

Основные технические данные шпирильного чана, совмещённого со скреб-
машиной

Габариты, мм	3046x1200x1460
Материал изготовления	Сталь AISI 304
Двигатель, кВт	3
Масса	800 кг

Заключение. Разработанная линия является современной и прогрессивной, обеспечивает требуемую производительность. Однако одним из недостатков рассмотренной линии являются сложные грузопотоки. Для усовершенствования процесса производства требуется полностью автоматизировать технологический процесс.

Предприятие ООО «Фина» показало возможность разработки и изготовления технологических линий различной производительности. Таким образом, данная разработка представляет интерес как для средних мясоперерабатывающих отраслей РБ и СНГ, а также для машиностроительных предприятий, выпускающих оборудование для убой и разделки скота. Результаты настоящей работы являются основанием для серийного производства линий.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Ляшук, Н. У. Классификация мясожировых производств по мощности и технологических линий убой и разделки скота по производительности / Н. У, Ляшук [и др.] // Мясная индустрия – 2019. – № 3. – С. 40–44.
2. Ляшук, Н. У. Разработка системы машин для мясожировых производств. Технологические линии убой и разделки КРС / Н. У, Ляшук [и др.]. – 2019. – № 10. – С. 34–40.
3. Ляшук, Н. У. Разработка системы машин для мясожировых производств. Технологические линии убой и разделки КРС / Н. У, Ляшук [и др.]. – 2019. – №9. – С. 26–29.
4. Мясожировое производство: убой животных, обработка туш и побочного сырья / под ред. Лисицына А. Б. — М. : ВНИИ мясной промышленности, 2007.
5. Ивашов, В. И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности: Учеб. пособие. / Ивашов В. И.; СПб : ГИ-РД, 2003. Ч. 2. – С. 259, 260.

УДК 620.004.5

ОТНОСИТЕЛЬНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ В ВИБРОАКУСТИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКЕ ЛОКАЛЬНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС МНОГОВАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ

Парфиевич А. Н., Сокол В. А., Саливончик Ю. Н.

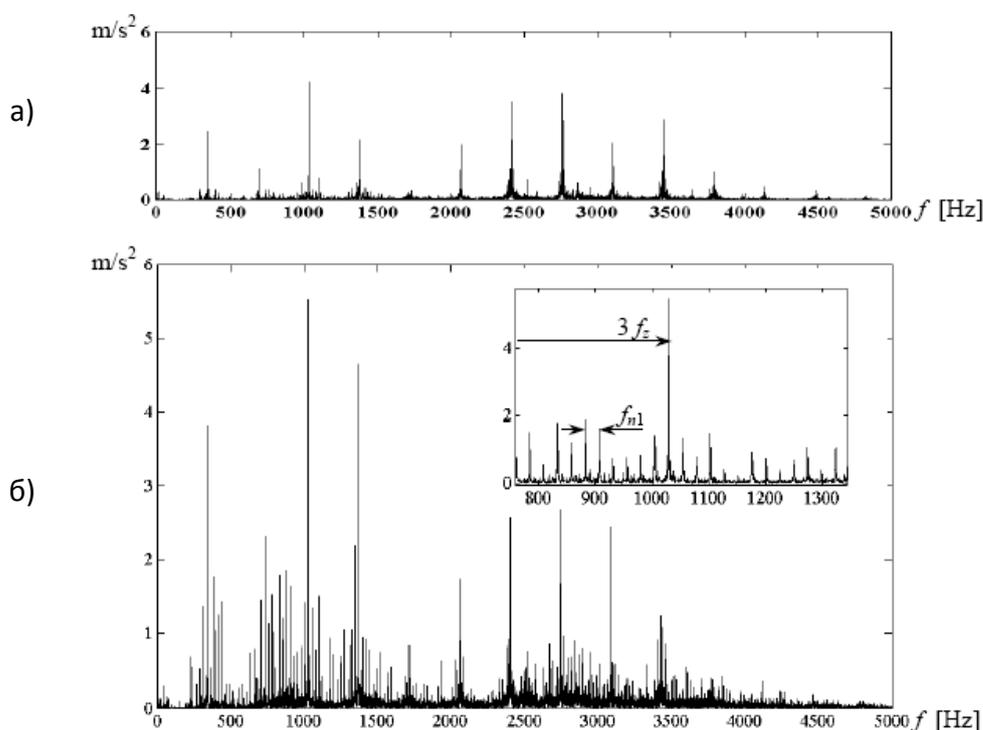
Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

В процессе изготовления, монтажа и эксплуатации зубчатых приводов возникают различные погрешности, а также повреждения рабочих поверхностей зубьев, которые приводят как к качественным, так и к количественным изменениям в виброакустической активности таких объектов.

Анализ ряда публикаций, посвященных оценке технического состояния зубчатых колес многовальных приводов, показал, что среди современных методов

безразборного контроля многовальных зубчатых приводов одним из наиболее перспективных является анализ виброакустического сигнала. Именно данный сигнал содержит достаточно емкую информацию о работе анализируемого объекта и может являться достоверным показателем его состояния.

Также установлено, что эффективность диагностики непосредственно зависит от объема анализируемой информации, содержащейся в виброакустическом сигнале [4]. Оценивая представленную в литературных источниках информацию, можно сделать вывод о недостаточности разрешения по частоте 4000–8000 линий наиболее часто используемых анализаторов. В связи с этим, в ходе собственных экспериментальных исследований использовался контрольно-диагностический комплекс ВИКМА [2], позволяющий использовать при диагностировании спектры виброакустических сигналов с максимальной разрешенностью, что положительно влияет на качество получаемых данных.



а) исправной передачи и б) с дефектом
Рисунок 1 – Спектры вибраций

Анализ публикаций [5,6] показал, что для выявления в составе многовального привода зубчатого колеса с локальным повреждением зуба необходимо в составе спектра анализируемого сигнала установить наличие боковых полос $mxf_z \pm nxf_0$ зубцовых f_z гармоник и кратных им mf_z . Согласно рисунку 1 на спектре с дефектной шестерней появляются боковые полосы, симметрично расположенные относительно f_z и сдвинутые на частоту вращения вала f_0 , на котором она расположена [5,6]. Методика получения данных частотных составляющих приведена в [5,6] и положена в основу разработанной функции «Анализ гармоник» в используемом контрольно-диагностическом комплексе ВИКМА [2]. Результаты расчета автоматически формируются в числовом табличном виде, пригодном для обработки в прикладных программах (табл. 1).

Таблица 1 – Экспериментальные данные, полученные с помощью функции комплекса «Анализ гармоник» для исследуемого зубчатого колеса

i	Амплитуды гармоник											
	оборотной частоты f_{oi}	зубцовой частоты f_{zi}	боковых полос $f_{zi} \pm k f_{oi}$									
			m=-5	m=-4	m=-3	m=-2	m=-1	m=1	m=2	m=3	m=4	m=5
1	0,067	2,73	1,06	0,89	0,74	1,28	1,65	0,96	1,14	0,46	0,46	0,15
2	0,032	0,78	0,58	0,48	1,33	0,88	1,03	0,55	0,14	0,48	0,25	0,07
3	0,017	0,67	0,84	0,13	0,16	0,41	0,22	0,15	0,17	0,72	0,20	0,44
4	0,023	0,06	0,05	0,06	0,06	0,03	0,04	0,03	0,04	0,05	0,06	0,09
5	0,028	0,03	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05	0,11	0,03	0,02	0,02	0,03

В качестве объекта экспериментальных исследований используется коробка скоростей привода главного движения токарного станка SN-501, кинематическая схема которой приведена на рисунке 2.

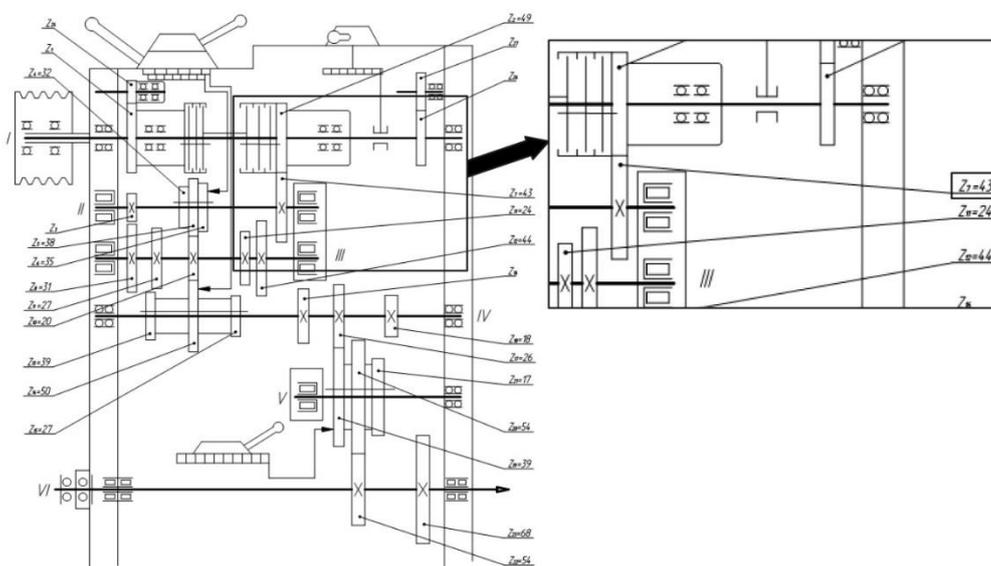


Рисунок 2 – Кинематическая схема коробки скоростей привода главного движения токарного станка SN-501

На шестерне $Z = 43$ вала II имитировался локальный дефект рабочей части зуба различной величины (25 %, 50 %, 75 % длины по вершине зуба и без зуба) (рис. 3). Результаты, полученные при использовании серийных колес, приняты эталонными.

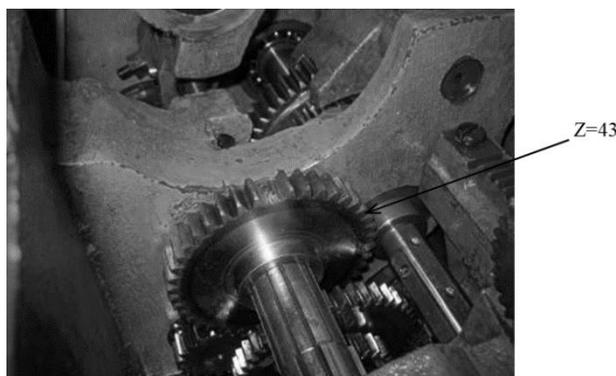


Рисунок 3 – Экспериментальная шестерня $z = 43$, смонтированная по месту на 2-м валу привода

В ходе анализа кинематической схемы привода (рисунок 2) 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 – $z = 35/z = 24$.

В ходе анализа ряда работ [1,4] установлено, что при диагностировании зубчатого колеса с локальным повреждением зуба в составе многовального привода можно производить анализ не только абсолютных значений приведенных выше частотных составляющих анализируемого сигнала, но и соотношения их амплитуд, позволяющих определить фактическое состояние зубчатой пары, которое достаточно очевидно проявляется в спектральных характеристиках. Это даст возможность, используя функцию «Анализ гармоник», получать в автоматическом режиме амплитуды колебаний на характерных частотах, оперативно формировать базу для последующего анализа и реализовать некоторые шаги в направлении формализации процесса применения диагностических признаков, например, приведенных в [4].

На основании экспериментальных исследований установлено, что наиболее важная диагностическая информация при выявлении зубчатого колеса с локальным повреждением зуба в составе многовального привода содержится в следующем перечне информативных частотных составляющих анализируемого сигнала:

- зубцовая частота f_z и 4 кратные ей гармоники;
- оборотная частота f_o и 4 кратные ей гармоники;
- 5 комбинированных $mxf_z \pm kxf_o$ частот по обе стороны от f_z и mxf_z .

Именно эти компоненты спектра отражают фактическое состояние зубчатых передач, что проявляется в изменении соотношения их амплитуд [1,4]. Поэтому подобное табличное представление этих данных (таблица 1) позволило предложить и апробировать следующие интегральные показатели для оценки состояния элементов зубчатых приводов:

1. Соотношение суммы амплитуд кратных зубцовых гармоник анализируемого колеса к сумме амплитуд частот пересопряжения зубьев эталонного колеса K_{zn} :

$$K_z = \frac{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})}{\sum_{i=1}^5 A(f_{zi})_{\text{эт}}}$$

где $A(f)$ – амплитуда колебаний на частоте f_z ;

f_{zi} и $f_{zi \text{ эт}}$ – i -я зубцовая частота анализируемого и эталонного зубчатых колес.

2. Соотношение суммы амплитуд боковых полос к сумме амплитуд боковых полос эталонного колеса $K_{бп}$:

$$K_{\text{бп}} = \frac{\sum_{n=-5}^5 A(f_{zi} \pm nf_o)}{A(f_{zi})}$$

где $A(f_{zi} \pm nf_o)$ – амплитуда колебаний на комбинированной частоте анализируемого зубчатого колеса;

$mxf_{zi} \pm nf_0$ – комбинированная частота анализируемого (эталонного) зубчатого колеса.

По результатам расчетов получены следующие данные, сведенные в таблицы 2 и 3, и отображенные на рисунках 4 и 5.

Таблица 2 – Величины K_z на различных передачах для первых двух степеней привода

Вал	Частота вращения шпинделя = 80 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 630 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 160 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 40 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 3 – Величины $K_{бп}$ для зубчатых колес первых двух ступеней привода на различных передачах

	Частота вращения шпинделя = 80 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 630 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 160 мин ⁻¹		Частота вращения шпинделя = 400 мин ⁻¹	
	$\sum_{n=5}^5 f_z + nf_0$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + nf_0$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + nf_0$	$K_{бп}$	$\sum_{n=5}^5 f_z + nf_0$	$K_{бп}$
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

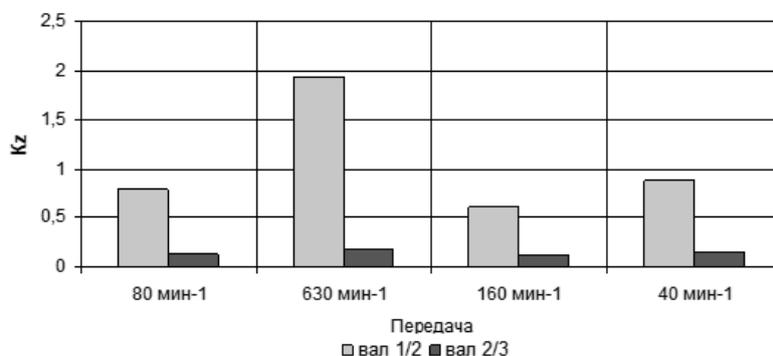


Рисунок 4 – Значения показателя K_z для двух первых ступеней на различных передачах

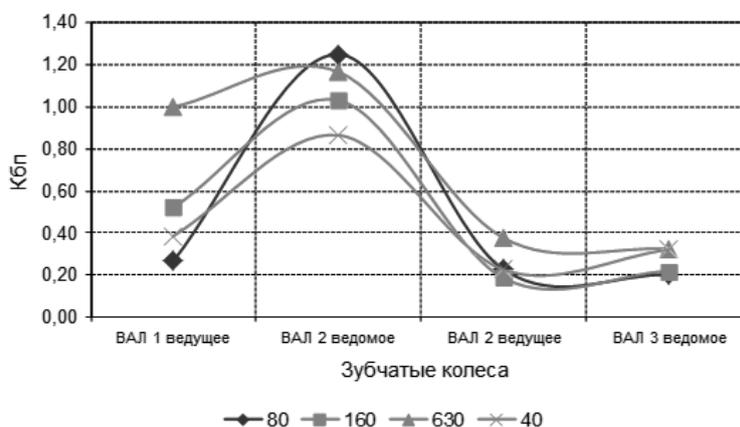


Рисунок 5 – Значения показателя $K_{бп}$ для зубчатых колес двух первых ступеней на различных передачах

По результатам расчета и анализа предлагаемых показателей, приведенных в таблицах 2, 3 и на рисунках 4, 5, 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 тот факт, что при отклонении параметров зубчатого зацепления от нормального возникают предпосылки к появлению «ударов» при контакте зубьев, являющихся источниками упругих колебаний в механизме на основе зубчатых передач [3].

– показатель $K_{бп}$ использовался для сравнения состояния колес первой ступени (рисунок 5). Как следует из графика, величина $K_{бп}$ имеет большее значение для ведомого колеса первой ступени, располагающегося на втором валу. Это свидетельствует о более высоких амплитудах боковых комбинированных частот диагностируемого зубчатого колеса по отношению к амплитуде зубцовой гармоники, генерируемых при работе данного колеса.

Изменение величин показателей K_z и $K_{бп}$ говорит о том, что составляющие, входящие в их состав, чувствительны к появлению в зоне зубозацепления зубчатого колеса с локальным повреждением зуба в составе многовального привода, а их анализ менее трудоёмок в ходе мониторинга состояния диагностируемого объекта по сравнению с анализом спектров. Предварительный анализ полученных результатов исследований показал достаточную эффективность и информативность данных показателей без ущерба к качеству производимой диагностики.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Генкин, М. Д. Виброакустическая диагностика машин и механизмов / М. Д. Генкин, А. Г. Соколова. – М. : Машиностроение, 1987. – 288 с.
2. Драган, А. В. Новые аппаратно-программные средства для исследования и диагностики механических систем / А. В. Драган [и др.] // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2006. – № 4. – С. 17–26.
3. Ишин, Н. Н. Динамика и вибромониторинг зубчатых передач / Н. Н. Ишин. – Минск : Беларусь. наука, 2013. – 432 с.
4. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации [Электронный ресурс] / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. Санкт-Петербург: Официальный сайт, 2014. – Режим доступа : <http://www.vibrotek.com/russian/articles/book/index.htm>.
5. Неразрушающий контроль и диагностика : Справочник : в 7 т. / под общ. ред. В. В. Клюева. – М. : Машиностроение, 2003. – 656 с.
6. Постников, О. К. Спектральный анализ шума шестеренчатых механизмов / О. К. Постников // сборник трудов ВНИИОПИТ. – 1972. – № 41. – С. 111–126.

УДК 631.331.53

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГРАБЛЕЙ-ВАЛКОВАТЕЛЕЙ МОДЕЛИ ГВ-9,6 В КОРМОЗАГОТОВКЕ

Савчук С. В., Парфиевич А. Н., Сокол В. А.
Брестский государственный технический университет,
г. Брест, Республика Беларусь

Одной из важнейших стадий при заготовке кормов в сельском хозяйстве Республики Беларусь является своевременное и качественное сгребание скошенной травы в валки для последующей операции подбора и прессования.