# ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ СИЛОВОГО ЦИЛИНДРА УНИВЕРСАЛЬНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ РЕЖИМАМИ РАБОТ СТАНКА

***Муслимов А.П.*** *доктор технических наук, профессор КГТУ им. И.Раззакова, г.Бишкек, Кыргызская Республика,720044. пр.Ч.Айтматова 66.e-mail:*
***Гинятуллина А.М.*** *аспирант КГТУ им. И.Раззакова, г.Бишкек, Кыргызская Республика,720044. пр.Ч.Айтматова 66.e-mail: almirabari@gmail.com*

**Аннотация.** В статье представлена разработка математической модели силового цилиндра универсальной автоматической системы управления режимами станка для исследование его динамики при черновой и чистовой обработках; рассматриваются вопросы обеспечения качества обрабатываемой поверхности при различных силовых параметрах резания, связанные с разработкой универсальной автоматической системы управления режимами работы станка для обеспечения стабильности и надежности работы системы.

Проведен анализ элементов автоматической системы управления с гидравлическим приводом и построены зависимости разгона силового гидроцилиндра при резкой, мгновенной подаче расхода рабочей жидкости в силовой цилиндр. Разработанная математическая модель силового цилиндра универсальной автоматической системы управления режимами станка позволяет произвести расчеты ее массо-геометрических и режимных параметров.

**Ключевые слова:** гидравлический привод станка, автоматическая система управления режимами работы станка, черновая и чистовая обработка поверхности детали, расход рабочей жидкости, скорость силового цилиндра, математическая модель силового цилиндра.

# POWER CYLINDER FREQUENCY-RESPONSE ANALYSIS OF UNIVERSAL AUTOMATIC CONTROL SYSTEM OF TOOL USAGE PARAMETERS

***Muslimov A.P.*** *doctor of technical sciences, prof. KSTU named after I. Razzakov, 720044 Bischkek, Kyrgyz Republic, 66 Ch. Aitmatov av.*
***Ginyatullina A.M.*** *art. prep. KSTU named after I. Razzakov, 720044 Bischkek, Kyrgyz Republic, 66 Ch. Aitmatov av. e-mail: almirabari@gmail.com*

**Abstract.** The article presents the development of a mathematical model of a power cylinder for a universal automatic control system for machine modes for investigating its dynamics for roughing and finishing; the issues of ensuring the quality of the surface to be treated under various power parameters of cutting are discussed, related to the development of a universal automatic control system for machine operation modes to ensure the stability and reliability of the system.

The analysis of the elements of an automatic control system with a hydraulic drive is carried out and the dependences of acceleration of a power hydraulic cylinder are constructed in the

case of a sharp, instantaneous flow of the flow of working fluid into the power cylinder. The developed mathematical model of the power cylinder of the universal automatic control system for machine modes allows calculations of its mass-geometric and regime parameters.

**Key words:** hydraulic drive of the machine, automatic control system for operating modes of the machine, roughing and finishing of the workpiece surface, working fluid consumption, speed of the power cylinder, mathematical model of the power cylinder

Гидравлический привод широко применяют во многих отраслях, в частности в станкостроении, горном и дорожном машиностроении. Высокие эксплуатационные свойства, широкие потенциальные возможности, быстродействие и высокий КПД гидравлического привода делают его почти универсальным средством автоматизации технологических процессов. Применение гидравлического привода в станкостроении очень разнообразно. Он используется, в частности, в агрегатных станках, автоматических линиях, станках с ЧПУ. В станках некоторых групп (токарные, шлифовальные) он почти полностью вытеснил приводы других типов. В последнее время гидравлический привод находит широкое применение в горных буровых машинах для автоматизации процесса бурения и механизации вспомогательных операций буровых работ.

Гидравлический привод широко применяют для передачи движения основным и вспомогательным рабочим органам станочного оборудования, что обусловлено рядом его преимуществ, к числу которых относятся:

– Возможность передачи больших усилий при небольших габаритах и массах гидрооборудования.

– Возможность бесступенчатого регулирования скорости подачи в широких пределах для получения рациональных режимов резания и скоростей холостых ходов.

– Плавное реверсирование и торможение; возможность остановки рабочего органа в заданный момент.

– Широкие возможности применения гидравлических предохранительных устройств для регулирования движения различных органов.

– Дистанционность гидравлического привода, т.е простота и легкость реализации пространственных связей между элементами гидравлической системы станка.

Наряду с указанными достоинствами гидравлические приводы имеют следующие существенные недостатки, затрудняющие его применение:

– Нежесткая кинематическая характеристика привода, особенно при малых скоростях перемещения рабочих органов и малых расходах масла в насосе.

– Отсутствие автоматической системы регулирования режимами работ в агрегатных станках, полуавтоматах, автоматических линиях, сконструированных на базе гидравлических силовых головок.

Известно, что в металлообработке в основном используют два режима резания: черновая обработка, когда заготовка имеет большой припуск, его величина переменна, и следовательно силы резания изменяются в широком диапазоне, что приводит к интенсивному износу и поломке режущего инструмента; и чистовая обработка, когда величина припуска незначительна и практически постоянна, и соответственно силы резания изменяются в небольших пределах.

В связи с этим, для станкостроительного производства необходимо, чтобы гидравлические силовые головки, подающие механизмы должны быть универсальными, т.е должны обладать такой системой автоматического управления, при которой в зависимости от вида обработки обеспечивались бы необходимые режимы резания: для черновой – при возрастании нагрузки необходимо снижать скорость перемещения исполнительных, а при чистовой – наоборот – жестко стабилизировать скорость подачи инструмента.

Создание таких универсальных гидравлических адаптивных систем позволит выполнить на одном станке как черновую, так и чистовую обработку с высокой эффективностью с обеспечением качества продукции и производительности, что существенно расширит область их применения в машиностроении.

Разработка математической модели силового цилиндра гидросуппорта управления режимами черновой и чистовой обработок для исследования его динамических характеристик позволяет произвести расчеты, необходимые для проектирования и изготовления универсальной гидравлической адаптивной системы.

При выводе уравнения динамики силового цилиндра универсальной автоматической системы управления режимами работы станка с гидравлическим приводом, предназначенным для черновой обработки, примем следующий учет и пренебрежение факторов:

1. примем расчетную схему и обозначения, представленные на рис. 1;
2. учитываем силы инерции, трения, утечки и сжимаемость рабочей жидкости;
3. считаем, что массы движущихся частей и геометрические размеры силового цилиндра постоянны;
4. пренебрегаем изменением вязкости рабочей жидкости, считая, что ее температура изменяется в небольшом диапазоне.

Уравнение равновесия всех сил, действующих на поршень, составленное в соответствии с принципом Д'Аламбера [1]:

$$PF = M\frac{d^2x}{dt} + P_{\text{у}} + R_{\text{тр}}, \qquad 1.1)$$

где $R_{\text{тр}}$ – сила трения;

$M$ – масса движущихся частей;

$x$ – перемещение поршня;

$P$ – давление в рабочей полости силового цилиндра;

$F$ – площадь силового цилиндра:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4};$$

$D$ – диаметр силового цилиндра;

$F$ – диаметр штока.

Уравнение связи рабочей жидкости и поршня:

$$P \cdot F = K_{\text{ж}} \cdot (y - x), \qquad 1.2)$$

где $K_{\text{ж}}$ – коэффициент жесткости гидравлической пружины;

$y$ – координата рабочей жидкости.

Уравнение, выражающее принцип неразрывности потока рабочей жидкости:

$$Q = F\frac{dx}{dt} + F\frac{d(y-x)}{dt} + K_y \cdot P, \qquad 1.3)$$

где $Q$ – расход, поступающий в силовой цилиндр;

$\frac{dx}{dt}$ – скорость силового цилиндра;

$K_y$ – коэффициент утечек;

$F\frac{d(y-x)}{dt}$ – расход, компенсирующий сжимаемость;

$K_y \cdot P$ – расход, компенсирующий утечки.

Решая совместно систему уравнений (1.1), (1.2), (1.3), после преобразований получим:

$$\frac{Q}{F} = \frac{M}{K} \cdot \frac{d^3x}{dt^3} + \frac{K_y \cdot M}{F^2} + \frac{dx}{dt} + \frac{d\left(R_{\text{тр}} + P_y\right)}{K_{\text{ж}} \cdot dt} + \frac{K_y \cdot R_{\text{тр}} + P_y}{F^2}, \qquad 1.4)$$

Считаем, что $R_{\text{тр}} = const$, тогда

$$\frac{d\left(R_{\text{тр}} + P_y\right)}{K_{\text{ж}} \cdot dt} = 0.$$

Уравнение (1.4) является общим дифференциальным уравнением динамики силового цилиндра

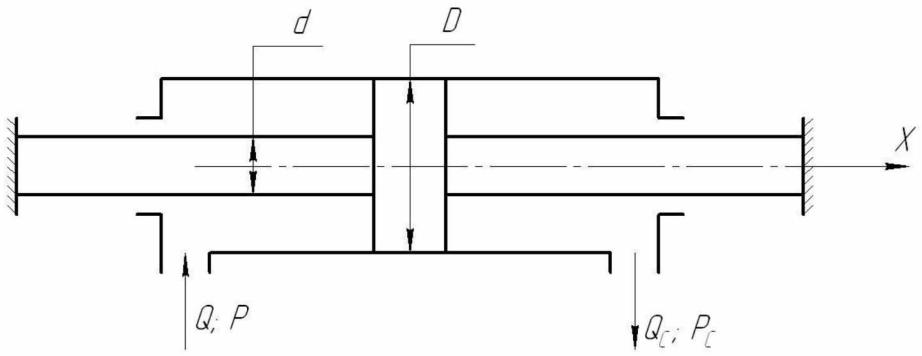


Рис. 1 Расчетная схема силового гидроцилиндра

Введем обозначения:

$$T_1 = \sqrt{\frac{M}{K_{\text{ж}}}}; \quad \xi_1 = \frac{K_y \cdot \sqrt{M \cdot K_{\text{ж}}}}{2F^2}; \quad \alpha_0 = \frac{P_y + R_{\text{тр}}}{M}; \quad V_0 = \frac{Q}{F}; \quad V = \frac{dx}{dt}; \qquad 1.5)$$

Подставляя (1.5) в (1.4), получим уравнение в форме, принятой в теории автоматического регулирования:

$$T_1^2 \frac{d^2V}{dt^2} + 2\xi_1 M T_1 \frac{dV}{dt} + V + 2\xi_1 T_1 \alpha_0 = V_0, \qquad 1.6)$$

где $T_1$ – постоянная времени, характеризующая инерционность системы;
$\xi_1$ – коэффициент относительного демпфирования;
$\alpha_0$ – отношение сил к массе движущихся частей;
$V_0$ – установившееся значение скорости движения поршня.

Общее решение дифференциального уравнения (1.6) определим путем составления характеристического уравнения и определения его корней:

$$T_1^2 K^2 + 2\xi_1 T_1 K + 1 = 0$$

$$K_{1,2} = -\frac{\xi_1}{T_1} \pm \frac{1}{T_1}\sqrt{\xi_1^2 - 1}$$

Если $\xi_1^2 \geq 1$, т.е. $K_y^2 + K_{\text{ж}} > \frac{2F^2}{M}$, то

$$V = c_1 \cdot e^{k_1 t} + c_2 \cdot e^{k_2 t} + V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0 \qquad 1.7)$$

Постоянные интегрирования определяются из начальных условий:

$$t = 0, \quad V = 0, \quad \frac{dV}{dt} = 0,$$

$$c_2 = -k_1 \frac{V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0}{k_1 - k_2} \qquad 1.8)$$

$$c_1 = -k_2 \frac{V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0}{k_1 - k_2}$$

Если $\xi_1^2 < 1$, то введем обозначения:

$$\omega = \frac{1}{T}\sqrt{1 - \xi_1^2}$$

$$K_{1,2} = -\frac{\xi_1}{T_1} \pm j\omega,$$

тогда решением будет:

$$V = e^{-\frac{\xi_1 t}{T_1}}(c_1 \cdot \cos \omega t + c_2 \cdot \sin \omega t) + V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0 \qquad 1.9)$$

при начальных условиях:

$$c_1 = -(V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0)$$

$$c_2 = -\frac{\xi_1}{T_1 \omega}(V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0)$$

$$V = (V_0 - 2\xi_1 T_1 \alpha_0) \cdot \left[1 - e^{-\frac{\xi_1 t}{T_1}}\left(\cos \omega t + \frac{\xi_1}{T_1 \omega} \cdot \sin \omega t\right)\right] \qquad 1.10)$$

Теоретический график переходного процесса силового цилиндра, вычисленный на основе уравнения (1.10) при принятых параметрах системы представлен на рис. 2.

Характер изменения выходной величины (скорости подачи) зависит от многих величин, но самое существенное влияние на нее оказывает изменение массы движущихся частей. Так, при увеличении массы движущихся частей от 0 до 100 кг звено является колебательным (рис. 2), а от 100 кг и выше оба корня характеристического уравнения являются вещественными и отрицательными, т.е. звено становится апериодическим (рис. 3).

Рис. 2 График разгона силового гидроцилиндра при резкой, мгновенной подаче расхода в силовой цилиндр

Рис. 3 График разгона силового гидроцилиндра при резкой, мгновенной подаче расхода в силовой цилиндр, при массе движущихся частей более 100 кг.

Математическая модель силового цилиндра гидросуппорта, предназначенного для выполнения чистовых обработок.

В этом случае можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости, так как силы резания применяются незначительно из-за малой величины и постоянства припуска на обработку.

Составляем следующие уравнения:

$$PF = M\frac{d^2x}{dt^2} + P_y + R_{\text{тр}}, \qquad 1.11)$$

$$Q = F\frac{dx}{dt} + K_y \cdot P. \qquad 1.12)$$

Решаем совместно уравнения (1.11) и (1.12):

$$Q = F\frac{dx}{dt} + \frac{K_y M}{F} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{K_y\left(P_y + R_{\text{тр}}\right)}{F}.$$

Разделим каждый член уравнения на $F$ и после введения соответствующих обозначений:

$$T_{\text{мех}} = \frac{K_y M}{F^2}; \quad \frac{dx}{dt} = v; \quad \alpha_0 = \frac{K_y\left(P_y + R_{\text{тр}}\right)}{F^2}; \quad v_0 = \frac{Q}{F};$$

получим математическую модель силового цилиндра гидросуппорта:

$$T_{\text{мех}}\frac{dv}{dt} + v = v_0 - \alpha_0. \qquad (1.13)$$

Решение уравнения при $t = 0; v = 0$ будет:

$$v = (v_0 - \alpha_0)\left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\text{мех}}}}\right), \qquad (1.14)$$

т.е. переходный процесс протекает по экспоненте (рис. 4).

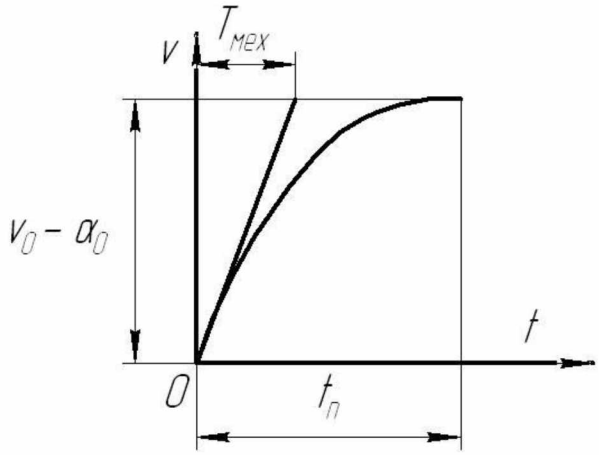


Рис. 4 График переходного процесса силового цилиндра

По значению механической постоянной времени $T_{мех}$ можно с достаточной для практики точностью определить длительность переходного процесса

$$t_n \approx 3T_{мех}.$$

Представленная разработанная математическая модель силового цилиндра гидросуппорта для исследования его динамических характеристик при выполнении черновых и чистовых токарных обработок позволяет произвести расчеты его массо-геометрических и режимных параметров, необходимы при проектировании и изготовлении универсальной автоматической системы управления режимами работ станка.

**Список использованной литературы:**

1.Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод: учебное пособие под редакцией С.П. Стемина. –М.: Академия, 2005 -335 с.

2. Бесекерский В. А., Попов Е. П., Теория систем автоматического регулирования. М., 1975. 768 с.

3. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы – 2-е издание, перераб. – М.: Машиностроение, 1982. -442 с.

4. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., 1987. 464 с.

5. Свешников В.К. Гидрооборудование. Международный справочник. В 3-х кн. Издательский центр «Техинформ», 2001