

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДЛЯ ФОРМАЛИЗАЦИИ ПРОЦЕССА МОНИТОРИНГА И ДИАГНОСТИКИ МНОГОВАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПРИВОДОВ

Парфиевич А.Н.¹, Сокол В.А.¹, Саливончик Ю.Н.¹, Селивоник М.В.¹

1) Брестский государственный технический университет;
г. Брест, Республика Беларусь

Введение. В процессе эксплуатации многовальных приводов на основе цилиндрических прямозубых передач каждый из их элементов вносит свой вклад в формирование итогового анализируемого сигнала. В силу этого специалист-диагност сталкивается с большим объемом информации, которую необходимо проанализировать, и поэтому оперативность постановки диагноза будет напрямую зависеть от функциональных возможностей используемого диагностического оборудования и его опытности. Сокращение объема данных напрямую связано с уменьшением числа линий спектра анализируемого сигнала, что, в свою очередь, неизбежно приведёт к ухудшению разрешения и не позволит идентифицировать отдельные составляющие, которые могут нести в себе важную диагностическую информацию. Для повышения объективности процедуры диагностирования необходимо выделить перечень определённых информативных частотных составляющих, характеризующих состояние зубчатого колеса, и рассмотреть возможность их автоматического получения и обработки.

Основная часть. Как следует из ряда литературных источников [1,2,3,4], в составе спектра акустического сигнала можно выделить определённый перечень информативных частотных составляющих, отражающих фактическое состояние зубчатого колеса:

- частотные составляющие кратные частоте вращения элементов привода $f_{вр}$:

$$f_{врi} = k \cdot n_i / 60$$

$$n_i = n_{i-1} \frac{z_{i-1}}{z_i}, \quad (1)$$

где n_i – частота вращения i -го вала;

z_{i-1} , z_i – числа зубьев ведущего колеса предыдущего вала и ведомого колеса i -го вала;

k – коэффициент, принимаемый 1, 2, 3 и т.д.

- частотные составляющие, соответствующие частоте пересопряжения зубьев всех зубчатых пар f_z , а также на кратных им частотах:

$$f_z = z_1 \cdot f_{1вр} = z_2 \cdot f_{2вр} \quad (2)$$

где z_1 , z_2 – числа зубьев;

$f_{1вр}$, $f_{2вр}$ – частоты вращения сопряженных колес.

- частотные составляющие, соответствующие колебаниям с комбинированными частотами $m \cdot f_z \pm n \cdot f_0$, возникающими вследствие различного рода модуляций сигнала ($m, n=0,5;1;1,5;2$ и т.д.). Как правило, они появляются в окрестности f_{1z} и кратным ей гармоникам $k \cdot f_{1z}$, расположены симметрично относительно них и отстоят друг от друга на величину $f_{вр}$.

Математический аппарат получения данного перечня информативных частотных составляющих достаточно хорошо изучен, поэтому вычисление их было автоматизировано и реализовано в рамках используемого диагностического комплекса [5]. Возможность быстрого определения амплитуд колебаний на интересующих частотах позволяет оперативно формировать базу для последующего анализа и формализовать процесс применения диагностических признаков.

В ходе анализа кинематической схемы привода (рис. 1) выявлено, что две первые ступени участвуют в работе привода на различных передачах (частота вращения шпинделя 40, 80, 160 и 630 мин^{-1}). Так, при включении данных передач вращение с первого вала на второй осуществляется посредством зубчатой пары $z=49/z=43$, а со второго на третий - $z=35/z=24$.

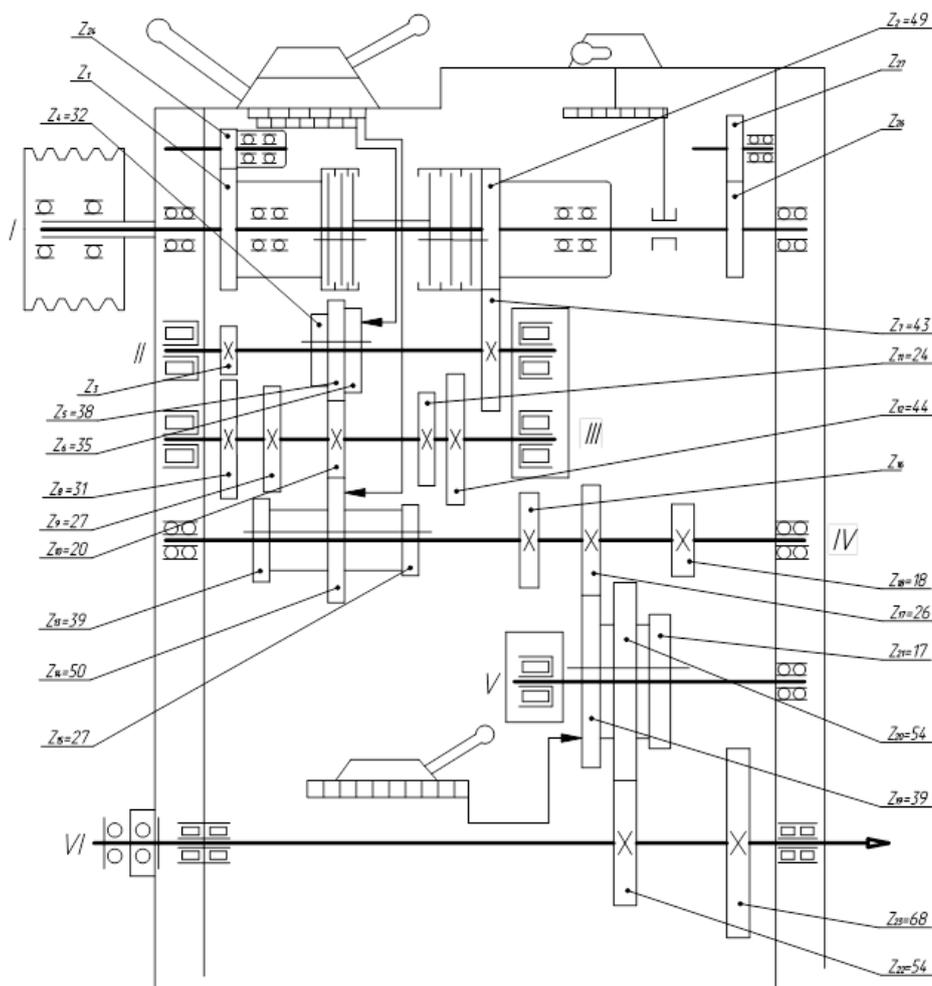


Рисунок 1 – Кинематическая схема коробки передач универсального токарного станка СН-401/501

Применяя максимальное разрешение спектра акустического сигнала, его обработка вызывает определенные трудности ввиду чрезвычайно высокой насыщенности различными составляющими от всех элементов, находящихся в работе, что иллюстрирует рис. 2.

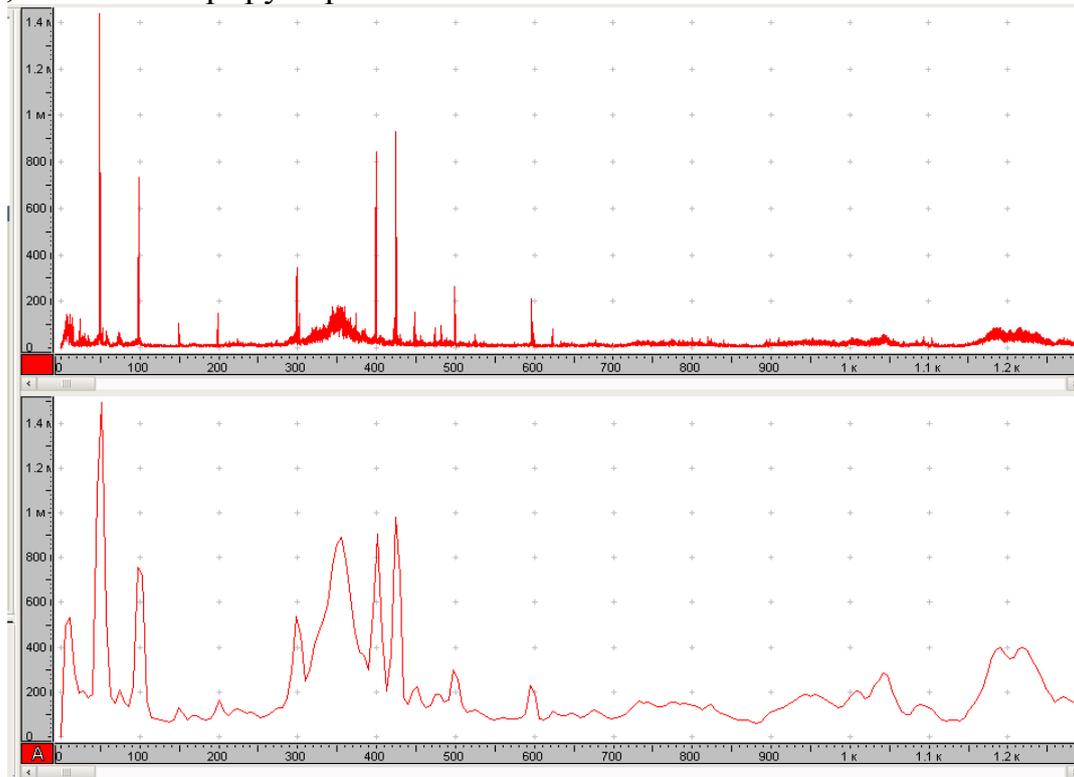


Рисунок 2 – Фрагменты спектров акустического сигнала многовального зубчатого привода при использовании окна Ханна и числа линий спектра 524000 (сверху) и 8000 (снизу)

Использование автоматизированных методов получения приведенных выше амплитуд гармонических составляющих, описанных в [5], позволило предложить и апробировать следующие интегральные показатели для оценки состояния элементов зубчатых приводов:

- соотношение суммы кратных зубцовых гармоник и гармоники на частоте пересопряжения зубьев K_z :

$$K_z = \frac{\sum_{i=2}^5 f_{zi}}{f_{z1}} \quad (3)$$

- соотношение суммы амплитуд боковых полос и гармоники зубцовой частоты $K_{\text{бп}}$:

$$K_{\text{бп}} = \frac{\sum_{n=-5}^5 f_z + nf_o}{f_z} \quad (4)$$

По результатам расчетов получены следующие данные, приведенные в таблицах 1 и 2.

Таблица 1 – Величины K_z на различных передачах для первых двух степеней привода

Вал	Частота вращения шпинделя $n = 80 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 630 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 160 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 40 \text{ мин}^{-1}$	
	$\sum_{i=2}^5 f_{zi}$	K_z	$\sum_{i=2}^5 f_{zi}$	K_z	$\sum_{i=2}^5 f_{zi}$	K_z	$\sum_{i=2}^5 f_{zi}$	K_z
вал 1 вал 2	0,69	0,793	0,926	1,929	0,59	0,614	0,69	0,884
вал 2 вал 3	0,797	0,137	0,740	0,172	0,500	0,113	0,400	0,151

Таблица 2 – Величины $K_{бп}$ для зубчатых колес первых двух ступеней привода на различных передачах

	Частота вращения шпинделя $n = 80 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 630 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 160 \text{ мин}^{-1}$		Частота вращения шпинделя $n = 40 \text{ мин}^{-1}$	
	$\sum_{n=5}^5 f_z + n f_o$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + n f_o$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + n f_o$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + n f_o$	$K_{бп}$
ВАЛ 1 ведущее	0,23	0,27	0,5	0,521	0,48	1,000	0,301	0,386
ВАЛ 2 ведомое	1,075	1,25	0,99	1,031	0,56	1,167	0,675	0,865
ВАЛ 2 ведущее	1,318	0,23	0,82	0,186	1,62	0,377	0,595	0,225
ВАЛ 3 ведомое	1,163	0,20	0,96	0,218	1,39	0,323	0,845	0,320

По результатам расчета и анализа предлагаемых показателей, приведенных в таблицах и на графиках (рис. 3 и 4), можно сделать следующие выводы:

- величина показателя K_z для первой ступени передачи значительно превосходит аналогичный показатель для второй ступени на всех передачах, что свидетельствует о наличии в анализируемом сигнале гармоник на частотах, кратных зубцовой f_z . Причиной такого распределения амплитуд является возникновение локального дефекта отдельного зуба зубчатого колеса, т. е. с его развитостью возникает более интенсивный рост амплитуд на данных частотах.

- для установления, какое из колес первой ступени имеет сравнительно худшее состояние применен показатель $K_{бп}$ (рисунок 3). Как следует из графика, величина примененного показателя имеет большее значение для ведомого колеса первой ступени, располагающегося на втором валу. Это свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинационных частот $m \cdot f_z \pm n \cdot f_o$ по отношению к амплитуде зубцовой гармоники f_z , генерируемых при работе данного колеса.

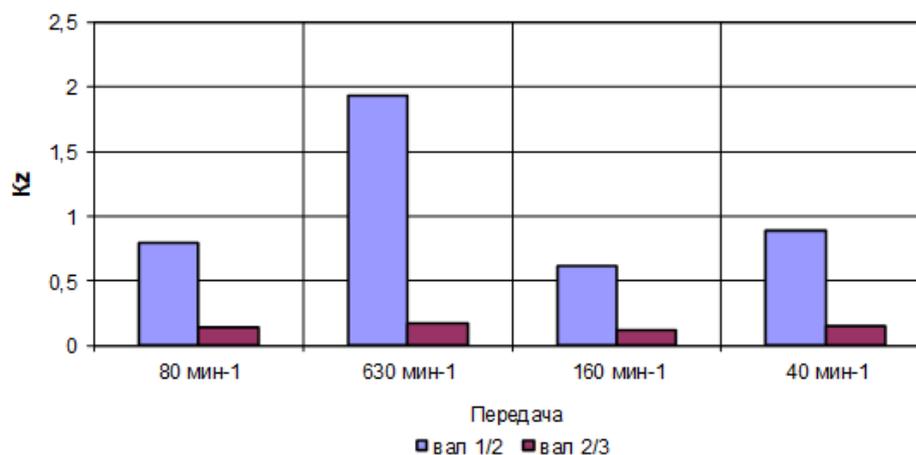


Рисунок 3 – Значения показателя K_z для двух первых ступеней на различных передачах

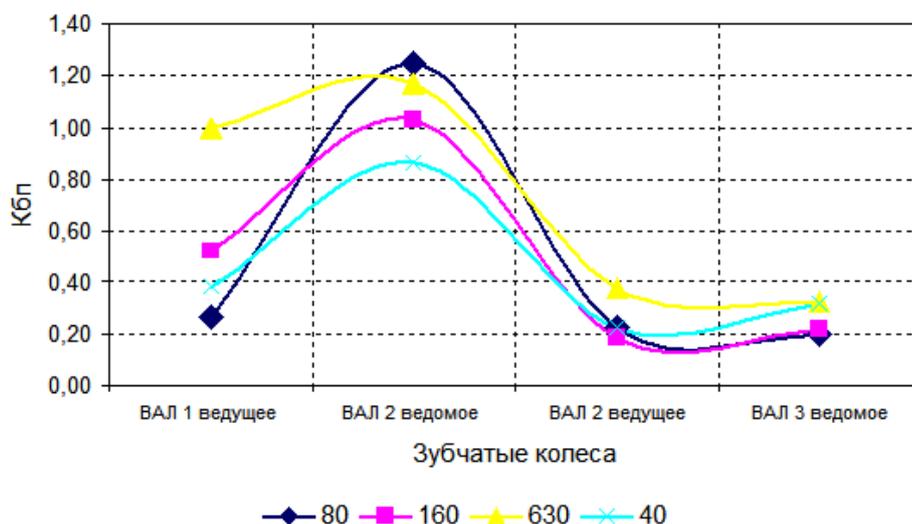


Рисунок 4 – Значения показателя K_{bp} для зубчатых колес двух первых ступеней на различных передачах

Заключение. Изменение величин приведенных выше показателей K_z и K_{bp} и абсолютных величин зубцовых f_z и комбинированных частотных составляющих $m \cdot f_z \pm n \cdot f_0$ спектра акустического сигнала чувствительно к наличию и степени развитости локальных повреждений отдельных зубьев, при этом анализ приведенных выше K_z и K_{bp} менее трудоемок по сравнению с определением состава спектра и более предпочтителен при применении на натуральных объектах. Их использование позволяет формализовать процесс применения известных диагностических признаков при мониторинге состояния зубчатых колес многовальных приводов.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Генкин М.Д. и др. Вопросы акустической диагностики. В кн.: Методы виброизоляции машин и присоединенных конструкций // Наука, 1975. – С. 67-91.
2. Попков В.И. Виброакустическая диагностика в судостроении / В.И. Попков, Э.Л. Мишинский, О.И. Попков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л. : Судостроение, 1989. – с. 256.

3. Русов В.А. Диагностика дефектов вращающегося оборудования по вибрационным сигналам // Вибро-центр, 2012. – С. 252.

4. Ширман А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьев. – М. : Наука, 1996. – 276 с.

5. Драган А.В., Стецко И.П., Ромашко Д.А., Левкович Н.В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2006. – №4. – С. 17– 26.

УДК 631.3-1/-9

**АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ВЫСЕВА
АГРЕГАТА ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕ-ПОСЕВНОГО
МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОГО АППМ-6**

**С. В. Савчук, А. Н. Парфиевич, С. В. Монтик,
Ю. Н. Саливончик, В. А. Сокол**

Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

В последние годы в агротехнологиях сельскохозяйственного производства Республики Беларусь успешно реализуются новые современные высокопроизводительные методы и приемы, применение которых дает возможность оптимизировать сроки проведения посевных работ и добиться более высокой урожайности. Реализация этих подходов зачастую связана с необходимостью использования конструктивных решений, например, более высоких рабочих скоростей при выполнении технологического процесса почвообрабатывающих и посевных машин, использование современных высевающих аппаратов, применение рабочих органов, наиболее точно адаптированных под имеющиеся почвенные условия и т. д., реализация которых выводит сельскохозяйственные машины на другой, более высокий технологический уровень. Кроме того, сокращение сроков проведения посевных компаний обуславливает необходимость совмещения различных операций по почвообработке и посеву. С применением на полях новых энергонасыщенных тракторов данный подход стал реальностью, а сельхозпроизводители получили возможность использовать комбинированные посевные машины, в конструкции которых заложена способность работы как по традиционной, так и по прогрессивной минимальной технологии. Такие машины имеют возможность за один проход машины выполнить несколько различных операций и достичь максимального эффекта при минимальных потерях времени. При этом производительность при функционировании ведущих узлов и деталей вышеупомянутых машин зависит от мониторинга их работы в режиме реального времени. В большинстве случаев данный контроль достигается через систему различных датчиков, объединенных через программный контроллер в общую или локальную систему.

Основная задача любой системы контроля высева – это контроль технологических параметров работы сельскохозяйственного изделия, оперативное получение сведений о неисправностях для максимально быстрого устранения проблем. Главная решаемая задача – снижение затрат в посевной сезон и получение максимальной прибыли. Эта задача реализуется через возможность ско-