

**МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
ДВУХКОНТУРНОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ
ПРОЦЕССОМ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО
ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**

В. Д. Мостовой, В. П. Бирюков

**SIMULATION AND EFFICIENCY JUSTIFICATION
OF THE TWO-LOOP SYSTEM FOR CONTROLLING
TURNING PROCESS WITH USING A HIGH-SPEED ACTUATOR**

V. D. Mostovoy, V. P. Biryukov

Аннотация. *Актуальность и цели.* Адаптивные системы управления в машиностроении являются единственным путем компенсации переменных составляющих сил резания, образующихся в результате действия на процесс резания различных возмущающих воздействий. Поэтому их эффективность во многом определяет точность, производительность обработки и эффективность использования современных станков. Цель данной работы – исследовать возможность повышения эффективности регулирования силы резания при токарной обработке за счет расширения частотного диапазона эффективной работы системы путем создания дополнительного контура управления с использованием быстродействующего исполнительного механизма. *Материалы и методы.* Решение задач было достигнуто методом математического моделирования работы локальных контуров и всей системы на основе теоретических и экспериментальных моделей элементов системы и объекта управления при ступенчатых детерминированных и стохастических задающих и возмущающих воздействиях. *Результаты.* В работе построены математические модели быстродействующего исполнительного механизма на основе пьезоэлектрического актюатора, процесса резания как объекта управления по каналу: продольная подача – сила резания, методом математического моделирования исследована возможность параллельной работы двух контуров управления на один входной управляющий параметр объекта управления, получены оценки качественных показателей работы исходной системы управления и предложенной двухконтурной системы управления. *Выводы.* Результаты моделирования исходной системы управления и предлагаемой двухконтурной системы показали возможность работы двух контуров на одно управляющее воздействие путем ограничения высокочастотного управляющего воздействия по амплитуде и развязки контуров по частоте с помощью высокочастотного фильтра в дополнительном контуре управления.

Ключевые слова: процессы резания, адаптивные системы, математическое моделирование, динамические характеристики, тонкоплечный пьезоэлектрический микроактюатор, частотная развязка контуров управления.

Abstract. *Background.* Adaptive control systems in engineering are the only way to compensate for the variable components of the cutting forces that result from the action of various perturbing influences on the cutting process. Therefore, their efficiency largely de-

termines the accuracy, processing capacity and efficiency of modern machine tools. The purpose of this work is to investigate the possibility of increasing the effectiveness of cutting force control during turning by expanding the frequency range of effective work by creating an additional control loop using a high-speed actuator. *Materials and methods.* The solution of the problems of work was achieved by the method of mathematical modeling of the operation of local circuits and the entire system on the basis of theoretical and experimental models of the elements of the system and the control object with stepwise deterministic and stochastic driving and disturbing influences. *Results.* The mathematical models of a high-speed actuating mechanism based on a piezoelectric actuator are constructed, the process of cutting as a control object along a channel: longitudinal feeding is the cutting force, the possibility of parallel operation of two control loops for one input control parameter of the control object is investigated, The control system and the proposed dual-loop control system. *Conclusions.* The results of the simulation of the initial control system and the proposed two-loop system showed the possibility of two circuits operating for one control action by limiting the high-frequency control action in amplitude and with the decoupling of the circuits in frequency based on the features of the frequency characteristics of the initial system, using as an actuator the electric motor and the high-speed actuator Based on a piezoelectric actuator, as well as high-frequency phi In the additional control loop.

Key words: turning process, adaptive systems, mathematical modeling, dynamic properties, thin-film piezo actuator, frequency isolation of the control loops.

Введение

В настоящее время основными направлениями развития механической обработки являются повышение точности, производительности, снижение стоимости обработки, что достигается путем применения оборудования высокой жесткости и с высокой точностью основных узлов, выбора оптимальных режимных параметров, применения адаптивных систем управления.

Станки с системами адаптивного управления, выполненными в виде надстройки над ЧПУ, находят все большее применение в мировой практике. В качестве примера можно привести системы типа ACM OMATIVE, работающие с CNC SINUMERIK на станках от фирмы DMG MORI.

Объясняется это тем, что сами системы ЧПУ, повышение точности изготовления и жесткости механических систем станков повышают точность обработки, но не снимают вопросов деформации элементов упругой системы станка под действием сил резания. Для обеспечения требований по точности приходится снижать режимы резания, что приводит к снижению производительности и эффективности применения современных дорогостоящих станков с ЧПУ и обрабатывающих центров.

Влияние номинальных сил резания, являющихся постоянными в процессе резания, может быть учтено при разработке режимов и управляющих программ. Единственным же путем обработки изделий при действии таких возмущающих воздействий, как изменение припуска, характеристик материала заготовки, износа инструмента (приводящих к переменным составляющим сил резания), с заданной точностью без снижения производительности является компенсация возмущений, приводящих к деформациям упругих систем станков с помощью адаптивных систем управления.

Однако и адаптивные системы управления имеют ограниченные возможности, что связано с динамическими характеристиками станков как объектов управления, элементов систем управления, а также с дисперсиями и спектрами возмущающих воздействий. К настоящему времени проведены обширные работы по моделированию систем управления силой резания путем изменения продольной подачи [1–3]. Данные системы должны путем изменения величины подачи при отклонении припуска поддерживать постоянную площадь срезаемой стружки, а при изменении характеристик материала заготовки, износе инструмента подбирать такое новое сечение срезаемой стружки, чтобы сила резания была постоянной, и тем самым исключить дополнительные деформации элементов упругих систем заготовки и режущего инструмента, поддерживая постоянное положение режущей кромки инструмента относительно обрабатываемого изделия и исключая появление новых погрешностей по названным входным факторам.

Часто в данных системах в качестве исполнительных механизмов используются электрические двигатели продольных и поперечных подач, что вследствие их инерционности ограничивает быстродействие систем и не позволяет обрабатывать весь спектр возмущающих воздействий. При этом высокочастотные возмущения приводят к погрешностям в обрабатываемых изделиях, снижая их качественные показатели. Для поддержания погрешностей обработки в допустимых пределах также приходится снижать режимы резания, что не позволяет использовать дорогостоящее оборудование на полную мощность.

Поэтому продолжает оставаться актуальным вопрос поиска путей повышения эффективности адаптивных систем. В работе [1] рассмотрена каскадная система управления силой резания, что позволило повысить быстродействие системы управления и расширить частотный диапазон эффективной работы системы [4]. Но полученные результаты остаются на уровне, не удовлетворяющем современным требованиям.

Возможным путем повышения быстродействия является разработка систем управления с использованием новых быстродействующих исполнительных механизмов. Примерами, подтверждающими возможность повышения быстродействия систем управления, являются системы, разработанные «Cedrat Technologies», построенные на основе пьезоэлектрических элементов. Эскиз конструкции такого исполнительного механизма приведен на рис. 1 [5].

Принцип действия исполнительного механизма в данной системе основан на явлении обратного пьезоэффекта – возникновение механических напряжений и упругих деформаций в пьезоэлектрических материалах при приложении к ним электрического напряжения. Следует отметить, что пьезоэлектрические двигатели имеют значительно меньшие габариты и массу по сравнению с аналогичными по силовым характеристикам электромагнитными двигателями и обладают более высоким быстродействием и ресурсом работы. Однако имеется ряд недостатков: пакетные пьезоэлементы из керамики могут утратить работоспособность при приложении внешнего поля с напряженностью выше критической в направлении, противоположном вектору

предварительной поляризации, требуют большого электрического напряжения питания до 600 В, способны точно возвращаться в нулевую точку только при применении системы управления с активной обратной связью [6].

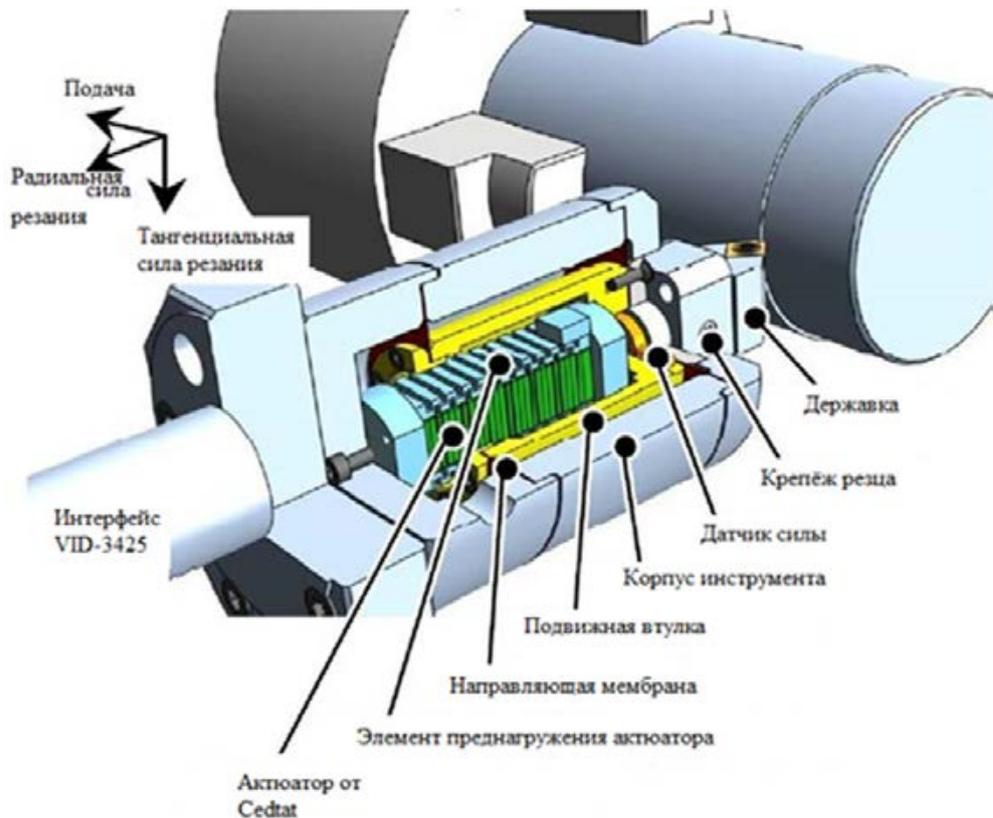


Рис. 1. Эскиз конструкции исполнительного механизма системы активного контроля вибраций от «Cedrat Technologies»

В настоящее время разработаны тонкопленочные многослойные актюаторы, состоящие из чередующихся тонких слоев пьезокерамики и электродов. При толщине керамического слоя в 20–100 мкм такие актюаторы требуют меньшего электрического напряжения, чем пакетные актюаторы того же размера (обычно не более 100 В), при этом они способны развивать значительные усилия пропорционально площади сечения (до 1000 Н на $2 \times 2 \text{ мм}^2$) [6].

Однако применение пьезоэлектрических исполнительных механизмов для управления процессами резания ограничено малыми достижимыми перемещениями. Применяемый в данной работе элемент имеет максимальную величину удлинения 60 мкм, что существенно ограничивает длину обработки и делает разработку системы управления силой резания невозможной.

В работе [7] описаны системы управления процессами резания, построенные с использованием исполнительных механизмов микроперемещений. Они строились путем установки дополнительных двигателей на суппорты станков и позволяли осуществлять перемещения режущего инструмента от-

носителю перемещения суппорта приводами продольной или поперечной подачи. Поэтому возможным вариантом построения системы является установка дополнительно к двигателю продольной подачи пьезоэлектрического исполнительного механизма непосредственно на суппорт с жестким присоединением к нему с помощью специальной оснастки токарного резца, что позволит оказывать высокочастотное управляющее воздействие по отношению к движению продольной подачи по всей длине заготовки.

Но при этом возникают новые проблемы. Это прежде всего проблема работы двух исполнительных механизмов на одно управляющее воздействие объекта управления, в данном случае – на продольную подачу. Получается параллельная работа двух систем управления на одно и то же управляющее воздействие, т.е. полная взаимосвязь двух систем, при которой управляющее воздействие одной системы будет являться возмущением для другой системы.

Однако если учесть возможность работы одной системы в низкочастотном диапазоне, а другой – в высокочастотном диапазоне возмущающих воздействий, то оказывается, что имеются предпосылки для уменьшения такой взаимосвязи и развязки систем управления. Первая предпосылка – система управления с электрическим двигателем в качестве исполнительного механизма вследствие наличия инерционности имеет ниспадающую частотную характеристику. Система управления с пьезоэлектрическим исполнительным механизмом, наоборот, имеет возрастающую амплитудную частотную характеристику. Согласование этих характеристик позволит развязать по частоте работу двух систем управления и добиться работоспособности всей системы. При недостаточном согласовании характеристик можно попытаться уменьшить взаимосвязь систем с помощью дополнительных низкочастотного и высокочастотного фильтров. Кроме того, развязке систем способствует то, что пьезоэлектрический элемент увеличивает формируемое силовое воздействие при повышении частоты управляющего напряжения.

Целью данной работы является проверка гипотезы возможности расширения частотного диапазона эффективной работы системы управления процессом токарной обработки путем согласования совместной работы низкочастотного и высокочастотного контуров системы на один управляющий параметр процесса резания с разнесением их диапазонов работы по частоте.

На рис. 2 представлена функциональная схема возможной двухконтурной системы управления силой резания при токарной обработке, где обозначено: 1 – передняя бабка с передним центром; 2 – задняя бабка с задним центром; 3 – обрабатываемый вал; 4 – суппорт; 5 – токарный резец. Система включает два контура управления.

Первый низкочастотный контур включает датчик силы резания P_z , аналого-цифровой преобразователь АЦП1, элемент сравнения ЭС1, управляющее устройство, реализующее ПИД-закон регулирования $Reg1$, цифро-аналоговый преобразователь ЦАП1, электронный усилитель ЭУ, электрический двигатель продольной подачи ЭД, редуктор Ред, шарико-винтовую пару ШВП, объект управления как процесс резания по каналу: продольная подача-сила резания.

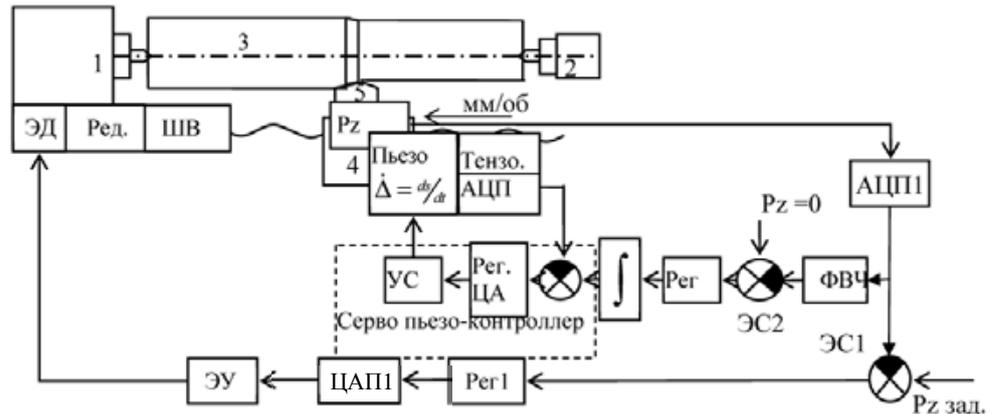


Рис. 2. Функциональная схема двухконтурной системы управления по каналу «продольная подача – сила резания»

Второй высокочастотный контур включает датчик силы резания P_z , аналого-цифровой преобразователь АЦП, высокочастотный фильтр ФВЧ, элемент сравнения ЭС2, управляющее устройство, реализующее ПИД-закон регулирования, Per 2, сервопьезопривод, включающий тонкопленочный пьезоактюатор, датчик обратной связи (тензометрический датчик перемещения), внутренний контроллер, формирующий закон управления перемещением рабочего торца пьезоэлемента в зависимости от входного напряжения, объект управления как процесс резания по каналу: продольная подача-сила резания.

Построение математической модели пьезоактюатора и объекта управления

В данной работе в качестве быстродействующего исполнительного механизма применен тонкопленочный пьезоэлектрический микроактюатор, моделирование которого представлено в работе [8]. Технические характеристики многослойного пьезоактюатора типа АПМ приведены в табл. 1.

Таблица 1

Технические характеристики многослойного пьезоактюатора типа АПМ

Наименование характеристики	Обозначение	Величина
Габаритные размеры (длина, ширина, высота), мм	$L \times h \times d$	$70 \times 7,4 \times 7,2$
Площадь сечения, м ²	S_0	$53,28 \cdot 10^{-6}$
Емкость электрическая, мкФ	C_0	11,7
Тангенс угла диэлектрических потерь	$\text{tg}\delta$	0,02
Пьезомодуль, Кл/Н	d_{33}	$450 \cdot 10^{-12}$
Модуль Юнга, Н/м ²	Y_{33}	$10 \cdot 10^{10}$
Плотность, кг/м ³	ρ	7800

В качестве базовой принята математическая модель пьезоэлектрического исполнительного механизма пакетного типа. Структурная схема модели приведена на рис. 3. Такая модель применима и к тонкопленочным актюаторам с учетом некоторых особенностей [8]. При моделировании следует

учесть высокую электрическую емкость актюатора, которая увеличивает электростатическую постоянную времени $T_э$, которая превышает постоянную времени самого пьезодвигателя. Также необходим учет влияния силы резания, возникающей в процессе токарной обработки и ограничивающей перемещение управляющего органа исполнительного механизма.

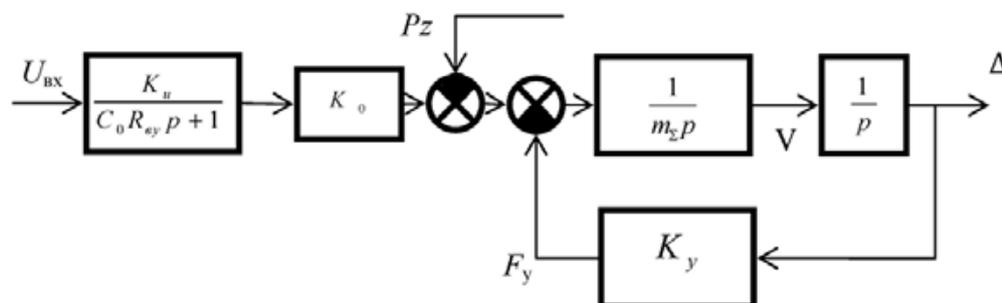


Рис. 3. Математическая модель многослойного пьезоэлектрического микроактюатора: $U_{вх}$ – входное напряжение; K_u – коэффициент усиления; p – оператор Лапласа; R_{ey} – входное сопротивление усилителя; K_0 – коэффициент обратного пьезоэффекта; m – эффективная масса; V – линейная скорость перемещения; Δ – линейное перемещение; K_y – коэффициент упругости; F_y – сила упругости; F_c – сила резания в осевом направлении пьезопривода

Определение оценок параметров математической модели тонкопленочного пьезоэлектрического микроактюатора (см. рис. 3) произведено на основании паспортных данных актюатора (см. табл. 1).

Коэффициент передачи устройства управления (пьезосервоконтроллера) $K_u = 140$.

Электростатическая постоянная времени

$$T_э = C_0 R_{ey} = 0,0012 \text{ с.}$$

Коэффициент упругости

$$K_y = \frac{S_0 Y_{33}}{L} = \frac{53,28 \cdot 10^{-6} \cdot 10^{11}}{70 \cdot 10^{-3}} = 76,1 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Коэффициент обратного пьезоэффекта

$$K_0 = K_y \cdot d_{33} = 76,1 \cdot 10^6 \cdot 450 \cdot 10^{-12} = 38,4 \cdot 10^{-3} \text{ Кл/м.}$$

Эффективная масса: $m_\Sigma = m_0 + 0,382m = 0,125$ кг, где $m_0 = 0,114$ кг – масса присоединенных к актюатору элементов, масса самого пьезоэлемента:

$$m = S_0 l_0 p = 53,28 \cdot 10^{-6} \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 7800 = 2,88 \cdot 10^{-2} \text{ кг.}$$

На рис. 4 представлена структурная схема микроактюатора, построенная в среде имитационного моделирования Simulink пакета MATLAB, с учетом силового воздействия процесса резания, показанного штриховой стрелкой.

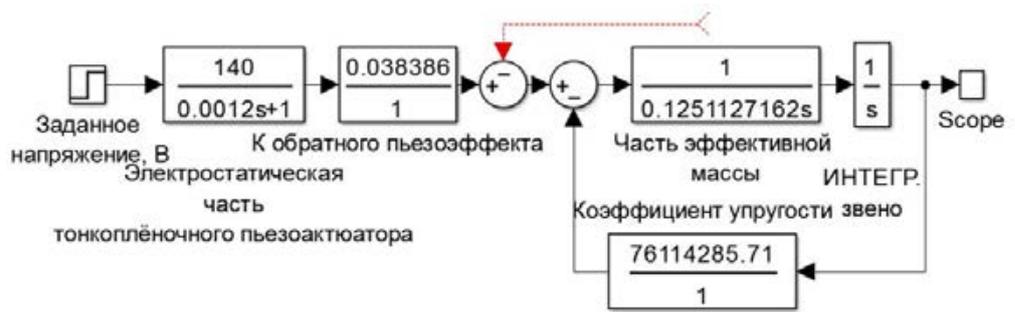


Рис. 4. Математическая модель многослойного пьезоэлектрического микроактюатора в Simulink

Моделирование работы микроактюатора при использовании метода ode4 (Runge – Kutta) с шагом 0,00005 с показало, что характер переходного процесса разомкнутого пьезопривода (рис. 5) соответствует экспериментальным данным, полученным в [8].

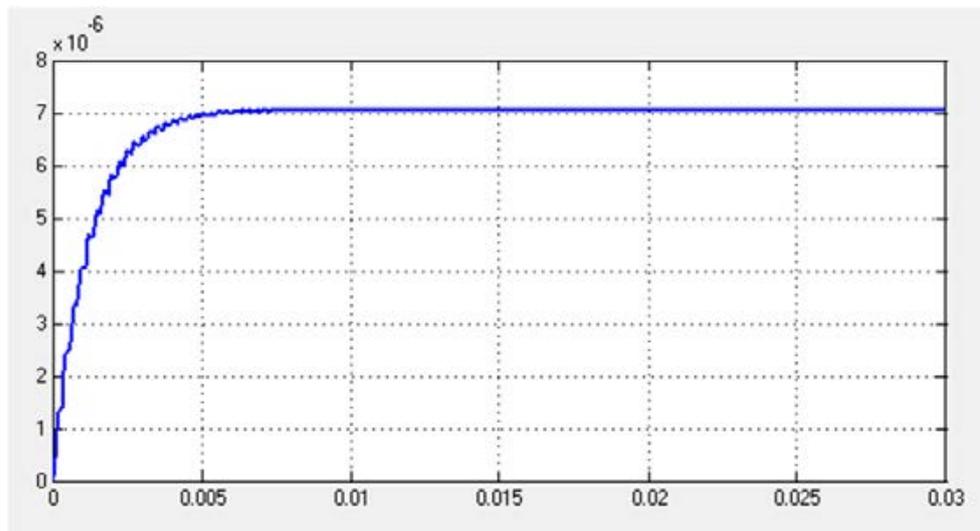


Рис. 5. Переходной процесс при заданном напряжении 100 В

На рис. 6 представлены структурная схема математической модели данного пьезоактюатора с регулятором положения, включающим тензосопротивление, как датчик положения, и пьезосервоконтроллер со встроенным управляющим устройством – ПИД регулятором. Моделирование работы пьезоактюатора с контуром управления пьезоприводом показало их принципиальную работоспособность. На рис. 6 также приведены переходные процессы на ступенчатые изменения по заданию при $t = 0$ с и ступенчатое возмущение по силе 10 Н при $t = 0,015$ с.

Полученные показатели переходного процесса являются достаточными для использования математической модели пьезоактюатора при исследовании предлагаемой системы управления.

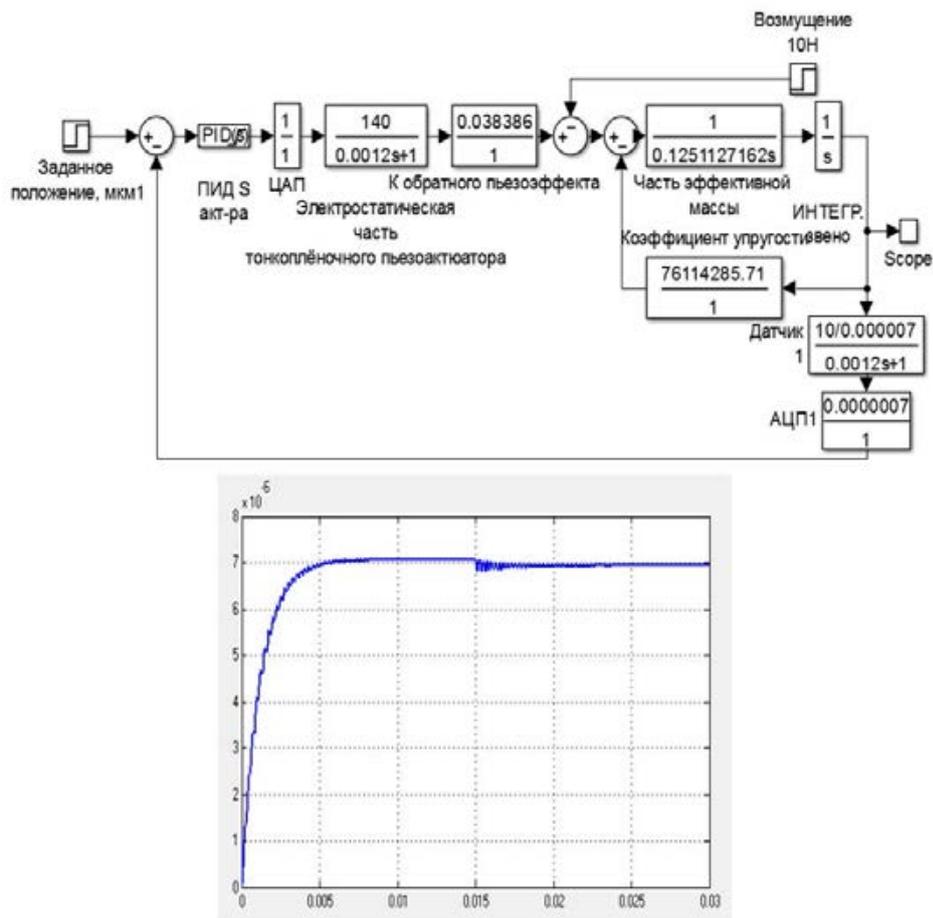


Рис. 6. Расширенная математическая модель пьезоактюатора (сверху) и переходной процесс при заданном напряжении и возмущении

Математическая модель объекта управления получена путем аппроксимации переходного процесса по силе резания, снятого при врезании токарного отогнутого проходного резца (табл. 2) в заготовку – вал Сталь 45 при $t = 0,5$ мм, $s = 0,35$ мм/об, $n = 500$ об/мин.

Таблица 2

Характеристики токарного отогнутого проходного резца

Характеристика	Значение
Материал пластины	T5K10
Передний угол γ	10°
Главный задний угол α	7°
Угол заострения β	73°
Угол резания δ	80°
Главный угол в плане φ	93°
Вспомогательный угол в плане φ_1	7°
Угол при вершине ϵ	80°
Угол наклона главной режущей кромки λ	$3-5^\circ$

Параметрическая идентификация модели произведена путем решения задачи нелинейного программирования в Excel, алгоритм которой вызывается командой «Поиск решения». Фрагмент программы построения ММ ОУ приведен на рис. 7. Полученная передаточная функция объекта управления по каналу продольная подача – сила резания имеет вид

$$W(p) = \frac{364,9}{0,47p + 1} \left[\frac{H \cdot об}{мм} \right]$$

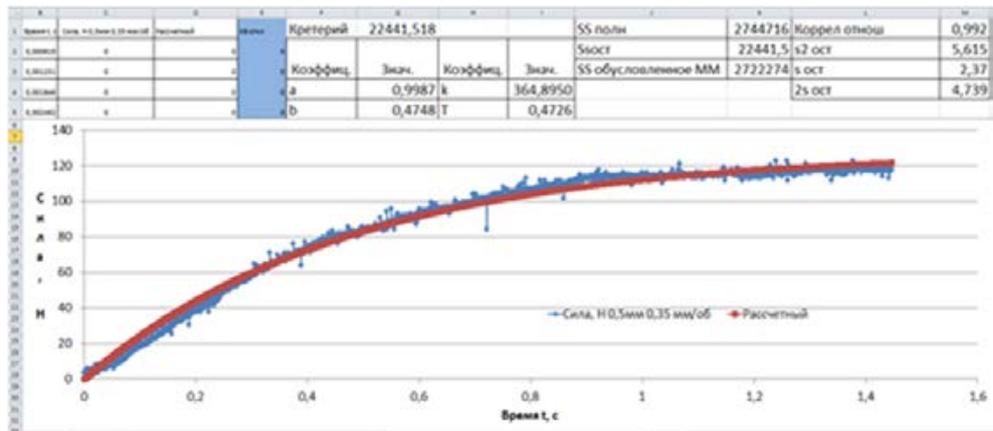


Рис. 7. Фрагмент программы идентификации модели процесса резания

Математические модели элементов двухконтурной системы управления АЦП, ЦАП, датчика силы резания, электродвигателя и других определены по паспортным данным и приведены на структурной схеме (рис. 8).

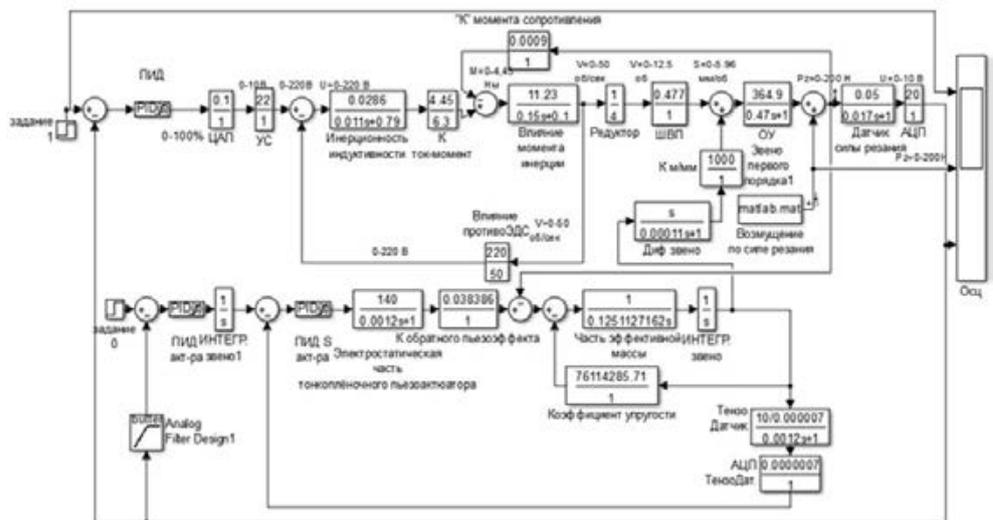


Рис. 8. Структурная схема системы управления в Simulink

Этапы исследования двухконтурной системы управления силой резания по продольной подаче при токарной обработке

С целью анализа работоспособности и определения показателей эффективности разрабатываемой системы управления определен следующий порядок моделирования:

- 1) настройка ПИД регулятора для контура с двигателем постоянного тока (1 контур), при этом высокочастотный канал управления отключен;
- 2) определение АЧХ контура с двигателем постоянного тока при отключенном высокочастотном канале (точки входа и выхода, находящиеся на входе и выходе сумматора после объекта управления, показаны на рис. 8);
- 3) моделирование работы контура с двигателем постоянного тока при подаче случайного возмущающего воздействия из файла `matlab.mat`;
- 4) настройка высокочастотного фильтра согласно полученным в п. 2 данным;
- 5) настройка каскада ПИД регуляторов (начиная с внутреннего) для контура (2 контур) с тонкопленочным пьезоэлектрическим микроактюатором, при этом низкочастотный канал управления с двигателем постоянного тока отключен;
- 6) определение АЧХ контура с тонкопленочным пьезоэлектрическим микроактюатором при отключенном низкочастотном канале (точки входа и выхода см. п. 2);
- 7) моделирование работы контура с тонкопленочным пьезоэлектрическим микроактюатором с подачей случайного возмущающего сигнала из файла `matlab.mat`;
- 8) моделирование полностью замкнутой системы (см. рис. 8) при случайном возмущении;
- 9) моделирование полностью замкнутой системы (см. рис. 8) при задании по силе резания в 127,7 Н (среднее значение полученной экспериментально силы резания) и с подачей возмущающего сигнала из файла `matlab.mat`;
- 10) определение АЧХ полностью замкнутой системы (см. рис. 8);
- 11) анализ полученных данных.

При математическом моделировании методом моделирования `ode4` (Runge-Kutta) с шагом 0,00005 с использовались ступенчатые задающие и возмущающие воздействия и экспериментальный временной ряд стохастического возмущающего воздействия, полученный при токарной обработке заготовки типа вал, который применялся в процессе экспериментального получения математической модели объекта управления по управляющему воздействию.

Настройка ПИД регуляторов проводилась в диалоговом режиме с помощью функции `PID Tuner`. Тип регуляторов – непрерывный, ограничение регулятора по управляющему воздействию $\pm 100\%$ для двигателя постоянного тока и внешнего каскада пьезоактюатора; $+100\%$ для внутреннего каскада пьезоактюатора, метод защиты от интегрального насыщения – `Clamping` с учетом ограничений при линеаризации и настройке. Результаты настройки ПИД регулятора и кривая переходного процесса двигателя постоянного тока представлены на рис. 9.

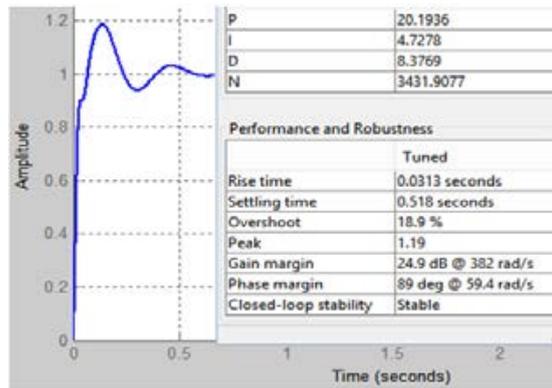


Рис. 9. Параметры настройки ПИД регулятора для 1-го контура

АЧХ контура по возмущающему воздействию для оценки частотного диапазона эффективной работы контура определялась в Simulink пакета Control Design, вкладка Linear Analysis. Вид АЧХ по возмущению 1-го контура представлен на рис. 10.

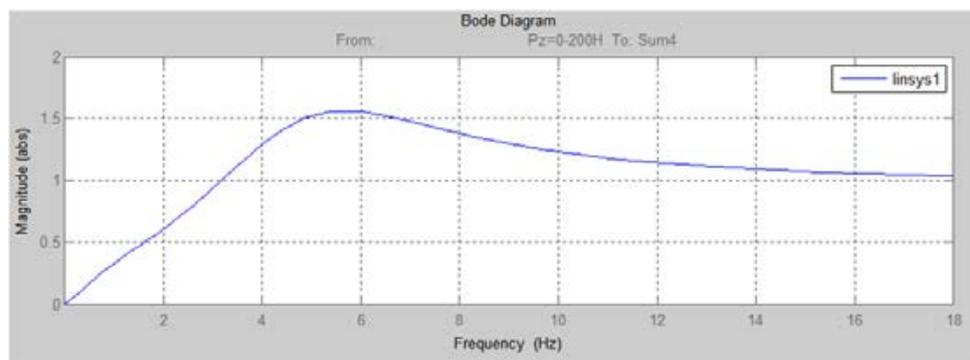


Рис. 10. АЧХ по возмущению для 1-го контура

Результаты моделирования работы контура с двигателем постоянного тока для оценки его эффективности при стохастическом возмущении по силе резания представлены на рис. 11.

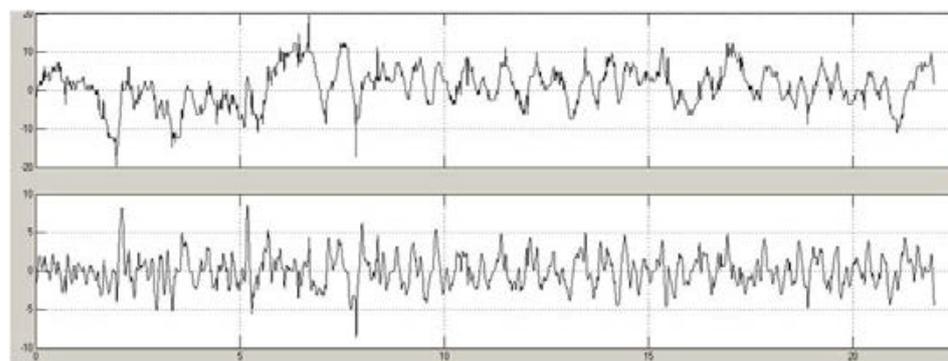


Рис. 11. Временной ряд возмущения (верхний рисунок) и выход 1-го контура постоянного тока при стохастическом возмущающем воздействии (нижний рисунок). По оси абсцисс – время, с; по оси ординат – сила резания, Н

На основании АЧХ контура с электродвигателем постоянного тока определены параметры фильтра высоких частот Баттерворта 3-го порядка с частотой среза 25 рад/с.

Параметры ПИД регуляторов и кривые переходных процессов пьезоактюатора и высокочастотного контура представлены на рис. 12.

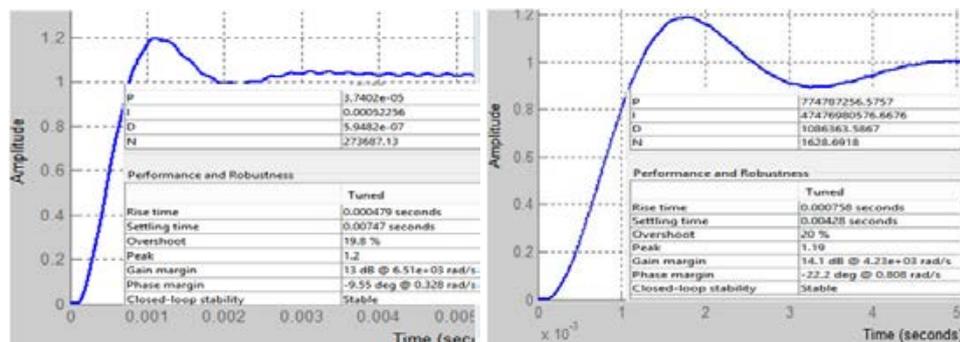


Рис. 12. Параметры ПИД регулятора пьезоактюатора (сверху) и высокочастотного контура (снизу)

АЧХ по возмущению контура 2 представлена на рис. 13.

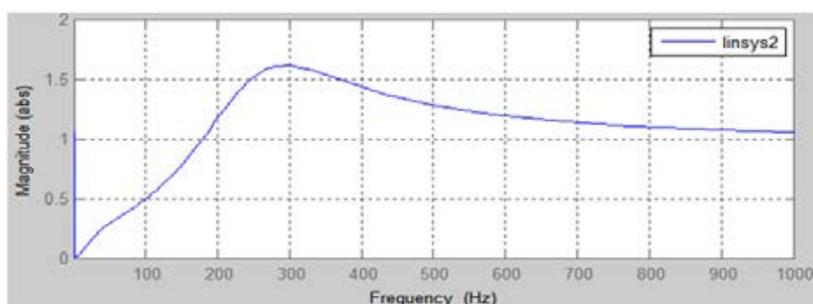


Рис. 13. АЧХ по возмущению для контура с пьезоактюатором

Результаты моделирования работы второго контура с пьезоактюатором при стохастическом возмущении по силе резания представлены на рис. 14.

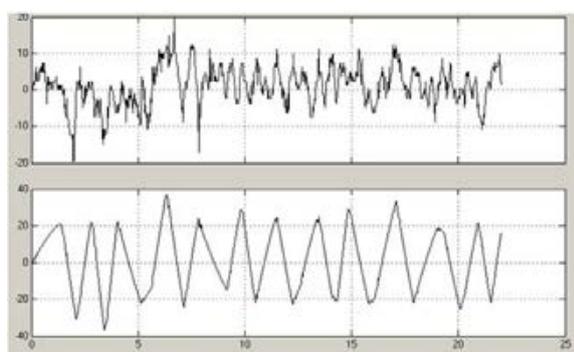


Рис. 14. Сигнал возмущения (сверху) и выход контура управления с пьезоактюатором при задании $P = 0$. По оси абсцисс – время, с; по оси ординат – сила резания, Н

Результаты моделирования двухконтурной системы при стохастическом возмущении по силе резания представлены на рис. 15.

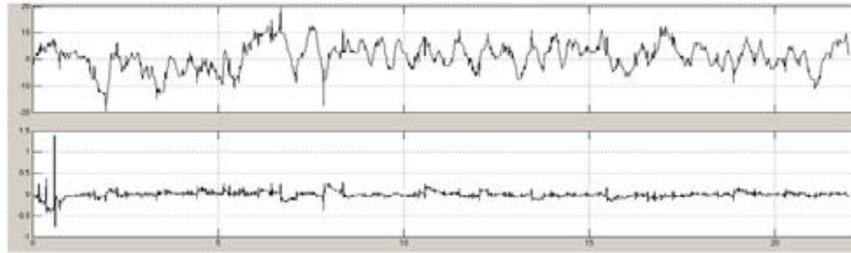


Рис. 15. Сигнал возмущения (сверху) и выход замкнутой системы управления при стохастическом возмущении. По оси абсцисс – время, с; по оси ординат – сила резания, Н

Результаты моделирования полностью замкнутой системы управления при ступенчатом задании 127,7 Н (номинальное значение силы резания) и стохастическом возмущении представлены на рис. 16.

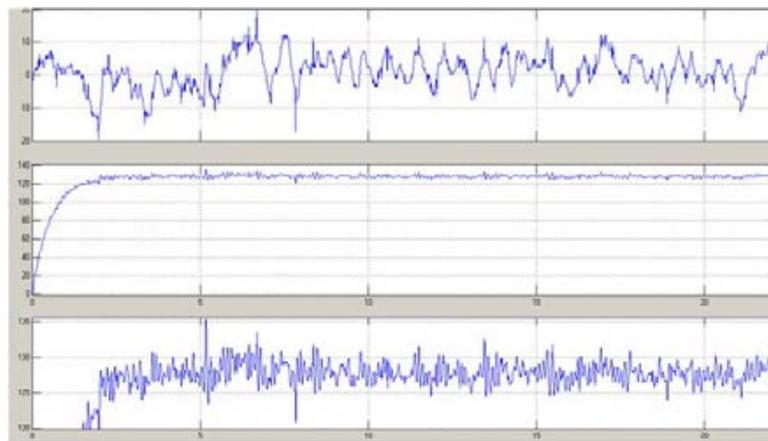


Рис. 16. Сигнал возмущения (сверху) и выход замкнутой системы управления при задании $P = 127,7$ Н (номинальное значение силы резания) и стохастическом возмущении. По оси абсцисс – время, с; по оси ординат – сила резания, Н

АЧХ двухконтурной системы управления по возмущению представлена на рис. 17.

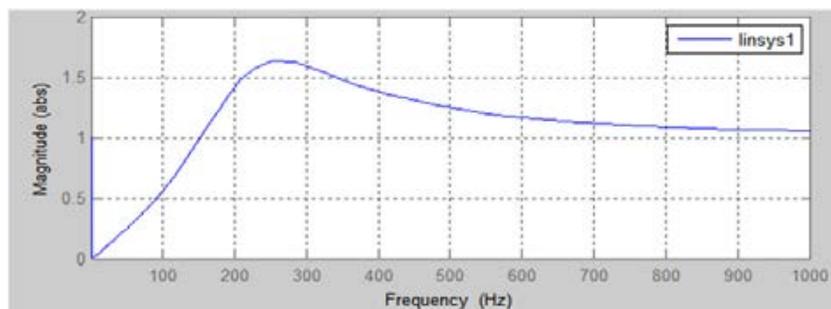


Рис. 17. АЧХ по возмущению для двухконтурной системы управления

Анализ результатов моделирования

Проведенный анализ результатов моделирования системы управления позволил выявить следующее.

Полученная структура системы управления позволяет проводить настройку ПИД регуляторов с обеспечением устойчивости по замкнутому контуру. При этом качество переходных процессов удовлетворяет общим требованиям: перерегулирование – не более 20 %; количество колебаний – от 1,5 до 2.

АЧХ контура управления с электрическим двигателем постоянного тока в качестве исполнительного механизма показывает, что диапазон эффективной работы данного контура находится в пределах $f_{нч} = 0-3,6$ Гц. В диапазоне $f_{сч} = 3,7-18$ Гц возмущения усиливаются системой. Свыше $f_{нч} = 18$ Гц система не оказывает никакого влияния на возмущения.

Моделирование данного контура показало, что выходной диапазон силы резания сузился с ± 15 до ± 5 Н, что показывает эффективность данного контура. Однако она является недостаточной при наличии более широкого частотного спектра возмущений по силе резания [1]. Это также говорит об имеющихся дополнительных возможностях по повышению точности управления.

Контур управления с тонкопленочным пьезоэлектрическим микроактюатором имеет частотный диапазон эффективной работы системы до 180 Гц. Однако последующее моделирование только данного контура системы управления показало увеличение диапазона колебаний регулируемой силы резания до ± 40 Н, что может быть вызвано интегральным насыщением на выходе регулятора, обусловленным ограниченным диапазоном рабочих перемещений исполнительного механизма данного контура.

Моделирование двухконтурной системы управления при стохастическом возмущении показало более высокую эффективность, чем каждый контур по отдельности. Диапазон колебаний силы резания сужается до $\pm 0,5$ Н, что на порядок меньше, чем для системы с двигателем постоянного тока. Эффективный частотный диапазон работы системы управления по АЧХ сужается до 150 Гц по сравнению с диапазоном эффективной работы контура с пьезоэлементом, что может быть связано с оставшимся взаимным влиянием двух контуров управления.

Моделирование двухконтурной системы управления с заданием по силе резания 127,7 Н показывает отсутствие перерегулирования при врезании, что может быть обусловлено быстродействующим контуром, который успевает обрабатывать данное отклонение от заданного значения. Отклонения силы резания относительно среднего составляют от $-2,7$ до $4,2$ Н, что больше, чем при стохастическом возмущении. Это может быть связано с остаточными взаимными возмущениями двух контуров управления и наличием интегрального насыщения контура с пьезоэлементом.

Результаты показывают, что эффективность разработанной двухконтурной системы управления существенно выше эффективности отдельного

контура с электродвигателем. Результат данной работы превосходит результаты, представленные в работе [1] для каскадных систем, по диапазону эффективной работы из АЧХ (150 Гц против 5,6 Гц) и по ширине коридора колебаний силы резания (6,9 Н против 8 Н).

Заключение

В работе методом компьютерного моделирования показана принципиальная возможность работы двух контуров на одно управляющее воздействие путем ограничения высокочастотного управляющего воздействия по амплитуде и развязки контуров по частоте и расширения частотного диапазона эффективной работы системы управления силой резания путем применения дополнительного быстродействующего исполнительного механизма.

Библиографический список

1. Мостовой, В. Д. Уменьшение дисперсии ошибки системы управления силой резания путем повышения быстродействия управления / В. Д. Мостовой // Актуальные проблемы автоматизации и управления в технических и организационных системах : сб. тр. Междунар. науч. конф. – Саратов : Амирит, 2016. – С. 130–138.
2. Кравченко, С. А. Обеспечение точности автоматизированной системы управления продольным профилем нежестких валов при токарной обработке путем повышения эффективности обратной связи / С. А. Кравченко. – Саратов : Типография СГТУ, 2013. – С. 179.
3. Набилкин, А. Ю. Автоматизированная двушкальная каскадная система управления продольным профилем нежестких валов при токарной обработке : дис. ... канд. техн. наук / Набилкин А. Ю. – Саратов : Типография СГТУ, 2013. – С. 188.
4. Бирюков, В. П. Создание условий эффективной работы обратной связи систем управления / В. П. Бирюков, В. В. Сотников ; Саратовский гос. техн. ун-т. – Саратов, 2012. – 272 с.
5. Harms, A. Tool adaptor for active vibration control in turning operations / A. Harms, V. Denkena, N. Lhermet // ACTUATOR 2004, 9th International Conference on New Actuators (14–16 June 2004). – Bremen, Germany, 2004. – С. 694–697.
6. Бобцов, А. А. Исполнительные устройства и системы для микроперемещений : учеб. пособие / А. А. Бобцов. – СПб. : ИТМО, 2011. – С. 131.
7. Балакшин, Б. С. Адаптивное управление станками / Б. С. Балакшин, Б. М. Базаров, И. М. Баранчукова ; под ред. проф. Б. С. Балакшина. – М. : Машиностроение, 1973. – С. 687.
8. Бойков, В. И. Пьезопривод на основе тонкопленочных пьезоактюаторов / В. И. Бойков // Известия вузов. Приборостроение. – 2009. – Т. 52, № 11. – С. 84–87.

Мостовой Владимир Дмитриевич
аспирант,
Саратовский государственный
технический университет
им. Гагарина Ю. А.
E-mail: mvd-bkp@mail.ru

Mostovoy Vladimir Dmitryevich
postgraduate student,
Saratov State Technical University
named after Y. A. Gagarin

Бирюков Владимир Петрович

доктор технических наук, профессор,
кафедра атомной энергетики,
Балаковский инженерно-технологический
институт

E-mail: bvp-bittu@mail.ru

Biryukov Vladimir Petrovich

doctor of technical sciences, professor,
sub-department of atomic energetics,
Balakovo Institute of Engineering
and Technology

УДК 681.514

Мостовой, В. Д.

Моделирование и обоснование эффективности двухконтурной системы управления процессом токарной обработки с использованием быстродействующего исполнительного механизма / В. Д. Мостовой, В. П. Бирюков // Модели, системы, сети в экономике, технике, природе и обществе. – 2017. – № 2 (22). – С. 205–221.