

УДК 621.9.06

СТАТИЧЕСКИЕ И ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
СИЛОВОГО ЦИЛИНДРА ГИДРОПРЕССА

Абдыкеримова Дамира Кенешбековна, аспирант, Кыргызский государственный технический университет им. И.Раззакова, Кыргызстан, 720044, г.Бишкек, пр.Ч.Айтматова 66, e-mail medinyr@mail.ru

Аннотация. В статье содержатся материалы по разработке конструкции гидроцилиндра начинают с выбора его схемы в соответствии с конструктивными особенностями гидрофицированного узла. Затем переходят к расчету параметров гидроцилиндра и его конструкцию в следующей примерной последовательности: определение рабочей площади гидроцилиндра, диаметров поршня и штока.

Ключевые слова: Гидропресс, гидроцилиндр, статика, динамика, поршень, переходные процессы, длительность процесса, устойчивость и быстродействию системы.

ГИДРОПРЕССТИК КУАТ ЦИЛИНДРИНИН СТАТИКАЛЫК ЖАНА
ДИНАМИКАЛЫК МҮНӨЗДӨМӨЛӨРҮ

Абдыкеримова Дамира Кеңешбековна, аспирантура, Кыргыз мамлекеттик техникалык университети И.Раззаков, Кыргызстан, 720044, Бишкек шаары, Айтматов пр., 66, электрондук почта medinyr@mail.ru

Аннотация. Макалада гидроагрегаттын конструкциялык өзгөчөлүктөрүнө ылайык, анын схемасын тандап алуудан баштап, гидроцилиндрдин долбоорун иштеп чыгуу боюнча материалдар камтылган. Андан кийин алар гидроцилиндрдин параметрлерин эсептөөгө жана анын долбоорун төмөнкүдөй болжолдуу ырааттуулукта жүргүзүшөт: гидравликалык цилиндрдин иштөө аянтын, поршендинин жана таякчанын диаметрлерин аныктоо.

Ачкыч сөздөр: Гидропресс, гидравликалык цилиндр, статика, динамика, поршень, убактылуу процесстер, процесстин узактыгы, системанын туруктуулугу жана ылдамдыгы.

STATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF HYDROPRESS POWER CYLINDER

Abdykerimova Damira Keneshbekovna, graduate Kyrgyz State Technical University I. Razzakov, Kyrgyzstan, 720044, Bishkek, Aitmatova Ave., e-mail: medinyr@mail.ru.

Abstract. The article contains materials on the development of the design of a hydraulic cylinder, starting with the choice of its scheme in accordance with the design features of the hydraulic unit. Then they proceed to the calculation of the parameters of the hydraulic cylinder and its design in the following approximate sequence: determination of the working area of the hydraulic cylinder, the diameters of the piston and rod.

Key words: Hydropress, hydraulic cylinder, statics, dynamics, piston, transient processes, process duration, stability and speed of the system.

Обычно бывает задана полезная нагрузка, которую должен преодолевать гидроцилиндр (берется с запасом) и давление в гидросистеме, определяемое наибольшим допустимым рабочим давлением насоса P_0 .

Поскольку односторонние гидроцилиндры двухстороннего действия наиболее распространены, рассмотрим в качестве примера именно такую схему гидроцилиндра (рис.1)

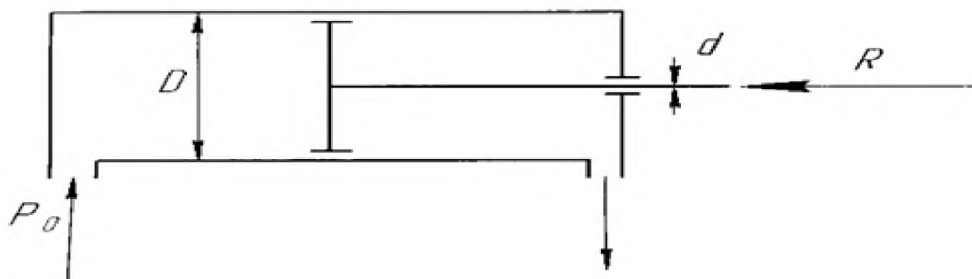


Рис.1. Расчетная схема силового цилиндра.

Если рабочей полостью является бесштоковая, то

$$F = \frac{R}{P_0}; \quad F_{\text{раб}} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad D = \sqrt{\frac{4R}{\pi P_0}}, \quad (1)$$

где $R_{\text{рез}}$ – нагрузка при прессовании; [2]

F – площадь поршня;

D – диаметр поршня;

P_0 – давление в рабочей полости цилиндра.

Затем этот диаметр необходимо округлить до ближайшего стандартного значения.

Если рабочей полостью является штоковая, то:

$$F = \frac{R}{P_0} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi D^2 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}{4}$$

$$D = \sqrt{\frac{4R}{\pi P_0 \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right)}} \quad (2)$$

где d – диаметр штока.

Отношение диаметра штока к внутреннему диаметру гидроцилиндра выбирается в зависимости от рабочего давления (табл.1.)

Таблица 1

$P, \text{ кг/см}^2$	до 20	20-50	50-100
$\frac{d}{D}$	0,2-0,3	0,5	0,7

Окончательный диаметр штока также устанавливается соответственно по стандарту.

Статика силового цилиндра

Поскольку диаметр цилиндра и штока были выбраны с помощью упрощенного расчета, не принимавшего во внимание различные потери, в некоторых случаях появляется необходимость в корректировании (некотором увеличении) рабочего давления насоса. Уточненное рабочее давление насоса определяется при анализе статики силового поршня. Имеется ввиду, что к этому этапу работы уже имеются принципиальная и монтажная схемы гидрофицированного, т.е. уточнено количество и тип гидравлической аппаратуры, имеется примерная схема разводки трубопроводов по станку. [4]

Составляем расчетную схему (рис.2.) цилиндра для случая равновесия силового поршня:

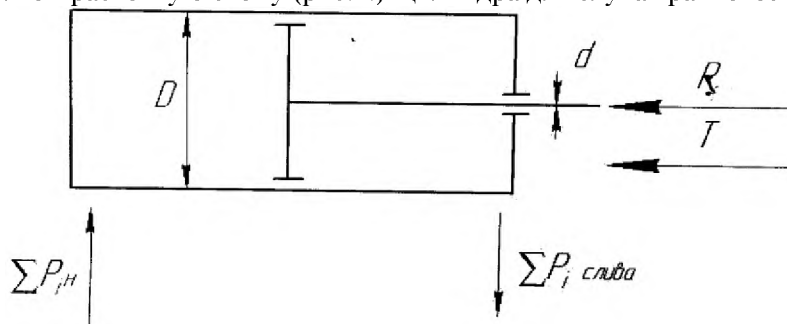


Рис.2. Расчетная схема.

$T = T_1 + T_2 + T_3$ - суммарная сила трения.

T_1 - сила трения между поршнем и цилиндром, зависит от характера уплотнений, может быть рассчитана по формулам (см. Хаймович «Гидроприводы и гидроавтоматика станков») или по таблицам (см. Ермаков «Гидравлический привод металлорежущих станков»).

T_2 - сила трения в уплотнениях штока, также может быть определена по формулам или таблицам в зависимости от вида уплотнения.

T_3 - сила трения направляющих станка. Коэффициент трения в направляющих при трогании с места обычно принимается равным $0,17 \div 0,18$, а при движении $0,07 \div 0,08$.

ΣP_{iH} - потеря напора в трассе нагнетания, не только в трубопроводе и местных сопротивлениях, но и в гидравлической аппаратуре, через которую проходит масло, прежде чем попадает в напорную полость гидроцилиндра. Потери в трубопроводе, местных сопротивлениях и в аппаратуре определяется по справочным или каталожным данным.

$\Sigma P_{ислива}$ - аналогичные потери в трассе слива.

Уравнение равновесия силового поршня имеет вид:

$$(\Sigma P_0 - \Sigma P_{iH}) = R + r + \Sigma P_{ислива} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \quad (3)$$

Из этого уравнения можно найти скорректированное рабочее давление насоса.

Динамика гидроцилиндра

Прежде всего отметим, что динамика гидроцилиндра исследуется далеко не во всех случаях, а главным образом:

- при исследовании быстродействия системы в процессе разгона, торможения, реверса;
- при управлении движением гидроцилиндра по определенному закону;
- при расчете любого копировального устройства с гидроприводом или плунжером;
- при расчетах любой системы автоматического регулирования с гидроцилиндром.

Расчетная схема гидроцилиндра представлена на рис.3.

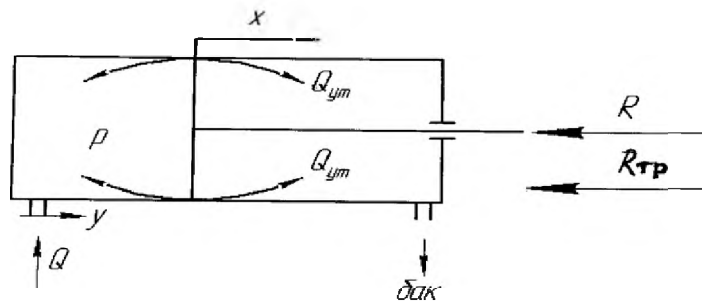


Рис.3. Расчетная схема.

Здесь:

x - перемещение поршня;

y - перемещение сечений рабочей жидкости, находящейся вблизи крайней левой стенки

силового гидроцилиндра;

Q - расход жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра;

$Q_{ут}$ - утечки в полость слива;

P - давление в напорной полости;

$R_{тр}$ - нагрузка в виде трения (считаем эту величину постоянной);

R - основная рабочая нагрузка на гидроцилиндр. Она может быть трех видов:

а) R - сила прессования. В этом случае принимают

б) Пружинная нагрузка $R = P_0 + cx$, P_0 - сила предварительного сжатия пружины;

в) Гидравлическая нагрузка - слив осуществляется через демпфер (как в любом амортизаторе)

$$R = K \frac{dx}{dt},$$

где K - коэффициент демпфирования.

M - приведенная к гидроцилиндру масса подвижных частей.

В гидроприводах станков с гидроцилиндром вращающиеся элементы, как правило, отсутствуют. Поэтому учитывают массу самого поршня вместе с массой соединенного с ним исполнительного органа, а также приведенные массы жидкостей, заполняющих напорный и сливной трубопроводы.

Теперь переходим к составлению системы дифференциальных уравнений, описывающих движения силового поршня. Таких уравнений всего три и их нужно рассматривать все вместе.

Первое уравнение это уравнение сил, составленное в соответствии с принципом Даламбера, а именно: активные силы, реактивные силы и силы инерции в системе взаимно уравновешены.

Активные силы – R, T ;

Реактивные силы – F_p ;

Силы инерции – $M \frac{d^2x}{dt^2}$

$$pF = M \frac{d^2x}{dt^2} + R + T_{тр} \quad (4)$$

Второе уравнение – это уравнение связи рабочей жидкости и силового поршня. Эта связь осуществляется через упругую среду, поэтому уравнение связи представляет собой уравнение гидравлической пружины.

Величина $K_{ж}$ – коэффициент жесткости гидравлической пружины – не постоянная, а зависит от положения поршня внутри цилиндра. Однако, жесткость минимальная в середине хода, именно этот случай часто принимают в качестве расчетного. Если же необходимость учесть переменную жесткость, то выражают через координату x .

Третье уравнение выражает так называемый принцип неразрывности расхода масла. Применительно к гидроцилиндру этот принцип означает, что расход рабочей жидкости, подаваемой в него:

- 1) Перемещает поршень;
- 2) Частично поступает в утечки;
- 3) Частично компенсирует сжатие масла.
- 4) Это можно записать в виде уравнения следующим образом:

$$Q = \frac{dx}{dt} F + \frac{d(y-x)}{dt} F + K_{ут} p \quad (6)$$

Решаем совместно уравнения (4, 5, 6):

$$\begin{aligned} Q &= \frac{dx}{dt} F + \frac{dp}{dt} \cdot \frac{F^2}{K_{ж}} + K_{ут} p; \\ Q &= \frac{dx}{dt} F + \frac{MF}{K_{ж}} \cdot \frac{d^3x}{dt^3} + \frac{F}{K_{ж}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{K_{ут} p}{F} + \frac{R_{тр} K_{ут}}{F}; \\ \frac{M}{K_{ж}} \cdot \frac{d^3x}{dt^3} + \frac{K_{ут} M}{F^2} \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + \frac{1}{K_{ж}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{K_{ут}(R + R_{тр})}{F^2} &= \frac{Q}{F} \end{aligned}$$

Обозначим

$$T_m = \sqrt{\frac{M}{K_{ж}}}; \quad \alpha_0 = \frac{P+T}{M}$$

$$\xi = \frac{K_{ут} \sqrt{M \cdot K_{ж}}}{2F^2}; \quad V_0 = \frac{Q}{F}$$

T_m – постоянная времени силового цилиндра;

ξ – коэффициент относительного деформирования.

Уравнение предстанет в форме, которая общеупотребительна в теории автоматического регулирования

Это линейное дифференциальное уравнение несложно решить для случая разгона и иногда для случая торможения поршня гидроцилиндра. Например, кривая разгона скорости поршня при резкой, мгновенной ступенчатой подаче расхода в напорную полость гидроцилиндра будет выглядеть так, как показана на рис. 4.

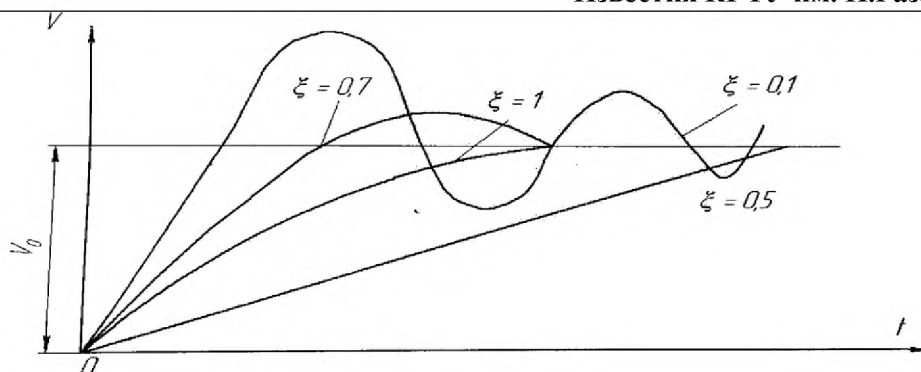
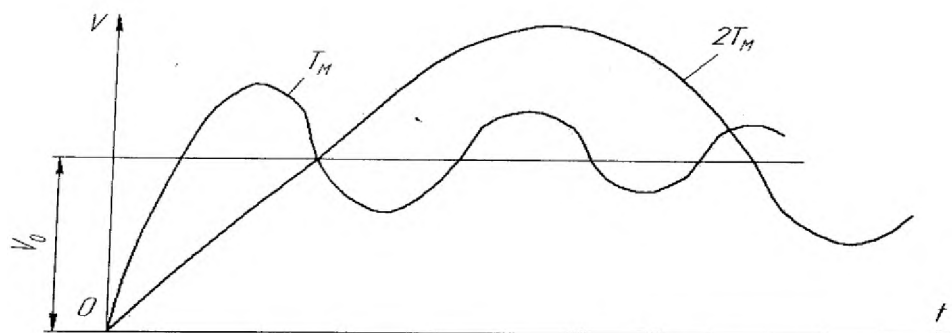


Рис. 4. Графики разгона силового цилиндра.

Из этого графика видно, что величина ξ , называемая обычно коэффициентом демпфирования системы, полностью определяют форму кривой переходного процесса. Величина $\xi = 0,7$, называемая критическим затуханием, поскольку при любых значениях $\xi \geq 0,7$ переходный процесс будет монотонным. Однако большие значения коэффициента демпфирования целесообразны, поскольку затягивают переходный процесс во времени. [6]

Рис. 5. график разгона силового цилиндра в зависимости от T_m .

Уравнение движения поршня в переходных процессах составлено нами в достаточно общей форме и может быть применимо во всех случаях разгона силового поршня.

Выводы

Исследования статических и динамических процессов силового цилиндра пресса позволяет:

- 1) Произвести расчет диаметра силового цилиндра (1);
- 2) Определить давление насоса по уравнению статики (3);
- 3) в уравнении динамики силового цилиндра (7) коэффициенты при переменных T_m и ξ куда входят массо-геометрические параметры системы, позволяют определить динамические качества системы: вид переходного процесса и его длительность.

Полученные результаты в целом решают вопросы проектирования силового цилиндра пресса с заданными характеристиками.

Список литературы

1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. М.: Машиностроение, 2001.
2. Юфин А. П. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод. — М.: Высшая школа, 1965.
3. Хаймович Е.М. *Гидроприводы и гидроавтоматика станков*. Автор: Хаймович Е.М. Издательство: МАШГИЗ Год: 1959.
4. В.В. Ермаков. *Гидравлический привод металлорежущих станков*. М.: Машгиз, 1963. - 324 с.: ил.
5. Герц Е.В. Расчет и проектирование гидравлических систем машин автоматов. — М.: Машиностроение, 1966.
6. Лепешкин А. В., Михайлин А. А., Шейпак А. А. Гидравлика и гидропривод: учебник. Ч. 2. Гидравлические машины и гидропневмопривод/ Под ред. Шейпака. — М.: МГИУ, 2003. — 352с.
7. Абдираимов, А.А. Определение количества избыточных связей в механизмах / А. А. Абдираимов, Е.П. Зыкова // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. — 2015. — № 2(35). — С. 250-253.