

УДК 62.543.2

ДИНАМИКА РАЗВЕТВЛЕННОГО ГИДРОПРИВОДА РАБОЧИХ ДВИЖЕНИЙ СТАНОЧНЫХ СИСТЕМ

Сидоренко В.С., Ле Чунг Киен

ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет»,
Ростов на Дону, e-mail: hk1402@mail.ru.

Одним из актуальных направлений развития современной техники является оптимальное управление движением технических объектов. Задача актуализируется, когда требуемая траектория движения обеспечивается несколькими приводами. В этих условиях возникает проблема оценки взаимного влияния отдельных приводов на параметры движения объекта. Особенно сложно давать такие оценки для разветвленных гидроприводов, действующих от одной энергосиловой установки. Работа посвящена схемотехническому модельному поиску и решению задачи создания разветвленного автоматизированного гидропривода рабочих движений (главного и подачи) станочных систем. На основе принципа создания разветвленного гидропривода с применением гидравлического управляющего клапана, обеспечивающие поддержку стабильности величины оборотной подачи сверления при появлении случайного внешнего воздействия. Представлена обобщенная математическая модель динамической системы разветвленного гидропривода с целью повышения быстродействия и точности обработки отверстий. Вычислительным экспериментом получены кинематические и динамические характеристики гидропривода. Установлено изменение скорости оборотной подачи инструмента с применением клапана, что позволяет использовать при проектировании реальные разветвленные гидроприводы.

Ключевые слова: разветвленный гидропривод, динамика, сверление, станочная система, подача инструмента

DYNAMICS OF BRANCHED HYDRODRIVE OF WORKING MOVEMENTS MACHINE TOOL SYSTEMS

Sidorenko V.S., Le Trung Kien

Don State Technical University, Rostov on Don, e-mail: hk1402@mail.ru

One of actual directions on modern technology is development optimal for control movement of technical objects. The problem is actualized when trajectory movement is provided by several drives. In these conditions problem of estimating the mutual influence of separate drives on the parameters movement of the object. It is especially difficult to give estimations for branched hydrodrives, which acts on the one power plant. This work is devoted model of the circuit engineering and solution problem creating the branched hydrodrives of working movements (main and feeder) machine tools. On the basis of creating a branched hydraulic with hydraulic control valve, allowing support stability of the value feed drilling with the appearance random external influence. We proposed a generalized mathematical model of the dynamic branched hydrodrive system improve the speed and accuracy of processing holes. With computational experiments we received kinematic and dynamic characteristics of the hydrodrive. Results of research mathematical models allow us to recommendations for using hydraulic control valve in design real branched hydrodrive.

Keywords: branched hydrodrive, dynamics, drilling, machine tool systems, feed of tool

Обработка деталей на автоматизированном металлорежущем оборудовании должна осуществляться оптимальными режимами резания, при которых достигается наибольшая производительность и выполняются технологические требования к качеству обработанной поверхности, обеспечивается нормативная стойкость инструмента. Оптимальный режим резания определяется многими факторами: материалом заготовки и инструмента, геометрией режущей части инструмента, его стойкостью, требованиями к точности и шероховатости обработанной поверхности [5]. В станочных системах обработка деталей требуемой формы и размеров требует выполнения согласованных друг с другом рабочих движений и движений инструмента и заготовки. К рабочим движениям относятся главное движение и движение подачи, которые, как правило, кинематически связаны друг с другом. Однако изменение сил

резания в процессе резания обработки нарушает эту связь.

Рассматривается взаимодействие рабочих движений в координатно-сверлильном полуавтомате. Здесь главное движение при сверлении – вращение инструмента, движение подачи – поступательное движение пиноли с инструментом. Среди параметров режимов резания наибольшее влияние на качество обработки оказывает величина оборотной подачи инструмента [1, 5]. Поэтому качество обработки отверстия достигается стабильностью её величины $S_{об}(t)$. Это становится возможным, если при уменьшении скорости вращения инструмента синхронно уменьшается скорость подачи v_n , обеспечиваемая приводом подачи станка. Возможности обеспечения кинематической жесткости каждого из рабочих движений в условиях применения гидропривода, как известно, ограничены [5]. Без учета упругих деформаций в кинематической цепи подачи ин-

струмента величина подачи на оборот инструмента определяется

$$S_{об}(t) = \frac{2\pi \cdot v_n(t)}{\omega(t)}, \quad (1)$$

где $v_n(t)$ – скорость подачи инструмента, мм/с; $\omega(t) = 2\pi n(t)$ – скорости вращения ин-

струмента, рад/с; $n(t)$ – частота вращения инструмента, об/с⁻¹.

При проектировании системы приводов рабочих движений координатно-сверлильного полуавтомата для повышения производительности и точности обработки отверстий использовали предлагаемый подход. Общий вид станка представлен на рис. 1.

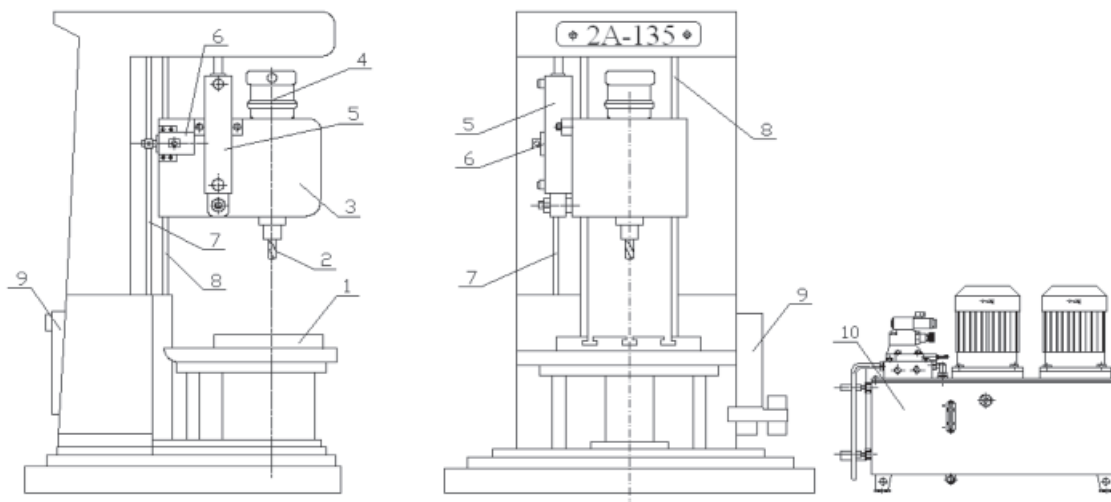


Рис. 1. Общий вид координатно-сверлильного полуавтомата:

1 – координатный стол; 2 – сверлильная головка; 3 – пиноль; 4 – гидромотор ГМ главного движения; 5 – гидроцилиндр ГЦ движения подачи; 6 – гидравлический датчик; 7 – зубчатая рейка; 8 – направляющие; 9 – блок управления; 10 – насосная установка

Принципиальная гидрокинематическая схема сверлильной головки станка представлена на рис. 2. Она определяет состав устройств, гидромеханические связи, основные параметры, характеризующие разветвленный привод.

При запуске включается электромагнит YA3 распределителя P2, YA1 распределителя P1 и YA5 распределителя P3, насос подаёт жидкость в полость ГЦ и ГМ, проходит быстрый подвод системы подачи сверла. Система управления, построенная на основе программируемого логического контроллера (ПЛК) и мехатронного измерительного модуля, отслеживает перемещение ГЦ и при прохождении «координаты замедления» отключает электромагнит YA5 распределителя P3. При этом обеспечивается снижение скорости привода подачи сверла дорабочей подачи $v_n(t)$. Одновременно включается электромагнит YA1 распределителя P1, включающего привод вращения инструмента.

Если в процессе резания крутящий момент на сверле увеличивается, уменьшается частота вращения сверла, в первый момент при сохранении подачи $v_n(t)$ инструмента возрастает его оборотная подача. В следующий момент увеличивается давление в на-

порной линии ГМ, что формирует управляющий сигнал P_y на клапан давления. Смещаясь золотник клапана уменьшает его проточную часть, скорость перемещения гидроцилиндра уменьшается, при этом сохраняется величина оборотной подачи $S_0(t)$ и качество обработки отверстий.

После останова включается электромагнит YA4 распределителя P2 и электромагнит YA2 распределителя P1, перекрывая слив ГЦ и он останавливается. По команде ПЛК включаются электромагниты YA2 и YA5 распределителей P2 и P3. ГЦ возвращается в исходное положение.

Моделирование систем гидроприводов осложняется нестационарными гидромеханическими процессами. При формировании математической модели динамической системы предлагаемого гидропривода были приняты следующие допущения:

- Механическую подсистему описывает одномассовая динамическая система.

- Динамические процессы протекают в окрестности точки нагрузочной характеристики привода $P_n = \text{const}$, $Q_n = \text{const}$.

- Рабочая жидкость сжимаемая, капельная, в каналах присутствует нерастворённый воздух. Сосредоточенный объём сжимаемой жидкости $Q_{сж}$ для удобства расчётов

считаем присоединенным к рабочей полости гидродвигателя.

• Утечки в подвижных соединениях малы, они зависят главным образом от конструктивного исполнения и могут быть ограничены коэффициентом утечки k_y .

• Сила вязкого трения в подвижных сопряжениях пропорциональна скорости. В реальных устройствах зависимость значительно сложнее. На силы трения, кроме скорости, оказывают влияние внешние факторы и состояние трущихся поверхностей.

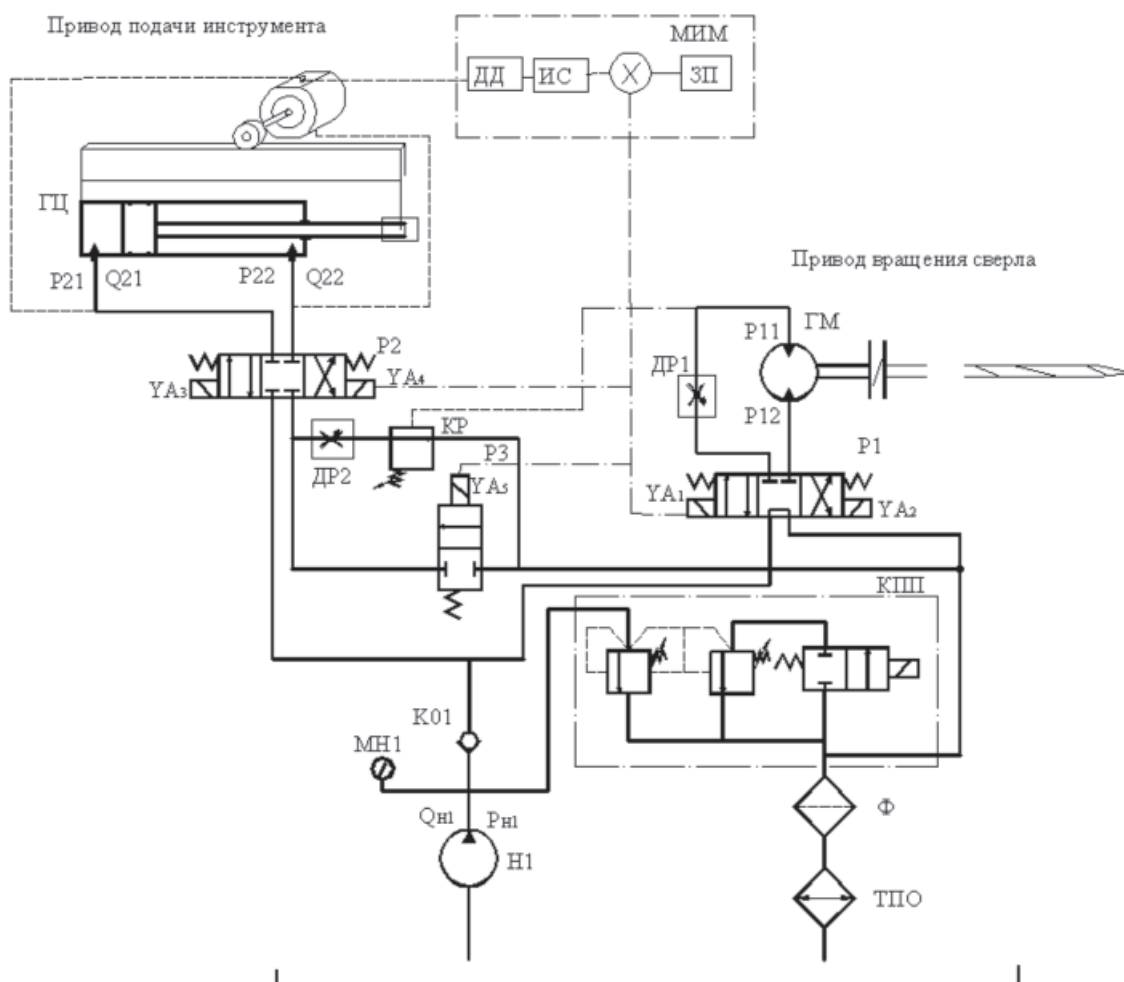


Рис. 2. Принципиальная гидрокинематическая схема координатно-сверлильного станка:
 ГЦ – гидроцилиндр; ГМ – гидромотор; МИМ – мехатронный измерительный модуль;
 KP – гидравлический управляющий клапан; P1; P2; P3 – распределители; ДР1; ДР2 – дроссели;
 Н – насос; P_y – давление управления клапана; КПП – предохранительный клапан

Гидравлическая силовая подсистема дроссельного регулируемого описывается уравнениями расходов, учитывающими условие неразрывности потока жидкости соответственно к напорной и сливной гидролиниям [3, 4].

Привод вращения инструмента описывают следующие уравнения:

1. Уравнение движения механической подсистемы:

$$J \frac{d^2\phi}{dt^2} = M_{ГМ} - M_H(t) - M_{Тр1} \text{sign} \left(\frac{d\phi}{dt} \right); \quad (2)$$

$$J \frac{d^2\phi}{dt^2} = \frac{1}{2\pi} q_M (P_{11} - P_{12}) - C_M S(t) D^2 k_M - \left(M_{ТО} \text{sign} \frac{d\phi}{dt} + k_{ВТ} \frac{d\phi}{dt} \right) \text{sign} \left(\frac{d\phi}{dt} \right),$$

где J – приведенный момент инерции вращающихся масс привода, $\text{Н}\cdot\text{м}^4\cdot\text{с}^{-2}$; $M_{\text{ГМ}} = \frac{1}{2\pi} q_M (P_{11} - P_{12})$ – крутящий момент гидромотора, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

$M_{\text{Тр1}} = M_{\text{ТО}} \text{sign} \frac{d\phi}{dt} + k_{\text{ВТ}} \frac{d\phi}{dt}$ – момент трения, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{\text{Н}}(t) = C_M S(t) D^2 k_M$ – крутящий момент резания, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

2. Уравнение расходов в напорной линии:

$$Q_{\text{ГМ}} + Q_{y11} + Q_{\text{сж11}} + Q_{\text{П11}} + Q_{\text{ГД}} = Q_{11}; \quad (3)$$

$$\frac{q_M}{2\pi} \cdot \frac{d\phi}{dt} + k_{y11} P_{11} + \frac{q_M + W_{\text{л}}}{E_{\text{СМ}}} \frac{dp_{11}}{dt} + k_{\text{П1}} (P_{11} - P_{12}) \text{sign}(P_{11} - P_{12}) + Q_{\text{ГД}} = \mu_{11} S_{\text{др}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{\text{Н}} - P_{11})},$$

где $Q_{\text{ГМ}} = \frac{q_M}{2\pi} \cdot \frac{d\phi}{dt}$ – расход ГМ, $\text{м}^3\cdot\text{с}^{-1}$; $q_{\text{ГМ}}$ – рабочие объемы ГМ, $\text{м}^3/\text{об}$; $Q_{y11} = k_{y11} \cdot P_{11}$ – расход, идущий на компенсацию утечек; $Q_{\text{П1}} = k_{\text{П1}} (P_{11} - P_{12}) \text{sign}(P_{11} - P_{12})$ – расход, идущий на перетечки рабочей жидкости; $Q_{\text{сж11}} = \frac{q_M + W_{11}}{E_{\text{СМ}}} \cdot \frac{dP_{11}}{dt}$ – расход, идущий на компенсацию деформируемого объема жидкости в полостях ГМ и подводных кана-

лах; W_{ij} – объем гидролиний соответствен-

но, м^3 ; $E_{\text{СМ}} = \frac{E_{\text{ж}}}{1 + \alpha_{\text{в}} \cdot \frac{E_{\text{ж}}}{E_{\text{в}}}}$ – модуль объемной

упругости смеси жидкости и воздуха, Па; $E_{\text{в}}$, $E_{\text{ж}}$ – модули объемной упругости жидкости и воздуха; $\alpha_{\text{в}}$ – содержание воздуха в жидкости; $k_{\text{п}}$, $k_{\text{н}}$ – коэффициенты утечки и перетечки; $S_{\text{др}}$ – сечение проточной части дросселя, м^2 .

3. Уравнение расходов сливной линии:

$$Q_{\text{ГМ}} - Q_{y12} - Q_{\text{сж12}} + Q_{\text{П1}} = Q_{12}; \quad (4)$$

$$q_M \cdot \frac{d\phi}{dt} - k_{y12} P_{12} - \frac{q_M + W_{12}}{E_{\text{СМ}}} \frac{dp_{12}}{dt} + k_{\text{П1}} (P_{11} - P_{12}) \text{sign}(P_{11} - P_{12}) = \mu_{12} \pi d_p x_p \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{12} - P_{\text{сл}})},$$

где $Q_{y12} = k_{y12} \cdot P_{12}$ – расход, идущий на компенсацию утечек; $Q_{\text{сж12}} = \frac{q_M + W_{12}}{E_{\text{СМ}}} \cdot \frac{dP_{12}}{dt}$ – расход, идущий на компенсацию дефор-

мируемого объема жидкости в полостях ГМ и подводных каналах; d_p – диаметр проточной части распределителя, м; x_p – перемещение золотника распределителя, м.

4. Уравнение гидравлического клапана привода подачи:

$$m_{yy} \frac{d^2 x_y}{dt^2} + k_{\text{ТВ}} \frac{dx_y}{dt} = S_3 P_{12} - F_{\text{ТВ0}} \text{sign} \frac{dx_y}{dt} - C_y (x_0 + x_y), \quad (5)$$

где m_{yy} – приведенная масса перемещает золотник клапана и жидкости в гидролинии управления, кг; $k_{\text{ТВ}}$ – коэффициент вязкого трения; c_y – жесткость пружины клапана, $\text{Н}/\text{м}$; P_y – давление управления клапана, МПа ; S_3 – сечение золотника клапана, м^2 ; $F_{\text{ТВ0}}$ – сила сухого трения золотниковой пары клапана, Н.

Привод подачи инструмента описывается следующими уравнениями.

5. Уравнение движения гидроцилиндра с пинолем инструмента:

$$m \frac{d^2 L}{dt^2} = S_{\text{п1}} P_{21} - P_{22} S_{\text{п2}} - F_{\text{ТР}} - F_{\text{Н}}, \quad (6)$$

где L – перемещение поршня и пиноли, мм; $m = m_{\text{пч}} + m_{\text{ж}}$ – приведенная масса, кг; $m_{\text{пч}}$ – масса подвижных частей, кг; $m_{\text{ж}}$ – масса жидкости, кг; $F_{\text{Н}}(t) = C_p S_{\text{ог}}(t) D k_p$ – осевая сила при сверлении, Н; C_p , k_p – коэффициенты зависят от условий резания; $S_{\text{п1}}$, $S_{\text{п2}}$ – площади поршневой и штоковой полостей ГЦ, м^2 .

6. Уравнение расходов для напорной линии:

$$Q_{ГЦ1} + Q_{y21} + Q_{сж21} + Q_{П2} + Q_{ГД} = Q_{21}; \quad (7)$$

$$S_{n1} \frac{dL}{dt} + k_{y21} P_{21} + \frac{S_{n1} L + W_{21}}{E_{СМ}} \cdot \frac{dP_{21}}{dt} + k_{П2} (P_{21} - P_{22}) \text{sign}(P_{21} - P_{22}) + Q_{ГД} = \\ = \mu_{21} d_{21} x_{21} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{Н2} - P_{21})},$$

где $Q_{ГД}$ – расход гидравлического датчика, $\text{м}^3 \cdot \text{с}^{-1}$.

7. Уравнение расходов для сливной линии:

$$Q_{ГЦ2} + Q_{П2} - Q_{y22} - Q_{сж22} + Q_{ГД} = Q_{22}; \quad (8)$$

$$S_{n2} \frac{dL}{dt} + k_{П2} (P_{21} - P_{22}) \text{sign}(P_{21} - P_{22}) - k_{y22} P_{22} - \\ - \frac{S_{n1} L + W_{22}}{E_{СМ}} \cdot \frac{dP_{22}}{dt} + Q_{ГД} = (\alpha k_p + (1 - \alpha) \delta k_{др} + (1 - \delta) k_{кр}) \sqrt{P_{22} - P_{сл}},$$

где $k_p = \mu \pi d_p y \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – коэффициенты про-
водимости проточной части потока рас-
пределителя; y – перемещение золотника
распределителя; d_p – диаметр золотника рас-

пределителя; $k_{кр} = \mu \pi x_y d_3(x_1) \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – коэф-
фициенты проводимости проточной части
потока клапана; x_y – перемещение золотни-
ка клапана; d_3 – диаметр золотника клапа-

на; $k_{др} = \mu S_{др} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ – коэффициенты прово-

димости проточной части потока дросселя;
 $S_{др}$ – сечение проводимости проточной ча-
сти дроссели потока, м^2 ; $\alpha = 0 \vee 1$ – Булев
параметр, $\alpha = 1$ при включении распределе-
теля Р3; $\alpha = 0$ при отключении распределе-
теля Р3; $\delta = 0 \vee 1$ – Булев параметр, $\delta = 1$ при
 $x_y(t) < x_{ы}$; $\delta = 0$ при $x_y(t) > x_1$.

Исследование модели системы нелиней-
ных дифференциальных уравнений (2)–(8)
выполнено с использованием программной
поддержки matlab численным методом Рун-
ге–Кутта. Моделирование системы выпол-
нено для типового рабочего цикл станочных
систем: при включенном привода вращения
инструмента и исходном положении при-
вода подачи «стоп» после подачи команды
на начало рабочего цикла осуществляются
быстрый подвод инструмента к заготовке,
рабочий ход, останов в конце рабочего хода
с заданной точностью, реверсирование дви-
жения подачи и быстрый отвод сверлиль-
ной головки в исходное положение.

Результаты исследования динамической
гидромеханической системы разветвлен-
ного гидропривода представлены на рис. 3
в виде осциллограмм изменения кинемати-
ческих и силовых параметров при выпол-
нении рабочего цикла. Введение в модель
динамической системы разветвленного ги-
дропривода, нестационарных гидромехани-
ческих характеристик давлений P_p , расходов
в проточной части управляющих устройств,
заметно усложняют [2].

На осциллограмме привода вращения
сверла (рис. 3, а) видно, что скорость вра-
щения $\omega(t)$ уменьшается при увеличении
крутящего момента M_n (участок CD), это
вызывает повышение давления в напорной
полости ГМ, оно формирует сигнал управ-
ления P_y клапаном. Зависимость скорости
вращения инструмента ω от крутящего мо-
мента M_n объясняется структурной неравно-
мерностью скорости дроссельного гидро-
привода. Известно, что такие изменения
возникают в электромеханических приводах.

Аналогичные изменения наблюдаются
в приводе подачи инструмента. Увеличение
усилия подачи F_n незначительно влияет на ско-
рости подачи, подача изменяется на 5% ($v1$,
рис. 3, б). В этом случае существенно увеличи-
вается величина оборотной подачи инструмен-
та $S_{об}$ в сравнении с нормативной (рис. 3, в).
Это приводит к нарушению режимов резания.
В результате установлено, что при заданном
изменении сил резания величина оборотной
подачи ($S1$, рис. 3, в) при автономном приводе
повышается в 2–2,3 раза. Во втором случае
при зависимом приводе обеспечивается близко
к нормативному значению оборотной подачи
($S2$, рис. 3, в) процесса обработки и требуемое
качество обработки (рис. 3, в).

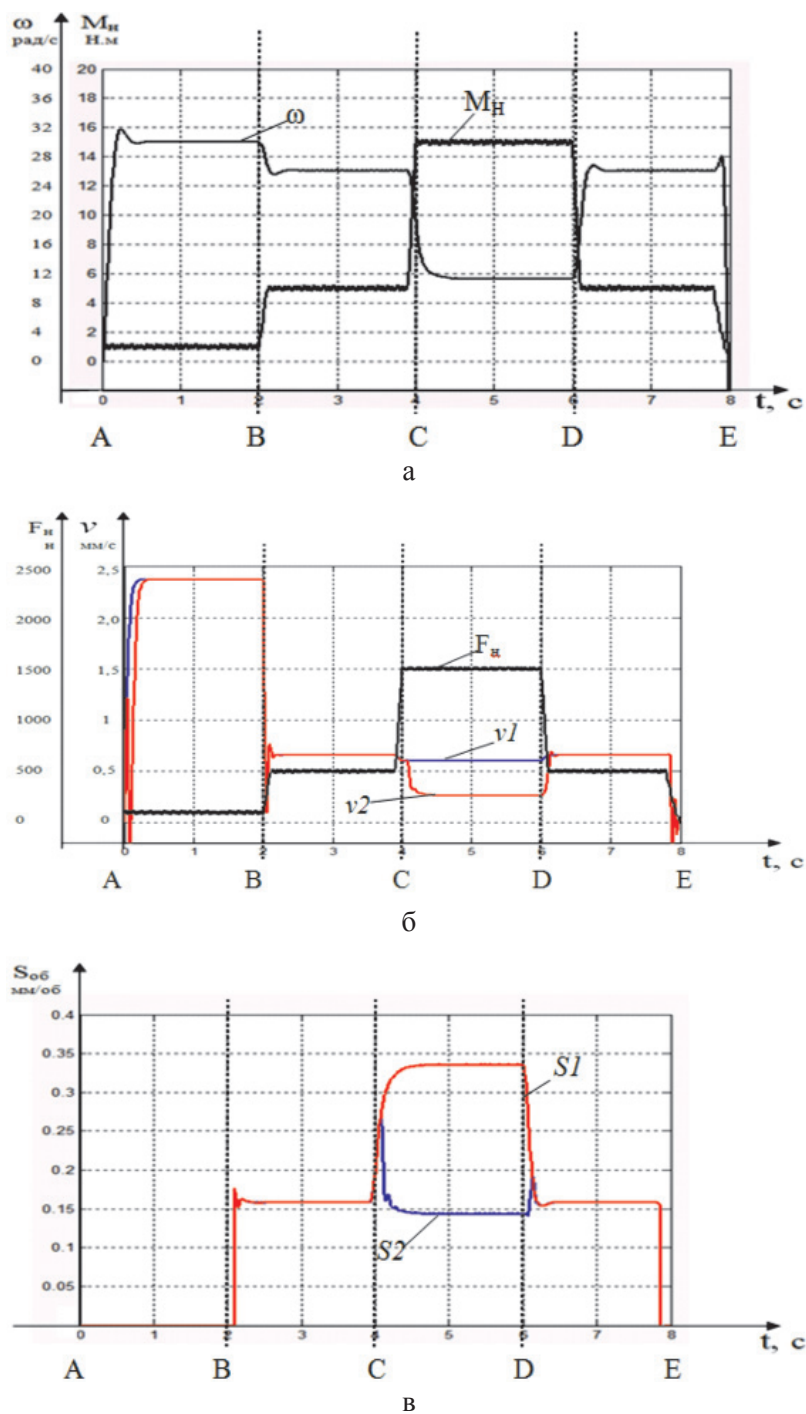


Рис. 3. Результаты моделирования динамической системы:
 а – привод вращения инструмента: ω – скорость вращения сверла, M_H – крутящий момент резания; б – привода подачи инструмента: F_H – усилие подачи, $v1$ – скорость подачи при автономном приводе, $v2$ – скорость подачи при зависимом приводе; в – величина оборотной подачи: $S1$ – при автономном приводе, $S2$ при зависимом приводе.

На основе аналитического описания динамики сверлильной головки и моделирования её рабочего цикла установлены основные параметры, влияющие на динамику привода, определены диапазоны их изменения, применительно к обработке

отверстий. Установлено также удовлетворительное совпадение результатов вычислительного и натурального эксперимента при максимальном отклонении 12% подтверждает достоверность полученных результатов и возможность их использования при

проектировании реальных разветвленных гидроприводов.

Предложен, технически реализован, модельно описан принцип построения разветвленного гидропривода рабочих движений станочных систем с зависимым приводом подачи инструмента. На примере типового рабочего цикла сверлильной головки описана динамика поведения разветвленного гидропривода при изменяющихся нагрузках M_n , F_n . Анализ силовых и кинематических характеристик приводов позволил объяснить характер их изменения в реальном времени, оценить их качественно и количественно на примере сверлильной головки, а также предложить рекомендации, необходимые при создании аналогичной системы приводов.

Список литературы

1. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967 – 367 с.
2. Полешкин М.С., Сидоренко В.С., Нестационарные гидромеханические характеристики проточной части управляющих устройств клапанного типа // Вестник ДГТУ. – Ростов-н/Д., 2012. – № 6. – С. 93–102.
3. Сидоренко В.С., Полешкин М.С., Ле Чунг Кьен. Позиционный гидропривод силовых подающих столов станочных систем // Промислова Гідравліка і пневматика. – Украина, 2011. – № 4(34). – С. 64–68.
4. Цуханова, Е.А. Динамический синтез дроссельных управляющих устройств гидроприводов. – М.: Наука, 1978. – 255 с.

5. Ящерицын П.И., Фельдштейн Е.Э., Корниевич М.А. Теория резания. – М.: Изд. Новое знание, 2006. – 512 с.

References

1. Kudinov V.A. Dinamika stankov M.: Mashinostroenie, 1967 pp. 367.
2. Poleshkin M.S., Sidorenko V.S., Nestacionarnye gidromehaniicheskie harakteristiki protochnoj chasti upravljajushih ustrojstv klapannogo tipa // Vestnik DGTU Rostov on Don 2012 no. 6 pp. 93–102.
3. Sidorenko V.S., Poleshkin M.S., Le Trung Kien. Pозиционnyj gidroprivod silovyh podajushih stolov stanochnyh sistem // Promislova Hidravlika i pnevmatika Ukraina 2011 no. 4(34) pp. 64–68.
4. Cuhanova, E.A. Dinamicheskiy sintez drossel'nyh upravljajushih ustrojstv gidroprivodov // M.: Nauka, 1978. pp. 255.
5. Jashhericyn P.I., Fel'dshtejn E.E., Kornievich M.A. Teorija rezanija // Izd. Novoe znanie, 2006 pp. 512.

Рецензенты:

Шошиашвили М.Э., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Мехатроника и гидропневмоавтоматика», ФГБОУ ВПО «Южно-Российский государственный технический университет», г. Новочеркасск;

Заковоротный В.Л., д.т.н., профессор, заведующий кафедрой «Автоматизация производственных процессов», ФГБОУ ВПО «Донской государственный технический университет», г. Ростов-на-Дону.

Работа поступила в редакцию 23.08.2013.