

УДК 681.51:62-589.33:621.941

АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ПОДАЧИ ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОКАРНОЙ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКЕ

А.П. Муслимов, А.А. Алмасбеков, Б.А. Сарымсаков

Разработана автоматическая система стабилизации подачи инструмента при токарной чистовой обработке. Применение автоматических систем управления в металлорежущем оборудовании снижает себестоимость продукции и число бракованных деталей в процессе производства, возрастает точность геометрических размеров, чистота обработанной поверхности детали и производительность труда. Тенденции развития современной техники неразрывно связаны с повышением эффективности технологического оборудования машиностроительно-го производства. Поэтому совершенствование действующих и создание новых машин для обеспечения высокой производительности, качества продукции, способной конкурировать на мировом рынке, весьма актуально.

Ключевые слова: силовой цилиндр; индуктивный датчик; зазор; электромагнитный движитель; стабилизация; токарный станок.

ТОКАРДЫК ТАЗА ИШТЕТҮҮДӨ ШАЙМАНДАРДЫ БЕРҮҮНҮ ТУРУКТАШТЫРУУНУН АВТОМАТТЫК СИСТЕМАСЫ

А.П. Муслимов, А.А. Алмасбеков, Б.А. Сарымсаков

Бул макалада токардык таза иштетүүдө шаймандарды берүүнү турукташтыруунун автоматтык системасы иштелип чыккан. Металл кесүүчү жабдыктарда автоматтык башкаруу системаларын колдонуу өндүрүштүн чыгымдарын жана өндүрүш процессиндеги бузук бөлүктөрдүн санын азайтып, геометриялык өлчөмдөрдүн тактыгын, тетиктин иштетилген бетинин тазалыгын жана эмгек өндүрүмдүүлүгүн жогорулатат. Заманбап техниканын өнүгүү тенденциялары машина куруу өндүрүшүндө технологиялык жабдуулардын натыйжалуулугун жогорулатуу менен ажырагыс байланышта. Ошондуктан жогорку өндүрүмдүүлүктү, сапаттуу, дүйнөлүк рынокто атаандаштыкка туруштук бере турган продукцияны камсыз кылуу үчүн иштеп жаткан техниканы өркүндөтүү жана жаңы станокторду түзүү абдан маанилүү.

Түйүндүү сөздөр: кубаттуу цилиндр; индуктивдүү датчик; көңдөй; электромагниттик кыймылдаткыч; стабилдештирүү; токардык станок.

AUTOMATIC TOOL FEED STABILIZATION SYSTEM FOR TURNING FINISHING

A.P. Muslimov, A.A. Almasbekov, B.A. Sarymsakov

This article develops an automatic tool feed stabilization system for turning to finish. The use of automated control systems in metal-cutting equipment reduces the cost of production and the number of defective parts in the production process. In so doing, it increases the accuracy of geometric dimensions, the cleanliness of the processed surface, and labor productivity. Trends in the development of modern technology are inextricably linked, with increasing the efficiency of technological equipment for machine-building production. In this regard, it remains an urgent task to improve existing machines and create new ones to ensure high productivity and product quality that can compete on the world market.

Keywords: power cylinder; inductive sensor; gap; electromagnetic propulsion; stabilization; lathe.

Важным критерием эффективности автоматической системы является стабилизация подачи инструмента, обеспечивающая требуемую производительность и качество обработанной детали при меньших затратах времени и средств. Изменение сил резания приводит к изменению упругого перемещения резца и качество обрабатываемой детали снижается.

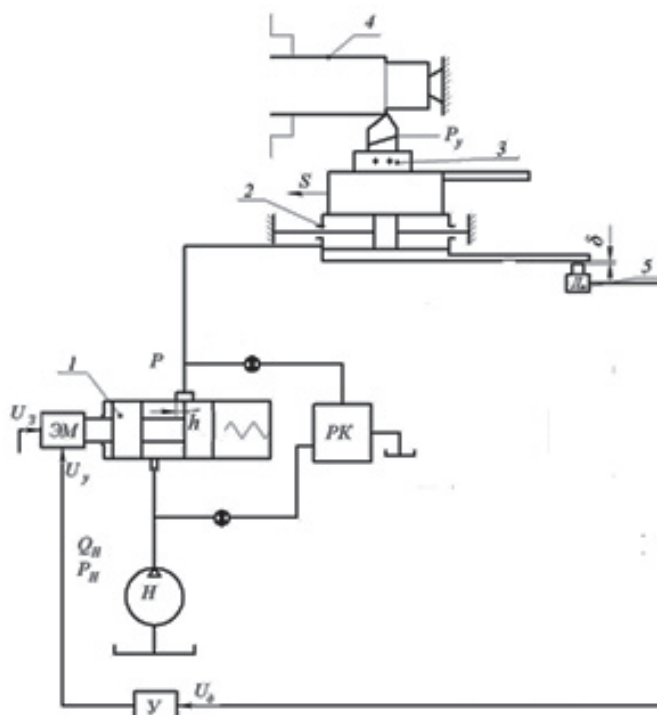


Рисунок 1 – Принципиальная схема автоматической системы стабилизации подачи инструмента при токарной чистовой обработке. Н – насос силового цилиндра; РК – редукционный клапан; P_y – сила резания; S – подача инструмента; q – зазор гидростатической направляющей; h – величина открытий рабочей щели; Q_n , P_n – расход и давление насоса; I_z – задающий сигнал; I_d – сигнал датчика; I_y – сигнал усилителя; 1 – регулятор расхода силового цилиндра; 2 – силовой цилиндр; 3 – суппорт; 4 – обрабатываемая деталь; 5 – индуктивный датчик

Для того чтобы повысить качество обрабатываемой детали, необходимо стабилизировать подачу инструмента при токарной чистовой обработке. Цель достигается путем создания автоматической системы стабилизации подачи инструмента.

Принципиальная схема автоматической системы представлена на рисунке 1.

Принципиальная схема автоматической системы стабилизации подачи инструмента при токарной чистовой обработке состоит из станины, на которой установлен суппорт станка 3 с силовым цилиндром 2 [1–3].

На суппорте станка закреплен режущий инструмент для обработки детали 4. Датчик 5 предназначен для измерения упругого перемещения резца под действием радиальной составляющей силы резания и преобразования ее в электрический сигнал. Сигнал от I_d усиливается с помощью усилителя У, усиленный сигнал I_y поступает в электромагнитный движитель, якорь которого перемещает подвижной элемент регулятора расхода 1. При повышении нагрузки его щель увеличивается ровно настолько, чтобы компенсировать утечки в силовом цилиндре. При снижении нагрузки на силовом цилиндре величина щели регулятора уменьшается под действием пружины ровно настолько, чтобы подача инструмента была постоянной [4].

Для определения масс-геометрических и режимных параметров системы необходимо разработать математические модели основных ее элементов.

Математическая модель регулятора расхода жидкости. В автоматической системе использован регулятор подачи жидкости золотникового типа (рисунок 2), имеющий пропускную щель

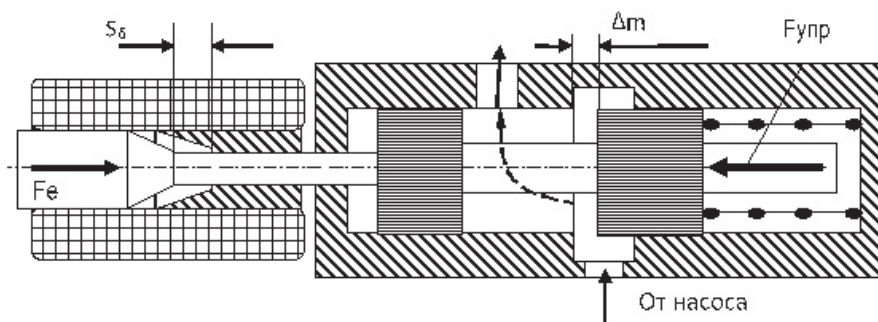


Рисунок 2 – Расчетная схема золотникового регулятора расхода жидкости

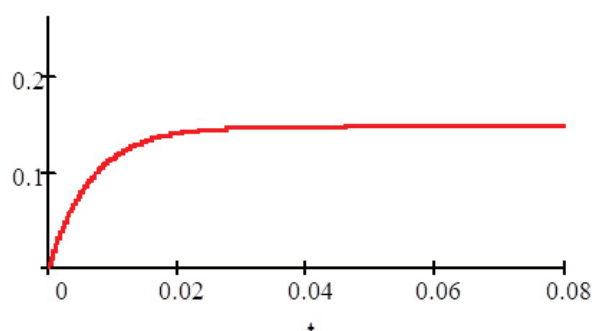


Рисунок 3 – График переходного процесса катушки электромагнита

с острыми краями. Поскольку зависимость расхода масла от величины открытия пропускной щели при подключении к регулятору редукционного клапана линейна, это обстоятельство удобно использовать в системах автоматики [3, 5].

Математическую модель регулятора расхода жидкости легко получить путем разделения его на четыре составляющих: электромагнитную (электромагнит), механическую (ось золотника), гидравлическую (щель регулятора) и промежуточную (якорь электромагнита) [5].

Электромагнит. Электромеханический преобразователь воспринимает электрический сигнал и преобразует его в линейное перемещение якоря, жестко связанного с золотником регулятора расхода [3].

Статическая характеристика электромеханического преобразователя определяет зависимость линейного перемещения его якоря от тока управления (рисунок 3).

Электромагнит является аperiодическим звеном первого порядка и его уравнение представляется в виде [4]:

$$L_k \cdot \frac{di}{dt} + i \cdot r = U, \quad (1)$$

где L_k – индуктивность катушки электромагнита; r – сопротивление обмотки; U – напряжение, подводимое к усилителю.

Решение математической модели звена имеет вид:

$$i(t) = k_k \cdot U \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_k}}\right), \quad (2)$$

где T_k – постоянная времени электромагнита; k_k – коэффициент усиления электромагнита, $k_k = \frac{1}{r}$.

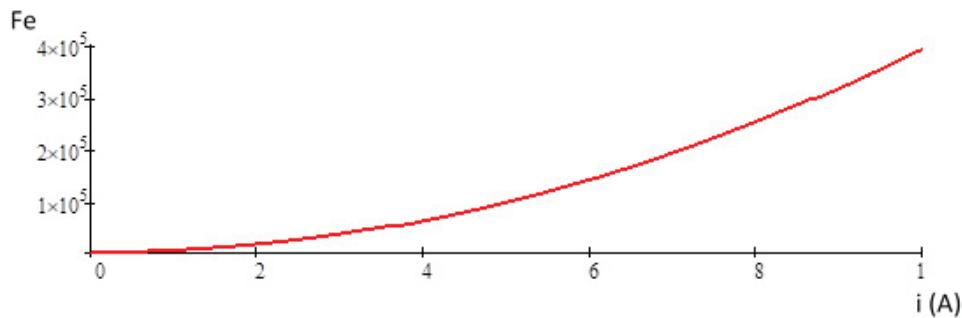


Рисунок 4 – График изменения силы на якоре от величины тока

Якорь. Якорь электромагнита является промежуточным звеном между электромагнитом и золотником. В результате изменения электромагнитного поля появляется движущая электромеханическая сила, воздействующая на золотник, осуществляющий регулирование расхода жидкости (рисунок 4). Число витков катушки $\omega_k = 115$.

Магнитная постоянная: $\mu = 1,25 \cdot 10^{-6} \text{ кгм/с}^2 \text{ A}^2$.

Расчетное сечение воздушного зазора определяется из статических уравнений:

$$S_{\delta_1} = 4,11 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ для } \delta = 1 \text{ мм};$$

$$S_{\delta_2} = 4,22 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ для } \delta = 2 \text{ мм};$$

$$S_{\delta_3} = 4,33 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \text{ для } \delta = 3 \text{ мм}.$$

Проводимость рабочего воздушного зазора:

$$\Lambda_{\delta} = 1,79 \cdot 10^{-5} \text{ кгм}^2 / \text{с}^2 \text{ A}^2.$$

Магнитный поток, выходящий с поверхности якоря в рабочий воздушный зазор, определится как

$$\Phi_{\delta}(i) = i \cdot \omega_k \cdot \lambda_{\delta}. \quad (3)$$

Сила, действующая на якорь электромагнита:

$$F_e = \frac{\Phi_{\delta}(i)^2}{2 \cdot \mu \cdot S_{\delta_3}}; \quad (4)$$

коэффициент усиления:

$$K_e = \frac{(\omega_k \cdot \lambda_{\delta})^2}{2 \cdot \mu \cdot S_{\delta_3}}. \quad (5)$$

Математическая модель звена:

$$F_e(i) = K_e \cdot i^2. \quad (6)$$

Механическая часть золотникового регулятора. При выводе уравнения динамики регулятора можно пренебречь гидродинамической осевой составляющей силы потока ввиду ее малости, тогда она будет представлена на основании принципа Д. Аламбера в виде [5]:

$$M \frac{d^2 h_p}{dt^2} + F_{\text{ш}} + F_e = F, \quad (7)$$

где $F_v = \mathcal{G} \cdot \frac{dh_p}{dt}$ – сила вязкого трения; \mathcal{G} – коэффициент вязкого трения; $F_{yn} = c h_p$ – сила пружины;

c – коэффициент жесткости пружины.

Поделив каждый член уравнения (7) на коэффициент жесткости пружины, получим уравнение в преобразованиях Лапласа:

$$(T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1) h_p(p) = K_z F_e(p), \quad (8)$$

где $T_z = \sqrt{\frac{M}{c}}$ – постоянная времени; $\xi = \frac{\mathcal{G}}{2c \cdot T_z}$ – коэффициент относительного демпфирования;

$K_z = \frac{1}{c}$ – коэффициент усиления регулятора.

Регулятор расхода является одним из сложных динамических звеньев двухконтурной автоматической системы управления, и его работа в большей степени определяет качество всей системы регулирования в целом.

С учетом введенных выше обозначений, дифференциальное уравнение регулятора расхода будет иметь вид:

$$T_z^2 \frac{d^2 h_p}{dt^2} + 2\xi T_z \frac{dh_p}{dt} + h_p = k_z F_e. \quad (9)$$

Дифференциальному уравнению (9) соответствует характеристическое уравнение:

$$T_z^2 \cdot p^2 + 2\xi T_z \cdot p + 1 = 0. \quad (10)$$

Корни характеристического уравнения (10):

$$P_{1,2} = \frac{-2\xi T_z \pm \sqrt{4\xi^2 T_z^2 - 4T_z^2}}{2T_z}.$$

При соотношении $4\xi^2 T_z^2 \geq 4T_z^2$, т. е. $\xi \geq 1$, регулятор расхода представляет собой аperiodическое звено второго порядка, решение которого имеет вид :

$$h_z = h_{py} \left(1 - \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_3}} + \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_4}} \right), \quad (11)$$

где $T_z^2 = T_3 \cdot T_4$; $2 \cdot \xi \cdot T_z = T_3 + T_4$; h_{py} – установившееся значение щели золотника.

При $\xi < 1$ переходной процесс регулятора расхода протекает по колебательному закону и решение дифференциального уравнения (9) будет иметь вид:

$$h_z = h_{py} \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos(\omega t) + \frac{1}{T\omega} \sin(\omega t) \right) \right], \quad (12)$$

где T – постоянная времени затухания амплитуды колебаний; ω – частота колебаний, причем

$$T = \frac{2T_z^2}{2\xi T_z} = \frac{1}{\xi}; \quad \omega = \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{T_z}.$$

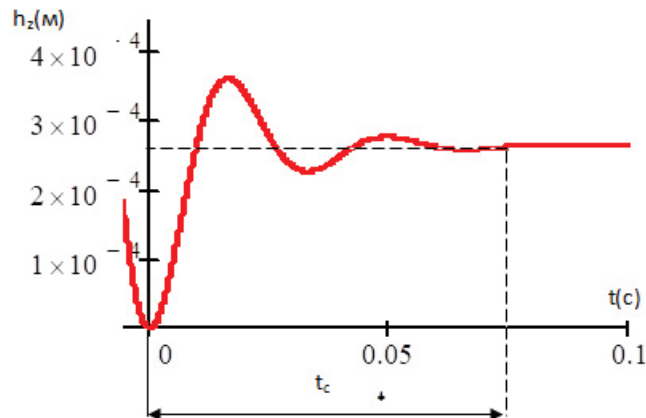


Рисунок 5 – График переходного процесса регулятора расхода по колебательному закону

Время затухания колебаний, т. е. длительность переходного процесса $t_c \approx 3T$.

График переходного процесса регулятора расхода по колебательному закону представлен на рисунке 5.

Разработанная математическая модель регулятора расхода, а также теоретическое исследование процесса позволяет сконструировать регулятор с заранее заданными динамическими характеристиками: вид переходного процесса, длительность его протекания, рассчитывая их масс-геометрические параметры по величинам, входящим в значение T_z и ξ [4, 5].

Значение коэффициента относительного демпфирования ξ рекомендуется брать несколько больше 1, поскольку в этом случае обеспечивается переходной процесс по аperiodическому закону второго порядка и длительность протекания будет близко оптимальному значению [4–6].

Передаточное отношение звена:

$$W_M(p) = \frac{k_z}{T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1} \quad (13)$$

Для гидравлической части золотника (щели регулятора) справедливо:

$$Q = \mu \pi d_1 m_z \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (14)$$

где $\mu = 0,62 \dots 0,65$ – коэффициент расхода регулятора; d_1 – диаметр плунжера золотника; $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$ – плотность масла; $\Delta p = p_o - p_1$ – перепад давления на регуляторе, оно постоянное и не зависит от нагрузки, поскольку к нему параллельно подключен редукционный клапан.

Следовательно, математическая модель данного звена будет выглядеть так:

$$Q = m_z k_s, \quad (15)$$

где $k_s = \mu \pi d_1 \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}$.

Переходная функция щели:

$$W_{щ}(p) = k_s = \frac{Q(\rho)}{m_z(\rho)}. \quad (16)$$

Как видно из математической модели, зависимость имеет линейный характер (рисунок 6).

Объединим электрическую, электромеханическую и гидравлическую часть передаточного отношения золотникового регулятора:

$$W_{\dot{a}}(p) = W_{\dot{y}}(p) \times W_i(p) \times W_{\dot{y}}(p) \times W(p)$$

$$\text{или } W_z(p) = \frac{k_{\zeta}}{(\dot{O}_z^2 \cdot p^2 + 2 \cdot \xi \cdot T_z \cdot p + 1)(T_k p + 1)}, \quad (17)$$

где $k_{\zeta} = k_z \cdot k_s \cdot k_e \cdot k_k$.

Динамика силового цилиндра. Силовой цилиндр предназначен для перемещения суппорта станка, на котором установлен режущий инструмент. Направляющие, по которым перемещается суппорт, являются гидростатическими. На рисунке 7 приведена расчетная схема силового цилиндра, а на рисунке 8 приведен график переходного процесса силового гидроцилиндра с системой управления.

При технологическом процессе обработки инструментом заготовки цилиндр испытывает со стороны инструмента усилие (составляющая сила резания вдоль оси X) силы трения.

Уравнение равновесия всех сил, действующих на цилиндр, составлено в соответствии с принципом Д'Аламбера:

$$PF = M \frac{d^2 x}{dt^2} + R_H + R_{TP}, \quad (18)$$

где R_H, R_{TP} – активные силы – полезная нагрузка и сила трения; M – масса движущихся частей привода; x – перемещения цилиндра; F – эффективная площадь поршня.

Уравнение, выражающее принцип неразрывности потока рабочей жидкости:

$$Q = \frac{dx}{dt} + K_y P, \quad (19)$$

где Q – расход, поступающий в силовой цилиндр; K_y – коэффициент, учитывающий внутренние утечки в силовом цилиндре и зависящий от качества уплотнения; P – давление в рабочей полости цилиндра.

Решая совместно систему уравнений (18) и (19), после преобразования получим:

$$T_c \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + \alpha_0 = V_0, \quad (20)$$

где $T_c = \frac{Mk_y}{F^2}$ – постоянная времени силового цилиндра, характеризующая его инерционность;

$\alpha_0 = \frac{k_y(R_H + R_{TP})}{F^2}$ – коэффициент, учитывающий потери скорости из-за наличия нагрузки; $V_0 = \frac{Q}{F}$ –

установившееся значение скорости; $k_0 = \frac{1}{F}$ – коэффициент усиления силового цилиндра.

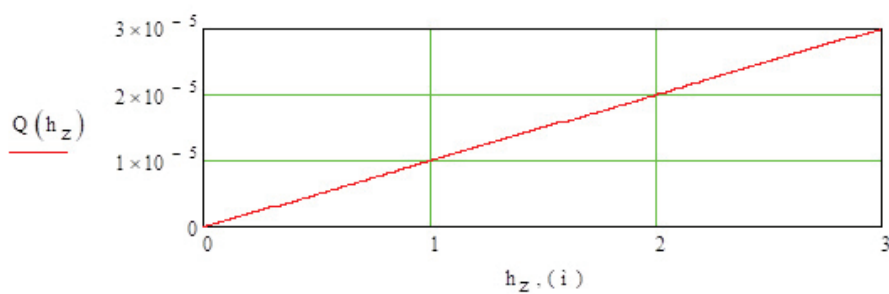


Рисунок 6 – Зависимость расхода жидкости от изменения размера щели

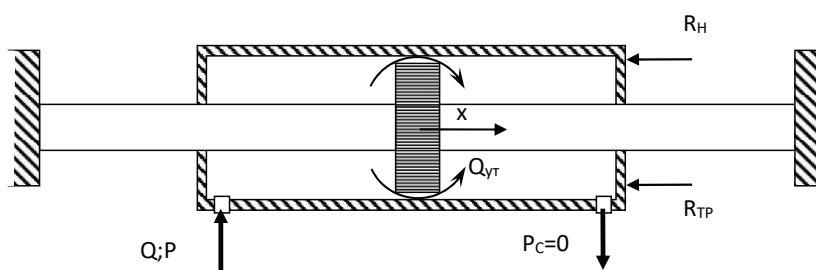


Рисунок 7 – Расчетная схема силового цилиндра

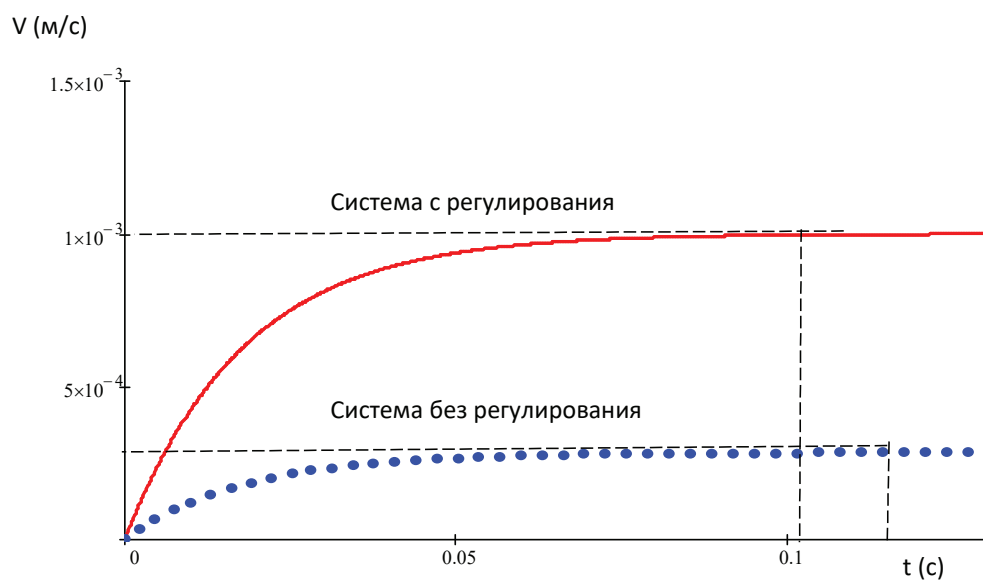


Рисунок 8 – График переходного процесса силового гидроцилиндра с системой управления

В связи с тем, что нас интересует скорость движения силового цилиндра, преобразуем уравнение (20), имея $\frac{dx}{dt} = v$:

$$T_c \frac{dv}{dt} + V + \alpha_0 = V_0. \quad (21)$$

Решение уравнения (21) при нулевых начальных условиях будет:

$$V = k_0(Q_0 - \alpha_0)(1 - e^{-\frac{t}{T_c}}). \quad (22)$$

Расчет основных параметров силового цилиндра:

масса стола: $M = 81 \text{ кг}$, $R_{\text{тр}} = 3,23 \text{ кг}$;

поршня и штока $D =$ площадь поршня $0,15 \text{ м}$: $d_v = \frac{D}{2} = 0,075 \text{ м}$;

заданная подача: $S_{\text{под}} = 0,001 \text{ м/с}$;

площадь $F = 0,018 \text{ м}^2$;

расход, заданный по уравнению $Q_y = S_{\text{под}} \cdot F = 1,269 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{ут}} = 1,269 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Общий расход: $Q = Q_y + Q_{\text{ут}} = 3,36 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Коэффициент утечек: $k_y = 6,94 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Постоянная времени: $T_c := \frac{M \cdot k_u}{F c^2} \quad T_c = 0,018 \text{ с}$.

Действие по управлению: $Q = 3,036 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$.

Действие по возмущению: $\alpha_0 = \frac{k_y(R_H + R_{\text{тр}})}{F^2} = 1,268 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$.

Коэффициент усиления: $k_0 = \frac{1}{F} = 56,588 \text{ м}^{-2}$.

Длительность переходного процесса в обоих случаях примерно одинакова, но значения скорости без регулирования – $V = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}$,

с системой автоматического регулирования – $V = 1 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$.

Выводы. Разработана автоматическая система стабилизации подачи инструмента независимо от изменения сил резания при токарной чистовой обработке, а также математические модели отдельных элементов автоматической системы в виде дифференциальных уравнений и передаточных отношений, позволяющих произвести расчет масс-геометрических параметров, необходимых для их проектирования и изготовления.

Предложенную автоматическую систему стабилизации подачи инструмента при токарной обработке рекомендуется использовать при модернизации существующего парка токарных станков и при проектировании высокоточного оборудования.

Литература

1. Акулич Н.В. Технология машиностроения / Н.В. Акулич. Ростов н/Д: Феникс, 2015. 395 с.
2. Иванов К.М. Разработка технологических процессов изготовления деталей общего и специального машиностроения / К.М. Иванов, И.Ф. Звонцов, П.П. Серебренничкий. М.: Лань, 2018. 696 с.

3. *Жолудева Н.С.* Разработка двухконтурной системы автоматического управления скоростью и зазором / Н.С. Жолудева // Известия Кыргызского госуд. технич. ун-та им. И. Раззакова. 2014. № 32-1. С. 67–76.
4. *Муслимов А.П.* Двухконтурное автоматическое устройство регулирования подачи инструмента и зазора в гидростатических направляющих суппорта станка / А.П. Муслимов, А.А. Алмасбеков // Известия Кыргызского госуд. техн. ун-та им. И. Раззакова. 2018. № 2 (46). С. 131–135.
5. *Муслимов А.П.* Математическая модель регулятора расхода жидкости с жесткой механической связью / А.П. Муслимов, А.М. Гинятуллина // Известия Кыргызского госуд. техн. ун-та им. И. Раззакова. 2018. № 2 (46). С. 366–371.
6. *Юнусов Ф.И.* Динамика регулятора расхода жидкости двухконтурной адаптивной системы для гидростатических направляющих / Ф.И. Юнусов // Наука и новые технологии. 2012. № 6. С. 17–19.