

## ИДЕНТИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ ОБРАБОТКИ ТОЧЕНИЕМ НЕЖЕСТКИХ ВАЛОВ (ЧАСТЬ 2)

**Тараненко Г. В.<sup>1</sup>, Тараненко В. А.<sup>2</sup>, Шабельский Я.<sup>2</sup>**

(<sup>1</sup> СевНТУ, <sup>2</sup> Политехника Люблинская, г. Севастополь, г. Люблин, Украина, Польша)

*The specification of DS identifying for turning the small stiffness shafts was shown. The mathematical model of controlling object CO-DS controlling the elastic strain state is built on the general principle of building models of the dynamic systems of machining small stiffness elements. The specification of processing small stiffness part is taken into account by introducing suitable equations of constrains reflecting additional elastic strain in one of equations describing controlling force. MM objects comparison for various force influences shows, that after introducing additional force influences, the object characterizes in smaller inertiality in comparison to the case of steering according to the channel of feed. Higher coefficients of the quality of dynamic control and effective reducing the disturbances caused by changing of allowance and hardness of machined elements, can be achieved by changing their stiffness along the processing in ACS and AC of elastic strain condition of element.*

### 2. ОСОБЕННОСТИ ИДЕНТИФИКАЦИИ ДС ТОЧЕНИЯ НЕЖЕСТКИХ ВАЛОВ

Таким образом, свойства рассматриваемых ДС обработки точением нежестких валов могут быть описаны системой уравнений (1), конкретизированной и дополненной с учетом соотношения (7):

$$\left. \begin{aligned}
 F_{\zeta}(s) &= m_{\zeta} \cdot a(s) + n_{\zeta} \cdot b(s) + q_{\zeta} \cdot c(s), \\
 a(s) &= \frac{1}{s}(1 - e^{-s\tau}) \cdot v_f(s) - (1 - e^{-s\tau}) \cdot g_x(s) - K_{\kappa_r}(1 - e^{-s\tau}) \cdot g_y(s), \\
 b(s) &= \frac{1}{s\tau}(1 - e^{-e\tau}) \cdot b_1(s) - g_y(s) - K_{b_z} \cdot g_z(s), \\
 g_x(s) &= K_x \cdot F_f(s), \quad g_z = K_z \cdot F_c(s), \\
 g_y(s) &= K_{xy} \cdot F_f(s) + K_{yy} \cdot F_p(s) + K_{zy} \cdot F_c(s) + K_{F_{x1}} \cdot F_{x1}(s) + \\
 &+ K_e \cdot e(s) + K_{Fdod.i} \cdot F_{dod.i}(s) + K_{M_i} \cdot M_i(s) + K_{M_{skr}} \cdot M_{skr}(s), \\
 c(s) &= \frac{1}{s\tau}(1 - e^{-s\tau}) \cdot c_1(s), \\
 \zeta &\in \{x, y, z\}.
 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Обобщенная структурная схема ДС обработки точением нежестких валов в упругодеформированном состоянии, соответствующая системе уравнений (10), приведена на рис.2. На этой схеме для упрощения начертания не учтен канал воздействия, отражающий приращение твердости  $c(s)$  обрабатываемого материала. Учет составляющей силы  $F_z$ , как уже отмечалось выше приводит к появлению в структуре ОУ дополнительного контура отрицательной обратной связи. Следует отметить, что для процесса наружного точения увеличение упругих деформаций по координате  $Z$  приводит к уменьшению глубины резания (отрицательная обратная связь). Для операций расстачивания упругие деформации по координате  $Z$  приводят к дополнительному увеличению ширины срезаемого слоя. Появляющаяся в этом случае

положительная обратная связь в динамической структуре ОУ может иметь существенное значение для устойчивости ДС.

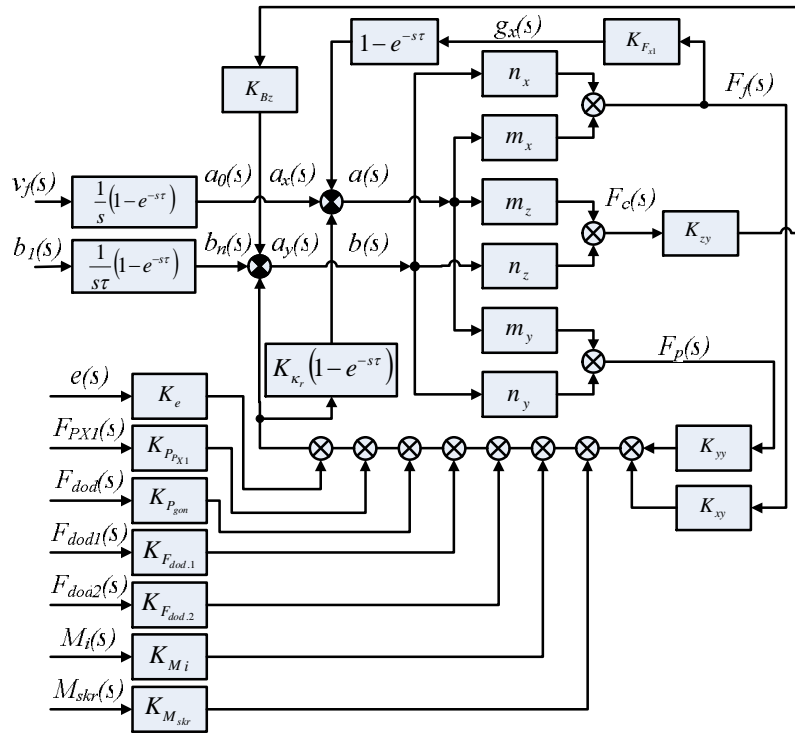


Рис. 2. Исходная структурная схема ОУ

На основании обобщенной структуры могут быть получены передаточные функции ОУ по различным воздействиям. С учетом конкретных особенностей различных ДС в большинстве случаев возможна аппроксимация [13, 14] выражений для передаточных функций ДС, что упрощает их использование в инженерной практике. Для управления процессом в качестве регулирующего воздействия часто используется величина скорости продольной подачи инструмента, а за регулируемую величину принимается одна из составляющих силы резания, например, тангенциальной  $F_c$ . Как показал численный анализ коэффициентов  $K_{xy}$  и  $K_{bz}$ , каналы обратной связи через указанные коэффициенты не оказывают существенного влияния на динамические свойства ОУ для рассматриваемых входной и выходной переменной. При этом структурная схема ОУ приводится к виду, представленному на рис.3.

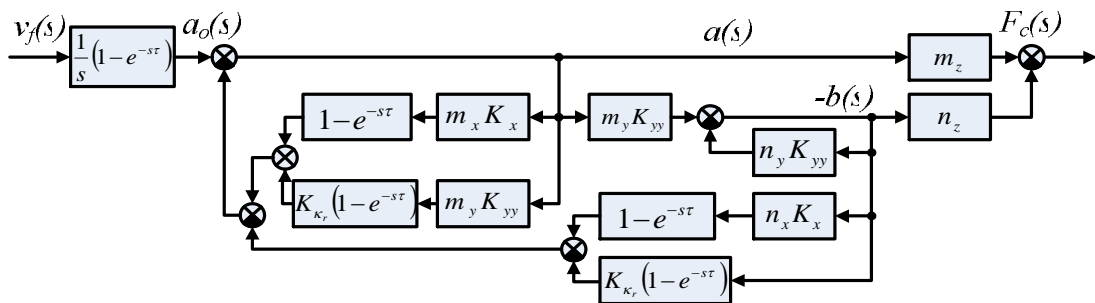


Рис.3. Структурная схема OS по управляющему воздействию – скорости продольной подачи  $v_f(s)$

В соответствии с полученной структурной схемой передаточная функция ДС для указанных координат:

$$G_{1z}(s) = \frac{F_c(s)}{v_f(s)} = \frac{m_z \cdot A(1 - e^{-s\tau})}{s \cdot [1 + B(1 - e^{-s\tau})]}, \quad (12)$$

где:

$$A = 1 - \frac{n_z}{m_z} \cdot \frac{m_y K_{yy}}{1 + n_y K_{yy}}, \quad (13)$$

$$B = \frac{m_x K_x + K_{\kappa_r} \cdot m_y \cdot K_{yy} (2 + n_y \cdot K_{yy})}{1 + n_y \cdot K_{yy}}. \quad (14)$$

В соответствии с результатами исследований [15] составляющие силы резания без учета контактной деформации по задней грани резца записываются в виде:

$$F_c = Q_{pw} \cdot a \cdot b, \quad F_p = Q_{pw} \cdot a \cdot b \cdot K'_y, \quad F_f = Q_{pw} \cdot a \cdot b \cdot K'_x,$$

где:  $Q_{pw}$  - удельная работа стружкообразования,  $K'_y, K'_x$  - постоянные для данных условий резания коэффициенты.

Тогда

$$m_z = \left( \frac{\partial F_c}{\partial a} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot b_0 \cdot K_z, \quad m_y = \left( \frac{\partial F_p}{\partial a} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot b_0 \cdot K_y,$$

$$m_x = \left( \frac{\partial F_f}{\partial a} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot b_0 \cdot K_x,$$

$$n_z = \left( \frac{\partial F_c}{\partial b} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot a_0 \cdot K_z, \quad n_y = \left( \frac{\partial F_p}{\partial b} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot a_0 \cdot K_y, \quad n_x = \left( \frac{\partial F_f}{\partial b} \right)_0 = Q_{pw_0} \cdot a_0 \cdot K_x$$

и

$$n_y m_x = Q_{pw_0} a_0 K_y Q_{pw_0} b_0 K_x, \quad m_z n_x = Q_{pw_0} b_0 K_z Q_{pw_0} a_0 K_x,$$

$$m_y n_x = Q_{pw_0} b_0 K_y Q_{pw_0} a_0 K_x, \quad n_z m_x = Q_{pw_0} a_0 K_z Q_{pw_0} b_0 K_x,$$

$$n_y m_x = m_y n_x, \quad m_z n_x = n_z m_x.$$

Приведенные выражения позволяют с легкостью производить преобразования коэффициентов  $A$  и  $B$ , входящих в соответствующие передаточные функции ОУ по различным управляющим и возмущающим воздействиям.

Аналогично могут быть получены передаточные функции ДС точения по управляющему воздействию для других составляющих силы резания, которые после преобразований входящих в них коэффициентов приводятся к виду:

$$G_{1x}(s) = \frac{F_f(s)}{v_f(s)} = \frac{m_x \cdot A(1 - e^{-s\tau})}{s \cdot [1 + B(1 - e^{-s\tau})]}, \quad (15)$$

$$G_{1y}(s) = \frac{F_p(s)}{v_f(s)} = \frac{m_y \cdot A(1 - e^{-s\tau})}{s \cdot [1 + B(1 - e^{-s\tau})]}. \quad (16)$$

Выражение (16) представляет интерес для случая обработки нежестких валов, так как упругие деформации под действием именно составляющей  $F_p$  силы резания оказывают наибольшее влияние на точность обработки указанных деталей.

В работах [13, 14] рассмотрена возможность замены полученных выражений для передаточных функций по (12), (15), (16) приближенными, использование которых существенно упрощает расчеты характеристик модели ДС. Анализ выполнен по критерию точности воспроизведения приближенными соотношениями истинных характеристик модели во временной и частотной плоскостях и показано, что вид аппроксимирующих выражений необходимо выбирать с учетом численного значения коэффициента  $B$ . При этом установлено, что значение  $B = 0,1$  является «граничным», при котором целесообразно переходить от одного вида аппроксимирующего выражения к другому. Значение коэффициента  $B$  по выражению (14) определяется соотношением жесткости эквивалентной упругой системы и коэффициентов передачи процесса резания и может служить показателем относительной жесткости ТС. Широкие пределы изменения режимов обработки на станках, например, изменение твердости обрабатываемого материала, припуска на обработку, геометрии резца обуславливают широкие пределы вариаций коэффициентов  $m_x, m_y, K_{kr}, K_x, K_{yy}$  и, соответственно  $B$ .

Расчеты показывают, что при обработке нежестких валов, так же как и при черновой и получистовой обработке деталей нормальной жесткости, значения коэффициента  $B$  существенно больше указанного «граничного» значения  $B = 0,1$ , и в этом случае аппроксимирующие выражения для передаточных функций по (12), (15), (16) целесообразно строить, используя разложение показательной функции  $e^{-s\tau}$  в ряд Паде, который при удержании первых двух членов записывается в виде:

$$e^{-s\tau} = \left(1 - \frac{1}{2}s \cdot \tau + \frac{1}{12}s^2 \cdot \tau^2\right) / \left(1 + \frac{1}{2}s \cdot \tau + \frac{1}{12}s^2 \cdot \tau^2\right).$$

После преобразований выражений (12), (15), (16) передаточные функции ДС приводятся к виду передаточных функций типовых аperiodических звеньев второго порядка:

$$\begin{aligned} G_{1z}(s) &= \frac{A \cdot m_z \cdot \tau}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \\ G_{1x}(s) &= \frac{A \cdot m_x \cdot \tau}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \\ G_{1y}(s) &= \frac{A \cdot m_y \cdot \tau}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \end{aligned} \quad (17)$$

эквивалентные постоянные времени которых определяются из соотношения:

$$T_{1,2} = 0,5\tau \cdot \left[0,5 + B \pm \sqrt{(0,5 + B)^2 - 1/3}\right]. \quad (18)$$

Передаточные функции ОУ по возмущающему воздействию, в качестве которого рассматривается изменение припуска на обработку, также записываются на основе структурной по рис.2. и аппроксимируются аналогичными выражениями:

$$G_{2\zeta}(s) = \frac{F_\zeta(s)}{b_1(s)} = \frac{n_\zeta}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \quad (19)$$

где:  $\zeta \in \{x, y, z\}$ .

Для ТС с низкой относительной жесткостью ( $B > 0,5 - 0,7$ ) постоянная времени  $T_2$  по соотношению (18) оказывается на порядок меньше  $T_1$ . Поэтому  $T_2$  можно пренебречь и приближенно описать динамические свойства ОУ передаточными функциями апериодического звена первого порядка. Из выражений (17) – (19) следует, что параметры ОУ варьируют в широких пределах при изменении режимов обработки. Так, например, на универсальных токарных станках величина  $\tau$  может изменяться в 10 – 20 раз, а величины  $m_\zeta, n_\zeta$  – в 5 – 10 раз. Вследствие этого коэффициент передачи ОС по рассматриваемым воздействиям изменяется в 50 – 20 раз, а его постоянные времени – в 10 раз и более. Указанные обстоятельства требуют применения для управления такими процессами USAд [1, 2].

### 3. УПРОЩЕНИЕ ИСХОДНОЙ ММ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТОЧЕНИЯ УПРУГОДЕФОРМИРОВАННЫХ НЕЖЕСТКИХ ВАЛОВ

Обобщенная структура ОС, построенная в соответствии с системой уравнений (11) (рис.2), позволяет также выявить свойства ДС, когда за выходную координату принимают приращение упругих деформаций  $g_y$  в радиальном направлении, а в качестве входных воздействий – дополнительные внешние силы, изменяющие упругодеформированное состояние детали. Так, например, в случае управления упругодеформированным состоянием нежесткой детали путем приложения растягивающего усилия  $F_{x1}$  структура ОУ преобразуется к виду, показанному на рис.4.

На основании приведенной схемы после преобразований выражение для передаточной функции ДС, в случае когда за выходную координату принимают приращение упругих деформаций  $g_y$  в радиальном направлении, приводится к виду:

$$G_{F_{x1}}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{1 + A' \cdot (1 - e^{-s\tau})}{1 + B' \cdot (1 - e^{-s\tau})}, \quad (20)$$

где:

$$K_0 = K_{F_{x1}} \cdot \frac{1}{1 + K_{yy} \cdot n_y + K_{xy} \cdot n_x + K_{bz} \cdot K_z \cdot n_z}, \quad (21)$$

$$A' = m_x \cdot K_x + K_{\kappa_r} \cdot m_y \cdot K_y \quad (22)$$

$$B' = \frac{m_x \cdot K_x + K_{\kappa_r} \cdot m_y \cdot K_{yy} [2 + K_{yy} \cdot n_y + K_{bz} \cdot n_z + K_{xy} \cdot m_x / (K_{yy} \cdot m_y) + K_{bz} \cdot K_z \cdot m_z / (K_{yy} \cdot m_y)]}{1 + K_{yy} \cdot n_y + K_{xy} \cdot n_x + K_{bz} \cdot K_z \cdot n_z} \quad (23)$$

При известных значения коэффициентов, входящих в выражения (20) – (23), эти соотношения могут быть существенно упрощены. Так, например, расчеты показывают, что при обработке нежестких деталей с приложением силовых воздействий слагаемыми, содержащими  $K_{bz}$  и  $K_{xy}$  можно, как правило, пренебречь. Выражение для  $B'$  в этих условиях приводится к виду (14), а соотношение для коэффициента  $K_0$  значительно

упрощается. Знаменатель передаточной функции, определяемой по выражению (20), приводится, как было показано выше, к форме знаменателя апериодического звена второго или первого порядка. Для преобразования числителя к

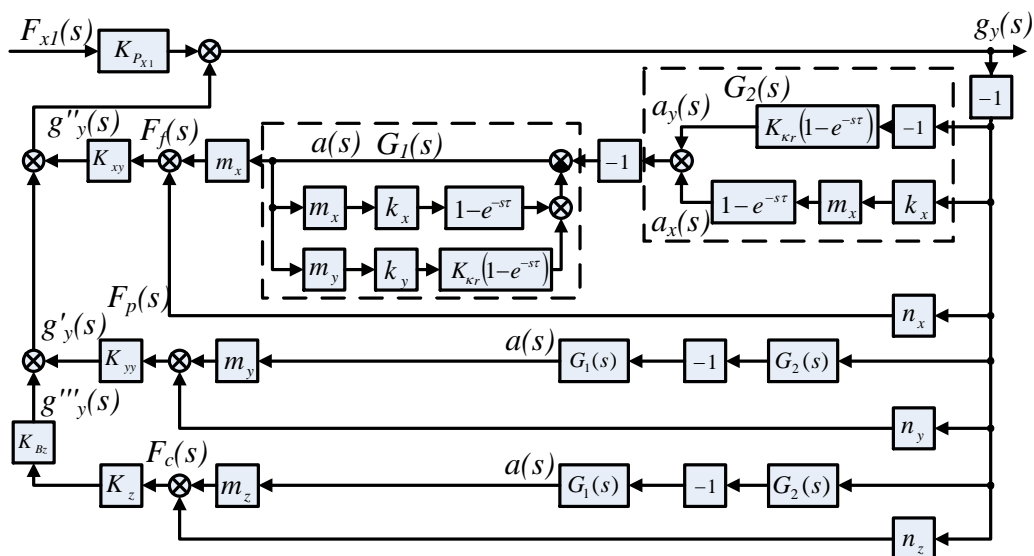


Рис.4. Структурная схема ОС при управлении упругодеформированным состоянием по воздействию  $F_{x1}$

типовой форме также целесообразно использовать разложение функции  $e^{-st}$  в ряд Паде, при этом анализируемая передаточная функция принимает вид:

$$G_{F_{x1}}(s) = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + T_3' \cdot s + 1}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}. \quad (24)$$

Постоянные времени  $T_1$  и  $T_2$  определяются по формуле (17) подстановкой в нее  $B'$  вместо  $B$ , а постоянные времени в числителе равны соответственно:

$$T_3 = 0,289\tau; T_3' = (0,5 + A') \cdot \tau. \quad (25)$$

Дальнейшие преобразования числителя передаточной функции (20) должны проводиться с учетом соотношения постоянных времени  $T_3$  и  $T_3'$ , которое зависит от  $A'$ . Если  $A' < 0,077$ , то передаточная функция ДС может быть записана в следующей типовой форме:

$$G_{F_{x1}}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{T_3^2 \cdot s^2 + 2\varepsilon \cdot T_3 \cdot s + 1}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \quad (26)$$

где:  $\varepsilon$  - коэффициент демпфирования

$$\varepsilon = \frac{0,5 + A'}{0,577}. \quad (27)$$

В случае, когда  $A' \geq 0,078$ , аппроксимирующее выражение для анализируемой передаточной функции принимает вид:

$$G_{F_{x1}} = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{(T_4 \cdot s + 1) \cdot (T_5 \cdot s + 1)}{(T_1 \cdot s + 1) \cdot (T_2 \cdot s + 1)}, \quad (28)$$

$$\text{где: } T_{4,5} = 0,5\tau \cdot \left[ 0,5 + A' \pm \sqrt{(0,5 + A')^2 - 1/3} \right].$$

Аналогично на основе обобщенной структурной схемы и системы уравнений (10) получены частные модели ДС для других регулирующих воздействий. Аппроксимирующие выражения для передаточных функций ДС для различных регулирующих воздействий, показанных на рис.2, отличаются от приведенных выражений только значением коэффициента передачи  $K_0$  ОУ. Вместо коэффициента  $K_{F_{x1}}$  в выражении (21) для  $K_0$  в этом случае в качестве сомножителя входят коэффициенты передачи по соответствующему воздействию  $K_e, K_{F_{dod.i}}, K_{M_i}, K_{M_{skr}}$ . Значения этих коэффициентов могут быть рассчитаны по зависимостям, приведенным в табл.1.

В ряде случаев с достаточной для практических инженерных расчетов степенью точности аппроксимирующие выражения для передаточных функций (20) целесообразно строить при удержании первого члена разложения функции  $e^{-s\tau}$  в ряд Паде:

$$e^{-s\tau} = (1 - \frac{1}{2}s \cdot \tau) / (1 + \frac{1}{2}s \cdot \tau).$$

При этом, например, передаточная функция (19) после преобразований приводится к виду типовых звеньев:

$$G_{F_{x1}}(s) = \frac{g_y(s)}{F_{x1}(s)} = K_0 \cdot \frac{(T_{02} \cdot s + 1)}{(T_{03} \cdot s + 1)}, \quad (29)$$

где:

$$\begin{aligned} T_0 &= \tau, \quad T_{01} = \tau/2, \quad T_{02} = T_{01} + A' \cdot T_0 = \tau \cdot (0,5 + A'), \\ T_{03} &= T_0 \cdot B' + T_{01} = \tau \cdot (0,5 + B'). \end{aligned} \quad (30)$$

Обобщенная и частные ММ ДС продольного точения упругодеформированных нежестких валов, учитывают различные варианты аппроксимации функции  $e^{-s\tau}$  и влияние геометрии режущего инструмента  $K_{\kappa_r} \neq 0$  и  $K_{\kappa_r} = 0$  ( $\kappa_r = 90^\circ$  - рекомендуемый для обработки нежестких деталей). Параметры рассмотренных ММ также, как и в случае управления скоростью продольной подачи, подвержены значительным вариациям. Постоянные времени ОУ варьируют прежде всего из-за изменения времени запаздывания  $\tau$ , а наибольшее влияние на значение коэффициентов передачи оказывает изменение точки приложения силы резания по длине детали  $x_0$  - указанное влияние очевидно их выражений для коэффициентов  $K_e, K_{F_{dod.i}}, K_{M_i}, K_{M_{skr}}$ , приведенных в табл.1. и табл.2.

#### 4. КОНСТРУКЦИЯ ЗАДНЕЙ БАБКИ ТОКАРНОГО СТАНКА

На основе полученных ММ динамической системы обработки упругодеформированных нежестких валов разработан способ и устройство управления точностью обработки упругодеформированных валов [16].

Для реализации способа управления точностью обработки упругодеформированных нежестких валов разработана конструкция задней бабки токарного станка (рис.5) [17].

На станине 1 станка установлен корпус 2 задней бабки, внутри него с возможностью вращения помещен полый стакан 3, в котором в упорном подшипнике 4 установлена осевая тяга 5. Стакан 3 жестко соединен с конусом 6. В последнем смонтирован фланец с байонетным пазом, в котором перемещается подпружиненный вал 8. На конце вала 8 в упорном сепараторе 9 расположены шарики 10, с помощью которых обеспечивается предварительный зажим детали 11.

В корпусе задней бабки установлен цилиндр 12 закрепления бабки, шток поршня 13 которого через станину 1 соединен с прижимом 14. Корпус 2 бабки жестко соединен со штоком 15 силового цилиндра 16 автоматического перемещения бабки на станине 1 станка при перенастройке для обработки деталей другого типоразмера.

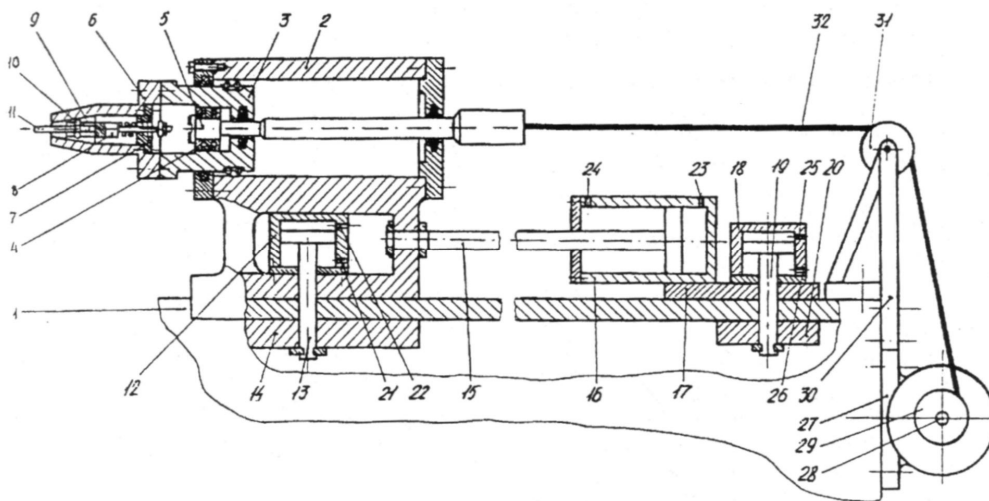


Рис.5. Задняя бабка токарного станка

Корпус цилиндра 16 посредством плиты 17 жестко соединен с цилиндром 18 фиксации. Шток 19 поршня этого цилиндра 18 через станину 1 соединен с прижимом 20. Каналы 21 – 26 предназначены для подвода рабочей среды в полости соответствующих цилиндров.

На станине 1 установлен высокомоментный электродвигатель 27 постоянного тока. На выходном валу 28 электродвигателя 27 жестко закреплен шкив 29. На станине 1 станка также установлен кронштейн 30, в котором с возможностью вращения установлен упорный ролик 31. Выходная осевая тяга 5 соединена со шкивом 29 вала 28 электродвигателя 27 гибким тросом 32, который контактирует с упорным роликом 31.

Задняя бабка токарного станка работает следующим образом.

Предварительно, в зависимости от длины детали, устанавливают заднюю бабку 2 на станине 1 в соответствующее положение, для чего рабочая среда по каналу 22 подается в полость цилиндра 12, поршень перемещается вниз и вместе со штоком 13 освобождает прижим 14. Одновременно рабочая среда по каналу 26 подается в штоковую полость цилиндра 18 фиксации, при этом перемещается поршень и через шток 19 прижим 20 фиксирует плиту 17 с цилиндром 16 перемещения бабки 2 на станине 1. По каналу 23 рабочая среда подается в полость цилиндра 16, шток 15 перемещает бабку 2 в требуемое положение. Рабочая среда подается по каналу 21 в полость цилиндра 12, шток 13 с прижимом 14 перемещается вверх и закрепляет бабку 2 на станине 1 станка.



Устанавливают в передней и задней бабке 2 с шариковым зажимом деталь 11, для чего поворотом детали 11 и вала 8 обеспечивают предварительный зажим детали 11 шариками 10. На электродвигатель 27 подается напряжение от управляемого силового тиристорного преобразователя САУ, при этом вал 28 начинает вращаться, и на шкив 29 наматывается гибкий трос 32, связанный вторым концом через упорный ролик 31 с осевой тягой 5. Через гибкий трос 32 и осевую тягу 5 передается растягивающее усилие, при этом происходит окончательный зажим детали 11 и ее нагружение растягивающей силой, что увеличивает жесткость технологической системы, после чего производится обработка нежесткой детали 11. В процессе обработки изменяют напряжение на входе электродвигателя 27, и одновременно регулируется и стабилизируется величина растягивающей силы как в установившихся, так и в переходных режимах. После окончания цикла обработки снимается напряжение с электродвигателя 27 и, соответственно, снимается растягивающее усилие, и деталь освобождается от зажима.

Использование задней бабки токарного станка позволяет с высокой точностью регулировать и стабилизировать величину растягивающего усилия, и повышать за счет этого точность обработки нежестких деталей. Конструкция задней бабки при этом существенно упрощается по сравнению с известными решениями.

Результаты экспериментального исследования динамических характеристик системы, в ходе которых анализировались переходные процессы в системе по управляющему и возмущающему воздействиям, достаточно хорошо согласуются с полученными при аналитических расчетах данными.

В ходе экспериментов установлено, что для деталей с диаметром  $d < 6\text{mm}$  и отношением длины к диаметру  $L/d > 20$  упругие деформации при точении с использованием САУ с управляющим воздействием в виде центрально прикладываемого растягивающего усилия могут быть уменьшены до 20 раз. Для деталей с диаметром  $d > 6\text{mm}$  более рациональным является управление упругодеформированным состоянием детали за счет внецентренного растяжения, при этом деформации могут быть уменьшены до 2 раз по сравнению с использованием центрального растяжения. При осциллирующем шлифовании нежестких деталей ( $d = 6...14\text{mm}, L/d > 20$ ) дополнительное управление изгибающим моментом, возникающим за счет внецентренного приложения растягивающего усилия, повышает точность формы деталей на порядок [9, 10].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Как следует из проведенных исследований, динамические структуры ММ технологических систем обработки нежестких валов при управлении их упругодеформированным состоянием включают наряду с инерционными звеньями, характерными для ММ управления по каналу подачи, также форсирующие звенья. Наличие форсирующих звеньев в передаточных функциях ММ снижает инерционность ОС по каналам управления дополнительными силовыми воздействиями. Так, например, при близких значениях постоянных времени числителя и знаменателя в выражениях (25) и (27), что имеет место во многих случаях, свойства модели ОС приближаются к свойствам безинерционного звена с коэффициентом передачи  $K_0$ . Следует подчеркнуть, что рассмотренное математическое описание ОС выполнено при пренебрежении «малыми» постоянными времени, характеризующими динамические свойства процесса резания и эквивалентной упругой системы. Такой подход представляется оправданным, так как в контур UAS или USAd наряду с объектом входят также автоматическое управляющее устройство и другие звенья с «большими» постоянными времени, динамические свойства которых являются определяющими для решения задач анализа устойчивости и синтеза корректирующих звеньев. Сравнение ММ объекта для различных регулирующих воз-

действий позволяет констатировать, что при использовании дополнительных силовых воздействий объект имеет значительно меньшую инерционность по сравнению со случаем управления по каналу подачи. Благодаря этому в UAS и USAd упругодеформированным состоянием деталей принципиально можно достичь более высоких показателей качества управления в динамике и эффективно парировать возмущения, вызванные изменением припуска и твердости обрабатываемых заготовок, изменения жесткости последних по длине обработки.

**Список литературы: 1.** Адаптивное управление станками / Под ред. Б. С. Балакшина. – М.: Машиностроение, 1973. – 688 с. **2.** Solomencev J. M., Mitrofanov V. G., Taranenko V. A.: *Adaptívne riadenie obrabacích strojov*. Bratislava: ALFA, 1983. – 231 s. **3.** Бессекерский В. А., Попов Е. П.: Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1975. – 768 с. **4.** Abakumow A., Taranenko W., Zubrzycki J.: *Moduły programowe dla badania charakterystyk układu dynamicznego procesu skrawaniach*. Zeszyty Naukowe Politechniki Rzeszowskiej NR 230 MECHANIKA, z. 67 - Modułowe Technologie i Konstrukcje w Budowie Maszyn, Rzeszow 2006. – S. 99 – 109 **5.** Тараненко В. А., Абакумов А. М.: Динамические модели для оценки точности технологических систем. – М.: ВНИИТЭМП, Вып.1, 1989. – 54 с. **6.** Abakumov A., Taranenko V., Zubrzycki J.: *Modeling of characteristics of dynamic system of turning process for axialsymmetric shafts*. V-th INTERNATIONAL CONGRESS “MECHANICAL ENGINEERING TECHNOLOGIES’ 06” (MT’06), September 20 -23. 2006, Varna, Bulgaria. PROCEEDINGS. Section III. S.76 – 78. **7.** Кудинов В. А.: Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 267 с. **8.** Abakumov A., Taranenko V., Zubrzycki J. Wolos D.: *Controlling the dynamical system of machine tools by elastic-deformable shafts machining*. ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонНТУ, 2006. Выпуск 32. – С. 272 -278. **9.** Taranenko W., Świć A.: *Technologia kształtowania części maszyn o małej sztywności*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2005.- 282 s. **10.** Taranenko W., Świć A.: *Urządzenia sterujące dokładnością obróbki części maszyn o małej sztywności*. Wydawnictwo Politechniki Lubelskiej, Lublin 2006, 186 s. **11.** Абакумов А. М., Тараненко В. А.: Динамические свойства упругой системы при управлении упругодеформированным состоянием деталей малой жесткости // Динамика станочных систем и гибких автоматизированных производств: Тезисы докл. 3-ей Всесоюзной науч.-техн. конф. – Тольятти, 1988. - С. 334-335. **12.** Абакумов А. М., Тараненко В. А.: Математическая модель процесса точения деталей малой жесткости // Идентификация и автоматизация технологических процессов в машиностроении: Сб. науч. тр. – Куйбышев, 1988. – С. 67-69. **13.** Абакумов А. М., Воронин П. А., Денкевиц В. А. и др.: Математическая модель процесса точения при управлении продольной подачей и скоростью шпинделя // НИИмаш. – Деп. В ВИНТИ, 1978, № 2. **14.** Абакумов А. М., Воронин П. А., Денкевиц В. А. и др.: Идентификация процесса продольного точения / Алгоритмизация и автоматизация технологических процессов и промышленных установок: Межвуз. сб. науч. тр. – Куйбышев, 1974. – Вып. 5. – С. 28 – 34. **15.** Zorev N.N.: *Raschet proekcji sily rezania*. - Moskwa: Mashinostroenie, 1958. - 58 s. **16.** Патент РФ RU № 2130360 С1 Способ механической обработки нежестких осесимметричных деталей и устройство для его реализации В23В 23/00, В23Q 15/00. Абакумов А. М., Тараненко В.А., Тараненко Г. В. Бюл. № 14, 1999. **17.** Патент РФ RU № 2162770 С2 Задняя бабка токарного станка. МКИ В23В 23/00 /Абакумов А. М., Тараненко В.А., Тараненко Г. В. Бюлл. № 4, 2001.

Сдано в редакцию 24.01.08