

напряжениями). Действие этих факторов в совокупности и по отдельности может привести к потере начальной цилиндрической геометрии оболочки с образованием бочкообразной формы или даже к разрыву оболочки. Этого можно избежать путем рационального выбора параметров технологических процессов с учетом предварительно заданных значений отклонений размеров, поэтому необходимо уметь рассчитывать величины критических нагрузок, способных привести к выходу геометрических параметров за пределы полей допусков. В этой связи управление технологическими параметрами производственных процессов позволит предотвратить брак получаемой продукции.

Предложена методика расчета суммарных перемещений в оболочках, которая может быть использована применительно к определению параметров производственных процессов коаксиальной сварки, термообработки, центробежного литья, спекания и наплавки. Ее использование позволяет подобрать геометрические параметры изделий, обеспечивающие минимальные затраты материалов, трудовых и энергетических ресурсов. Методика применима для материалов, обладающих линейными упругими свойствами для заданного диапазона нагрузок, и не может быть использована при работе с хрупкими материалами.

В статье развит подход к определению радиальных перемещений, разработанный В.Феодосьевым для толстостенных цилиндров и быстровращающихся дисков, путем учета дополнительных деформаций, возникающих от изгиба оболочки при ее осевом симметричном нагружении. Предложенная методика универсальна, так как ее можно использовать как для толстых и тонких, так и для длинных и коротких оболочек. Расчет коротких оболочек проводится на основе функций А.Крылова. Устойчивость сечения в переходных участках от коротких к длинным оболочкам обеспечивается комбинированным аналитическим решением, корректно учитывающим малые разности больших величин при расчетах перемещений. Отличительной особенностью методики является возможность определения радиальных перемещений оболочки в зависимости от технологических параметров производственного процесса и эксплуатационных нагрузок.

Выполнен анализ радиальных перемещений оболочки, возникающих от действия температуры, внутреннего давления, центробежных сил и торцевого упругого поджатия и от совместного действия этих факторов нагружения. Установлено, что наибольшее влияние для исследованных диапазонов нагрузок ( $p=0\div 1\text{МПа}$ ;  $F_{mn}=0\div 1\text{МН}$ ;  $\omega=0\div 10\text{рад/с}$ ;  $\Delta t=0\div 200^\circ\text{C}$ ) на величину суммарных перемещений оказывают температурные напряжения, которые могут достигать

99,98% от суммарных перемещений, а наименьшее влияние до 0,001% от суммарных перемещений вызывают центробежные силы. Величина суммарных перемещений также зависит от длины и толщины оболочки. С увеличением толстостенности оболочки величина радиальных перемещений резко возрастает. Для коротких оболочек с уменьшением длины радиальные перемещения снижаются незначительно (ориентировочно на 0,25%), в то время как для длинных они постоянны.

Повысить точность предложенного метода расчета можно за счет коэффициентов, полученных из экспериментальных данных. Введение в расчетную формулу (17) подобных коэффициентов позволит прогнозировать надежность оболочечных конструкций с заданной достоверностью, определить расчетным способом технологические параметры и тем самым обеспечить экономию материалов и трудозатрат в производственных процессах.

Полученная методика позволяет решать два типа инженерных задач: при известных параметрах термосилового нагружения определить отклонения размеров оболочки или по заданным предельным отклонениям найти предельные нагрузки и тем самым лимитировать технологические параметры процессов.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Jianqiao Ye, K. Soldatos. Three-dimensional stress analysis of orthotropic and cross-ply laminated hollow cylinders and cylindrical panels // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 3-4(117). – 1994. – P.331-351.
2. Hung-Syng Jing, Kuan-Goang Tzeng. Analysis of thick laminated anisotropic cylindrical shells using a refined shell theory // International Journal of Solids and Structures. – 10(32). – 1995. – P.1459-1476.
3. Claire Ossadzow, Maurice Touratier. An Improved shear-membrane theory for multilayered shells // Composite Structures. – 1(52). – 2001. – P.85-95.
4. N. Murray, P. Bilston. Local buckling of thin-walled pipes being bent in the plastic range // Thin-Walled Structures. – 5(14). – 1992. – P.411-434.
5. J. Remenec, L. Starek. Numerical and experimental verification of updating methods for the vibrating mechanical systems // Journal of Mechanical Engineering. – 4(51). – 2000. – P.213-235.
6. Берестнев О.В., Гоман А.В., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Мн.: Наука і тэхніка, 1992. – 238 с.
7. Феодосьев В.И. Сопrotивление материалов. – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 1999. – 590 с.

УДК 621.3.087

**Драган А.В., Стецко И.П., Ромашко Д.А., Левкович Н.В.**

## НОВЫЕ АППАРАТНО-ПРОГРАММНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ И ДИАГНОСТИКИ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

**Введение.** Ненадлежащее качество и совершенство конструкций агрегатов, приводов и других механических систем являются в большинстве случаев определяющими факторами, приводящими к повышению виброакустической активности, динамических нагрузок, а также к возникновению ошибочных взаимных перемещений звеньев этих систем, что напрямую

свидетельствует об их низких надежности и долговечности. Для решения задач диагностики механических систем, основанно признанных одним из приоритетных направлений современного машиностроения, необходимо, прежде всего обладать четким представлением о взаимосвязи конструктивных и качественных параметров диагностируемых систем с физиче-

*Драган А.В., доцент, к.т.н., зав. кафедрой «Технология машиностроения» Брестского государственного технического университета.*

*Беларусь, БрГТУ, 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.*

*Стецко И.П., к.т.н., зав. Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Ромашко Д.А., научный сотрудник Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Левкович Н.В., аспирант Научно-исследовательской лаборатории информационно-измерительных систем Белорусского государственного университета.*

*Беларусь, НИЛ ИИС БГУ, 220108, г. Минск, ул. Курчатова 1 – 68.*

скими процессами, возникающими в процессе их работы. Однако практическое решение отмеченных задач невозможно без качественного измерительного инструмента. Приведенные аспекты обусловили важность дальнейшего развития данного направления в Брестском государственном техническом университете (БрГТУ), путем концентрации усилий на задачах как дальнейшего совершенствования теоретической базы, так и создания современного комплексного аппаратно-программного оснащения для исследования и диагностики механических систем. Создание такого измерительного инструментария стало возможным благодаря тесному сотрудничеству специалистов БрГТУ и Белорусского государственного университета (БГУ) в областях прикладной механики, получения и обработки измерительной информации.

**Принципы построения и функционирования аппаратно-программной системы.** Разработанная комплексная аппаратно-программная система (далее – система) представляет собой многоканальный регистратор и анализатор сигналов, позволяющий производить качественное измерение, преобразование, хранение, анализ данных о параметрах вибрации, шума, угловых перемещений и упругих деформаций механических систем.

Такой широкий круг исследуемых параметров обуславливается необходимостью повышения достоверности работ по оценке технического состояния механических систем. Каждый из них несет в себе ценную диагностическую информацию и в совместном рассмотрении способен повысить информативность и обоснованность принятия решения о состоянии объекта, наличии у него определенных дефектов или погрешностей и т.п. Наличие взаимосвязи между кинематическими характеристиками, вибрационными, акустическими и динамическими явлениями следует из целого ряда источников, а также подтверждено авторами в ходе предыдущих исследований [1, 2, 3, 4 и др.].

Система представляет собой компактный измерительный модуль (габаритные размеры (215x210x40) мм, масса 0,5 кг), выполненный на современной элементной базе, работающий под управлением компьютера (рис. 1). Связь измерительного модуля с компьютером осуществляется посредством интерфейса USB 2.0. Такой подход в организации измерительной системы позволяет, за счет эффективного использования богатых аппаратных, вычислительных и программных ресурсов компьютера, получить современный профессиональный инструмент с высокими метрологическими и функциональными характеристиками, максимально совместимый с вошедшими во все сферы жизнедеятельности человека компьютерными технологиями, экономя при этом значительные материальные средства и время. Учитывая технический уровень современных компьютеров, система способна осуществлять значительный объем вычислительных действий, что позволяет одновременно производить измерение, обработку и отображение в нужном виде данных одновременно по 8 каналам.



Рис. 1. Аппаратно-программная система для исследования и диагностики механических объектов.

Как аппаратная часть системы, так и структура ее программного обеспечения предусматривают возможность расширения потенциальных возможностей по измерению и анализу получаемых сигналов.

Глубина анализа полученных сигналов определяется сложностью потенциальных задач при использовании системы. При этом ее функциональные возможности определяются не только совершенством аппаратной части, но и новыми оригинальными алгоритмами обработки измерительной информации с использованием легко адаптируемого к новым измерительным задачам программного обеспечения.

Таким образом, на основе исходной информации, формируемой аппаратными средствами измерительного блока, и задаваемых необходимых сведений об исследуемом объекте, программные средства позволяют реализовать следующие возможности по измерению и анализу данных:

- в режиме регистратора возможно визуальное наблюдение за изменением сигналов в реальном режиме времени во временном базисе или в виде линейной или логарифмической АЧХ, оценка уровней сигналов по различным шкалам, проведение выбора коэффициента усиления тензоизмерительных каналов, балансировка измерительного моста, проведение калибровки каналов.
- В режиме анализатора система позволяет проводить:
  - исследование угловой кинематической погрешности механизма, включающее просмотр исходной функции, выделение из нее составляющих, создаваемых отдельными валами, построение их спектральных характеристик, частотный синтез процесса с использованием любых необходимых комбинаций частот, дифференцирование кинематической погрешности, расчет общего уровня сигнала;
  - исследование вибрационной и акустической активности объекта, включающее просмотр временной реализации сигнала, узкополосных спектров вибрации с разрешением до 16 тысяч линий в диапазоне частот от 0,5 Гц до 10 кГц и шума – до 16 тысяч линий в диапазоне частот от 2 Гц до 20 кГц, просмотр АЧХ в логарифмическом масштабе и выбор опорных значений вибрационного и акустического сигналов по ГОСТ, ISO или другим стандартам, перерасчет одного параметра вибрации и шума в другой путем дифференцирования и логарифмирования, определение общего уровня шума и вибраций, выделение из общего сигнала составляющих, характеризующих работу отдельных элементов объекта, получение синтезированного сигнала из любых частотных составляющих.
  - исследование упругих деформаций объектов методом тензометрирования с использованием мостовой схемы включения рабочих тензорезисторов. Использование быстродействующих электронных компонентов и интерфейса USB 2.0 позволяет производить измерения с частотой дискретизации до 45 кГц, что позволяет проводить углубленные исследования динамических процессов, возникающих на высоких частотах. Программная часть позволяет осуществлять управление процессом усиления и балансировки измерительного сигнала в широком диапазоне значений.
  - синхронные измерения параметров шума вибраций, угловых колебаний и деформаций, открывающие новые возможности для установления их количественной взаимосвязи.
- реализовать ряд важных вспомогательных функций, не связанных прямым образом с обработкой измеряемых параметров, но позволяющих повысить удобство и эффективность работы: хранение данных в памяти компьютера

Таблица 1. Основные технико-метрологические характеристики аппаратно-программной системы

<b>Требования к компьютеру</b>	
• Тактовая частота процессора	- не ниже 1000 МГц
• Объем оперативной памяти	- не менее 128 Мб, рекомендуется 256 Мб
• Интерфейс	- USB 2.0
<b>Измерение угловых кинематических характеристик</b>	
• Частота вращения входного/выходного звена исследуемого механизма	- от 10 до 2500 мин <sup>-1</sup>
• Передаточное число передачи	- 1...999
• Тип используемых датчиков	- фотоэлектрические преобразователи угловых перемещений ЛИР 158Б с напряжением питания, ±5 В
• Число импульсов на оборот датчика	- от 2500
<b>Измерение вибрационной нагруженности</b>	
• Тип используемых датчиков	- пьезоэлектрические акселерометры со встроенной электроникой ICP AP98
• Число каналов	- 2
• Частота дискретизации сигнала	- программно изменяемая до 47 кГц
• Диапазон частот анализируемых сигналов	- 0,5...10000 Гц
• Погрешность преобразования АЦП	- не более 0,5 %
• Динамический диапазон	- не менее 90 дБ
<b>Измерение акустического шума</b>	
• Тип используемых датчиков	- микрофон измерительный с капсюлем М101 и предусилителем
• Число каналов	- 2
• Частота дискретизации	- программно изменяемая до 65 кГц
• Диапазон частот анализируемых сигналов	- 2...20000 Гц
• Динамический диапазон	- не менее 90 дБ
<b>Измерение деформаций</b>	
• Тип используемых датчиков	- тензоэлектрические преобразователи с номинальным сопротивлением 100-1000 Ом
• Схема подключения преобразователей	- мостовая
• Динамический диапазон	- не менее 90 дБ
• Частота дискретизации сигнала	- программно изменяемая до 45 кГц
• Коэффициент усиления дифференциального сигнала	- 70 - 1280

или на любом другом носителе в виде файлов в специальном формате, вывод на печать в любом удобном виде (в виде графиков или числовом), сравнение результатов по данным нескольких измерений с возможностью оперативного переключения между ними; контроль частот вращения валов передачи, возможность масштабирования, вывода численных значений в выбранных пользователем точках графических характеристик.

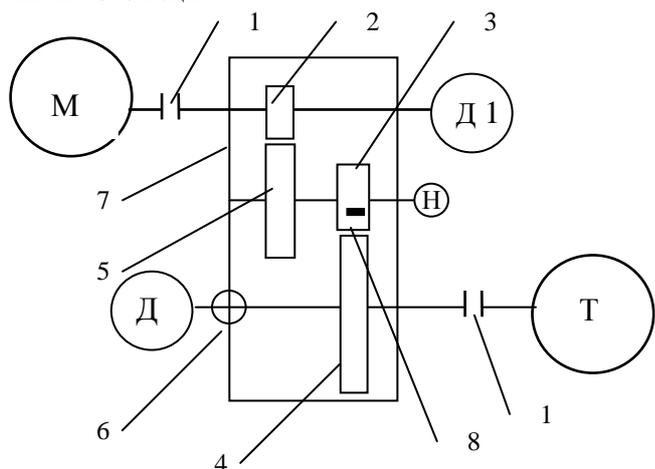
Таким образом, помимо качественной реализации стандартных, регламентированных нормами ГОСТ или ISO функций измерения и анализа измерительных данных, делающих систему высокоэффективным метрологическим инструментом, в ней также предусмотрен и ряд оригинальных, новых функций для использования ее в целом ряде случаев в качестве уникального средства исследований механических систем.

**Апробация системы для исследования зубчатых передач.** Основные повреждения и выходы из строя зубчатых передач, как известно, имеют чаще всего усталостную природу. Они лимитируют работоспособность и надежность всей машины и поэтому уже не одно десятилетие зубчатые передачи являются одним из важнейших объектов исследований. Отказы в зубчатых передачах вызываются практически неизбежными для данного вида приводов динамическими нагрузками. Важными причинами возникновения последних являются неточности изготовления, особенности процесса зацепления в зубчатых передачах, массо-жесткостные параметры привода и другие факторы, так или иначе вызывающие циклические изменения

характера движения элементов и звеньев передачи, что является предпосылкой использования для оценки ряда динамических явлений на рабочих режимах методов и средств виброакустического и кинематического контроля.

Исследования взаимосвязи динамических, виброакустических и кинематических характеристик передачи, а также апробация разработанной системы проводились на специальном стенде с разомкнутым силовым контуром (рис. 2). Привод осуществлялся от балансирной машины постоянного тока типа 1DS 1036, которая позволяет обеспечивать частоту вращения ведомого вала в диапазоне 0...3000 мин<sup>-1</sup>. Зубчатые колеса модулем 2 мм исследуемого привода были изготовлены со строго регламентированными погрешностями определенной величины и устанавливались в специальной испытательной коробке, которая включает в себя все необходимые устройства для установки испытываемых зубчатых колес и обеспечения необходимых условий их сопряжения. Для создания нагрузки в составе стенда использовался порошковый тормоз ПТ-250М1, обеспечивающий тормозной момент в широком диапазоне значений. Для замеров кинематической погрешности испытательная коробка оснащалась фотоэлектрическими преобразователями угловых перемещений на входном и выходном валах передачи. Оценка деформаций зубьев производилась путем тензометрирования, для этого на нерабочих поверхностях зуба шестерни 3 ( $z=37$ ) (рис. 2) наклеены тензорезистоты, питание и съем данных от которых осуществлялся на торце промежуточного вала с использованием токосъемника. Исследования проводились как в квазистатических условиях, так и под нагрузкой

до 150 Н·м и при частоте вращения до 1500 мин<sup>-1</sup> при различных их комбинациях.



1 – компенсирующая муфта; 2, 5, 3, 4 – зубчатые колеса с числом зубьев  $Z=47, 59, 37$  и  $72$  соответственно; 6 – пьезоэлектрический акселерометр AP98; 7 – корпус испытательной коробки; 8 – место установки тензометрического датчика КФ5; М – балансирная машина 1DS 1036, Т – тормоз порошковый ПТ-250М1; Д1 и Д2 – фотоэлектрические преобразователи угловых перемещений ЛИР158Б; Н – токосъемник.

Рис. 2. Упрощенная схема испытательного стенда

В соответствии с положениями теории удара [5, 6] динамическая нагруженность зубьев  $U$  может быть оценена по следующей зависимости:

$$U = \psi v_{y\partial} \sqrt{cm},$$

где  $m = \frac{m_1^{пр} m_2^{пр}}{m_1^{пр} + m_2^{пр}}$  – удельная эффективная масса зубчатых колес;

$m_1^{пр}$  и  $m_2^{пр}$  – приведенные массы шестерни и колеса;

$\psi$  – коэффициент ослабления силы удара, учитывающий нахождение в контакте второй пары зубьев и упругости валов;

$v_{y\partial}$  – скорость соударения пары зубьев по линии зацепления, обусловленная геометрическими и параметрическими погрешностями профиля и окружной скоростью [1, 7].

В ходе экспериментальной оценки динамической нагруженности зубьев в стендовых условиях увеличение частоты вращения не привело к ожидаемому увеличению нагрузок на зубьях при любых постоянных нагрузках на выходном валу, что подтверждается результатами тензометрирования зубьев (рис. 3).

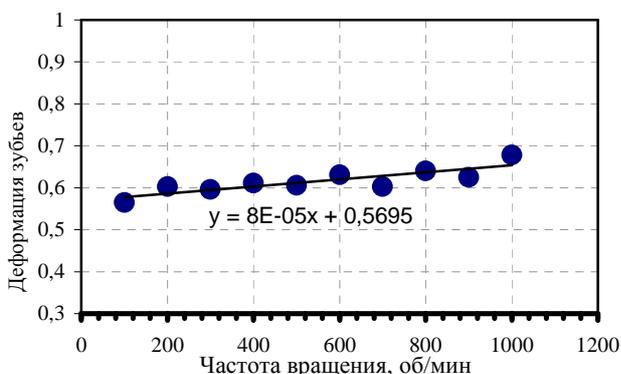


Рис. 3. Влияние частоты вращения на деформации зубьев

Изменение же нагрузки на выходном валу при любой постоянной частоте вращения ведущего вала приводило к существенному росту нагрузок на зубьях. Данные результаты представлены на графике (рис. 4).

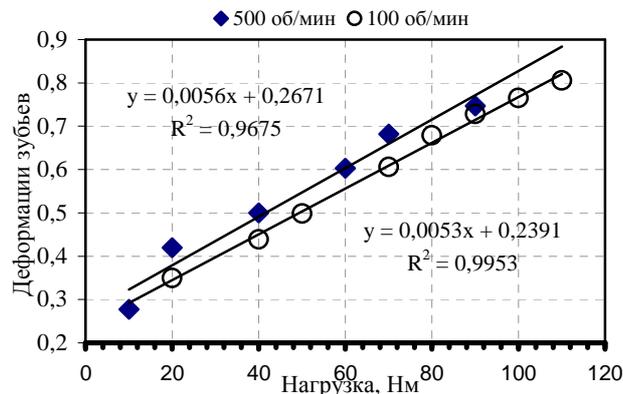


Рис. 4. Влияние нагрузки на выходном валу на деформации зубьев

Однако результаты синхронного измерения параметров шума, угловых и линейных колебаний и деформаций зубьев показали, что отсутствие роста нагрузок на зубьях при увеличении скорости не является фактом отсутствия удара. Можно предположить, что энергия ударов при пересопражении зубьев расходуется на относительно низкочастотные крутильные колебания и вибрации корпуса, что обусловлено конструкцией испытуемого зубчатого привода. Энергия соударения преобразуется, главным образом, в потенциальную энергию деформированных элементов компенсирующих муфт, имеющих много меньшую жесткость, чем зубья, и затем в кинетическую энергию, фиксируемую экспериментально в виде крутильных колебаний валов (рис. 5) и вибраций на подшипниковых опорах. В то же время не всегда возможно точно теоретически оценить ослабление силы удара, т.к. жесткости элементов цепи в большинстве случаев известны лишь приближенно, что еще более подтверждает актуальность экспериментальных методов.

Такой значительный рост зубцовых составляющих кинематической погрешности, приведенный на рис. 5, не может быть объяснен только лишь возникновением параметрических составляющих погрешности профиля зубьев. Характеристика кинематической погрешности при значительных скоростях вращения уже не является отражением только геометрических и параметрических параметров зубьев, с ростом она все больше определяется угловыми колебаниями в кинематической цепи привода и в соответствии с [8] ее следует считать «динамико-кинематической погрешностью».

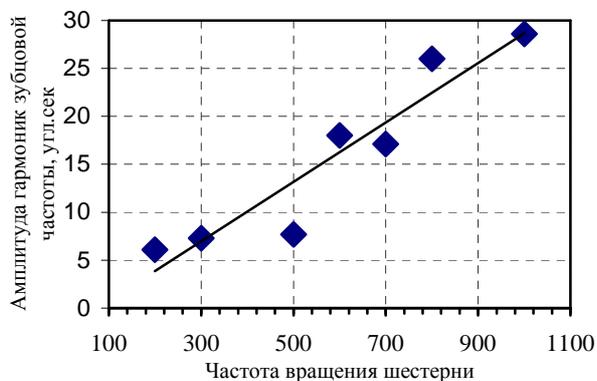


Рис. 5. Влияние частоты вращения шестерни на амплитуду составляющих кинематической погрешности с частотой пересопражения зубьев

Таким образом, результаты экспериментов показали, что реальная динамическая нагруженность зубьев венца в условиях используемого стенда с разомкнутым контуром значительно отличается от предполагаемой, что необходимо учитывать при анализе и интерпретации результатов испытаний.

Кроме того, в результате синхронных измерений деформаций зубьев и угловых колебаний в ходе апробации системы получена характеристика изменения нагружения зуба и генерируемых при этом угловых кинематических параметров при одних и тех же значениях угла поворота вала (рис. 6). Это позволяет сопоставить закономерности нагружения зуба и процесса пересопряжения той же пары зубьев. Предварительные результаты позволили установить некоторые важные взаимосвязи отмеченных характеристик, что позволяет подтвердить высокую эффективность использования разработанной системы для оценки плавности работы, динамических нагрузок зубьев и зубчатых передач в целом. На основе подобных исследований предполагается возможность экспериментальной оценки не только ударных явлений в зацеплении, но и также реального коэффициента перекрытия в зацеплении, использование которых позволит повысить достоверность оценки эффективности конструктивных усовершенствований и диагностики зубчатых передач и является одним из направлений проводимых в настоящее время исследований.



Рис. 6. Деформация зуба шестерни, кинематическая погрешность и угловая скорость, возникающие при работе пары зубьев

**Апробация системы для исследования динамики процесса резания.** Широкие возможности системы позволили также успешно использовать ее для исследования возникающих при резании материалов динамических процессов методом тезометрирования. В качестве первичных преобразователей использованы тензорезисторы типа КФ, которыми оснащались упруго деформируемые под действием возникающих сил резания поверхности токарного проходного упорного резца с пластиной из твердого сплава Т15К6. Исследования производились на станке 16К20 при обработке заготовки из

стали 35 при различных режимах резания. Применение разработанной системы позволило не только зафиксировать средние значения возникающих при резании сил, что достижимо и практикуемыми средствами измерения, но также и качественные и количественные характеристики процесса в удобном и наглядном виде. Так, например, представленная на графике характеристика четко отражает как качественную картину процесса нагружения резца, так и все возможные количественные данные (рис. 7). Так, на графике четко различимы участки, соответствующие ненагруженному силам резания состоянию резца, его входу в контакт с заготовкой и выходу из него, установившемуся режиму работы при резании. На участке резания, благодаря возможности использования высокой частоты дискретизации, зафиксированы колебания силы с частотой около 8 Гц и амплитудой до 20% нагружающей силы, вызванные характерным для обработки пластичных сталей явлением наростообразования. Образование и срыв нароста, сопровождающиеся периодическим увеличением и уменьшением величины реального переднего угла инструмента, приводит к соответствующему изменению условий резания и возникающих при этом сил.

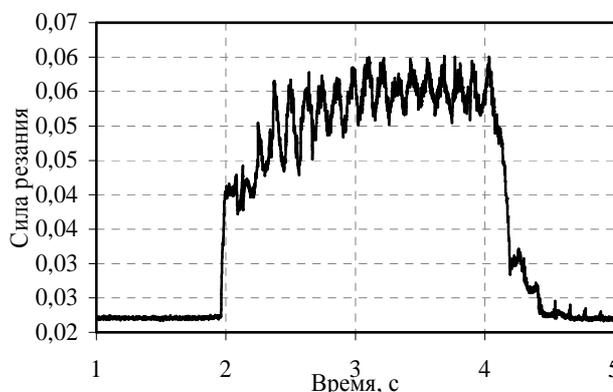


Рис. 7. Изменение силы резания при точении

Изменение режимов резания в различных комбинациях (глубины резания от 0,2 до 3 мм, подачи от 0,0125 до 0,5 мм/об и скорости от 10 до 200 м/мин) позволило констатировать незначительные изменения частоты процесса наростообразования и существенные – амплитуды колебаний сил (до 7 раз), а также установить режимы, на которых эти колебания при установившейся работе минимальны. Подобные результаты могут иметь важное практическое значение при назначении режимов чистовой обработки материалов, учитывая взаимосвязь нароста на передней поверхности инструмента и шероховатости обработанной поверхности.

Результаты апробации системы для решения отмеченной задачи позволили предположить, что развитие методического аспекта данного направления исследований с применением современных аппаратно-программных средств позволит значительно расширить эмпирическую базу для назначения оптимальных режимов резания по различным критериям (качество обработанной поверхности, силы резания, производительность, затраты и т.д.).

**Заключение.** Использование аппаратно-программной системы при экспериментальных исследованиях и диагностике различных по сложности объектов показало свою высокую эффективность и открывает ряд новых возможностей по сравнению с использованием классических средств измерения. Приведенные функции не охватывают всех потенциальных возможностей и областей применения разработанной аппаратно-программной системы. Помимо реализованных, апробированных на практике и показавших свою востребованность функций системы, в настоящее время на базе существующей аппаратной части производится расширение ее

функциональных возможностей за счет новых оригинальных алгоритмов с использованием современных информационных технологий.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Драган А.В. Оценка плавности работы прямозубой зубчатой передачи по данным кинематического контроля // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2000. – № 4. – С. 2-6.
2. Dragan A. Methods and means of gears diagnostics on kinematics and vibration criteria // Proceedings of the International conference "Power transmission'03" / Balkan association of power transmission. – Varna (Bulgaria), 2003. – Vol. 3. – P. 93–97.
3. Alexander V.Dragan, Andrew S. Scorohodov, Vera S. Alexandrova Kinematic Criteria of Smoothness of Work of Cylindrical Gear Wheels // Proceedings of the 11th World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin university, 1–4 april 2004 / Edited by Tian Huang. – Tianjin (China), 2004. – Vol. 2. – P. 773–776.
4. Басинюк В.Л., Драган А.В., Басинюк Я.В., Мардосевич Е.И., Усс И.Н. Влияние кинематической погрешности прямозубых зубчатых передач на динамическую нагруженность зубьев // Вестник Брестского государственного технического университета. – 2004. – №4. – С. 6-11.
5. Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Харьков.: Издательство харьковского университета, 1968. – 175 с.
6. Берестнев О.В., Гоман А.М., Ишин Н.Н. Аналитические методы механики в динамике приводов. – Мн.: Наука і тэхніка, 1992. – 238 с.
7. Гавриленко В.А. Основы расчета точности эвольвентной зубчатой передачи. М.: Машиностроение, 1969.- 431с.
8. Штриплинг Л.О. Учет параметрических колебаний при расчете кинематической погрешности цилиндрической зубчатой передачи. // Известия вузов. Машиностроение. 1997. - №4-6, с.39-48.

УДК 621.941.23

*Каштальян И.А., Шпак А.В.*

## ФОРМИРОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ МЕТАЛЛА ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЗАНИИ НА СТАНКАХ С ЧПУ

**Введение.** Одной из приоритетных задач современного машиностроения является автоматизация мелкосерийного и серийного производства. В настоящее время эта задача решается главным образом путем внедрения станков и станочных комплексов с числовым программным управлением (ЧПУ). Относительная доля оборудования с ЧПУ в станочном парке предприятий машиностроения постоянно возрастает, и в этой связи все более актуальными становятся вопросы их эффективной эксплуатации. Одним из путей решения этой задачи является применение методов обработки, основанных на преднамеренном введении в процесс резания кинематической нестабильности, которая достигается преимущественно регулированием подачи и скорости резания. Такие методы применяются при торцовом и фасонном точении, контурном фрезеровании, врезном шлифовании, обработке нежестких заготовок на станках различных типов, кинематическом дроблении стружки [1,2].

**Анализ конструктивных особенностей** широкой номенклатуры деталей различных классов, формообразование которых производится на станках с ЧПУ, показал, что целесообразно реализовать те изменения подачи, которые могут быть использованы как типовые решения при выполнении различных технологических операций механической обработки. К ним следует отнести линейное изменение подачи в функции пути, а также модулированное изменение подачи и ее прерывание.

Программные модули, реализующие указанные изменения подачи были включены в технологическое программное обеспечение микропроцессорного устройства ЧПУ КМ 65 [3]. При их разработке использован принцип управления, при котором параметр, используемый в качестве управляющего воздействия (подача), изменяется приращениями в функции пути, а уровень сигнала управления между приращениями остается постоянным и определяется частотой управляющих импульсов (формируется в функции времени).

Увеличение (уменьшение) минутной подачи  $S$  в функции пути осуществляется приращениями  $\Delta S$  по мере обработки участков  $\Delta l$  между их приращениями [3]. Управляющие устройства при этом реализуют следующую зависимость:

$$S_K = S_H \pm l \Delta S / \Delta l,$$

где  $S_H$  и  $S_K$  – начальная и конечная скорости подачи, мм/мин;  $l$  – длина перемещения, на которой подача изменяется от  $S_H$  до  $S_K$ . Величина  $\Delta S$  принимается из ряда 0,1; 0,2; 0,3 мм/мин и т.д. Величина  $\Delta l$  находится из выражения:  $\Delta l = \pm l \Delta S / (S_K - S_H)$  и принимается кратной длине перемещения исполнительного органа станка при подаче устройством ЧПУ одного импульса. Знак “плюс” или “минус” указывает соответственно на увеличение или уменьшение подачи.

Модулированное изменение подачи заключается в периодическом ее увеличении от  $S_{\min}$  до  $S_{\max}$ , а затем снижении до первоначального значения. Изменение подачи между ее пиковыми значениями производится приращениями величиной  $\Delta S$  по мере обработки участков  $\Delta l$  между приращениями. Для этого устройство ЧПУ поочередно реализует зависимость  $S_{\max} = S_{\min} + n_s \Delta S$  и зависимость  $S_{\min} = S_{\max} - n_s \Delta S$ , где  $n_s$  – число приращений скорости подачи при ее изменении от  $S_{\min}$  до  $S_{\max}$ . Длина пути разгона (замедления)  $l_1$  при этом определяется из выражения  $l_1 = n_s \Delta l$ . Величина  $\Delta S$  назначается из ряда 0,1; 0,2; 0,3 мм/мин и т.д. Величина  $\Delta l$  принимается кратной одной дискрете (перемещению исполнительного органа станка при подаче устройством ЧПУ одного импульса).

*Каштальян Иван Алексеевич, доцент, к.т.н. каф. "Технология машиностроения" Белорусского национального технического университета.*

*Шпак Анна Валерьевна, ассистент каф. "Технология машиностроения", Белорусского национального технического университета.*

*Беларусь, БНТУ, 220013 г. Минск, пр. Независимости, 65.*