

А.А. ХУДЯЕВ, канд. техн. наук, доц. НТУ «ХПИ»

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ИТЕРАЦИОННОГО ДВУХКАНАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ С ДВУМЯ ВИНТОВЫМИ ПАРАМИ

Постановка задачи. Одним из наиболее простых и надежных вариантов технической реализации высокоточных итерационных следящих электроприводов (ЭП) является двухканальный привод с суммирующим дифференциальным редуктором – механическим дифференциалом (МД) [1,2]. Однако в соответствующем двухканальном дифференциальном ЭП механизма подачи (МП), например станка, значительно повышается инерционность приводного механизма (ПМ) по сравнению с аналогичным одноканальным безредукторным ЭП подачи [3]. Кроме того, двухканальный ЭП с МД теряет возможность эффективной реализации режима последовательно-параллельной работы отдельных приводов, обеспечивающего итерационным следящим системам с разделенной нагрузкой сравнительный выигрыш в быстродействии при любых допустимых задающих воздействиях. Отмеченные свойства отрицательно сказываются на динамических возможностях двухканальных дифференциальных ЭП МП и при определенных значениях управляющих сигналов по положению приводят к проигрышу таких приводов в быстродействии по сравнению с традиционными одноканальными ЭП подачи [3]. Полностью устранить данный недостаток двухканальных ЭП подачи с МД не удастся не только нежелательным повышением мощности исполнительных двигателей (ИД) приводов каналов управления, но и повышением быстродействия силовой части второго, уточняющего привода. В работе в качестве альтернативного варианта двухканальному дифференциальному ЭП МП предлагается двухканальный ЭП подачи инерционного рабочего органа (РО) на базе двухдвигательного безредукторного МП с двумя винтовыми парами (ВП), реализующего механическую безлофтовую передачу движений с двумя степенями свободы и обеспечивающего возможность частичного разделения нагрузки.

Целью работы является построение упрощенной схемы конструкции, получение кинематической схемы и математической модели движения (с учетом динамического взаимовлияния между каналами по нагрузке) итерационного двухканального ЭП на базе двухдвигательного безредукторного МП с двумя ВП применительно к подаче РО тяжелого координатного многоцелевого металлорежущего станка с ЧПУ особо высокой точности модели 24К70АФ4.

Материал исследования. Предлагаемый итерационный двухканальный ЭП МП с двумя ВП включает первый (основной) К-1 и второй (уточняющий) К-2 каналы управления по углу с соответствующими подчиненными контурами скорости, настроенными на симметричный оптимум. Основной канал К-1 используется для управления приводом вращения ходового винта (ХВ1) первой ВП (ВП1), а уточняющий канал К-2 – приводом вращения ходового винта (ХВ2) второй ВП (ВП2). Такой двухканальный ЭП при условии компенсации в нем (с помощью блока компенсаторов $C_{12}-C_{21}$) негативного динамического взаимовлияния каналов (ДВВК) по нагрузке, обусловленного наличием общих элементов в ПМ, может быть отнесен к классу собственно итерационных многоканальных систем автоматического управления (САУ) [4].

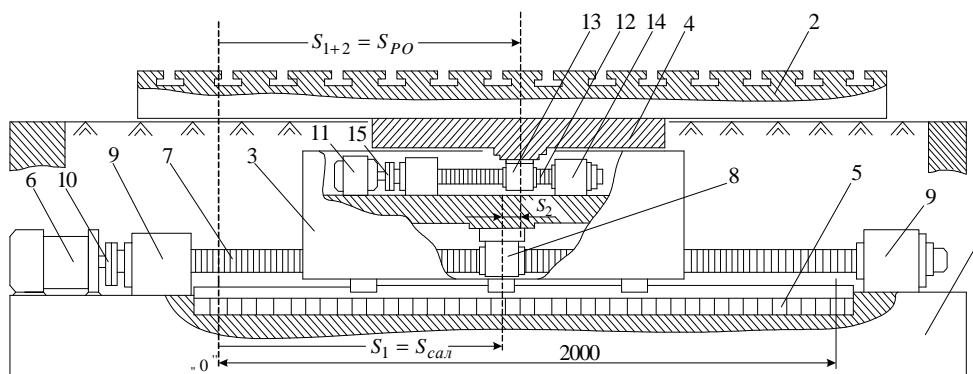


Рис. 1. Вариант упрощенной схемы конструкции двухдвигательного безредукторного МП с двумя ВП для продольной (ось X) подачи РО (рабочего стола с изделием) металлорежущего станка

В качестве ИД Д1 основного и Д2 уточняющего приводов двухканального ЭП могут быть использованы соответственно высокомоментный ДПТ с постоянными магнитами серии 2ПБВ типа 2ПБВ132S и сопоставимый по мощности АД с короткозамкнутым ротором типа АИР112МВ8 специального исполнения.

Результаты исследования. Вариант упрощенной схемы конструкции двухдвигательного безредукторного МП с двумя ВП для продольной (ось X) подачи РО (рабочего стола с изделием) металлорежущего станка показан на рис. 1, где обозначены: 1 – станина станка; 2 – рабочий стол с системой гидроразгрузки направляющих © А.А. Худяев, 2015

В основном канале К-1 двухканального ЭП предполагается использовать современный комплектный транзисторный ЭП постоянного тока с силовой частью типа ШИП-ДПТ, например модуль регулирования серии MR-DC, а в уточняющем канале К-2 – широкополосный ЭП переменного тока с частотно-токовым векторным управлением (типа ПЧТ-АД).

скольжения подачи стола; 3 – специальные салазки, имеющие собственные опоры скольжения (качения) и жестко соединенные с ходовой гайкой (ХГ1) ВП1; 4 – подвижная опора рабочего стола (ПОРС), жестко соединенная с рабочим столом и с ходовой гайкой (ХГ2) ВП2; 5 – линейка оптического (лазерного) интерферометра цифрового датчика положения рабочего органа (ДПРО); 6 – закрепленный на станине ИД Д1 привода винта ХВ1; 7 и 8 – ходовой винт ХВ1 и ходовая гайка ХГ1 ВП1; 9 – жестко закрепленные на станине опоры винта ХВ1; 10 и 15 – жесткие соединительные муфты СМ1 и СМ2; 11 – закрепленный на салазках ИД Д2 привода винта ХВ2; 12 и 13 – ходовой винт ХВ2 и ходовая гайка ХГ2 ВП2; 14 – жестко закрепленные на салазках опоры винта ХВ2.

Кинематическая схема рассматриваемой двухканальной электромеханической системы с двумя ВП приведена на рис. 2, где обозначены: Салазки – специальные салазки МП РО, обеспечивающие возможность установки второго двигателя Д2 и второй ВП в МП РО; C_{XB1} и C_{XB2} – коэффициенты передачи винтов ХВ1 и ХВ2, м/рад;

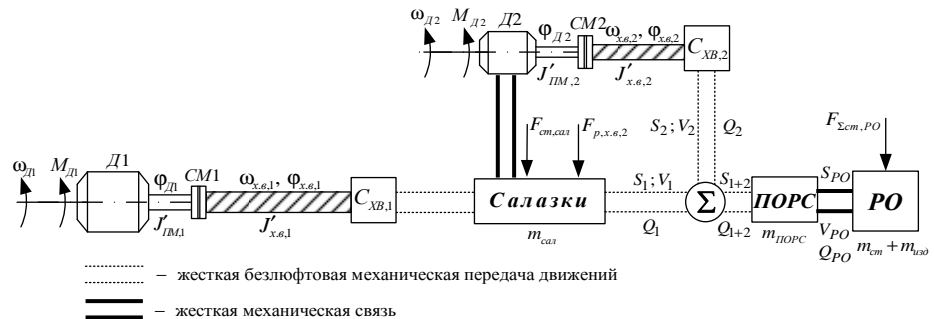


Рис. 2. Кинематическая схема итерационного двухканального электропривода МП с двумя ВП для подачи РО металлорежущего станка

ω_{D1} , Φ_{D1} , M_{D1} и ω_{D2} , Φ_{D2} , M_{D2} – угловые скорости, углы поворота и моменты, создаваемые соответственно ИД Д1 и Д2; V_1 , S_1 , Q_1 и V_2 , S_2 , Q_2 – линейные скорости, перемещения и осевые силы подачи, реализуемые соответственно ВП1 и ВП2; $V_{PO} = V_{1+2}$ и $Q_{PO} = Q_{1+2}$ – результирующие (абсолютные) скорость подачи и осевая сила подачи РО, реализуемые МП РО двухканального ЭП; S_{PO} – результирующее (абсолютное) перемещение РО станка, м:

$$S_{PO} = S_{1+2} = S_1 \pm S_2 = C_{XB1}\Phi_{D1} \pm C_{XB2}\Phi_{D2}; \quad (1)$$

$J'_{x.v.1}$, $J'_{x.v.2}$ и $J'_{ПМ,1}$, $J'_{ПМ,2}$ – моменты инерции ПМ, приведенные соответственно к валам винтов ХВ1, ХВ2 и двигателей Д1, Д2 при автономной работе первого и второго приводов в составе двухканального ЭП, $J'_{ПМ,1,макс} = 0,356795 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $J'_{ПМ,2,макс} = 0,0518708 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Суммарные масса $m'_{РО,ХГ2}$ и момент инерции $J'_{РО,ХВ2}$ РО, приведенные соответственно к гайке ХГ2 и к валу винта ХВ2 ВП2, связаны соотношениями:

$$m'_{РО,ХГ2} = m'_{ПОРС} + m'_{ст} + m'_{изд}; \quad J'_{РО,ХВ2} = m'_{РО,ХГ2} r^2 = m'_{РО,ХГ2} \left(\frac{V_{ХГ2}}{\omega_{э.кв.,ХВ2}} \right)^2 = m'_{РО,ХГ2} \left(\frac{t_{e,2}}{2\pi} \right)^2, \quad (2)$$

где $m'_{РО,ХГ2,макс} = 8500 \text{ кг}$, $J'_{РО,ХВ2,макс} = 0,0215308 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; r – радиус приведения к валу ХВ2 момента инерции РО, $r = C_{XB2} = t_{e,2}/2\pi$, м/рад; $V_{ХГ2} \equiv V_{PO}$ и $\omega_{э.кв.,ХВ2}$ – абсолютные скорости поступательного и эквивалентного вращательного движений ВП2 при подаче РО двухканальным ЭП, отнесенные соответственно к гайке ХГ2 и к винту ХВ2; $t_{e,2}$ – шаг резьбы винта ХВ2, м.

Суммарная осевая сила подачи РО Q_{PO} связана с окружной силой на радиусе резьбы $F_{\Sigma,ХВ2}$ и соответствующим моментом на валу $M_{РО,ХВ2}$ винта ХВ2 зависимостями [5]:

$$Q_{PO} = \frac{F_{\Sigma,ХВ2}}{\text{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{F_{\Sigma,ХВ2} (1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \rho)}{\text{tg} \alpha + \text{tg} \rho}; \quad F_{\Sigma,ХВ2} = \frac{2 \cdot 10^3 M_{РО,ХВ2}}{d_{e,2}},$$

откуда получаем

$$Q_{PO} = \frac{2 \cdot 10^3 M_{РО,ХВ2}}{d_{e,2} \text{tg} \alpha} \cdot \frac{1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \rho}{1 + \text{ctg} \alpha \text{tg} \rho} = \frac{2 \cdot 10^3 \pi (1 - \text{tg} \alpha \text{tg} \rho) M_{РО,ХВ2}}{t_{e,2} (1 + \text{ctg} \alpha \text{tg} \rho)} = \frac{2 \cdot 10^3 \pi [1 - t_{e,2} f_{ВП2} / (\pi d_{e,2})] M_{РО,ХВ2}}{t_{e,2} (1 + \pi d_{e,2} f_{ВП2} / t_{e,2})}, \quad (3)$$

где

$$M_{РО,ХВ2} = \frac{i_1 \eta_1 t_{e,2}}{t_{e,1}} M_{РО,Д1} + i_2 \eta_2 M_{РО,Д2}; \quad (4)$$

$M_{РО,Д1}$ и $M_{РО,Д2}$ – вращающие моменты двигателей Д1 и Д2 при их совместной работе, необходимые для преодоления момента нагрузки, создаваемого РО на винте ХВ2, Н·м; α – угол подъема резьбы винта ХВ2, $\alpha =$

$\arctg[t_{e,2}/(\pi d_{d,2})]$, рад; ρ – угол трения в передаче винт-гайка ВП2, $\rho = \arctg f_{ВП2}$, рад; $f_{ВП2}$ – коэффициент трения в передаче винт-гайка ВП2; $t_{e,1}$ и $t_{e,2}$ – шаги резьбы соответственно винтов ХВ1 и ХВ2, мм; $d_{e,2}$ – номинальный диаметр винта ХВ2, мм; i_j и η_j ($j = 1, 2$) – передаточное отношение и КПД кинематической цепи от j -го ИД к j -му ХВ.

Учитывая, что для промышленных стандартных винтовых передач, например ВП типа винт-гайка качения, выполняются соотношения [5]:

$$0,03 \leq \frac{t_{e,2}}{\pi d_{e,2}} \leq 0,1; \quad f_{ВП2} = f_k = (57 \div 85) \cdot 10^{-5},$$

нетрудно заметить, что $t_{e,2} f_{ВП2} / (\pi d_{e,2}) \approx 0$ и $\pi d_{e,2} f_{ВП2} / t_{e,2} \ll 1$. Поэтому для осевой силы подачи Q_{PO} , определяемой соотношениями (3), (4), с большой степенью точности можно принять

$$Q_{PO} = 10^3 C_{XB2}^{-1} M_{PO, XB2} = \frac{2 \cdot 10^3 \pi M_{PO, XB2}}{t_{e,2}} = 2 \cdot 10^3 \pi \left(\frac{i_1 \eta_1}{t_{e,1}} M_{PO, Д1} + \frac{i_2 \eta_2}{t_{e,2}} M_{PO, Д2} \right). \quad (5)$$

Выражение (5) используется в качестве расчетного соотношения для определения суммарной осевой силы подачи Q_{PO} .

Система уравнений движения привода МП РО, соответствующая кинематической схеме на рис. 1, построена при допущениях абсолютной жесткости соединительных муфт СМ1 и СМ2 и механических звеньев кинематической цепи привода, и при пренебрежении вследствие относительной малости моментами инерции СМ1 и СМ2.

Математическая модель движения итерационного двухканального ЭП МП с двумя ВП в установившихся режимах механообработки станка, полученная с учетом соотношений (1), (2) и (5), имеет вид

$$S_{PO}(t) = S_{1+2}(t) = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{t_{e,1}}{i_1} \varphi_{Д1}(t) \pm \frac{t_{e,2}}{i_2} \varphi_{Д2}(t) \right]; \quad (6)$$

$$Q_{PO}(t) - m'_{PO, XГ2} p^2 S_{PO}(t) - Q'_{c, PO, XГ2} = 0; \quad (7)$$

$$M_{Д1}(t) - J_{\Sigma,1} p^2 \varphi_{Д1}(t) \mp \frac{t_{e,1}}{t_{e,2}} \cdot \frac{J'_{PO, XB2}}{i_1 i_2 \eta_1} p^2 \varphi_{Д2}(t) - M'_{c, XB1,1} - M'_{c, XB2,1} = 0; \quad (8)$$

$$M_{Д2}(t) - J_{\Sigma,2}^* p^2 \varphi_{Д2}(t) - \frac{t_{e,1}}{t_{e,2}} \cdot \frac{J'_{PO, XB2}}{i_1 i_2 \eta_2} p^2 \varphi_{Д1}(t) - M'_{c, XB2,2} = 0, \quad (9)$$

где $Q'_{c, PO, XГ2}$ – сила сопротивления нагрузки, создаваемая РО на оси винта ХВ2 и приведенная к гайке ХГ2, Н:

$$Q'_{c, PO, XГ2} = 10^3 C_{XB2}^{-1} M'_{c, PO, XB2} = \frac{2 \cdot 10^3 \pi M'_{c, PO, XB2}}{t_{e,2}}; \quad (10)$$

$J_{\Sigma,1}$ и $J_{\Sigma,2}^*$ – суммарные моменты инерции ПМ, приведенные к валам двигателей Д1 и Д2 при их совместной работе в составе двухканального ЭП, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$J_{\Sigma,1} = J'_{ПМ,1} + \left(\frac{t_{e,1}}{t_{e,2}} \right)^2 \frac{J'_{PO, XB2}}{i_1^2 \eta_1}; \quad (11)$$

$$J_{\Sigma,2}^* = \begin{cases} J'_{ПМ,2} + \frac{J'_{PO, XB2}}{i_2^2 \eta_2} & \text{– при согласном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \\ J'_{ПМ,2} - \frac{J'_{PO, XB2}}{i_2^2 \eta_2} & \text{– при встречном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \end{cases} \quad (12)$$

$M'_{c, XB1,1}$, $M'_{c, XB2,1}$ и $M'_{c, XB2,2}$ – суммарные моменты сопротивления нагрузки, действующие на валах винтов ХВ1 и ХВ2 и приведенные соответственно к валам ИД Д1 и Д2, Н·м:

$$M'_{c, XB1,1} = \frac{1}{i_1 \eta_1} (M'_{mp, вал, XB1} + M'_{c, ВП1, XB1}); \quad M'_{c, XB2,1} = \frac{t_{e,1}}{i_1 \eta_1 t_{e,2}} (M'_{c, PO, XB2} + M'_{c, ВП2, XB2}); \quad (13)$$

$$M'_{c, XB2,2} = \frac{1}{i_2 \eta_2} (M'_{c, PO, XB2} + M'_{c, ВП2, XB2}); \quad (14)$$

знаки «+» и «-» перед вторым слагаемым в правой части уравнения (6) и знаки «-» и «+» перед третьим слагаемым в левой части уравнения (8) соответствуют согласному и встречному вращениям двигателя Д2 по отношению к вращению двигателя Д1; $p \equiv d/dt$ – оператор дифференцирования по времени t . Учет влияния ДВБК

по нагрузке на движение приводов каналов математически определяется третьими слагаемыми в левых частях уравнений (8) и (9).

В частных случаях движения двухканального ЭП уравнения (8) и (9) принимают вид:

1) основной привод (канал К-1) работает в двигательном режиме, а уточняющий привод (канал К-2) – в режиме динамического торможения, т.е. $\varphi_{Д2}(t) = 0$ и двигатель Д2 удерживает реактивный момент на валу от подачи РО двигателем Д1

$$M_{Д1}(t) - J'_{ПМ,1} p^2 \varphi_{Д1}(t) - M'_{с,ХВ1,1} - M'_{с,ХВ2,1} = 0; \quad (15)$$

$$M_{Д2}(t) - \frac{t_{\epsilon,1}}{t_{\epsilon,2}} \cdot \frac{J'_{РО,ХВ2}}{i_1 i_2 \eta_2} p^2 \varphi_{Д1}(t) = 0; \quad (16)$$

2) уточняющий привод (канал К-2) работает в двигательном режиме, а основной привод (канал К-1) – в режиме динамического торможения, т.е. $\varphi_{Д1}(t) = 0$ и двигатель Д1 удерживает реактивный момент на валу от подачи РО двигателем Д2

$$M_{Д1}(t) - \frac{t_{\epsilon,1}}{t_{\epsilon,2}} \cdot \frac{J'_{РО,ХВ2}}{i_1 i_2 \eta_1} p^2 \varphi_{Д2}(t) + M'_{с,ХВ1,1} = 0; \quad (17)$$

$$M_{Д2}(t) - J'_{ПМ,2} p^2 \varphi_{Д2}(t) - M'_{с,ХВ2,2} = 0. \quad (18)$$

Моменты сопротивления нагрузки, приведенные к валам винтов ХВ1 и ХВ2 и входящие в соотношения (10), (13), (14), определяются следующим образом: $M'_{тр,скал,ХВ1}$ – момент на валу ХВ1 от силы трения скольжения (качения) салазок МП РО о направляющие станины:

$$M'_{тр,скал,ХВ1} = \begin{cases} M_{п,скал} = \frac{(m_{скал} g f_{п,скал} + F_{нат,ХВ1}) t_{\epsilon,1}}{2\pi} & \text{– при пуске (трогании) привода} \\ & \text{перемещения салазок;} \\ M_{ск,скал} = \frac{m_{скал} g f_{ск,скал} t_{\epsilon,1}}{2\pi} & \text{– при движении салазок с постоянной} \\ & \text{(ограниченной) скоростью подачи} \\ & \text{(например, в режиме механообработки);} \end{cases} \quad (19)$$

$M'_{с,РО,ХВ2}$ – момент на валу ХВ2 от сил, создаваемых перемещением (подачей) РО станка и определяемых силой трения скольжения (качения) опор рабочего стола о направляющие станины (с учетом гидроразгрузки направляющих) и составляющими (с учетом конкретного вида механообработки) окружной силы резания P_z :

$$M'_{с,РО,ХВ2} = \begin{cases} M_{тр,п,РО} = \frac{[(m_{ПОРС} + m_{ст} + m_{узод}) g f_{п,РО} + F_{нат,ХВ2}] t_{\epsilon,2}}{2\pi} \\ \text{– при пуске (трогании) привода перемещения РО станка;} \\ M_{тр,ск,РО} + M_{h,рез} + M_{тр,рез} = \\ = \frac{(m_{ПОРС} + m_{ст} + m_{узод}) g f_{ск,РО} t_{\epsilon,2}}{2\pi} + \frac{k_{зан} P_h t_{\epsilon,2}}{2\pi} - \frac{P_x f_{ск,РО} t_{\epsilon,2}}{2\pi} \\ \text{– при движении РО станка с постоянной (ограниченной)} \\ \text{скоростью подачи в режиме торцового фрезерования;} \end{cases} \quad (20)$$

$M'_{с,ВП1,ХВ1}$ и $M'_{с,ВП2,ХВ2}$ – моменты на валах ХВ1 и ХВ2 от сил трения соответственно в ВП1 и ВП2, определяемых трением в паре винт-гайка и трением в подшипниках опор ходового винта (при наличии предварительного натяга в ВП) [6]:

$$M'_{с,ВП1,ХВ1} = M'_{тр,винта,ХВ1} + M'_{тр,подш,ХВ1} = \frac{(0,032 t_{\epsilon,1} + 2,21 \cdot 10^{-7} k_{п,\epsilon,1} d_{п,\epsilon,1}) P'_{h,ХГ1}}{3}; \quad (21)$$

$$M'_{с,ВП2,ХВ2} = M'_{тр,винта,ХВ2} + M'_{тр,подш,ХВ2} = \frac{(0,032 t_{\epsilon,2} + 2,21 \cdot 10^{-7} k_{п,\epsilon,2} d_{п,\epsilon,2}) P'_{h,ХГ2}}{3}; \quad (22)$$

В соотношениях (19)÷(22) обозначены: g – ускорение силы тяжести, $g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$; $f_{п,скал}$, $f_{ск,скал}$ и $f_{п,РО}$, $f_{ск,РО}$ – коэффициенты трения покоя и скольжения (качения) соответственно салазок МП РО и опор самого РО; $k_{п,\epsilon,j}$ и $d_{п,\epsilon,j}$ ($j=1,2$) – количество и внутренний диаметр подшипников в опорах соответствующих ХВ: $k_{п,\epsilon,1} = 10$, $k_{п,\epsilon,2} = 8$, $d_{п,\epsilon,j} = d_{\epsilon,j}$, м.

В определениях моментов сопротивления нагрузки (19)÷(22) используются следующие силы: $F_{нат,ХВ1}$ и $F_{нат,ХВ2}$ – осевые силы на валах винтов ХВ1 и ХВ2 от предварительного натяга, создаваемого соответственно ИД Д1 и Д2, Н:

$$F_{нат,ХВ1} = \alpha_{np,cal} S_{np,cal}; \quad F_{нат,ХВ2} = \alpha_{np,PO} S_{np,PO}; \quad (23)$$

$\alpha_{np,cal}$, $\alpha_{np,PO}$ и $S_{np,cal}$, $S_{np,PO}$ – удельные силы прилипания [Н/см^2] и площади прилипания [см^2] взаимотрущихся поверхностей соответственно для опор салазок и для опор РО; $P'_{h,ХГ1}$ и $P'_{h,ХГ2}$ – суммарные осевые силы подачи на винтах ХВ1 и ХВ2, приведенные к гайкам ХГ1 и ХГ2 и определяемые горизонтальной составляющей окружной силы резания P_h и соответствующими силами трения скольжения (качения) салазок $P_{h,mp,cal}$ и опор РО (рабочего стола) $P_{h,mp,PO}$, Н:

$$P'_{h,ХГ1} = P_h + P_{h,mp,cal} + P_{h,mp,PO}; \quad P'_{h,ХГ2} = P_h + P_{h,mp,PO}; \quad (24)$$

$$P_h = k_{hz} P_z, \quad P_z = K f_{cl} = K \cdot t \cdot s_z; \quad P_{h,mp,cal} = m_{cal} g f_{ck,cal}; \quad P_{h,mp,PO} = (m_{ПОРС} + m_{cm} + m_{изд}) g f_{ck,PO}; \quad (25)$$

K – нормативная удельная сила резания, Н/мм^2 ; f_{cl} – сечение срезаемого слоя, мм^2 ; t – заданная глубина резания (например, при фрезеровании), мм ; s_z – заданная подача РО на один зуб фрезы, мм/зуб ; k_{hz} – нормативный коэффициент преобразования окружной силы резания P_z в силу подачи P_h ; P_x – осевая составляющая силы резания, определяемая из P_z с помощью нормативного коэффициента k_{xz} : $P_x = k_{xz} P_z$, Н.

Операторы компенсаторов C_{12} и C_{21} перекрестных связей между объектами управления (ОУ) контуров скорости, обусловленных наличием в двухканальном ЭП с двумя ВП негативного взаимовлияния по нагрузке между основным К-1 и уточняющим К-2 каналами, при условии пренебрежения обратной связью по ЭДС E_1 двигателя Д1 определяются соотношениями:

$$C_{ij}(p) = -K_{OY,ij}(p) K_{OY,j}(p) \frac{k_{m,j} W_{OKT,j}(p)}{k_{m,i} W_{OKT,i}(p)}, \quad i, j = 1, 2 \quad (i \neq j), \quad (26)$$

где с учетом (8), (9), (11) и (12) обозначены: $K_{OY,ij}(p)$ – оператор направленной перекрестной связи между ОУ контуров скорости j -го (выход) и i -го (вход) каналов управления:

$$K_{OY,12}(p) = \mp \frac{t_{\theta,1}}{t_{\theta,2}} \cdot \frac{J'_{PO,ХВ2}}{i_1 i_2 \eta_1} p; \quad K_{OY,21}(p) = - \frac{t_{\theta,1}}{t_{\theta,2}} \cdot \frac{J'_{PO,ХВ2}}{i_1 i_2 \eta_2} p; \quad (27)$$

$K_{OY,j}(p)$ – оператор механической части ОУ в прямой цепи контура скорости j -го канала:

$$K_{OY,1}(p) = \frac{i_1^2 \eta_1}{\left[i_1^2 \eta_1 J'_{ПМ,1} + (t_{\theta,1} / t_{\theta,2})^2 J'_{PO,ХВ2} \right] p}; \quad (28)$$

$$K_{OY,2}(p) = \begin{cases} \frac{i_2^2 \eta_2}{\left[i_2^2 \eta_2 J'_{ПМ,2} + J'_{PO,ХВ2} \right] p} & \text{– при согласном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \\ \frac{i_2^2 \eta_2}{\left[i_2^2 \eta_2 J'_{ПМ,2} - J'_{PO,ХВ2} \right] p} & \text{– при встречном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \end{cases} \quad (29)$$

$W_{OKT,j}(p)$, $W_{OKT,i}(p)$ и $k_{m,j}$, $k_{m,i}$ – операторы оптимизированных на технический оптимум контуров тока и коэффициенты передачи ИД по моменту соответственно j -го и i -го каналов управления.

Из (26) для операторов компенсаторов $C_{12}(p)$ и $C_{21}(p)$ с учетом (27)÷(29) получаем

$$C_{12}(p) = \pm k_1^* \frac{2T_{\mu,1} p + 1}{2T_{\mu,2} p + 1} = \pm \left(\frac{k_1^* T_{\tau,1} p}{T_{\tau,2} p + 1} + \frac{k_1^*}{T_{\tau,2} p + 1} \right); \quad C_{21}(p) = k_2 \frac{2T_{\mu,2} p + 1}{2T_{\mu,1} p + 1} = \frac{k_2 T_{\tau,2} p}{T_{\tau,1} p + 1} + \frac{k_2}{T_{\tau,1} p + 1}, \quad (30)$$

где

$$T_{\tau,j} = 2T_{\mu,j}, \quad T_{\mu,j} = T_{ШИП,j}, \quad j = 1, 2;$$

$$k_1^* = \begin{cases} \frac{t_{\theta,1}}{t_{\theta,2}} \frac{k_{m,2} k_{\tau,1} i_2 \eta_2 J'_{PO,ХВ2}}{k_{m,1} k_{\tau,2} i_1 \eta_1 (i_2^2 \eta_2 J'_{ПМ,2} + J'_{PO,ХВ2})} & \text{– при согласном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \\ \frac{t_{\theta,1}}{t_{\theta,2}} \frac{k_{m,2} k_{\tau,1} i_2 \eta_2 J'_{PO,ХВ2}}{k_{m,1} k_{\tau,2} i_1 \eta_1 (i_2^2 \eta_2 J'_{ПМ,2} - J'_{PO,ХВ2})} & \text{– при встречном вращении Д2 по отношению к вращению Д1;} \end{cases} \quad (31)$$

$$k_2 = \frac{t_{e,1}}{t_{e,2}} \cdot \frac{k_{m,1} k_{T,2} i_1 \eta_1 J'_{PO, XB2}}{k_{m,2} k_{T,1} i_2 \eta_2 \left[i_1^2 \eta_1 J'_{PM,1} + (t_{e,1} / t_{e,2})^2 J'_{PO, XB2} \right]}; \quad (32)$$

$T_{ШИП,j}$ и $k_{T,j}$ ($j=1,2$) – некомпенсируемая постоянная времени широтно-импульсного преобразователя и коэффициент передачи обратной связи по току контура тока j -го канала управления; знаки «+» и «-» в правой части первого соотношения выражения (30), как и ранее, соответствуют согласному и встречному вращениям двигателей Д1 и Д2.

Компенсирующие перекрёстные связи (КПС) устанавливаются в управляющей части двухканальной САУ между выходами регуляторов скорости и входами контуров тока соответствующих каналов управления. Такие связи, реализуемые блоком компенсаторов $C_{12}-C_{21}$, обеспечивают полную автономность работы каналов управления К-1 и К-2 двухканального ЭП, что, в свою очередь, определяет возможность типовой (стандартной) настройки каналов, например по принципу СПР.

Из соотношений (30) нетрудно видеть, что КПС представляют собой суммы реального дифференцирующего и апериодического звеньев, содержащих соответствующую перекрестной связи реальную инерционность $1/(T_{T,j} p + 1)$ ($j=1,2$), и могут быть легко технически реализованы с помощью свободных ячеек электронных блоков управления, входящих обычно в систему УБСР-АИ.

Компьютерные исследования показали потенциальную работоспособность построенной математической модели движения (6)÷(25) и достаточно высокую эффективность полученных компенсаторов ДВБК по нагрузке C_{12} и C_{21} (30)÷(32) при моделировании электродинамических процессов в рассмотренном двухканальном ЭП с СПР-настройкой каналов и МП с двумя ВП применительно к подаче РО станка модели 24К70АФ4. Сравнительные результаты исследований будут рассмотрены в последующих работах.

Выводы. 1. Предложена упрощенная схема конструкции двухдвигательного безредукторного механизма подачи с двумя ВП, реализующего механическую безлюфтовую передачу движений с двумя степенями свободы. Аналогов схемы конструкции применительно к приводам подач РО станков и механизмов в открытой печати не обнаружено.

2. Получена кинематическая схема и разработана математическая модель установившегося движения (с учетом ДВБК по нагрузке) двухканального ЭП подачи, построенного по итерационному принципу на базе двухдвигательного МП с двумя ВП. В математической модели движения выполнен учет всех основных статических моментов сопротивления нагрузки, действующих в рассмотренном двухканальном ЭП применительно к подаче РО (рабочего стола с изделием) металлорежущего станка в режиме механообработки (торцового фрезерования) изделия.

3. Получены операторы связей, определяющих негативное динамическое взаимовлияние по нагрузке (ДВБК по нагрузке) между основным К-1 и уточняющим К-2 каналами управления. Определены и построены операторы компенсирующих перекрестных связей (компенсаторов ДВБК), обеспечивающих полную автономность работы каналов управления К-1 и К-2 двухканального ЭП МП с двумя ВП. Показано, что операторы КПС обладают возможностью их реальной технической реализации.

4. Применение итерационных двухканальных программно-управляемых ЭП подачи на базе МП с двумя ВП целесообразно в тех случаях, когда от традиционного одноканального ЭП подачи требуются очень высокие быстродействие и точность отработки (особенно в динамических режимах) небольших заданий по положению при значительных инерционных нагрузках на выходе привода. Такие требования в полной мере соответствуют растущим требованиям к качеству работы МП РО современных прецизионных станков и механизмов.

Список литературы: 1. *Следящие приводы*. В 2-х кн. / Под ред. Б. К. Чемоданова. – М.: Энергия, 1976. – Кн. 1. – 480 с. 2. Кузнецов Б. И. Проектирование многоканальных систем оптимального управления / Б. И. Кузнецов, Б. В. Новоселов, И. Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1993. – 245 с. 3. Худяев А. А. Высокоточная квазиитерационная двухканальная электромеханическая система с механическим дифференциалом / А. А. Худяев, Т. Ю. Кунченко // *Техническая электродинамика*. – 2015. – № 1. – С. 21–28. 4. Кузнецов Б. И. Многоканальные итерационные системы управления: Монография / Б. И. Кузнецов, А. А. Худяев, И. Н. Богаенко и др. – К.: НПК «КИА», 1998. – 224 с. 5. Марголит Р. В. Наладка станков с программным управлением: Учеб. пособие / Р. В. Марголит. – М.: Машиностроение, 1983. – 253 с. 6. *Справочник по автоматизированному электроприводу* / Под ред. В. А. Елисеева и А. В. Шинянского. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 616 с.

Bibliography (transliterated): 1. Chemodanov, B. K. *Sledjashchie privody*. Moscow: Energija, 1976. Print. 2. Kuznecov, B. I., Novoselov, B. V., Bogaenko, I. N. and oth. *Proektirovanie mnogokanal'nyh sistem optimal'nogo upravlenija*. Kyiv: Tehnika, 1993. Print. 3. Hudjaev, A. A. and Kunchenko, T. Yu. "Vysokotochnaja kvaziiteracionnaja dvuhkanal'naja jelektromehaničeskaja sistema s mehanicheskim differencialom." *Tehničeskaja elektrodinamika*. No. 1. 2015. 21–28. Print. 4. Kuznecov, B. I., Hudjaev, A. A., Bogaenko, I. N. and oth. *Mnogokanal'nye iteracionnye sistemy upravlenija*. Kyiv: NPK "KIA", 1998. Print. 5. Margolit, R. V. *Naladka stankov s programmnym upravleniem: Učeb. posobie*. Moscow: Mashynostroenie, 1983. Print. 6. Eliseev, A. V., Shinjanskij, A. V. *Spravochnik po avtomatizirovannomu jelektroprivodu*. Moscow: Jenergoatomizdat, 1983. Print.

Поступила (received) 30.07.2015