

УДК 681.51:62-589.33: 621.941

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ РЕГУЛЯТОРА РАСХОДА И ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ В ДВУХКОНТУРНОЙ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ЗАЗОРА В ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ ТОКАРНОГО СТАНКА

Муслимов Аннас Паясович, д.т.н., профессор кафедры «Приборостроение». Кыргызско-Российский Славянский университет им. Б. Н. Ельцина, Кыргызская Республика, г. Бишкек, ул. Киевская 44, 720065, контактный телефон: 0312 491584

Алмасбеков Айбек Алмасбекович, ст. преп. кафедры «Автоматизация и робототехника», Кыргызский Государственный Технический университет им. И. Раззакова. Кыргызская Республика, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова 66, Контактный телефон: +996508-888568, электронная почта: aibekalmasbekov88@gmail.com

Сарымсаков Бакытбек Ашымбекович, к.т.н., доцент кафедры «Организация перевозок и безопасность движения» Кыргызский Государственный Технический университет им. И. Раззакова. Кыргызская Республика, 720044, г. Бишкек, пр. Ч. Айтматова 66, Контактный телефон: +996772989956, электронная почта: basarymsakov@mail.ru

Аннотация. Повышение точности обработки детали является актуальной проблемой в машиностроении. Для решения этой проблемы была разработана двухконтурная автоматическая система, которая была запатентована в Кыргызпатенте как изобретение. Разработана двухконтурная автоматическая система стабилизации зазора в гидростатических направляющих токарного станка и её элементы, также их математические модели основных элементов. Основной задачей двухконтурной автоматической системы в гидростатических направляющих токарного станка является стабилизация зазора в ней, что обеспечивает повышение точности обработки детали. Рассматриваются главные элементы двухконтурной автоматической системы. Основными элементами системы являются регуляторы расхода и гидростатические направляющие.

Ключевые слова: Силовой цилиндр; индуктивный датчик; зазор; электромагнитный движитель, стабилизация, токарный станок.

DEVELOPMENT OF MATHEMATICAL MODELS OF FLOW REGULATOR AND HYDROSTATIC GUIDES IN A TWO-CIRCUIT AUTOMATIC CLEARANCE STABILIZATION SYSTEM IN HYDROSTATIC GUIDES OF A LATHE MACHINE

Muslimov Annas Payasovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Instrument Engineering. Kyrgyz-Russian Slavic University named after Boris N. Yeltsin. Kyrgyz Republic, Bishkek, st. Kievskaya 44. 720065, contact phone: 0312 491584

Almasbekov Aibek Almasbekovich, Senior Lecturer, Department of Automation and Robotics, Kyrgyz State Technical University. I. Razzakov. Kyrgyz Republic, 720044, Bishkek, Ch. Aitmatov Ave. 66, Contact phone: + 996508-888568, e-mail: aibekalmasbekov88@gmail.com

Sarymsakov Bakytbek Ashymbekovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Organization of Transportation and Traffic Safety" Kyrgyz State Technical University. I. Razzakov. Kyrgyz Republic, 720044, Bishkek, Ch. Aitmatov Ave. 66, Contact phone: +996772989956, e-mail: basarymsakov@mail.ru

Annotation. Improving the accuracy of processing a part is an urgent problem in mechanical engineering. To solve this problem, a two-circuit automatic system was developed, which was patented in Kyrgyzpatent as an invention. A double-circuit automatic system for

stabilizing the gap in the hydrostatic guides of the lathe and its elements has been developed, as well as their mathematical models of the main elements. The main task of the two-circuit automatic system in the hydrostatic guides of the lathe is to stabilize the gap in it, which ensures an increase in the accuracy of processing the part. The main elements of a two-circuit automatic system are considered. The main elements of the system are flow regulators and hydrostatic guides.

Key words: Power cylinder; inductive sensor; gap; electromagnetic propulsion, stabilization, lathe.

Введение

В условиях рыночной экономики к продукциям машиностроительной промышленности предъявляются повышенные требования по точности геометрических размеров и чистоты поверхности изделий, изготавливаемых на металлорежущих станках.

Для получения высокой точности размеров деталей и высокой чистоты обрабатываемой поверхности необходимо, чтобы зазор в гидростатических направляющих был постоянным независимо от нагрузки. В связи с тем, что нагрузка при механической обработке каждый момент времени меняется по причинам:

- 1) различия твердости материалов по длине обработки;
- 2) колебания припуска;
- 3) износа инструмента;
- 4) переменной силы сопротивления при перемещении суппорта.

Необходимо применение, автоматической системы, обеспечивающей постоянство сил резания и зазора в гидростатических направляющих.

Цель достигается путем создания двухконтурной автоматической системы управления на рис 1. предназначенная поддерживать постоянства подачи инструмента и зазора в гидростатических направляющих суппорта, которая отличается простотой и надежностью.

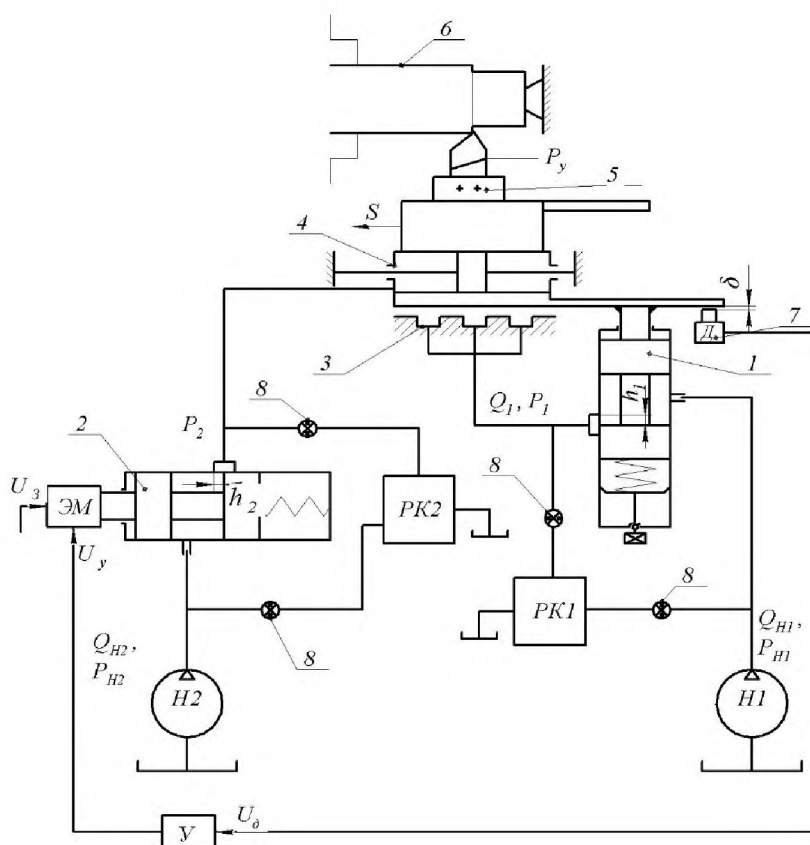


Рис. 1. Схема автоматического регулирования зазора в гидростатических направляющих

H_1 – насос гидростатических направляющих и силового цилиндра; РК₁ – редуцирующий клапан; P_v – сила резания; S – Подача инструмента; q – Зазор гидростатической направляющей; Q_1, P_1 – расход и давление; h_1 – соответственно величина открытый рабочей щели; $Q_{н1}, P_{н1}$ – расход и давление насоса; 1 и 2 – регулятор расхода в гидростатических направляющих и силового цилиндра; 3 – гидростатические направляющие; 4 – силовой цилиндр; 5 – суппорт; 6 – обрабатываемая деталь; 7 – дифференциальный индуктивный датчик; 8 – демпферы.

На рис. 1 приведена принципиальная схема двухконтурного автоматического устройства стабилизации зазора и подачи, состоящая из станины, на которой установлен суппорт станка (5) с силовым цилиндром (4).

Одновременно подвижный элемент регулятора (1), который жестко связан с суппортом, открывает дополнительно щель при возрастании нагрузки и расход, поступающий в гидростатические направляющие возрастает ровно на столько, чтобы повысить давление в клапанах гидростатических направляющих, и чтобы вернуть величину зазора до установленного значения.

Регуляторы расхода (1, 2) имеют один вход и один выход. Входы соответственно подключены к насосам с постоянной производительностью (H_1, H_2). Выходы каждого регулятора расхода соответственно связаны с силовым цилиндром и гидростатической опорой. Для обеспечения постоянства перепада давления независимо от нагрузки к регуляторам расходов параллельно подключены редуцирующие клапаны (РК₁, РК₂).

Математическая модель регулятор расхода.

Регулятор (распределительное устройство) предназначен для управления потоком рабочей жидкости. С помощью регуляторов обеспечивается направление рабочей жидкости к соответствующему исполнительному механизму, а также осуществляется реверс гидромеханизма.

Поскольку расходы и давление в регуляторе небольшие, можно пренебречь гидродинамической осевой составляющей силы потока, уравнение динамики регулятора расхода в этом случае имеет вид:

$$M \frac{d^2 h_p}{dt^2} + F_v + F_{yn} = F_e, \quad (1)$$

где $F_v = \vartheta \cdot \frac{dh_p}{dt}$, ϑ – коэффициент вязкого трения, h_p – сила пружины

Поделив каждый член уравнения (1) на коэффициент жесткости пружины, получим уравнение в преобразованиях Лапласа

$$(T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1) h_p(p) = K_z F_e(p) \quad (2)$$

где $T_z = \sqrt{\frac{M}{c}}$ – постоянная времени;

$\xi = \frac{\vartheta}{2c \cdot T_z}$ – коэффициент относительного демпфирования;

$K_z = \frac{1}{c}$ – коэффициент усиления регулятора

С учетом введенных выше обозначений дифференциальное уравнение регулятора расхода будет иметь вид:

$$T_z^2 \frac{d^2 h_p}{dt^2} + 2\xi T_z \frac{dh_p}{dt} + h_p = K_z F_e \quad (3)$$

Дифференциальному уравнению (3) соответствует характеристическое уравнение

$$T_z^2 p^2 + 2\xi T_z p + 1 = 0 \quad (4)$$

Корни характеристического уравнения (4)

$$P_{1,2} = \frac{-2\xi T_z \pm \sqrt{4\xi^2 T_z^2 - 4T_z^2}}{2T_z}$$

При соотношении $4\xi^2 T_z^2 \geq 4T_z^2$, т.е. $\xi \geq 1$ регулятор расхода представляет собой апериодическое решение:

$$h_z = h_{py} \left(1 - \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_3}} + \frac{T}{T_3 - T_4} e^{\frac{t}{T_4}} \right) \quad 5)$$

где $T_z^2 = T_3 T_4$; $2\xi T_z = T_3 + T_4$ - установившееся значение щели золотника.

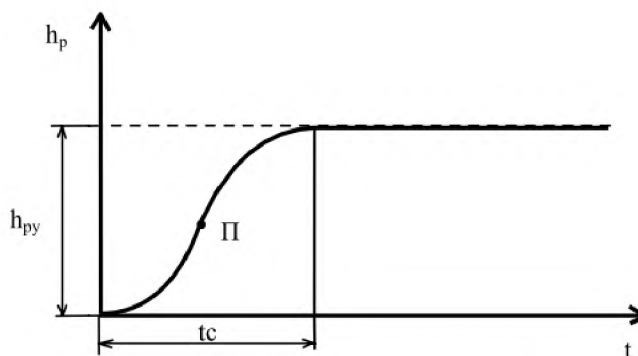


Рисунок 1. График переходного процесса регулятора расхода (по апериодическому закону).

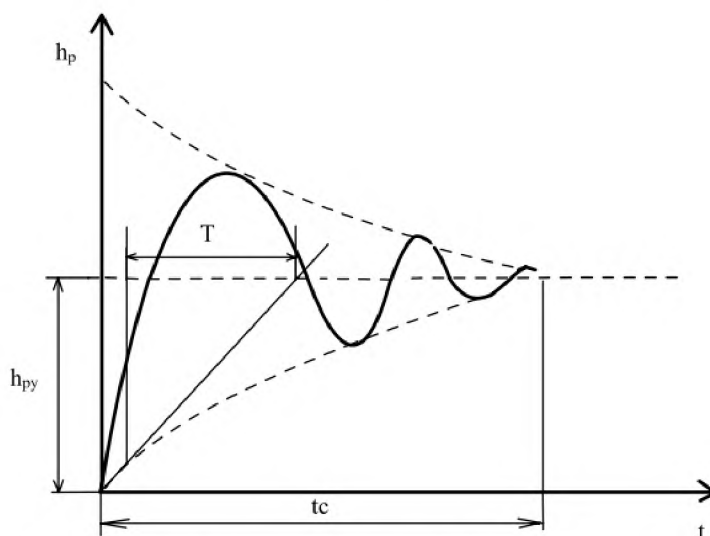


Рисунок 2. График переходного процесса регулятора расхода (по колебательному закону).

Уравнение (5) представляет сумму экспонент разными постоянными значениями времени T_3 и T_4 . График переходного процесса такого звена представлен на рисунке 1.

При $\xi < 1$ переходной процесс регулятора расхода протекает по колебательному закону (рисунок 2) и решение дифференциального уравнения (3) будет иметь вид:

$$h_p = h_{py} \left[1 - e^{-\frac{t}{T}} \left(\cos(\omega t) + \frac{1}{T\omega} \sin(\omega t) \right) \right] \quad 6)$$

где T – постоянная времени затухания амплитуды колебаний, ω – частота колебаний, причем время затухания колебаний, т.е. длительность переходного процесса $tc \approx 3T$:

$$T = \frac{2T_l^2}{2T_l^2} = \frac{1}{\xi}; \quad \omega = \frac{\sqrt{1-\xi^2}}{T_z}$$

Математическая модель регулятора расхода позволяет сконструировать его с заранее заданными динамическими характеристиками: вид переходного процесса, длительность его протекания, рассчитывая их массово-геометрические параметры по величинам, входящим в значение T_z и ξ .

Математическая модель гидростатических направляющих.

Главной задачей динамического расчёта является оценка характеристик гидростатических направляющих, влияющих на виброустойчивость металлорежущие системы, а, следовательно, на их производительность и качество обработки.

Гидростатические направляющие представляют собой систему автоматического регулирования. Достаточно удобно в процессе проектирования оценки динамических показателей системы автоматического регулирования производить на основании анализа логарифмических амплитудно-частотных (ЛАЧХ) и фазочастотных (ЛФЧХ) характеристик математической модели гидростатических направляющих.

Разработка математической модели выполняется при следующих допущениях:

- поток жидкости в дросселирующих перемычках несущей опоры считается одномерным, плоскопараллельным;
- режим течения жидкости – ламинарный;
- температура и вязкость жидкости остаются постоянными
- сила тяжести и инерции жидкости незначительны по сравнению с вязким сопротивлением;
- гидросопротивления в магистралях пренебрежительно малы;
- поверхности несущей опоры – абсолютно жесткие;
- сжимаемость жидкости в зазорах несущей опоры не учитывается;
- истечение через углы несущей опоры не учитываются.

В качестве исходных данных, кроме параметров, полученных при статическом расчёте, используются модуль объёмной сжимаемости масла.

Для расчета приведенной массы воспользуемся формулой

$$M_{np} = M \cdot \alpha$$

где $\alpha = 17/35$ коэффициентом приведения, M_{np} – приведенная масса, M – масса ПУ.

При воздействии на гидростатических направляющих внешней нагрузкой R уравнение динамического равновесия ПУ в вертикальном направлении имеет вид:

$$M\ddot{h} = R + R_{он1} + R_{он2}, \quad 1)$$

где $R_{он1}$ и $R_{он2}$ – реакции базовой опоры и опоры силового замыкания.

После преобразований, с учетом того, что $h_{\Sigma} = h_1 + h_2$, уравнение равновесия (1) запишется в виде:

$$M\ddot{h} = R + 0,5(B_1 + b_1)p_1l_1 - 0,5(B_2 + b_2)p_2l_2 - \frac{\mu\dot{h}_1l_1}{4h_1^3}(B_1 - b_1)^3 - \frac{\mu\dot{h}_2l_2}{4h_2^3}(B_2 - b_2)^3$$

Уравнение неразрывности потока для одной несущей опоры (уравнение баланса расходов) имеет вид:

$$Q_{др1} = Q_{в1} + Q_{сж1} + Q_{щ1} \quad 2)$$

где $Q_{др1}$ – расход через дроссель; $Q_{сж1}$ – расход на компенсацию сжимаемого объёма жидкости и полости кармана несущей опоры и подводной магистрали; $Q_{щ1}$ – расход,

обусловленный необходимостью вытеснения жидкости или заполнения дросселирующего зазора при вертикальных смещениях ПУ.

После преобразований уравнение (2) для базовой несущей опоры примет вид:

$$\frac{p_H - p_1}{R'_{dp1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \cdot \frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{V_{np1}}{E_M} \dot{p}_1 + l_1 \dot{h}_1 (B_1 - b_1)$$

Аналогично для опоры силового замыкания:

$$\frac{p_H - p_2}{R'_{dp2}} = \frac{p_2 h_2^3}{3\mu} \cdot \frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{V_{np2}}{E_M} \dot{p}_2 + l_2 \dot{h}_2 (B_2 - b_2)$$

где R'_{dp1} и R'_{dp2} - гидравлические сопротивления дросселей Dp_1 и Dp_2

соответственно. Из расчётной схемы определяем гидравлическое сопротивление дросселей, R'_{dp1} , R'_{dp2} в опорах 1 и 2, соответствующее расчетной модели и принятым допущениям, аналогично системе уравнений, использованной при статическом расчете.

$$\begin{cases} m_{02} = \frac{F_1}{F_2} m_{01} \\ R'_{dp1} = \frac{\kappa_{01}' \mu}{h_1^3} \cdot \frac{1 - m_{01}}{m_{01}} \\ R'_{dp2} = \frac{\kappa_{02}' \mu}{h_2^3} \cdot \frac{1 - m_{02}}{m_{02}} \end{cases}$$

Данная система уравнений отличается от соответствующей системы при статическом расчете значениями k'_{01} и k'_{02} , определяемыми с учетом истечения жидкости только через две продольные перемычки несущей опоры :

$$k'_{01} = \frac{3(B_1 - b_1)}{l_1}, \quad k'_{02} = \frac{3(B_2 - b_2)}{l_2}.$$

Система дифференциальных уравнений, представляющая собой математическое описание нелинейной модели гидростатических направляющих, имеет следующий вид:

$$\begin{cases} M\ddot{h} = R + 0,5(B_1 + b_1) p_1 l_1 - 0,5(B_2 + b_2) p_2 l_2 - \frac{\mu \dot{h}_1 l_1}{4h_1^3} (B_1 - b_1)^3 - \frac{\mu \dot{h}_2 l_2}{4h_2^3} (B_2 - b_2)^3 \\ \frac{p_H - p_1}{R'_{dp1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \cdot \frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{V_{np1}}{E_M} \dot{p}_1 + l_1 \dot{h}_1 (B_1 - b_1) \\ \frac{p_H - p_2}{R'_{dp2}} = \frac{p_2 h_2^3}{3\mu} \cdot \frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{V_{np2}}{E_M} \dot{p}_2 + l_2 \dot{h}_2 (B_2 - b_2) \\ \dot{h}_2 = -\dot{h}_1 \end{cases}$$

Линеаризация системы проводится разложением в ряд Тейлора в окрестности начальной точки пространства. После преобразования по Лапласу линеаризованной системы, переходя к операторной форме записи и вводя обозначения коэффициентов и постоянных времени, систему в отклонениях представим в виде:

$$\begin{cases} k_1 (T_1 S + 1) S \Delta h_1 = \Delta R + k_{21} \Delta p_1 - k_{22} \Delta p_2 \\ -k_{41} (T_{31} S + 1) \Delta h_1 = (1/k_{31}) (T_{21} S + 1) \Delta p_1 \\ -k_{42} (T_{32} S + 1) \Delta h_2 = (1/k_{32}) (T_{22} S + 1) \Delta p_2 \\ \Delta h_2 = -\Delta h_1 \end{cases},$$

где S – оператор Лапласа; Δp_1 и Δp_2 - приращение давлений в НО.

Выводы

1) Разработана двухконтурная автоматическая система регулирования режимами работ токарного станка по двум параметрам: подаче инструмента гидросуппорта, и постоянстве зазора.

2) Разработана математическая модель регулятора расхода и гидростатических направляющих которая позволяет сконструировать его с заранее заданными динамическими характеристиками: вид переходного процесса, длительность его протекания, рассчитывая их массово-геометрические параметры по величинам.

3) Разработанная двухконтурная автоматическая может быть применима как при модернизации существующего парка токарных станков, так и при проектирования нового высокоточного оборудования.

Список литературы

1. Муслимов А.П., Гинятуллина А.М. Исследование динамики силового цилиндра универсальной автоматической системы управления режимами работ станка / Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2018. № 2 (46). С. 360-366.
2. Муслимов А.П., Алмасбеков А.А. Двухконтурное автоматическое устройство регулирования подачи инструмента и зазора в гидростатических направляющих суппорта станка / Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2018. № 2 (46). С. 131-135.
3. Акулич Н.В. Технология машиностроения. – Ростов на/Д: Феникс, 2015. - 395 с.
4. Иванов К.М., Звонцов И.Ф., Серебrenицкий П.П. Разработка технологических процессов изготовления деталей общего и специального машиностроения. – М.: Лань, 2018 – 696 с.
5. Жолудева Н. С. Разработка двухконтурной системы автоматического управления скоростью и зазором / Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2014. № 32-1. С. 67-76.
6. Муслимов А.П., Гинятуллина А.М. Математическая модель регулятора расхода жидкости с жесткой механической связью / Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. 2018. № 2 (46). С. 366-371.
7. Юнусов Ф.И. Динамика регулятора расхода жидкости двухконтурной адаптивной системы для гидростатических направляющих / Наука и новые технологии. 2012. № 6. С. 17-19.
8. Ачеркан Н.С., Гаврюшин А.А., Ермаков В.В. и др. Металлорежущие станки. Том 1 – М.: Машиностроение, 1965. – 764 с.
9. Ачеркан Н.С., Гаврюшин А.А., Ермаков В.В. и др. Металлорежущие станки. Том 2 – М.: Машиностроение, 1965. – 628 с.
10. Андрианов А. И. Прогрессивные методы технологии машиностроения. М.: Машиностроение, 1975. – 273 с.