

УДК 62-229.61:621.941-229.2

*А. П. МУСЛИМОВ, А. А. АЛМАСБЕКОВ, Р. Н. АСКАРБЕКОВ*  
*Кыргызский государственный технический университет им. И. Разакова,*  
*Бишкек, Кыргызстан*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ЗАЗОРА ГИДРОСТАТИЧЕСКИХ НАПРАВЛЯЮЩИХ ТОКАРНОГО СТАНКА**

Важным вопросом при проектировании станков, предназначенных для финишной обработки деталей, является стабилизация зазора в гидростатических направляющих токарного станка, которая обеспечивает точность обработки изделий и увеличивает производительность труда. Представлена математическая модель разработанной автоматической системы регулирования зазора. Приведены результаты расчета, демонстрирующие эффективность разработанной системы.

**Ключевые слова:** гидростатические направляющие, зазор, гидросуппорт, регулятор расхода, усилитель.

Для выполнения изделиями их служебного назначения важна точность геометрических размеров, которая является предпосылкой длительной работы без потери первоначальных характеристик. Основная задача технологического процесса обработки деталей – обеспечение требуемых отклонений от номинальных размеров при наименьших затратах. В станках, предназначенных для чистовой обработки поверхностей, имеется возможность стабилизации скорости подачи инструмента, но отсутствует автоматическая система, позволяющая регулировать зазор в гидростатических направляющих и тем самым снизить отклонения геометрических размеров от номинальных значений. Разработка системы, обеспечивающей постоянство зазора в гидростатических направляющих независимо от внешней нагрузки, является актуальной задачей. Ее решение позволит создавать высокоточные станки [1–4].

Разработана принципиальная схема автоматической системы управления зазора в гидростатических направляющих, которая применяется на токарных станках при обработке тел вращения и обеспечивает постоянство такого зазора при изменении сил резания [5, 6]. Из рисунка 1 видно, что рассматриваемая система установлена на станине, на которой установлен суппорт станка 4 с силовым цилиндром 3. На суппорте станка закреплен режущий инструмент для обработки детали 5. При возрастании нагрузки подвижный элемент регулятора 1, который жестко связан с суппортом, приоткрывает щель и расход жидкости, поступающей в гидростатические направляющие 2, возрастает ровно настолько, чтобы повысить давление в клапане гидростатических направляющих и восстановить требуемую ширину зазора [6–8].

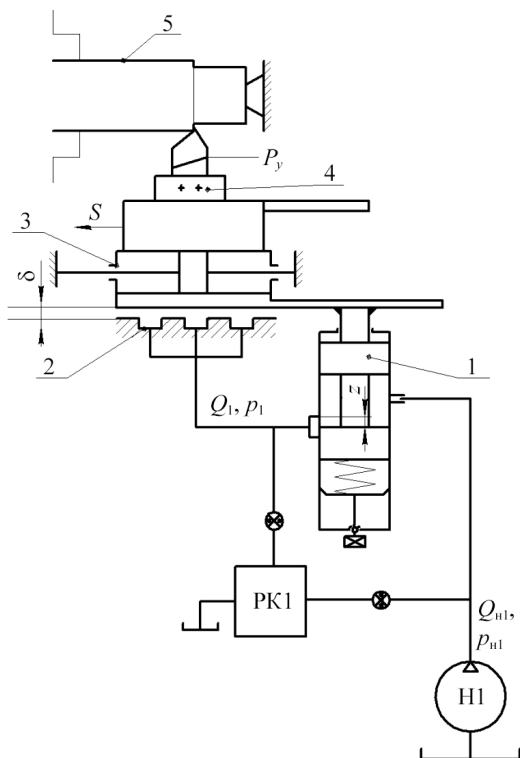


Рисунок 1 – Схема автоматического регулирования зазора в гидростатических направляющих:

1 – регулятор расхода в гидростатических направляющих и силового цилиндра; 2 – гидростатические направляющие; 3 – силовой цилиндр; 4 – суппорт; 5 – обрабатываемая деталь;  
 Н1 – насос гидростатических направляющих и силового цилиндра; PK1 – редукционный клапан;  
 $P_y$  – сила резания;  $S$  – подача инструмента;  $\delta$  – зазор гидростатической направляющей;  
 $Q_1, p_1$  – расход и давление на входе в гидроцилиндр;  $z$  – величина открытия рабочей щели;  
 $Q_{н1}, p_{н1}$  – расход и давление насоса

Регулятор расхода 1 имеет один вход и один выход. Вход соответственно подключен к насосу Н1 с постоянной производительностью. Выходы регулятора расхода соответственно связаны с гидростатической опорой (ГО). Для обеспечения постоянства перепада давления независимо от нагрузки к регулятору расхода подключен редукционный клапан PK1 [4].

Если теория расчета виброизоляции механического оборудования с применением резинометаллических опор [9] достаточно хорошо разработана, то методика динамического расчета описанной выше системы отсутствует. Поэтому цель статьи – исследование автоматической системы регулирования зазора гидростатических направляющих токарного станка.

В качестве исследуемого объекта выбрана гидростатическая опора УМ2434-012. Регулируемым параметром в ней является зазор. Рассмотрим влияние нагрузок на изменение зазора, а затем определим, какой дополнительный расход жидкости требуется для его восстановления [10–12].

Уравнение динамического равновесия данного звена (рисунок 2) в соответствии с принципом Даламбера

$$m \frac{d^2 h}{dt^2} + P_n + k_j h = P_m, \quad (1)$$

где  $m$  – масса стола;  $h$  – зазор в ГО;  $t$  – время;  $P_n$  – полная статическая нагрузка,

$$P_n = P + P_y,$$

$P$  – вес стола,  $P = mg$ ;  $g$  – ускорение свободного падения;  $P_y$  – нагрузка со стороны режущего инструмента);  $k_j$  – коэффициент упругости масляного слоя;  $P_m$  – сила давления масла,

$$P_m = p_k A, \quad (2)$$

$p_k$  – давление в опоре, создаваемое напором масла;  $A$  – эффективная площадь опоры, находящейся под давлением [12].

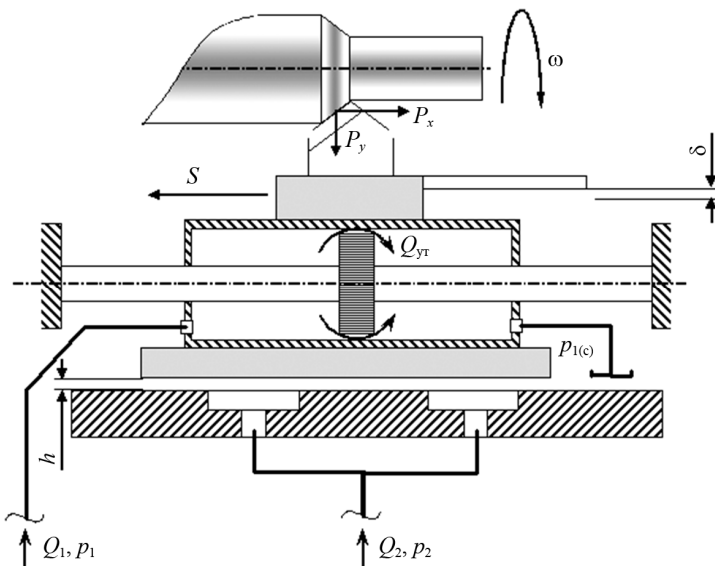


Рисунок 2 – Принципиальная схема для построения математической модели:

$Q_1, p_1$  – расход и давление на входе в гидроцилиндр;  $Q_2, p_2$  – расход и давление на выходе гидроцилиндра;  $S$  – скорость перемещения суппорта станка (скорость подачи инструмента);  $\omega$  – угловая скорость вращения детали;  $Q_{ут}$  – утечки в гидроцилиндре

Для установившегося состояния  $P_n = P_m$ , а давление в ГО определится как

$$p_k = \frac{P + P_y}{A}. \quad (3)$$

Запишем уравнение неразрывности потока жидкости

$$A \frac{dh}{dt} + \frac{p_k}{R_o} = Q, \quad (4)$$

где  $R_o$  – общее гидравлическое сопротивление зазора в опоре, оно зависит от коэффициента  $k$  и значения  $h$  в текущее время. Здесь

$$k = \frac{p_k h}{v_{ж}},$$

где  $v_{ж}$  – средняя скорость истечения рабочей жидкости через зазор  $h$  в ГО под давлением  $p_k$ .

При изменении зазора изменение  $R_o$  настолько мало, что можно принять его постоянным:

$$R_o = \frac{k}{h^3}.$$

В установившемся состоянии уравнение неразрывности потока жидкости (4) примет вид

$$\frac{p_k}{R_o} = Q. \quad (5)$$

Без системы стабилизации расход через опору до приложения нагрузки  $Q_1$  и после  $Q_2$  одинаковы, т. е.  $Q_1 = Q_2$ .

Уравнение (5) с учетом  $R_o$  и (2) примет вид

$$Ph_3^3 = P_n h_0^3.$$

Здесь  $h_3$  – начальное значение зазора в опоре (заданное);  $h_0$  – значение зазора при действии нагрузки  $P_n$ .

Тогда зависимость величины зазора в опоре от внешней нагрузки без учета системы стабилизации имеет вид

$$h_0(P_n) = h_3 \sqrt[3]{P / P_n}. \quad (6)$$

При подключении автоматического регулятора к объекту изменение зазора компенсируется, т. е.

$$h_3 = h_0 = \text{const}. \quad (7)$$

Из выражений (3) и (5) получим зависимость расхода масла  $Q$  от величины дополнительной нагрузки  $P_y$ . Для  $P_n = P + P_y$

$$Q = \frac{P_n h_0^3}{kA}, \quad (8)$$

а расход без дополнительной нагрузки

$$Q_0 = \frac{Ph^3}{kA}.$$

График изменения зазора в ГО от нагрузки представлен на рисунке 3.

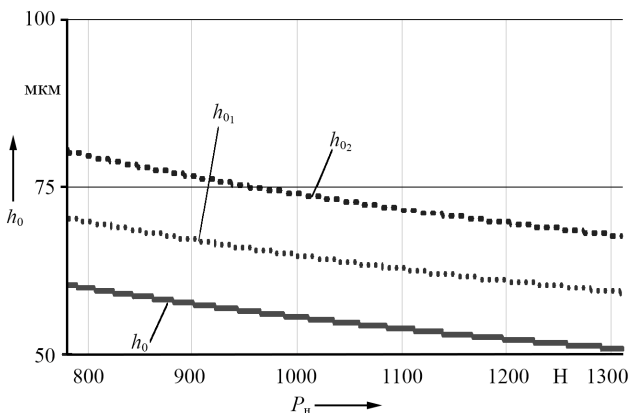


Рисунок 3 – График изменения зазора в ГО от нагрузки для трех значений заданного зазора  $h_3$

Зная максимальное значение нагрузки, можно получить диапазон изменения расхода  $Q_i = (1,659 \dots 2,703) \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$ .

Совместно решая уравнения (1) и (4) с учетом (8), получим

$$\frac{m}{k_j} \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{R_o A^2}{k_j} \frac{dh}{dt} + h = Q \frac{R_o A}{k_j} - \frac{P_n}{k_j}. \quad (9)$$

Это уравнение является математической моделью данного звена в динамике.

Коэффициент упругости масла для каждого сорта имеет свое значение, но его можно рассчитать по следующей формуле:

$$k_j = \frac{QR_o A - P_y}{h}.$$

По полученным данным изменения расхода, требуемого для поддержания постоянства зазора, используем стандартный регулятор расхода РР13, поскольку с его помощью обеспечивается принятый диапазон расхода масла при различных значениях давления масла.

Расход через пропускную щель регулятора описывается уравнением

$$Q_3 = \mu \pi d_1 z \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (10)$$

где  $\mu = 0,65$  – коэффициент расхода регулятора;  $d_1 = 0,04$  м – диаметр золотника;  $z$  – ширина щели;  $\rho = 900$  кг/м<sup>3</sup> – плотность масла.

Регулятор и несущие карманы опоры соединены последовательно, поэтому

$$Q_p = Q_0 = Q_3.$$

Давление в несущих карманах меняется в зависимости от нагрузки в соответствии с соотношением (3), изменение давления

$$\Delta p = p_k - p_{k0}, \quad (11)$$

где  $p_{k0}$  – давление в несущих карманах при отсутствии нагрузки.

Приравнявая правые части (8) и (10) с учетом (11), находим функцию необходимых значений ширины пропускной щели регулятора в зависимости от изменения нагрузки на опору, при условии, что изменение зазора в опоре компенсируется полностью, согласно (7):

$$z = \frac{h_3^3 (P + P_y)}{k A \pi \mu d_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left( \frac{P_y}{A} \right)}}.$$

На рисунке 4 представлены графики изменения щели регулятора в зависимости от нагрузки на гидростатическую опору.

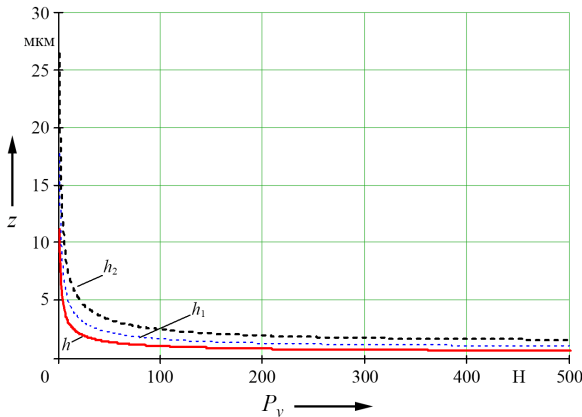


Рисунок 4 – Ширина щели регулятора для разных нагрузок на ГО

Параметры гидростатической опоры: масса  $m = 80$  кг, рабочая площадь  $A = 0,0468$  м<sup>2</sup>; заданный зазор  $h_3 = 0,00006$  м; вес самого стола  $P = 800$  Н; сила со стороны инструмента  $P_y = 200$  Н; полная статическая нагрузка  $P_n = P + P_y = 1000$  Н; требуемый расход без нагрузки  $Q_c = 1,659 \cdot 10^{-4}$  м<sup>3</sup>/с;

требуемый расход для регулирования  $Q = 2,703 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с}$ ; общее гидравлическое сопротивление в опоре  $R_0 = 1,203 \cdot 10^{-4} \text{ кг/с м}^4$ ; коэффициент упругого сжатия  $k_j = 1,324 \text{ кг/м}$ .

Решение дифференциального уравнения (9), полученное с помощью преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях, в изображениях представляется в виде

$$W_y(p) = \frac{Q(s)}{h(s)} = \frac{k_0}{(T_2^2 s^2 + T_1 s + 1)},$$

где  $k_0$  – постоянный коэффициент;  $s$  – параметр преобразования Лапласа,  $T_1$ ,  $T_2$  – константы, имеющие размерность времени.

Переходная функция

$$h(t) = h_3 \left( 1 - \frac{T_3}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_3}} + \frac{T_4}{T_3 - T_4} e^{-\frac{t}{T_4}} \right),$$

где коэффициенты  $T_3$  и  $T_4$  определяются соотношениями

$$T_2^2 = T_3 T_4; \quad T_1 = T_3 + T_4.$$

При заданных значениях параметров системы  $T_1 = 0,017 \text{ с}$ ;  $T_2 = 2,473 \cdot 10^{-3} \text{ с}$ ;  $T_3 = 0,017 \text{ с}$ ;  $T_4 = 3,696 \cdot 10^{-4} \text{ с}$ .

График переходной функции представлен на рисунке 5.

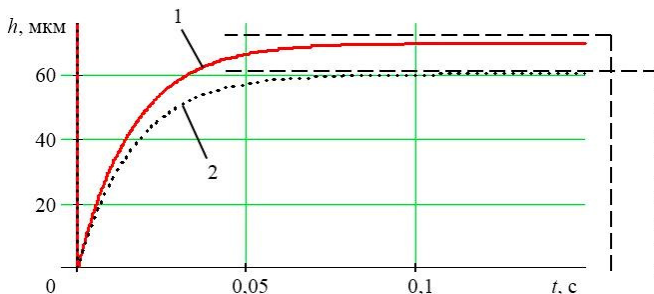


Рисунок 5 – График зависимости зазора  $h$  в ГО от времени  $t$ :

1 – без системы автоматического регулирования; 2 – при использовании системы

Таким образом, в работе построена математическая модель гидростатической опоры, а также представлены результаты расчета зазора в гидростатических направляющих, демонстрирующие эффективность предлагаемой системы автоматического регулирования.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 **Базров, Б. М.** Основы технологии машиностроения : учеб. для вузов / Б. М. Базров. – М. : Машиностроение, 2005. – 736 с.

2 A method for predicting hydrostatic guide error averaging effects based on three-dimensional profile error / E. Qi [et al.] // Tribology International. – 2016. – Vol. 95. – P. 279–289.

3 **Ефремов, В. Д.** Металлорежущие станки / В. Д. Ефремов, В. А. Горохов, А. Г. Схиртладзе. – Старый Оскол : Тонкие наукоемкие технологии, 2015. – 695 с.

4 **Муслимов, А. П.** Двухконтурное автоматическое устройство регулирования подачи инструмента и зазора в гидростатических направляющих суппорта станка / А. П. Муслимов, А. А. Алмасбеков // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. – 2018. – № 2 (46). – С. 131–135.

5 Преобразование материальных поверхностей и конечные деформаций упругих тел / Т. Б. Дуйшеналиев [и др.] // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. – 2019. – № 2–1 (50). – С. 292–302.

6 **Юнусов, Ф. И.** Исследование скорости подачи суппорта станка на гидростатических направляющих / Ф. И. Юнусов, О. В. Неженко // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. – 2010. – № 19. – С. 128–133.

7 **Андреев, Г. Н.** Проектирование технологической оснастки : учеб. пособие для высших учебных заведений / Г. Н. Андреев, В. Ю. Новиков, А. Г. Схиртладзе. – М. : Станкин, 1997. – 416 с.

8 **Антонов, В. Н.** Адаптивное управление в технических системах : учеб. пособие / В. Н. Антонов, В. А. Терехов, И. Ю. Тюкин. – СПб. : Издательство СПбГУ, 2001. – 244 с.

9 **Аскарбеков, Р. Н.** Испытания на кручение резинометаллических опор / Р. Н. Аскарбеков // Механика. Исследования и инновации. – 2016. – Вып. 9. – С. 13–17.

10 Активный контроль в машиностроении. Справочник / под. ред. Е. И. Педь. – М. : Машиностроение, 1978. – 352 с.

11 **Андрианов, А. И.** Прогрессивные методы технологии машиностроения / А. И. Андрианов. – М. : Машиностроение, 1975. – 273 с.

12 **Жолудева, Н. С.** Разработка дискретного гидропривода станка на гидростатических направляющих с частотно-импульсным регулятором скорости / Н. С. Жолудева // Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. – 2009. – № 17. – С. 210–216.

*A. P. MUSLIMOV, A. A. ALMASBEKOV, R. N. ASKARBEKOV*

*Kyrgyz State Technical University named after I. Razzakov, Bishkek, Kyrgyzstan*

## **RESEARCH OF THE AUTOMATIC CLEARANCE REGULATION SYSTEM OF LATHE HYDROSTATIC GUIDES**

An important issue in the design of machine tools for finishing parts is the stabilization of the gap in the hydrostatic guides of the lathe, which ensures the accuracy of processing products and increases labor productivity. The paper presents a mathematical model of the developed gap regulating automatic system. The calculation results are presented, they demonstrate the effectiveness of the developed system.

**Keywords:** hydrostatic guides, gap, hydraulic support, flow regulator, amplifier.

Получено 16.10.2020