

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК: 621.941:621.373.121

Муслимов А.П.*д.т.н., проф. Кыргызского госуд. техн. универ. им. И. Раззакова, Кыргызская Республика***Атаканова Н.Э.***ст. преп. Кыргызского государ. техн. универ. им. И. Раззакова, Кыргызская Республика***КАЙТАРЫМДУУ ГИДРАВЛИКАЛЫК БАЙЛАНЫШЫ БАР ТОКАРДЫК
СТАНОКТУН ГИДРОСУППОРТУНУН КҮЧТҮК ЦИЛИНДИРИНИН
МЕХАНИКАЛЫК ЖАНА ДИНАМИКАЛЫК МҮНӨЗДӨМӨЛӨРҮ**

Бул жумуш кайтарымдуу гидравликалык байланышы бар токардык станоктун гидросуппортунун күчтүк цилиндринин механикалык жана динамикалык мүнөздөмөлөрүн изилдөөгө арналган. Мурда изилденген гидромотордун механикалык мүнөздөмөлөрү келтирилген. Күчтүк цилиндрдин статикасы жана динамикасы изилденген. Күчтүк цилиндрдин түзүлүшүн иштеп чыгуу үчүн эсептик схема жана күчтүк поршендин тең салмактуулук шарты үчүн эсептик схемасы түзүлгөн. Токардык станоктун гидромоторунун статикалык жана динамикалык процесстерин изилдөө төмөнкүлөргө мүмкүндүк берет: күчтүк цилиндрдин диаметрин эсептөөгө, статика теңдемеси боюнча соркыскычтын басымын аныктоого, системанын массалык-геометриялык параметрлеринен турган күчтүк цилиндрдин динамикасынын теңдемесиндеги T_m жана ε өзгөрүлмөлөрдүн коэффициенттери системанын динамикалык сапаттарын: өткөөл процесстин түрүн жана анын узактыгын аныктоого мүмкүндүк берет. Алынган жыйынтыктар жалпысынан токардук станогунун гидросуппортун берилген мүнөздөмөлөр менен долбоорлоо маселелерин чечет.

***Негизги сөздөр:** гидросуппорт; күчтүк гидроцилиндр; күч цилиндринин статикасы жана динамикасы; кайтарымдуу гидравликалык байланыш.*

**МЕХАНИЧЕСКАЯ И ДИНАМИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ СИЛОВОГО
ЦИЛИНДРА ГИДРОСУППОРТА ТОКАРНОГО СТАНКА С ОБРАТНОЙ
ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СВЯЗЬЮ**

Данная работа посвящена исследованиям механических и динамических характеристик силового цилиндра гидросуппорта токарного станка с обратной гидравлической связью. Приведена ранее исследованная механическая характеристика гидромотора. Исследованы статика и динамика силового цилиндра. Для разработки конструкции силового цилиндра составлена расчетная схема силового цилиндра и расчетная схема цилиндра для случая равновесия силового поршня. Исследования статических и динамических процессов гидромотора токарного станка позволяет: произвести расчет диаметра силового цилиндра, определить давление насоса по уравнению статики, в уравнении динамики силового цилиндра коэффициенты при переменных T_m и ε , состоящих из массо-геометрических параметров системы, позволяет определить динамические качества системы: вид переходного процесса и его длительность. Полученные результаты в целом решают вопросы проектирования гидросуппорта токарного станка с заданными характеристиками.

***Ключевые слова:** гидросуппорт; силовой гидроцилиндр; статика и динамика силового цилиндра; обратная гидравлическая связь.*

**MECHANICAL AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE POWER CYLINDER OF
THE HYDRAULIC SUPPORT OF A REVERSE HYDRAULIC LATHE**

The article is devoted to the research of the mechanical and dynamic characteristics of the power cylinder of the hydraulic support of a reverse hydraulic lathe. The previously studied mechanical characteristic of the hydraulic motor is given. The statics and dynamics of the power cylinder are investigated. To develop the design of the power cylinder, a design diagram of the power cylinder and a design diagram of the cylinder for the case of equilibrium of the power piston have been compiled. The study of static and dynamic

processes of the hydraulic motor of a lathe allows you to: calculate the diameter of the power cylinder, determine the pump pressure according to the static equation, in the equation of dynamics of the power cylinder, the coefficients for variables T_m and ε , consisting of mass-geometric parameters of the system, allows you to determine the dynamic qualities of the system: the type of transition process and its duration. The results obtained generally solve the issues of designing a hydraulic support for a lathe with specified characteristics.

Key words: hydraulic support; power hydraulic cylinder; statics and dynamics of the power cylinder; hydraulic feedback.

Под механической характеристикой гидромотора понимается зависимость скорости вращения его выходного вала от нагрузки – момента при постоянном значении подаваемого расхода [1].

Расчетная схема гидромотора без обратной связи показана на рисунке 1.

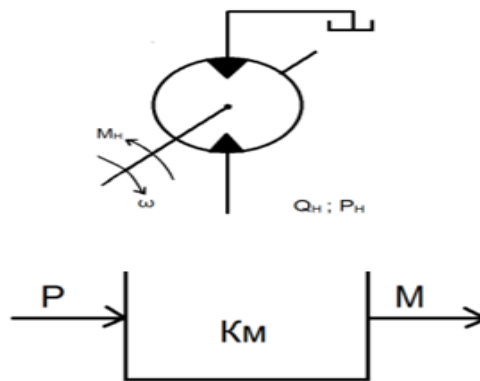


Рисунок 1 - Расчетная схема гидромотора

Как известно [1] угловая скорость выходного вала с достаточной для практики определяется следующей формулой:

$$\omega = K_r Q - (r_g + r_c) \frac{M_H}{K_M} K_r, \quad (1)$$

где K_r – коэффициент усиления по скорости, равный $K_r = \frac{\omega}{Q}$; Q – расход подводимый от регулятора; r_g и r_c соответственно коэффициенты утечек в гидродвигателе и системе; M_H – момент нагрузки; K_M – коэффициент момента, $K_M = \frac{M_H}{P}$; p – давления в рабочей полости гидромотора.

Механическая характеристика гидромотора показана на рисунке 2.

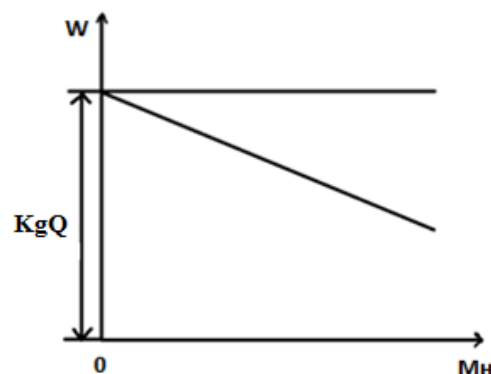


Рисунок 2 - Механическая характеристика гидромотора

Формула (1) с учетом, что расход в гидромоторе поступает от регулятора постоянный примет вид:

$$\omega = K_r \mu \pi h \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left(P_H - \frac{M_H}{K_H} \right) - (r_g + r_c) \frac{M_H}{K_M}} K_r, \quad (2)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя: $\mu = 0,65$; d – диаметр золотника регулятора; h – величина открытия рабочей щели регулятора; g – ускорения свободного падения; γ – удельный вес рабочей жидкости; коэффициент момента, $K_M = \frac{M}{P}$; K_r – коэффициент усиления по угловой скорости, $K_r = \frac{W}{\vartheta}$.

В связи с тем, что регулятор расхода имеет линейную характеристику за счет подключения к нему параллельно редукционный клапан, то формулы (2) можно представить в следующем виде:

$$\omega = K_3 h - (r_g - r_c) \frac{M_H}{K_M} K_r, \quad (3)$$

где $K_3 = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \left(P_H - \frac{M_H}{K_H} \right)}$ – коэффициент усилия по расходу регулятора.

При наличии у гидропривода обратной гидравлической связи формула (3) имеет следующий вид:

$$\omega = K_3 (h \pm \Delta h) K_r - (r_g + r_c) \frac{M_H \pm \Delta M}{K_M} K_r, \quad (4)$$

где ΔM – приращение момента нагрузки; Δh – приращение в величине открытия работой щели регулятора расхода;

Следует отметить, что при возрастании момента нагрузки в формуле (4) необходимо в первом слагаемом брать Δh с плюсом и ΔM соответственно тоже берется с плюсом – для регулятора, предназначенного для стабилизации подачи инструмента.

При уменьшении момента нагрузки все процессы происходят наоборот и приращения параметров следует брать со знаком минус.

При рассмотрении второго регулятора, который применен в системе, обеспечивающей снижение скорости вращения инструмента при увеличении сил резания, следует в формуле (4) в первом слагаемом брать Δh со знаком минус, а во втором слагаемом ΔM брать со знаком плюс.

Из формулы (4) при стабилизации скорости подачи инструмента очевидно должно выдерживаться следующее соотношение:

$$K_3 K_r \Delta h = (r_g + r_c) \frac{\Delta M}{K_M} K_r \quad \text{или}$$

$$K_3 \Delta h = (r_g + r_c) \frac{\Delta M}{K_M}, \quad (5)$$

При возрастании крутящего момента на величину ΔM увеличивается давление в канале обратной гидравлической связи на величину $\Delta p = \frac{\Delta M}{K_M}$, которое воздействует на торцевую площадь золотника регулятора и возникающая сила при этом смещает его на величину Δh

$$\Delta h = \frac{\Delta p f_3}{c}, \quad (6)$$

где $f_3 = \frac{\pi d^2}{4}$ - площадь торца золотника; d – диаметр золотника регулятора;

c – коэффициент жесткости пружины.

Формула (3.6) позволяет произвести расчет параметров регулятора: диаметр золотника и коэффициент жесткости пружины регулятора.

Динамические характеристики регулятора расхода: вид переходного процесса, его длительность, а также устойчивая работа определяются решением математической модели.

Разработку 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, основного диаметров и поршня штока. 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 одношточные гидроцилиндры двухстороннего действия наиболее распространены, рассмотрим в качестве примера именно такую схему гидроцилиндра (рисунок 3).

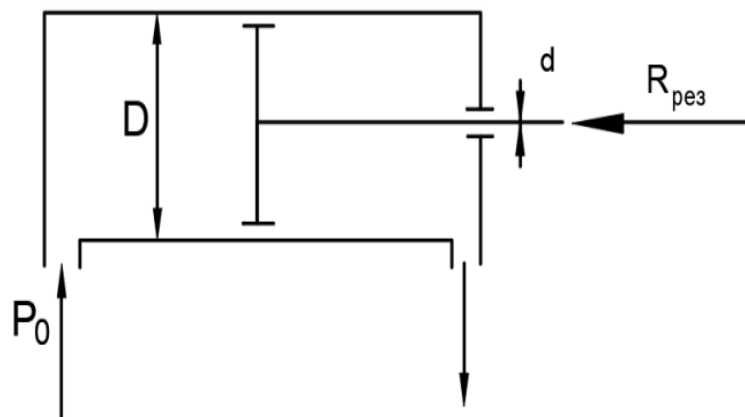


Рисунок 3 - Расчетная схема силового цилиндра

Если рабочей полостью является бесштоковая, то

$$F = \frac{P_{рез}}{P_0}; \quad F_{раб} = \frac{\pi D^2}{4}; \quad D = \sqrt{\frac{4P_{рез}}{\pi P_0}}, \quad (7)$$

где $P_{рез}$ - сила резания; F – площадь поршня; D – диаметр поршня;
 P_o - давление в рабочей полости цилиндра.

Затем этот диаметр необходимо округлить до ближайшего стандартного значения.

Если рабочей полостью является штоковая, то:

$$F = \frac{P_{рез}}{P_o} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi D^2(1 - \frac{d^2}{D^2})}{4};$$

$$D = \sqrt{\frac{4P_{рез}}{\pi P_o(1 - \frac{d^2}{D^2})}}, \quad (8)$$

где d -диаметр штока.

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

Таблица 1- отношение диаметра штока к внутреннему диаметру гидро-цилиндра в зависимости от рабочего давления

$P, \text{ кг/см}^2$	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.

Составляем расчетную схему (рисунок 4) цилиндра для случая равновесия силового поршня:

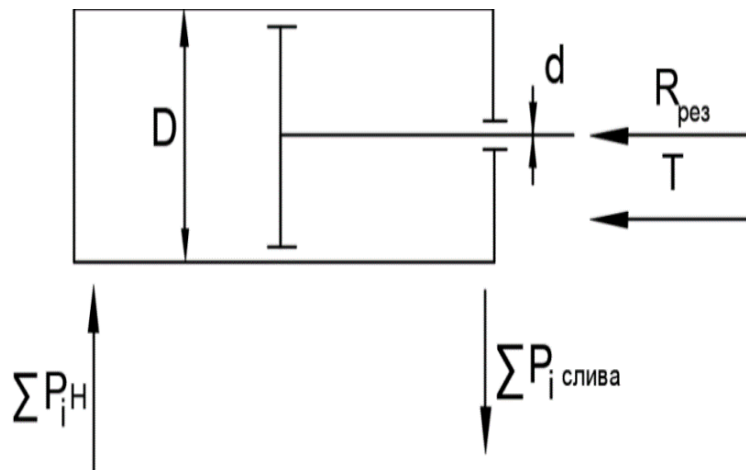


Рисунок 4 - Расчетная схема

$$T = T1 + T2 + T3 - \text{суммарная сила трения,}$$

где $T1$ - сила трения между поршнем и цилиндром, зависит от характера уплотнений; $T2$ - сила трения в уплотнениях штока, также может быть определена по формулам или таблицам в зависимости от вида уплотнения; $T3$ - 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_i – 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 и местных сопротивлениях и потери в аппаратуре определяются по справочным или каталожным данным.

$\Sigma P_{i \text{ слива}}$ аналогичные потери в трассе слива.

Уравнение равновесия силового поршня имеет вид:

$$(P_o - \Sigma P_i) = P_{рез} + r + \Sigma P_{i \text{ слива}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} . \quad (9)$$

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 рисунке 5.

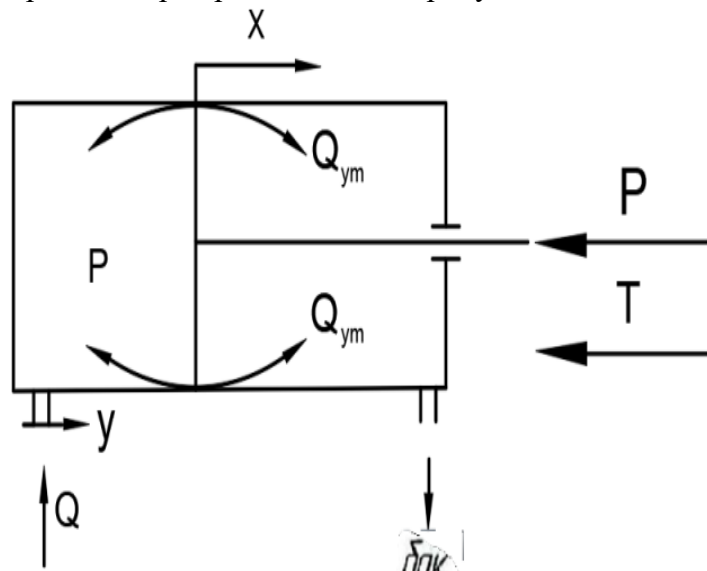


Рисунок 5 - Расчетная схема:

x - перемещение поршня; y - перемещение сечений рабочей жидкости, находящейся вблизи крайней левой стенки силового гидроцилиндра; Q - расход жидкости, поступающей в напорную полость гидроцилиндра; $Q_{ум}$ - утечки в полость слива; p - давление в напорной полости; T - нагрузка в виде трения (считаем эту величину постоянной); P - основная рабочая нагрузка на гидроцилиндр. Она может быть трех видов:

- а) P - сила резания. В этом случае принимают $P = const$;
 б) пружинная нагрузка $P = P_0 + cx$; P_0 - сила предварительного сжатия пружины;
 в) гидравлическая нагрузка - слив осуществляется через демпфер (как в любом ароматизаторе).

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

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 (например, суппорта), 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 - P, T ; Реактивные силы - F_p ; Силы инерции - $M \frac{d_2x}{dt^2}$.

$$pF = M \frac{d_2x}{dt^2} + P + T. \quad (10)$$

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

$$\frac{pF}{K_{жс}} = (y - x). \quad (11)$$

Величина $K_{жс}$ - 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 необходимо 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.

Это можно записать в виде уравнения следующим образом:

$$Q = \frac{dx}{dt} F + \frac{d(y-x)}{dt} F + K_{ym} P. \quad (12)$$

Решаем совместно уравнения (4, 5, 6):

$$Q = \frac{dx}{dt} F + \frac{dp}{dt} \cdot \frac{F^2}{K_{\text{жс}}} + K_{\text{ym}} P$$

$$Q = \frac{dx}{dt} F + \frac{MF}{K_{\text{жс}}} \cdot \frac{d^3 x}{dt^3} + \frac{F^2}{K_{\text{жс}}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{K_{\text{ym}} P}{F} + \frac{TK_{\text{ym}}}{F};$$

$$\frac{M}{K_{\text{жс}}} \cdot \frac{d^3 x}{dt^3} + \frac{K_{\text{ym}} M}{F^2} \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + \frac{1}{K_{\text{жс}}} \cdot \frac{dp}{dt} + \frac{K_{\text{ym}} (P + R_{\text{mp}})}{F^2} = \frac{Q}{F}$$

Обозначим

$$T_M = \sqrt{\frac{M}{K_{\text{жс}}}}; \quad a_0 = \frac{P+T}{M}$$

$$\varepsilon = \frac{K_{\text{ym}} \sqrt{M + K_{\text{жс}}}}{2F^2}; \quad V_0 = \frac{Q}{F}$$

где T_M - постоянная времени силового цилиндра; ε = коэффициент относительного деформирования.

Уравнение предстанет в форме, которая общеупотребительна в теории автоматического регулирования

$$T_M^2 \frac{d^3 x}{dt^3} + 2\varepsilon T_M \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{dx}{dt} + 2\varepsilon T_M a_0 = V_0 . \quad (13)$$

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 показано на рисунке 6.

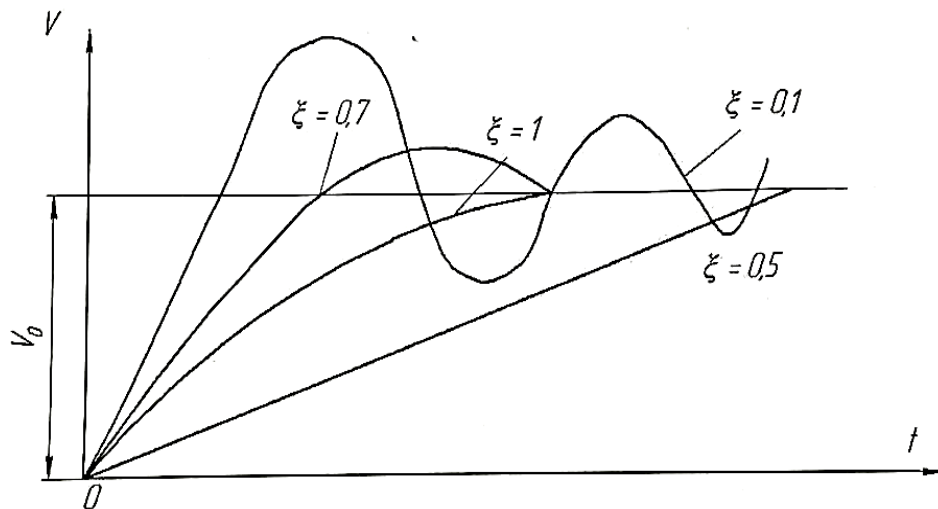


Рисунок 6 - Графики разгона силового цилиндра

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

Если ε будет постоянной величиной, а величина T_M , называемая постоянной времени гидроцилиндра, будет изменяться, то форма кривой переходного процесса меняться не будет, изменится лишь масштаб времени. Чем больше T_M , тем более продолжителен переходный процесс (рисунок 7).

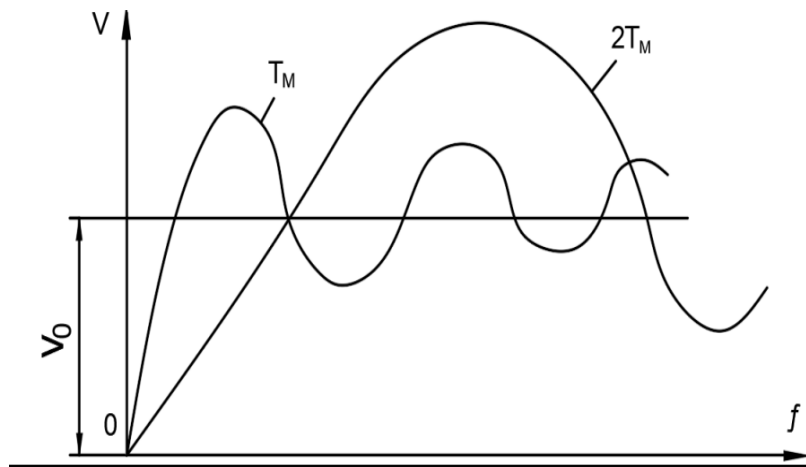


Рисунок 7 - График разгона силового цилиндра в зависимости от m

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

При торможении этим уравнением можно пользоваться лишь в тех случаях, когда можно пренебречь изменением силы трения T , либо, когда торможение носит монотонный характер. Если же при торможении скорость поршня несколько раз переходит через нуль в прямом и обратном направлении (рисунок 8), то на время каждого перехода сила трения скачком меняет свое значение с $+T$ на $-T$ и обратно

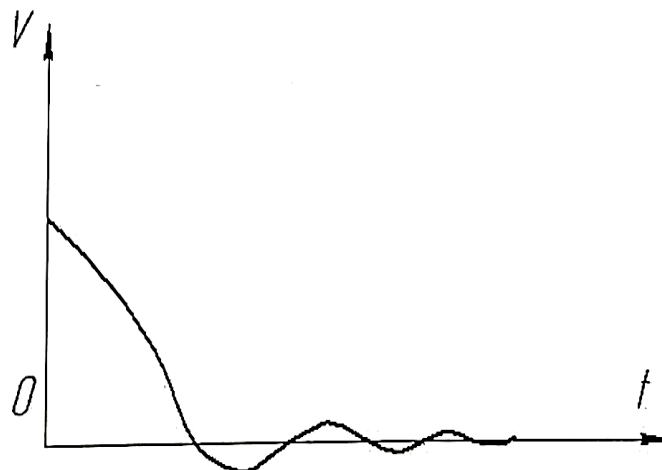


Рисунок 8 - График изменения скорости движения силового цилиндра при торможении

Это обстоятельство делает исходную систему дифференциальных уравнений линейной.

Для ее решения существуют приближенные методы с использованием компьютерных программ.

Выводы:

1. Выявлено, что проведенные исследования позволяют произвести расчет диаметра силового цилиндра, определить давление насоса по уравнению статики;

2. Полученные уравнения динамики силового цилиндра позволяют определить динамические качества системы, вид переходного процесса и его длительность;

3. Полученные результаты в целом решают вопросы проектирования гидросуппорта токарного станка с заданными характеристиками.

Список литературы:

1. **Муслимов, А.П.** Механическая характеристика гидромотора без обратной и с обратной гидравлической связью камнеобрабатывающих станков [Текст] / А.П. Муслимов, Э.Т. Кадыров, Н.Э. Атаканова // Наука. Образование. Техника. – Ош: КУМУ, 2021. - №3. - С. 24 - 28.
2. **Гамынин, Н.С.** Гидравлический привод систем управления [Текст] / Н.С. Гамынин. - М.: Машиностроение, 2001.
3. Гидромотор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://engcrafts.com/item/428-gidromotor> - Загл. с экрана
4. **Башта, Т.М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы [Текст]: учебник для машиностроительных вузов // [Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др.]. – М.: Альянс, 2010. - 423 с.

DOI: <https://doi.org/10.54834/vi2.357>

Поступила в редакцию: 25.01.2024 г.

УДК 622.276:532.5

Ташполотов Ы.

д.ф.-м.н., профессор Ошского государственного университета, Кыргызская Республика

Адылова Э.С.

ст. преп. Кыргызско-Узбекского Межд. универ. им. Б.Сыдыкова, Кыргызская Республика

СУУ САКТАГЫЧТЫН ТҮБҮНҮН ЖАРЫМ СФЕРИКАЛЫК БЕТИ АРКЫЛУУ СҮЮКТУКТАРДЫН ФИЛЬТРАЦИЯСЫНЫН ФИЗИКАЛЫК НЕГИЗДЕРИ

Бул жумушта изилдөөнүн предмети болуп суу сактагычтын түбүнүн жарым шар формасындагы бети аркылуу суюктуктарды фильтрациялоонун физикалык негизи саналат. Бул гидротехникалык жана сууну тазалоо тармагындагы маанилүү милдет. Изилдөөнүн максаты бул процессти оптималдаштыруу болуп саналат. Бул фильтрациялоо ыкмасынын натыйжалуулугун жана өзгөчөлүктөрүн баалоо үчүн теориялык эсептөөлөр жана эксперименталдык изилдөөлөр жүргүзүлдү. Суу сактагычтын түбү аркылуу суюктукту фильтрациялоо учурунда өтүүчү суунун көлөмүн аныктоо үчүн моделдик эксперимент жүргүзүлгөн. Алынган маалыматтар боюнча фильтрациянын эсебинен жыл сайын суу сактагычтын түбүнөн 1,35 млрд м³ суу жер кыртышына өтөрү аныкталды. Бул корутундулар сууну тазалоо системаларын долбоорлоодо жана суу сактагычтарды, анын ичинде гидроэлектростанцияларды жана башка суу инфраструктуралык объектилерди эксплуатациялоодо маанилүү практикалык колдонууга ээ.

Негизги сөздөр: суу сактагыч; фильтрация; модель; эксперимент; оптималдаштыруу; суунун көлөмү; дифференциалдык теңдеме; суюктук.

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ФИЛЬТРАЦИИ ЖИДКОСТИ ЧЕРЕЗ ПОЛУСФЕРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДНА ВОДОХРАНИЛИЩА

Предметом исследования является физические основы фильтрации жидкости через полусферическую поверхность дна водоема является важной задачей в области гидротехники и водоподготовки. Цель исследования: оптимизация в данной работе был рассмотрен процесс фильтрации жидкости через полусферическую поверхность дна водоема. Для оценки эффективности и специфики данного метода фильтрации проведены теоретические расчеты и экспериментальные исследования. Для определения количества воды, пронизывающий за счет фильтрации жидкости через дна водохранилища поставили модельный эксперимент. Полученные данные показывает, что через дна водохранилища за счет фильтрации ежегодно пронизывается 1,35 млрд м³ воды в грунт