint Petersburg, 2023, vol. 1, pp. 274–278 (in Russ.).
- Ishin N.N., Goman A.M., Skorokhodov A.S., Logvinet T.S. Metodika vyvavleniya, lokalizatsii i identifikatsii zarozhdayushchikhsya povrezhdeniy zubchatykh koles reduktornykh sistem [Method of detection, localization and identification of incipient damage of gear wheels of gear systems]. *Aktualnye voprosy mashinovedeniya*, 2024, iss. 13, pp. 192–196 (in Russ.).
- Blunt D.M., Rebbechi B., Forrester B.D., Vaughan K.W. *A portable transmission vibration analysis system for the S-70A-9 Black Hawk helicopter*. Available at: <https://apps.dtic.mil/sti/tr/pdf/ADA291167.pdf> (accessed June 18, 2025).
- Vibratsii v tekhnike. T. 5. Izmereniya i ispytaniya* [Vibrations in engineering. Vol. 5. Measurements and tests]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 495 p. (in Russ.).
- Prakticheskaya vibrodiagnostika i monitoring. Usloviya vybora odnogo iz parametrov mekhanicheskikh kolebaniy* [Practical vibration diagnostics and monitoring. Conditions for choosing one of the parameters of mechanical vibrations]. Available at: <https://tehnoinfa.ru/vibrodiagnostika/64.html> (accessed June 16, 2025) (in Russ.).
- Diagnostika zubchatykh peredach vibroakusticheskimi metodami* [Diagnostics of gears by vibroacoustic methods]. Available at: <http://www.autex.spb.ru/pdf/vibro1.pdf> (accessed June 16, 2025).
- Orsagh R.F., et al. *Advanced vibration monitoring for wind turbine health management*. 2006. Available at: https://www.researchgate.net/publication/253354657_Advanced_Vibration_Monitoring_for_Wind_Turbine_Health_Management (accessed June 16, 2025).
- Ha J.M., et al. Autocorrelation-based time synchronous averaging for condition monitoring of planetary gearboxes in wind turbines. *Mechanical system and signal processing*, 2016, vol. 70–71, pp. 161–175. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.09.040>.
- Chagaev V.N. Avtomatizirovannyye sistemy monitoringa tekhnicheskogo sostoyaniya i rabotosposobnosti oborudovaniya [Automated systems for monitoring the technical condition and operability of equipment]. *Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya "Servisnoe obsluzhivanie v TsBP"* [International scientific and practical conference "After-sales service in pulp and paper production"], Saint Petersburg, 2009, pp. 36–41 (in Russ.).
- Samuel P.D., Conroy J.K., Pines D.J. *Planetary transmission diagnostics*. Available at: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20040073522/downloads/20040073522.pdf> (accessed December 21, 2023).