

УДК 681.511:679.8
DOI: 10.36979/1694-500X-2022-22-12-62-71

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ ПРОЦЕССОМ ОБРАБОТКИ ПРИРОДНОГО КАМНЯ

А.П. Муслимов, Н.Э. Атаканова, Э.Т. Кадыров

Аннотация. На основе существующего токарного камнеобрабатывающего станка разработана гидрокинематическая схема станка, отличающаяся от существующих тем, что в ней установлены гидромоторы с обратной гидравлической связью, обеспечивающие стабильную подачу и необходимую скорость вращения инструмента при обработке изделия. К регуляторам расходов подключены редукционные клапаны, которые обеспечивают постоянство перепада давления, независимо от нагрузки, гидроцилиндр заменен на механизм с пружиной, который обеспечивает постоянный контакт с копиром. Исследованы механические характеристики гидромотора с обратной гидравлической связью и без неё. Разработаны математические модели для расчета основных параметров системы, необходимые для проектирования соответствующих регуляторов.

Ключевые слова: технологический процесс; обработка природного камня; гидрокинематическая схема; математическая модель регулятора расхода.

ЖАРАТЫЛЫШ ТАШЫН ИШТЕТҮҮНҮН ТЕХНОЛОГИЯЛЫК ПРОЦЕССИН БАШКАРУУЧУ АВТОМАТТЫК СИСТЕМАНЫ ИШТЕП ЧЫГУУ

А.П. Муслимов, Н.Э. Атаканова, Э.Т. Кадыров

Аннотация. Колдонулуп жаткан ташты иштетүүчү токардык станоктун негизинде станоктун гидрокинематикалык схемасы иштелип чыккан, мунун өзгөчөлүгү буюмду иштетип жатканда аспаптын айлануусунун керектүү ылдамдыгын жана стабилдүү берүүсүн камсыз кылган кайтарым байланышы бар гидромоторлор орнотулган. Редукциялоочу клапандар агымды жөнгө салгычтарга кошулат, алар жүккө карабастан басымдын туруктуу төмөндөшүн камсыз кылат, гидравликалык цилиндр көчүрүүчү аппарат менен туруктуу байланышты камсыз кылган пружинасы бар механизмге алмаштырылат. Тескери гидравликалык байланышы бар жана жок гидромотордун механикалык мүнөздөмөлөрү изилдөөгө алынган. Тиешелүү жөнгө салгычтарды долбоорлоо үчүн зарыл болгон системанын негизги параметрлерин эсептөө үчүн математикалык моделдер иштелип чыккан.

Түйүндүү сөздөр: технологиялык процесс; табигый таш иштетүү; гидрокинематикалык схема; чыгымдоону жөнгө салгычтын математикалык модели.

DEVELOPMENT OF AN AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR THE TECHNOLOGICAL PROCESS OF NATURAL STONE PROCESSING

A.P. Muslimov, N.E. Atakanova, E.T. Kadyrov

Abstract. On the basis of the existing stone turning machine, a hydrokinematic scheme of the machine has been developed, characterized in that hydraulic motors with reverse hydraulic coupling are installed in the developed hydrokinematic scheme, providing stable supply and the necessary speed of rotation of the tool when processing the product, reduction valves are connected to the flow regulators, which ensure the constancy of the pressure drop on them regardless of the load, the hydraulic cylinder is replaced by a spring mechanism that ensures constant contact with the copier. The mechanical characteristics of a hydraulic motor with and without hydraulic feedback are investigated. Mathematical models have been developed to calculate the basic parameters of the system necessary for the design of appropriate regulators.

Keywords: technological process; processing of natural stone; hydrokinematic scheme; mathematical model of the flow regulator.

Известно, что Кыргызстан богат природными камнями: гранит, базальт, мрамор, ракушечники и др., которые по своим физико-механическим показателям и декоративным качествам пользуются большим спросом на мировом рынке в связи отсутствием в них вредных для здоровья человека веществ, электробезопасны и обладают низкой теплопроводностью. Кроме того, привлекает и сравнительно низкая их стоимость. Так, например, стоимость одного квадратного метра составляет от 60 до 130 долл. США. Облицовочные плитки и изделия из камня в виде шаров, ваз, чаш, колонн, а также балюстрадных элементов лестниц, люстр и т. д. пользуются большим спросом. Они применяются при реконструкции отелей, офисов фирм, посольств и в индивидуальном строительстве. Изделия из природного камня, керамики и стекла широко используются в отраслях промышленности машиностроения, полиграфии, приборостроения и радиоэлектронной технике [1].

Наиболее важным показателем при разработке технологического процесса, является обрабатываемость материала. Обрабатываемость – это комплексное свойство, характеризующее способность камня поддаваться воздействию рабочего инструмента, придающего ему заданные размеры, форму и фактуру [2].

Для оценки трудоемкости обработки, например, абразивным инструментом, применяют коэффициент обрабатываемости, величина которого пропорциональна коэффициенту крепости по шкале М.М. Протодяконова [3]:

$$K = \frac{\sigma_{сж}}{C}, \quad (1)$$

где $\sigma_{сж}$ – нормальное напряжение при сжатии; C – эмпирический коэффициент, зависящий от вида породы (для гранитов $C = 40$, для мраморов $C = 70$, для туфов $C = 125$ и т. д.).

Комплексная твердость определяется эмпирической формулой:

$$K_o = \frac{P_i}{P_{эт}}, \quad (2)$$

где P_i и $P_{эт}$ – удельная трудоемкость обработки единицы продукции соответственно рассматриваемого и эталонного видов камня.

Известно, что Кыргызстан располагает большими запасами природного камня, которые по своим физико-механическим свойствам и декоративным качествам не уступает лучшим мировым образцам.

Рассмотрим систему управления существующего токарного камнеобрабатывающего станка для обработки сложнопровильных деталей, приведенную на рисунке 1.

В отличие от ортогонального станка, где обрабатываются плоские детали, а подача осуществляется только в двух направлениях – «против подачи» и «по подаче», на токарном камнеобрабатывающем станке в процессе обработки сложнопровильных деталей подача дискового инструмента 12 осуществляется в продольном и поперечном направлениях по копиру 17. Гидравлическая система станка состоит из двух частей: гидросистемы винтового подающего механизма с приводом от насоса 1 и гидросистемы вращателя дискового инструмента с приводом от насоса 2. В процессе работы станка жидкость из маслобака насосом 1 через распределительный блок 6 и золотниковый регулятор 10 направляется к гидродвигателю 15 подающего механизма. С помощью напорного клапана 4 регулируется давление в напорной магистрали гидродвигателя 15 и тем самым обеспечивается необходимое усилие на инструменте в продольном направлении. Контроль давления в напорной магистрали осуществляется по манометру 8.

Гидросистема вращателя дискового инструмента 12 включает насос 2, распределительный блок 5 и гидромотор 14. Регулировка давления в напорной магистрали гидромотора вращателя осуществляется с помощью клапана 3 и контролируется по манометру 7.

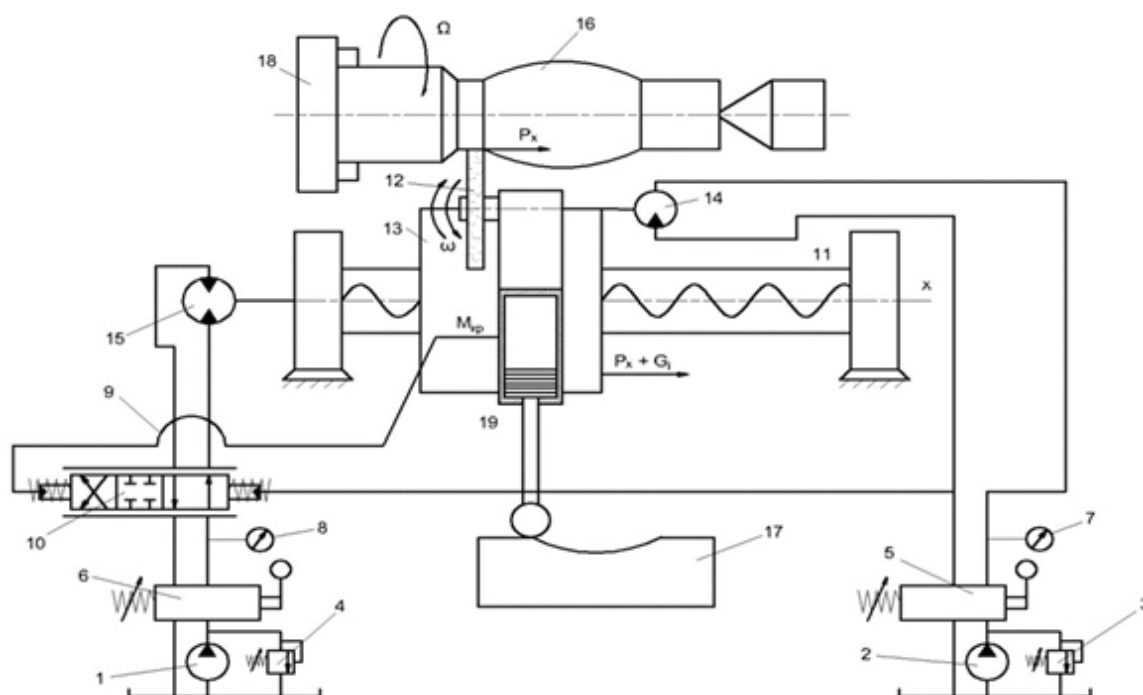


Рисунок 1 – Гидрокинематическая схема токарного камнеобрабатывающего станка с винтовым подающим механизмом: 1, 2 – насосы; 3, 4 – предохранительные клапаны; 5, 6 – распределители; 7, 8 – манометры; 9 – управляющий канал; 10 – регулятор; 11 – винтовой подающий механизм; 12 – инструмент; 13 – суппорт; 14 – гидромотор; 15 – гидродвигатель; 16 – заготовка; 17 – копир; 18 – патрон; 19 – гидроцилиндр

Гидросистема винтового подающего механизма оснащена регулятором 10 с обратной связью (с одной стороны) с напорной магистралью гидромотора 14 вращателя инструмента и (с другой стороны) с помощью управляющего канала 9 с поршневой полостью гидроцилиндра 19 поперечной подачи инструмента 12.

В случае повышения момента сопротивления на инструменте 12 в процессе резания выше настроенного, т. е. при заклинивании или поломке инструмента, давление в системе гидромотора вращателя резко возрастает и по управляющему каналу воздействует на золотник регулятора 10, который дросселирует поток рабочей жидкости, подаваемой от насоса 1 к гидродвигателю 15 подающего механизма, тем самым уменьшая усилие и скорость продольной подачи инструмента.

В случае превышения допустимого радиального усилия на инструменте, при поперечной подаче рабочая жидкость под давлением из поршневой полости гидроцилиндра 19 по управляющему каналу воздействует на золотник регулятора 10, который, смещаясь вправо, дросселирует поток жидкости, поступающей к гидродвигателю 15, и в результате уменьшает радиальное усилие подачи на инструменте.

С помощью двух регулируемых пружин можно настроить регулятор на определенное давление в напорной магистрали гидромотора вращателя инструмента и в напорной магистрали поршневой полости гидроцилиндра 19, при котором происходит запираение магистралей гидродвигателя подающего механизма и прекращение подачи дискового инструмента в зоне резания заготовки 16. При дальнейшем увеличении давления (в случаях заклинивания или поломки инструмента) произойдет реверс подачи инструмента. После стабилизации давления в напорной магистрали гидромотора 14, вращателя и гидроцилиндра 19 золотник регулятора 10 под действием пружин возвращается в исходное

положение, и инструмент возобновляет движение в направлении зоны резания автоматически, без вмешательства станочника.

Недостатками представленной автоматической системы управления режимами работы камнеобрабатывающего станка являются:

- 1) отсутствие обратного гидропривода вращателя дискового инструмента;
- 2) гидросистема винтового подающего механизма не обеспечивает стабильную подачу инструмента.

Указанные недостатки не способствуют процессу изготовления качественных деталей по точности геометрических размеров и чистоте обработанной поверхности. Для решения данной проблемы авторами была произведена модернизация гидрокинематической схемы, представленной на рисунке 1.

Модернизированная гидрокинематическая схема камнеобрабатывающего станка показана на рисунке 2. Отличительными особенностями данной схемы от схемы, показанной на рисунке 1, являются:

- 1) гидромоторы механизма подачи и вращателя инструмента имеют обратные гидравлические связи с соответствующими регуляторами расходов 10, обеспечивающие соответственно стабильную подачу и уменьшение скорости вращения инструмента при повышении сил резания при обработке изделия;
- 2) к соответствующим регуляторам расходов параллельно подключены редукционные клапаны типа Г-52 7, 3, которые обеспечивают постоянство перепада давления на них независимо от нагрузки;
- 3) вместо гидроцилиндра установлен механизм с пружиной 19, обеспечивающий постоянный контакт с копиром.

Модифицированная автоматическая система (рисунок 2) работает следующим образом:

1. При возрастании нагрузки давление в рабочих полостях гидромоторов увеличивается.
2. Возросшее давление по соответствующим каналам обратной связи воздействует на торцевые площади подвижных элементов регуляторов, при этом величина открытия h_1 регулятора увеличивается ровно настолько, чтобы компенсировать утечки в гидромоторе 14 с тем, чтобы его скорость вращения имела заданное значение.
3. По линии обратной связи гидромотора вращения инструмента возросшее давление, наоборот, уменьшает величину открытия h_2 , что приводит к уменьшению скорости вращения и это предотвращает интенсивный износ и поломку инструмента.

Исследование механических характеристик гидромотора с обратной гидравлической связью и без неё

Под механической характеристикой гидромотора понимается зависимость скорости вращения его выходного вала от нагрузки – момента при постоянном значении подаваемого расхода [4].

Расчетная схема гидромотора без обратной связи показана на рисунке 3.

Как известно, угловая скорость выходного вала с достаточной для практики величиной, определяется по следующей формуле:

$$\omega = K_r Q - (r_q + r_c) \frac{M_H}{K_M} K_r, \quad (3)$$

где K_r – коэффициент усиления по скорости, равный $K_r = \frac{\omega}{Q}$;

Q – ход, подводимый от регулятора;

r_q и r_c – соответственно коэффициенты утечек в гидродвигателе и системе;

M_H – момент нагрузки; K_M – коэффициент момента; $K_M = \frac{M_H}{P}$.

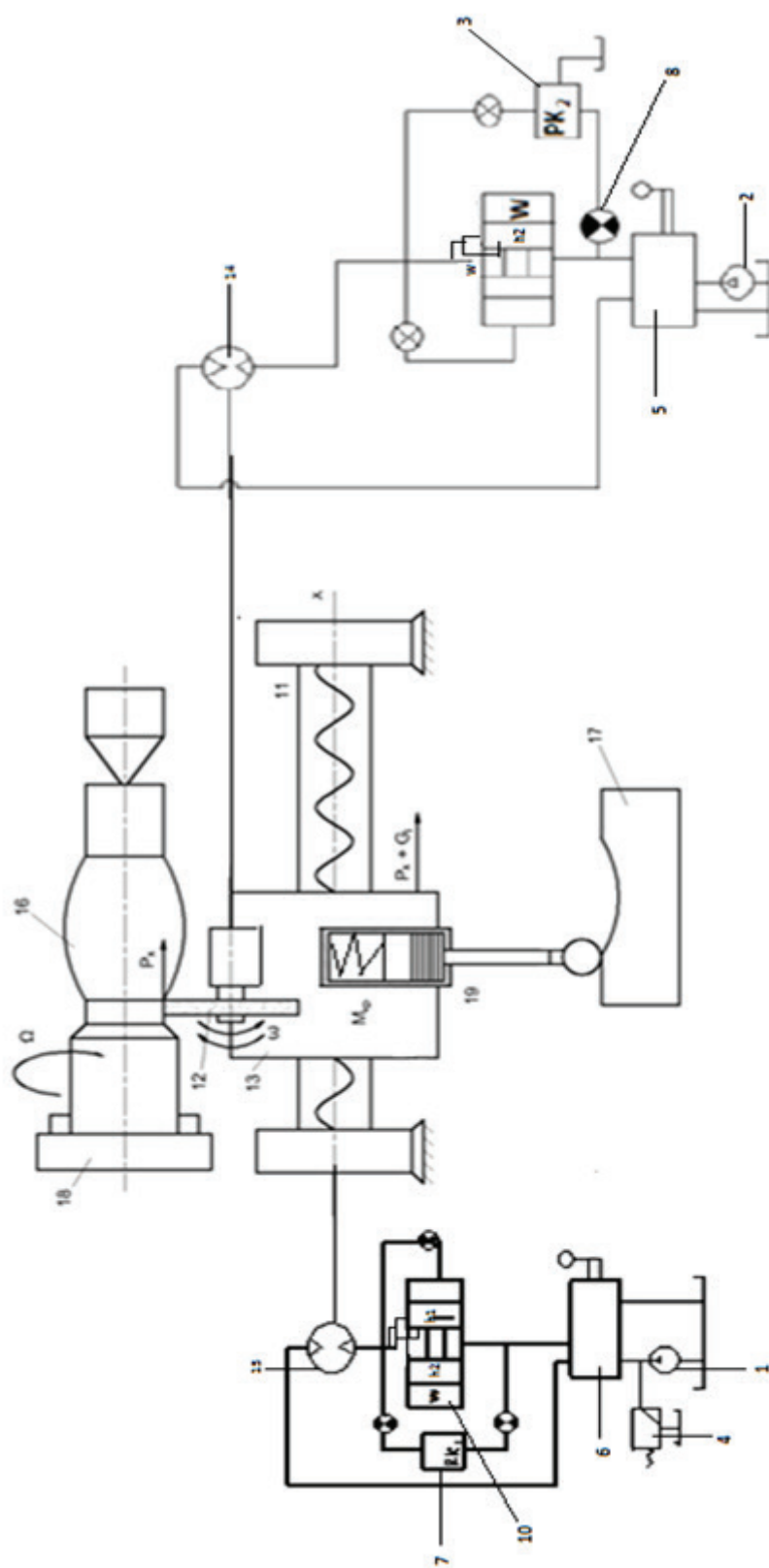


Рисунок 2 – Гидрокинематическая схема токарного камнеобрабатывающего станка с винтовым подающим механизмом:
 1, 2 – насосы; 3, 7 – распределительные клапаны; 4 – предохранительный клапан; 5, 6 – распределители; 8 – дроссель;
 9 – управляющий канал; 10 – регулятор; 11 – винтовой подающий механизм; 12 – инструмент; 13 – суппорт;
 14 – гидромотор; 15 – гидродвигатель; 16 – копир; 17 – заготовка; 18 – копир; 19 – гидроцилиндр

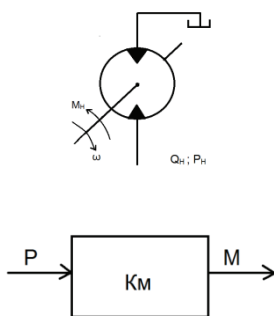


Рисунок 3 – Расчетная схема гидромотора

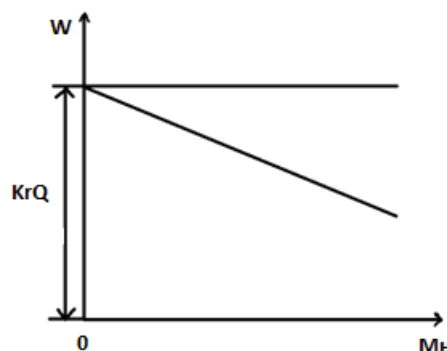


Рисунок 4 – Механическая характеристика гидромотора

Механическая характеристика гидромотора показана на рисунке 4.

Формула (3) с учетом, что расход в гидромоторе поступает от регулятора расхода, примет вид:

$$W = Kr\mu\pi dh \sqrt{\frac{2P_H}{\gamma} \left(P_H - \frac{M_H}{K_H} \right)} - (r_g + r_c) \frac{M_H}{K_H} K_r, \quad (4)$$

где μ – коэффициент расхода дросселя: $\mu = 0,65$; d – диаметр золотника регулятора; h – величина открытия рабочей щели регулятора; g – ускорение свободного падения; γ – удельный вес рабочей жидкости; Kr – коэффициент усиления по угловой скорости.

В связи с тем, что регулятор расхода имеет линейную характеристику за счет подключения к нему параллельно редукционного клапана, формулу (4) можно представить в следующем виде:

$$\omega = K_3 h K_r (r_g + r_c) \frac{M_H}{K_M} K_r, \quad (5)$$

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

При наличии у гидропривода обратной гидравлической связи, формула (5) имеет следующий вид:

$$\omega = K_3 (h \pm \Delta h) K_r - (r_g - r_c) \frac{M_H \pm \Delta M}{K_M} K_r, \quad (6)$$

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

Следует отметить, что при возрастании момента нагрузки в формуле (6) 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 эти 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 (6) в первом слагаемом брать Δh со знаком минус, а во втором слагаемом ΔM – со знаком плюс.

Из формул (3), (4) при стабилизации скорости подачи инструмента, очевидно, должно выдерживаться следующее соотношение:

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

$$K_3 \Delta h = (r_g + r_c) \frac{\Delta M}{K_M}. \quad (7)$$

При возрастании крутящего момента на величину ΔM , увеличивается давление в канале обратной гидравлической связи на величину $\Delta p = \frac{\Delta M}{K_M}$, каждое воздействует на торцевую площадь золот-

ника регулятора и при этом он смещается на величину Δh :

$$\Delta h = \frac{\Delta p f_3}{c}, \quad (8)$$

где $f_3 = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь торца золотника; d – диаметр золотника регулятора; c – коэффициент жесткости пружины.

Формула (8) позволяет произвести расчет параметров регулятора: диаметра золотника и коэффициента жесткости пружины регулятора.

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

Принципиальная расчетная схема регулятора расхода показана на рисунке 5.

При составлении уравнения динамики регулятора на основании принципа Д'Аламбера пренебрегаем основной составляющей гидродинамической силы ввиду того, что расходам для подачи не требуются больших величин.

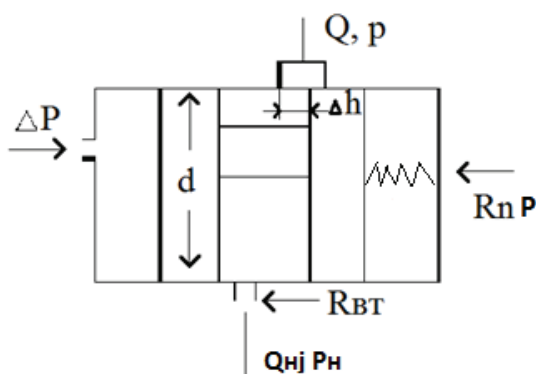


Рисунок 5 – Расчетная схема регулятора расхода:
 R_n – сила пружины; $R_{от}$ – сила вязкого трения

Дифференциальное уравнение движения золотника регулятора при этом будет иметь следующий вид:

$$m \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + \gamma \frac{d \Delta h}{dt} + c \Delta h = f_3 \Delta p, \quad (9)$$

где m – масса золотника; r – коэффициент вязкого трения, зависящий от сорта масла; c – коэффициент жесткости пружины; $f = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь торца золотника; γ – коэффициент вязкого трения.

Введем следующие обозначения:

$T_k = \sqrt{\frac{m}{c}}$ – постоянная времени, способствующая колебательным процессам в переходном режиме;

$T_k = \frac{Y}{c}$ – постоянная времени, от величины которой зависят ряд способностей регулятора расхода:

$K_p = \frac{fs}{c}$ – коэффициент усиления регулятора.

С учетом этих обозначений, формула (9) примет вид:

$$T_k^2 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + T_g \frac{d \Delta p}{dt} + c = K_p \Delta p. \quad (10)$$

Данному дифференциальному уравнению соответствует следующее характеристическое уравнение:

$$Tk^2 p^2 + T_{gp} + 1 = 0, \quad (11)$$

которое имеет два корня:

$$P_1 = \frac{-T_g + \sqrt{T_g^2 - 4T_k^2}}{2T_k^2}, \quad (11)$$

$$P_2 = \frac{-T_g - \sqrt{T_g^2 - 4T_k^2}}{2T_k^2}.$$

Введем следующие обозначения: $T_k^2 = T_3 T_4$; $T_g = T_3 + T_4$, тогда дифференциальное уравнение

(10) будет представлено в виде:

$$T_3 T_4 \frac{d^2 \Delta h}{dt^2} + (T_3 + T_4) \frac{d \Delta h}{dt} + \Delta h = K_p \Delta h. \quad (12)$$

При условии, когда корни характеристического уравнения (11) будут вещественными, т. е. $T_g \geq 2T_k$, решение уравнения будет иметь следующий вид:

$$\Delta h = \Delta h_y \left(1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{\frac{1}{T_3}} + \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{\frac{1}{T_4}} \right), \quad (12)$$

где Δh_y – установившееся значение величины открытия рабочей щели регулятора после окончания переходного процесса.

Следует заметить, что корни характеристического уравнения (10) при этом будут иметь следующие значения:

$$P_1 = -\frac{1}{T_3} = \frac{-T_g + \sqrt{T_g^2 - 4T_k^2}}{2T_2^2},$$

$$P_2 = -\frac{1}{T_3} = \frac{-T_g - \sqrt{T_g^2 - 4T_k^2}}{2T_2^2}.$$
(13)

Если параметры регулятора расхода, входящие в постоянном времени таким образом, что $T_g < 2T_k$, то корни характеристического уравнения будут комплексными сопряжениями:

$$P_{1,2} = -\frac{1}{T} = \pm jw,$$
(14)

где $T = \frac{2T_k^2}{T_g}$; $w = \frac{\sqrt{4T_k^2 - T_g^2}}{2T_k^2}$; $j = \sqrt{-1}$.

При этих условиях решение уравнения (10) будет:

$$\Delta h = \Delta h_y \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos wt + \frac{1}{T_w} \sin wt \right) \right].$$
(15)

Переходной процесс при $T_g \geq 2T_2$ показан на рисунке 6.

В этом случае переходной процесс состоит из суммы двух экспонент с разными постоянными времени T_3 и T_4 согласно решению (12).

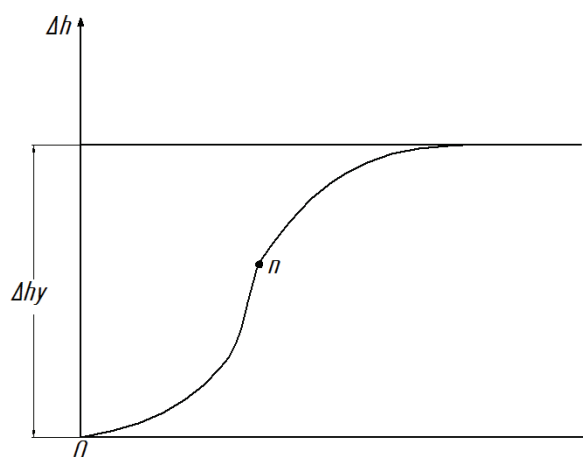


Рисунок 6 – Переходной процесс регулятора расхода при $T_g \geq 2T_2$.

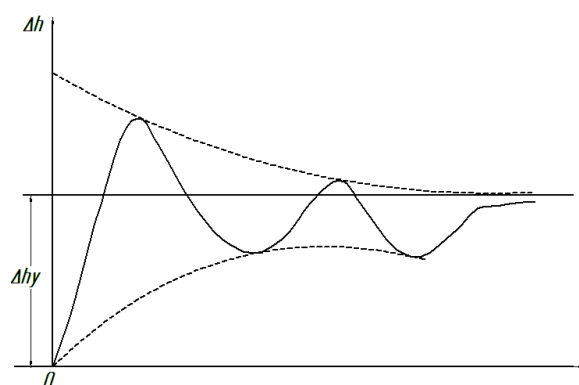


Рисунок 7 – Переходный процесс регулятора расхода при $T_g < 2T_2$.

Переходный процесс при $Tg \leq 2T_2$ представлен на рисунке 7 и является колебательным, амплитуда колебания затухает по экспоненте (на рисунке показано пунктиром).

В обоих случаях регулятор расхода работает устойчиво, поскольку выполняется условие, предусмотренное следующими критериями:

- 1) коэффициенты в левой части уравнения (10) являются постоянными и положительными;
- 2) корни характеристического уравнения вещественные и отрицательные для случая $Tg > 2T_2$; или второй вариант: $Tg < 2T_2$ – корни комплексные сопряженные с отрицательной вещественной частью.

Таким образом, результаты исследования позволяют должным образом произвести расчет массо-геометрических параметров регулятора расхода, необходимых для его проектирования и изготовления.

Выводы. Для получения качественных изделий из природного камня с высокой производительностью и обеспечением требуемой стойкости инструмента, разработана автоматическая система управления режимами работ исполнительных органов с обратными гидравлическими связями, позволяющими стабилизировать силу резания, независимо от перемещаемости обрабатываемого материала [5–7].

Разработанные математические модели позволяют рассчитать основные параметры системы, необходимые для проектирования соответствующих регуляторов.

Поступила: 06.04.22; рецензирована: 20.04.22; принята: 25.04.22.

Литература

1. Смирнов А.Г. Добыча и обработка природного камня. Справочник. / А.Г. Смирнов. М.: Недра, 1990. 445 с.
2. Варданян К.С. Современные камнеобрабатывающие станки и поточные линии / К.С. Варданян. Ереван: Айастан, 1975. 226 с.
3. Барон Л.И. Экспериментальное определение коэффициентов крепости горных пород по шкале проф. М.М. Протодьяконова путем испытания буровых кернов на раздавливание / Л.И. Барон // Разрушение углей и пород. М.: Углетехиздат, 1958. С. 58–63.
4. Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод: учеб. пособие. Ч. 1. Основы механики жидкости и газа / А.А. Шейпак. М.: МГИУ, 2003. 192 с.
5. Бесекерский В.А. Теория систем автоматического регулирования / В.А. Бесекерский, Е.П. Попов. М., 1975. 768 с.
6. Муслимов А.П. Автоматическое управление технологическими процессами в машиностроении / А.П. Муслимов, В.Б. Васильев. Бишкек: Изд-во КРСУ, 2018. 256 с.
7. Орешко Е.И. Методы измерения твердости материалов / Е.И. Орешко и др. // Труды ВИАМ. 2020. № 1 (85). С. 101–116.