

УДК 621.822.172

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА

Н.А. Пелевин^а, В.А. Прокопенко^а, И.А. Чернов^б

^а Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, 195251, Российская Федерация

^б ЗАО «Рент.Ру», Санкт-Петербург, 199178, Российская Федерация

Адрес для переписки: ivache2@mail.ru

Информация о статье

Поступила в редакцию 16.06.16, принята к печати 23.08.16

doi: 10.17586/2226-1494-2016-16-5-936-945

Язык статьи – русский

Ссылка для цитирования: Пелевин Н.А., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Математическое и компьютерное моделирование системы автоматического регулирования гидростатического подшипника // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2016. Т. 16. № 5. С. 936–945. doi: 10.17586/2226-1494-2016-16-5-936-945

Аннотация

Приведены результаты моделирования динамики гидростатического подшипника шпиндельного узла серийного гибкого производственного модуля ЛР400ПМФ-4, имеющего дроссельную систему управления. Показана необходимость повышения динамического качества системы автоматического регулирования гидростатического подшипника с использованием корректирующих средств в виде RC-цепей. Отмечены особенности выбора параметров коррекции, связанные с наличием перекрещивающихся связей в структуре системы автоматического регулирования. Разработана структурная схема системы автоматического регулирования гидростатического подшипника в рабочем поле Simulink и циклический алгоритм программы определения параметров RC-цепи, реализованной в пакете MATLAB, с учетом тепловых процессов, характерных для чистовых режимов резания. Представлен метод выбора параметров коррекции на основе градиента запаса устойчивости по фазе с определением динамического качества системы автоматического регулирования, выполнены исследования возможностей его оценки при использовании в качестве гидроемкости RC-цепи стандартного металлического сильфона. Сформированы рекомендации для выбора сильфона и проверки показателей динамического качества по переходным процессам, расчет которых проводится с помощью разработанных для MATLAB соответствующих программ. Приведены примеры графиков градиента запаса устойчивости по фазе с выделением различных областей динамического качества гидростатического подшипника для различных частот вращения шпинделя и описанием процедуры использования функции *data cursor* панели инструментов MATLAB. Показано, что при введении коррекции улучшение динамики гидростатического подшипника на малых нагрузках, характерных для чистовых высокоточных технологических операций, сказывается на снижении динамических показателей для больших нагрузок при меньших частотах вращения шпинделя.

Ключевые слова

гидростатический подшипник, система управления, металлорежущий станок, динамические характеристики, модель, программный пакет

MATHEMATICAL AND COMPUTER MODELING OF AUTOMATIC CONTROL SYSTEM FOR HYDROSTATIC BEARING

N.A. Pelevin^а, V.A. Prokopenko^а, I.A. Chernov^б

^а Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, 195251, Russian Federation

^б "Rent.Ru", JSC, Saint Petersburg, 199178, Russian Federation

Corresponding author: ivache2@mail.ru

Article info

Received 16.06.16, accepted 23.08.16

doi: 10.17586/2226-1494-2016-16-5-936-945

Article in Russian

For citation: Pelevin N.A., Prokopenko V.A., Chernov I.A. Mathematical and computer modeling of automatic control system for hydrostatic bearing. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2016, vol. 16, no. 5, pp. 936–945. doi: 10.17586/2226-1494-2016-16-5-936-945

Abstract

The paper presents simulation results of hydrostatic bearing dynamics in spindle assembly of standard flexible production module with throttled circuit. The necessity of dynamic quality increase for automatic control system of the hydrostatic bearing with the use of correcting means in the form of RC-chains is shown. The features of correction parameters choice coming from the existence of the crossing connections in automatic control system structure are noted. We propose the block diagram of automatic control system of the hydrostatic bearing in Simulink working field and cyclic algorithm for determination program of RC-chain parameters implemented in MATLAB taking into account typical thermal processes for the finishing treatment. Graphic-analytical method for the correction parameters choice is presented based on the stability stock phase gradient for dynamic quality determination of automatic control system. Researches of the method estimability in case of using the standard metal bellow valve as the hydrocapacity for RC-chain are also carried out. Recommendations for the bellow valve choice are formulated. The check of dynamic quality indicators concerning transition processes calculated by means of the appropriate programs developed for MATLAB is performed. Examples are given for phase stability factor gradient schedules with partition of various areas of hydrostatic bearing dynamic quality for different frequencies of spindle rotation and procedure description of *data cursor* function application on MATLAB toolbar. Improvement of hydrostatic bearing dynamics under typical low loadings for finishing treatment is noted. Also, decrease of dynamic indicators for high loadings treatment in case of roughing treatment is marked.

Keywords

hydrostatic bearing, control system, metal-cutting machine tool, dynamic characteristics, model, software package

Введение

Развитие и совершенствование технологического обрабатывающего оборудования связано с решением задач повышения его эффективности при росте производительности, быстроходности, точности, виброустойчивости и т.п., что непосредственно влияет на показатели качества изготовления деталей и выпускаемой продукции. Важнейшую роль при этом имеет проведение расчетов и исследований показателей динамического качества (ДК), характеристик металлорежущих станков (МРС) и их основных узлов. Значительное влияние на динамику [1] МРС оказывают привод главного движения и шпиндельный узел (ШУ). Широко используемые в настоящее время в ШУ МРС опорные узлы на базе подшипников качения (более 90%) практически не имеют потенциала существенного роста эксплуатационно-технических характеристик. В этой ситуации сравнительные испытания [2, 3] показывают существенное преимущество гидростатических подшипников (ГСП) по комплексу показателей.

Однако реализация достоинств ГСП [4, 5] вызывает определенные сложности, как проектные [6], так и технологические [7, 8]. Длительное время выполняемые работы связаны с расширением комплекса решаемых задач, при этом выявляются новые проблемы как теоретического характера [9, 10], так и связанные с возможностями реализации ГСП, а также их эксплуатацией [11]. Проводимая систематизация состояния вопроса [12–14] постоянно развивается и совершенствуется, между тем круг нерешенных задач остается достаточно широким. В первую очередь, для ШУ МРС это относится к анализу тепловых процессов и ДК, особенно при их взаимосвязи. С учетом существенного уменьшения фактической вязкости рабочей жидкости в области диапазона быстроходных операций МРС при проектировании ГСП важным является определение реального изменения параметров по отношению к начальным их значениям. Эти изменения должны также отражаться и в функционировании физико-математической модели при оценке динамики ГСП. Решение задачи осложняется взаимным влиянием друг на друга происходящих изменений, что серьезно усложняет расчеты, исследования и анализ характеристик при разработке, модернизации и эксплуатации оборудования. В настоящей работе рассматривается совершенствование аппарата комплексных исследований влияния тепловых процессов на динамические характеристики ГСП ШУ с использованием программного пакета высокого уровня MATLAB&Simulink. Как известно [15, 16], он является наиболее универсальным продуктом, предназначенным для решения различных задач. Встроенные в него функции и средства могут взаимодействовать с различными моделями систем автоматического регулирования (САР), выполненными в Simulink, что удобно при исследованиях динамики ГСП. Кроме того, в MATLAB может быть реализована функция автоматической линеаризации [17] нелинейных моделей, к которым относится и САР ГСП.

Моделирование систем автоматического регулирования гидростатического подшипника

В пакете MATLAB для реализации расчетно-вычислительных процедур разработана библиотека [18] программ и моделей по исследованиям ГСП с различными типами схем управления (СУ) опор: дроссельная, насос-карман, регуляторная и их комбинации [19].

Расчетная схема ГСП с дроссельной СУ приведена на рис. 1, и на ней использованы следующие обозначения: p_n – давление питания; $R_{др}$ – дроссель управления; p_1 , p_2 – давления в оппозитно расположенных опорах ГСП; R_h – внешняя радиальная нагрузка на шпиндель; R_A , C_A , Q_A – соответственно гидросопротивление, гидроемкость и расход в корректирующей RC-цепи.

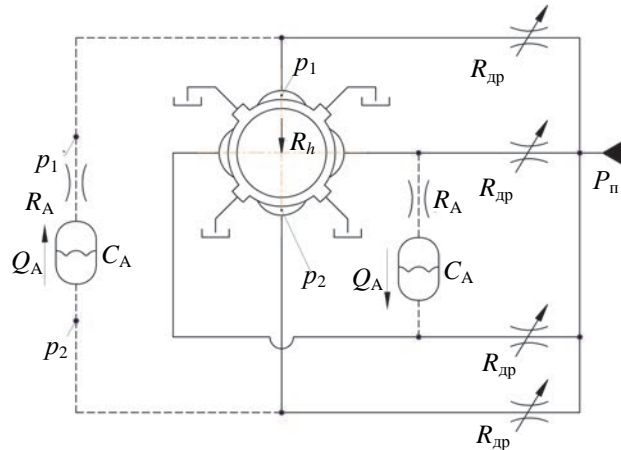


Рис. 1. Расчетная схема дроссельного гидростатического подшипника

Физико-математическое описание поведения в динамике ГСП представляет систему дифференциальных уравнений (УР), включающую в себя уравнения равновесия подвижного узла, баланса расходов, а также соотношения зазоров [20]:

$$\begin{cases} M\ddot{h}_1 = R_h + \frac{p_1}{2}(l_1B_1 + b_1L_1) - \frac{p_2}{2}(l_2B_2 + b_2L_2) - \\ - \frac{\mu\dot{h}_1}{4h_1^3} \left[(B_1 - b_1)^3 l_1 + (L_1 - l_1)^3 b_1 \right] - \frac{\mu\dot{h}_1}{4h_2^3} \left[(B_2 - b_2)^3 l_2 + (L_2 - l_2)^3 b_2 \right] \\ \frac{p_n - p_1}{R_{др1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) + \frac{V_{пр1}}{E_m} \dot{p}_1 + \dot{h}_1 (B_1 l_1 + b_1 L_1 - 2b_1 l_1) \\ \frac{p_n - p_2}{R_{др2}} = \frac{p_2 h_2^3}{3\mu} \left(\frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{b_2}{L_2 - l_2} \right) + \frac{V_{пр2}}{E_m} \dot{p}_2 + \dot{h}_2 (B_2 l_2 + b_2 L_2 - 2b_2 l_2) \\ h_2 = h_\Sigma - h_1 \end{cases} \quad (1)$$

где h_1 – зазор между подвижным узлом (ПУ) и базовой опорой; h_2 – зазор между ПУ и замыкающей опорой; $h_1 + h_2 = h_\Sigma$ – суммарный (диаметральный) зазор в ГСП; M – приведенная масса шпинделя; $V_{пр1}$ и $V_{пр2}$ – приведенный объем рабочей жидкости базовой и замыкающей опоры соответственно; E_m – модуль объемной сжимаемости рабочей жидкости; μ – динамическая вязкость рабочей жидкости; $R_{др1}$ и $R_{др2}$ – соответственно гидросопротивления дросселей; b, l, B, L – геометрические размеры опоры (с индексом: 1 – базовая опора; 2 – замыкающая опора).

Получение логарифмических частотных характеристик (ЛЧХ), необходимых для оценки и исследования показателей ДК, производится по структурной схеме, соответствующей системе уравнений (1). Ее необходимо преобразовать к виду (рис. 2, а), позволяющему разорвать отрицательную обратную связь и получить для САР выражение передаточной функции $W(S)$ при концентричном положении шпинделя:

$$W(S) = k_0 \frac{T_3 S + 1}{S(T_1 S + 1)(T_2 S + 1)},$$

где $k_0 = \frac{2k_2 k_4}{k_1 k_3}$, k_1, k_2, k_4, k_3 – коэффициенты и T_1, T_2, T_3 – постоянные времени, получаемые линеаризацией системы (1) и переходом к приращениям переменных (Δ) и операторной форме [20] (S -оператор Лапласа).

Определение ДК САР по $W(S)$ при частоте вращения шпинделя $n_{\min}=0$ об/мин проблем не вызывает. Могут быть использованы различные пакеты: SIAM, MBTU, Mathcad и др. Но при увеличении n все параметры САР (расход жидкости и ее вязкость, давление в опорах, потребляемая мощность, гидросопротивление управляющих устройств и т.п.) изменяются, взаимно влияя друг на друга, и усложняют необходимые вычисления, что в конечном итоге делает их весьма приближенными. Причем все это касается чистовых режимов обработки, где показатели ДК ГСП наиболее востребованы. Большими возможностями решения подобных задач обладает упомянутый пакет MATLAB.

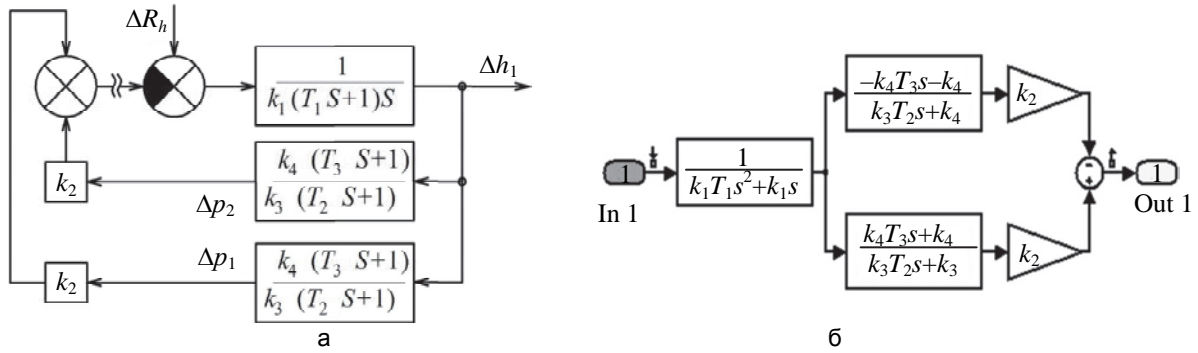


Рис. 2. Структурные схемы: преобразованная система автоматического регулирования дроссельного гидростатического подшипника (а); преобразованная разомкнутая структурная схема управления дроссельного гидростатического подшипника в рабочем поле Simulink (б)

Математический аппарат расчета компьютерной модели с использованием MATLAB&Simulink

В рабочем поле Simulink преобразованная структура САР реализуется по форме (рис. 2, б). При этом должны быть введены блоки входа САР (*In*) и выхода (*Out*), необходимые в дальнейшем для взаимодействия с программами MATLAB.

За объект исследований принят серийный гибкий производственный модуль ЛР400ПМФ-4, имеющий ГСП ШУ с дроссельной СУ. Такая СУ ГСП реализована без средств динамической коррекции. Исследование проведено при следующих исходных данных ГСП:

- приведенная масса ШУ – $M = 50$ кг;
- максимальная частота вращения шпинделя – $n_{max} = 3150$ об/мин;
- диаметр выдвигного шпинделя $D = 125$ мм;
- наибольшая радиальная нагрузка – $R_h = 10$ кН;
- рабочая жидкость – ИГП-18;
- радиальный зазор – $h_0 = 45 \cdot 10^{-6}$ м;
- модуль объемной сжимаемости масла – $E_m = 1,15 \cdot 10^{-6}$ Н/м²;
- давление питания – $p_n = 8,6 \cdot 10^6$ МПа;
- рабочая точка на статической характеристике – $m_0 = 0,5$ [21].

Расчет полученной модели в MATLAB производится методом пространства состояний – $[A, B, C, D]$ – с помощью функции *linmod* [17]. Применяя указанную функцию для САР без коррекции в виде $[A, B, C, D] = \text{linmod}('l_LH_ddnn')$, где 'l_LH_ddnn' – имя используемой модели, и далее функцию *margin* (A, B, C, D), можно получить ЛЧХ с искомыми частотой среза (ω_{cp}) и запасом по фазе ($\Delta\phi$), которые приведены на рис. 3 для двух вариантов вязкости рабочей жидкости: $\mu = 0,06$ Па·с, соответствующей низкочастотным n_{min} черновым режимам обработки, и $\mu = 0,038$ Па·с – при наибольшей частоте вращения ШУ на чистовых режимах n_{max} .

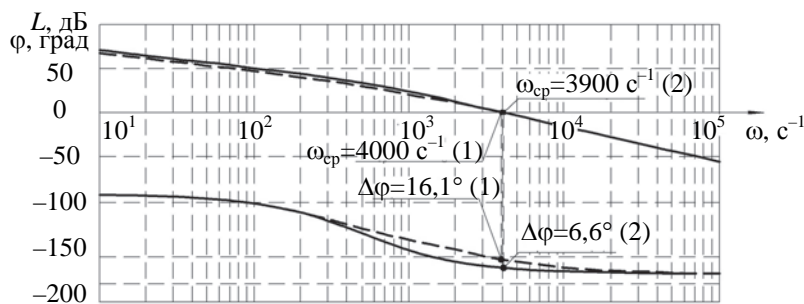


Рис. 3. Логарифмические частотные характеристики системы автоматического регулирования базового варианта гидростатического подшипника для вязкости $\mu = 0,06$ Па·с (1) и $\mu = 0,038$ Па·с (2)

Из анализа характеристик для разных вариантов вязкости следует, что с возрастанием частоты вращения до n_{max} практически вдвое снижается величина $\Delta\phi$. При этом во всем диапазоне возможной вязкости в соответствии с частотным критерием устойчивости [22] САР обеспечивает низкое ДК. Исходя из этого, переходные процессы (ПП) для такой САР в исходном варианте, построенные в нелинейном виде по разработанным для пакета MATLAB моделям и программам [18], показывают (рис. 4, кривые 1) наличие колебательности в системе во всем диапазоне частот вращения, как при малых, так и при больших нагрузках R_h .

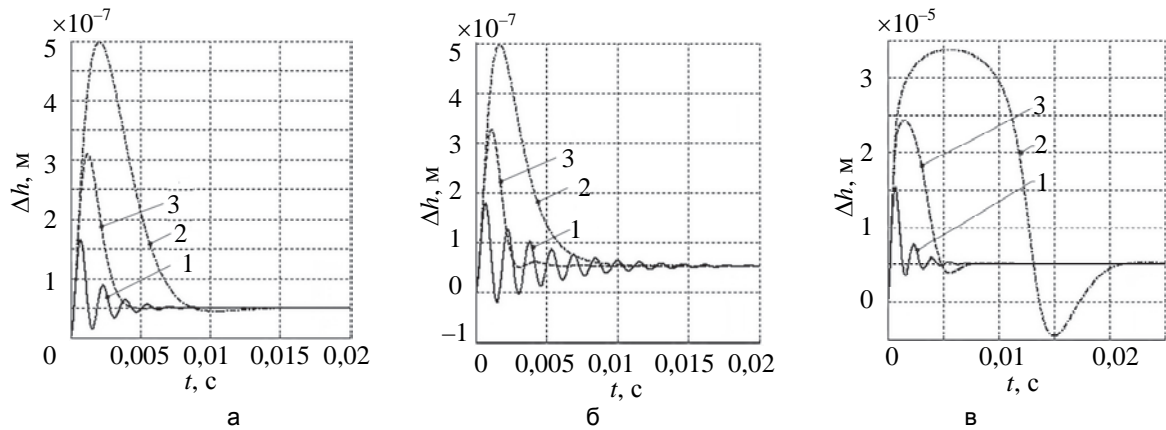


Рис. 4. Переходные процессы по статической ошибке Δh : $R_h=100$ Н при n_{\min} (а); $R_h=100$ Н при n_{\max} (б); $R_h=10$ кН при n_{\min} (в)

Для существенного повышения ДК САР рассматриваемого ГСП без изменения конструкции самого ШУ и МРС предлагается введение коррекции ГСП с помощью RC -цепи из последовательно соединенных дросселя R_A и гидравлической емкости C_A , включенной между противоположными гидростатическими опорами, как показано на рис. 1 пунктирными линиями [20]. Система уравнений (1) будет иметь отличия в уравнениях баланса расходов, а также добавится пятое уравнение расхода жидкости через RC -цепь:

$$\begin{cases} \frac{p_n - p_1}{R_{др1}} = \frac{p_1 h_1^3}{3\mu} \left(\frac{l_1}{B_1 - b_1} + \frac{b_1}{L_1 - l_1} \right) + \frac{V_{нр1}}{E_m} \dot{p}_1 + \dot{h}_1 (B_1 l_1 + b_1 L_1 - 2b_1 l_1) - Q_A \\ \frac{p_n - p_2}{R_{др2}} = \frac{p_2 h_2^3}{3\mu} \left(\frac{l_2}{B_2 - b_2} + \frac{b_2}{L_2 - l_2} \right) + \frac{V_{нр2}}{E_m} \dot{p}_2 + \dot{h}_2 (B_2 l_2 + b_2 L_2 - 2b_2 l_2) + Q_A \\ Q_A = C_A \cdot \dot{p}_2 - C_A \cdot \dot{p}_1 - C_A \cdot R_A \cdot \dot{Q}_A \end{cases} \quad (2)$$

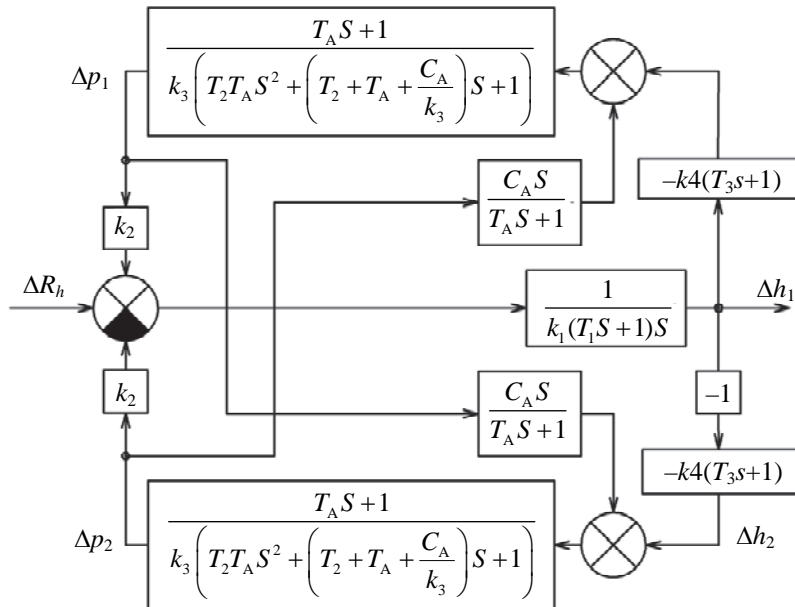


Рис. 5. Исходная структурная схема системы автоматического регулирования дроссельного гидростатического подшипника с RC -коррекцией

Структурная схема, соответствующая измененной таким образом системе уравнений, представлена на рис. 5. В дополнение к упомянутым ранее обозначениям на ней введена постоянная времени $T_A=C_A \cdot R_A$ корректирующего звена.

Введение RC -цепи усложняет структуру САР ГСП появлением перекрещивающихся связей. Как результат, невозможно преобразование структуры в передаточную функцию из типовых динамических звеньев. Хотя из такой структуры САР принципиально возможно получение ЛЧХ и ПП, а также оценка ее ДК (например, в МВТУ), дальнейший синтез желаемого ДК становится достаточно трудоемким и не-

наглядным, особенно из-за необходимости учета упомянутых выше тепловых процессов. Исходя из этого, аналогично варианту СУ без коррекции для расчета ЛЧХ систему уравнений необходимо соответствующим образом преобразовать [15], чтобы представить в рабочем поле Simulink уравнения УР₁ – УР₄ системы (1) и третье уравнение УР₅ системы (2) для последующего интегрирования с использованием встроенных решателей MATLAB, а также ввести переключатель подключения режима RC-коррекции (рис. 6). Для коммутирования сигналов на соответствующих входах использованы стандартные Simulink-блоки – *mux* [17]. В соответствии с рис. 2, б, также должны быть установлены следующие блоки для схемы: вход (*In*) и выход (*Out*).

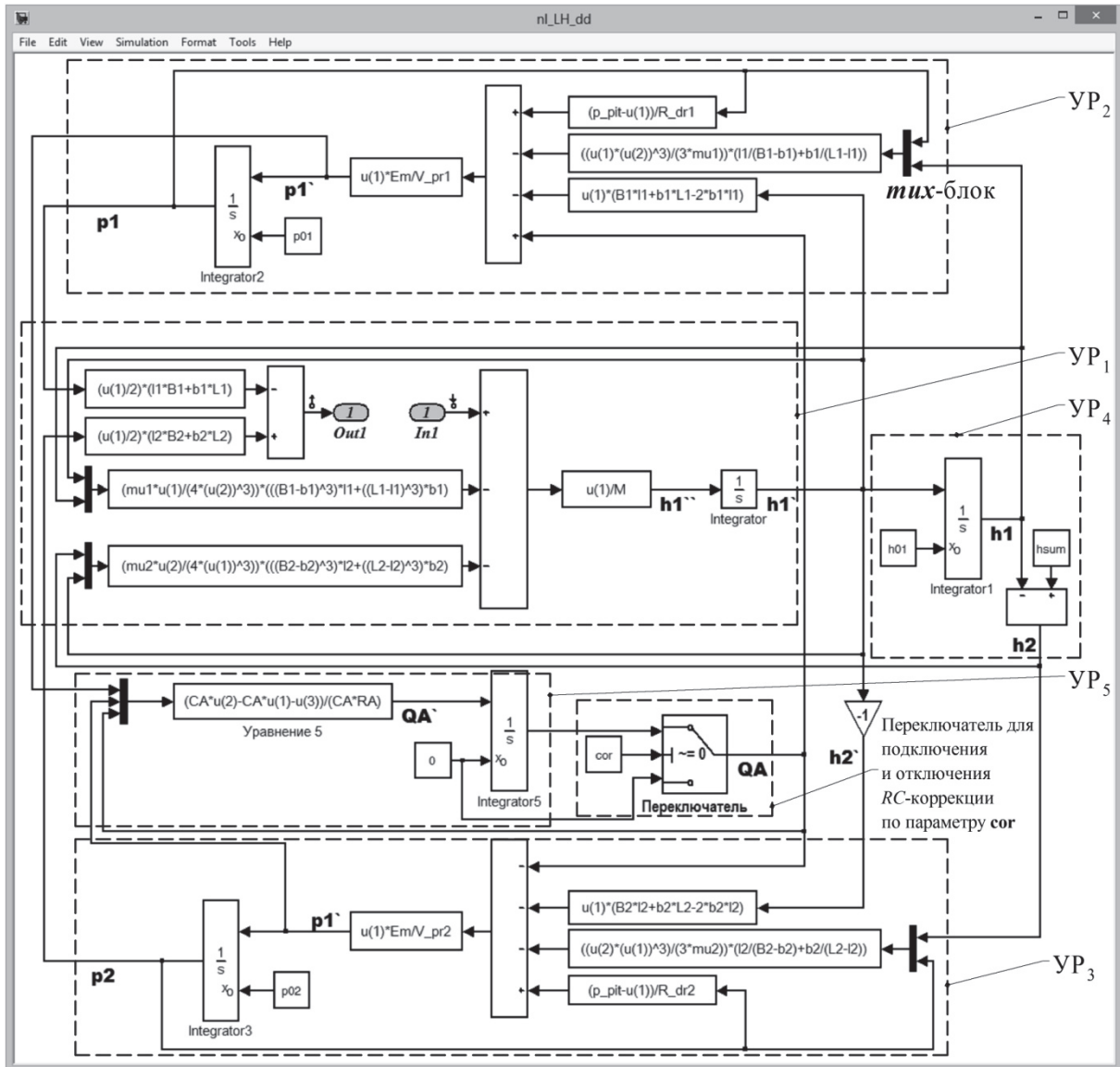


Рис. 6. Разомкнутая структурная схема системы автоматического регулирования дроссельного гидростатического подшипника с RC-коррекцией в рабочем поле Simulink

Параметрами коррекции являются значения гидроемкости C_A и гидросопротивления дросселя R_A . Установление этих значений представляет определенные сложности. В связи с этим в процессе проектирования ГСП актуальна задача упрощения этой процедуры. Для автоматизированного получения массива данных $\Delta\varphi$ при определенных диапазонах C_A и R_A известный алгоритм [18] был доработан с целью использования возможностей дополнительного учета тепловых процессов в ГСП, задаваемого значением расчетной частоты вращения ШУ ($n_{рас}$). Он представлен на рис. 7.

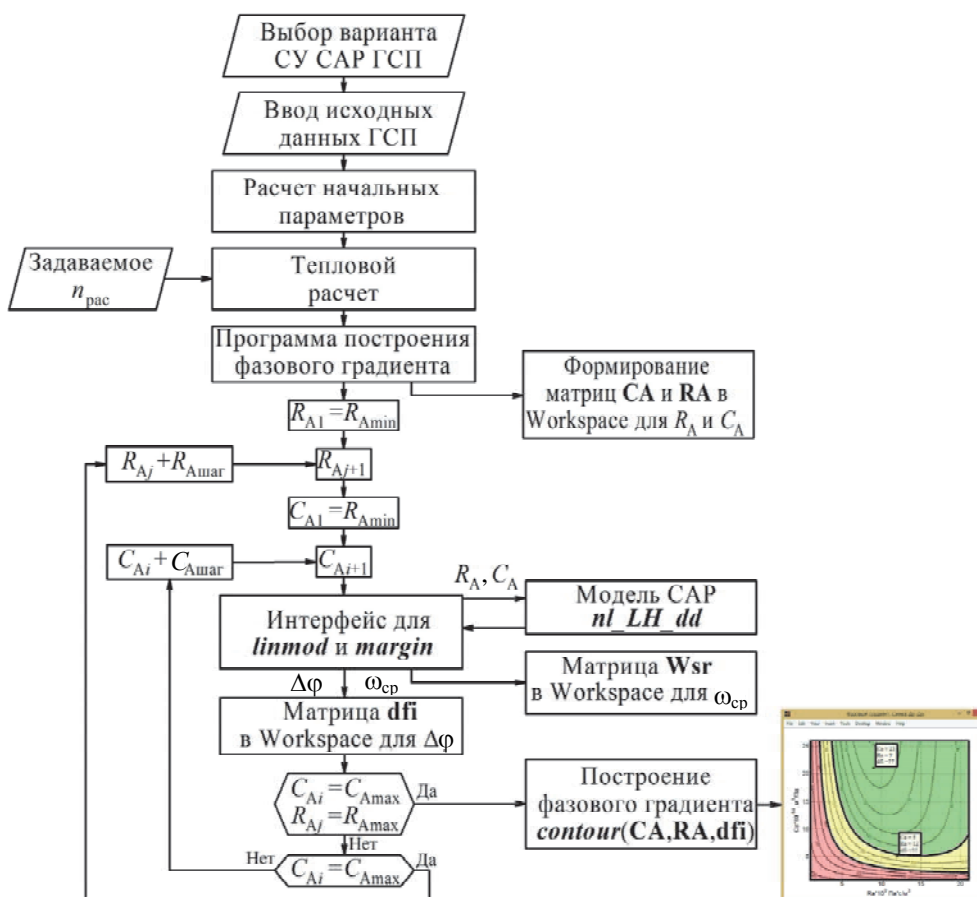


Рис. 7. Алгоритм программы для определения параметров коррекции в MATLAB

Основу алгоритма составляет цикл расчета по ЛЧХ значений $\Delta\varphi$ и ω_{cp} САР для определенных назначаемых при вводе диапазонов C_A и R_A (C_A и R_A – принятые в MATLAB обозначения переменных) с заданными шагами варьируемых параметров коррекции. Программа расчета требует выбора варианта одной из возможных [19] СУ ГСП и ввода соответствующих исходных данных ГСП. Далее программой вызываются и исполняются внешние программы, в которых производится расчет начальных параметров по программе *sp_SC*, тепловой расчет по программе *p_En*, а также расчет и построение фазового градиента по программе *p_FG*, для работы с которой разработаны модели САР ГСП, размещенные в созданной библиотеке MATLAB [18]. При исследовании использована модель САР *nl_LH_dd* (рис. 6) расчета ЛЧХ для дроссельного варианта СУ САР, который применен в базовом MPC. В результате взаимодействия модели с функциями *linmod* и *margin* в рабочем пространстве *Workspace* [16] MATLAB формируются матрицы $\Delta\varphi$ (*dfi* – обозначение в MATLAB) и ω_{cp} (*Wsr* – обозначение в MATLAB). При исполнении программы соответствующие результаты выводятся в графическом окне как зависимость (рис. 8) фазового градиента $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$, содержащего линии постоянных значений $\Delta\varphi$ на плоскости, образованной координатами C_A и R_A в заданных диапазонах.

Выбор параметров коррекции по зависимости $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$

При выборе и оценке параметров коррекции для определенной точки на плоскости фазового градиента $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$ используется функция *data cursor* панели инструментов графического окна, с помощью которой установкой курсора (черная метка) может быть выбрана точка с определенными для нее значениями частоты ω_{cp} , наибольшего достижимого $\Delta\varphi$ и параметрами коррекции C_A и R_A . Соответствующий диапазон частот ω_{cp} для САР ГСП, как правило [19, 20], составляет 1000–10000 c^{-1} , поэтому, согласно [22], график фазового градиента можно условно разделить на три области САР: низкого ДК (где $0^\circ \leq \Delta\varphi < 40^\circ$), невысокого ДК ($40^\circ \leq \Delta\varphi < 55^\circ$) и высокого ДК ($\Delta\varphi \geq 55^\circ$).

Формально могут быть сразу выбраны значения C_A и R_A , обеспечивающие $\Delta\varphi$ для достижения высокого ДК САР (по рис. 8 – $\Delta\varphi \geq 55^\circ$, для n_{min} и n_{max}): $C_A = 21 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ и $R_A = 9 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot c/\text{м}^3$. При этом отмеченное значение гидроемкости C_A соответствует ее исполнению в виде стандартного металлического сильфона [20] ГОСТ 21482-76 (Сильфон 18×10×0,25 – 36НХТЮ), удовлетворяющего условиям его прочности по давлению: для указанного сильфона $p_{max} = 12,3 \text{ МПа}$. Зависимость $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$ должна быть

построена для значений n_{\min} и n_{\max} и оценка ДК проводится для обоих этих случаев. Однако при окончательном назначении параметров коррекции следует учитывать два обстоятельства.

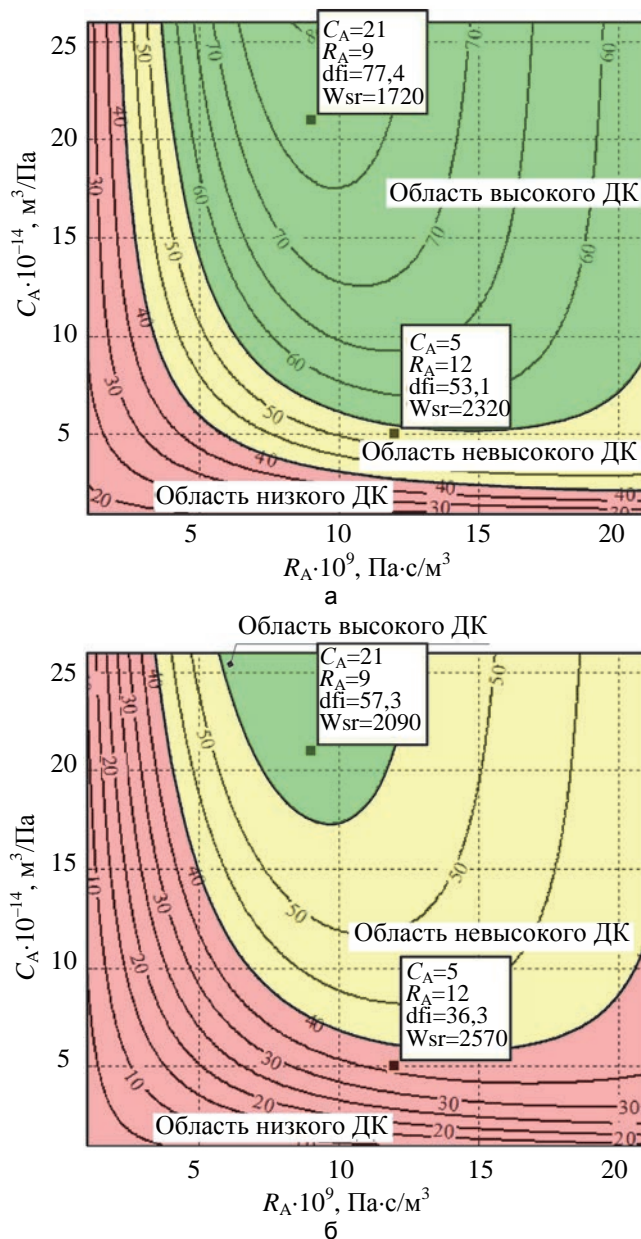


Рис. 8. Распределение фазового градиента $\Delta\varphi = \text{grad}(R_A; C_A)$: при n_{\min} (а); при n_{\max} (б)

Во-первых, при значительных величинах C_A одновременно со снижением колебательности при малых нагрузках могут существенно ухудшаться динамические характеристики при больших нагрузках. Так, при отмеченных параметрах коррекции действительно отсутствует (в отличие от рис. 4, кривая 1) колебательность при малых нагрузках (рис. 4, а, б, кривая 2), но при $R_H=10$ кН появляется некоторая колебательность (рис. 4, в, кривая 2), существенно увеличивается время ПП и динамическая ошибка, что снижает виброустойчивость на черновых режимах, определяющих, в основном, производительность обработки.

Во-вторых, необходимо иметь в виду возможность реализации гидроемкости C_A . Выбор C_A осуществляется по условиям прочности сильфона. Кроме того, должна быть выполнена проверка по перепаду давления (Δp_d) на нем в динамике при наибольших нагрузках. Такая проверка возможна с использованием программы p_{PP} [23]. Для обеспечения большего запаса прочности по давлению (как по p_{\max} , так и по Δp_d) следует выбирать ближайший по значению C_A сильфон (Сильфон $11 \times 10 \times 0,63 - 36\text{HXТЮ}$), имеющий при величине $C_A=5 \cdot 10^{-14}$ м³/Па значение $p_{\max}=14,5$ МПа. На рис. 8 черной точкой отмечены достижимые значения $\Delta\varphi$ при упомянутом значении C_A и $R_A=12 \cdot 10^9$ Па·с/м³, для которых критерий $\Delta\varphi$ находится в области невысокого ДК САР. Вследствие этого на ПП (рис. 4, а, б, кривые 3) видны, хотя и

незначительные, признаки колебательности. При этом на больших нагрузках (рис. 4, в, кривые 3) упомянутое ухудшение динамики проявляется в существенно меньшей степени. Таким образом, из анализа графиков ПП следует, что скорректированная САР при этом не в полной мере удовлетворяет высокому ДК [22], хотя колебательность исходного варианта САР (рис. 4) практически полностью исключена.

Заключение

Выполнено математическое и компьютерное моделирование в среде MATLAB&Simulink для дроссельной системы управления гидростатического подшипника на основе модели, взаимодействующей с программами, которые позволяют учитывать тепловые процессы для чистовых режимов резания. С целью повышения динамического качества реализована процедура определения параметров корректирующей RC-цепи на основе анализа градиента $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$ запаса устойчивости по фазе. Установлено, что улучшение динамики при введении коррекции на чистовых режимах приводит к ухудшению динамических показателей на черновых режимах, поэтому требуется проведение дополнительного анализа системы автоматического регулирования гидростатического подшипника по переходным процессам. Показано, что при выборе по графику градиента корректирующей гидроемкости в виде стандартного сигнала необходимо выполнить его проверку в соответствии с показателями запаса прочности. Методика позволяет с использованием градиента $\Delta\varphi = grad(R_A; C_A)$ выполнять сравнительные расчеты и исследование разных систем управления для проектирования шпиндельных узлов металлорежущих станков и другого технологического оборудования. Методика может быть весьма полезной при проведении модернизации действующего станочного парка с целью обеспечения условий повышения рабочих характеристик (нагрузочной способности, быстроходности, виброустойчивости, и т.п.), уменьшения издержек функционирования, расширения технологических возможностей станка, повышения конкурентоспособности.

Литература

1. Ramamurti V., Kumar K.E.M. Machine tool dynamics - a review // *Proc. Indian natn. Sci. Acad.* 1996. V. 62. N 2. P. 125–136.
2. Voll H. Abrenzung der Andwendunf von Walzlagerungen gegenüber anderen Lagersystemen // *FAG. Publ.* № 02113 DA. 1984. P. 48–56.
3. Молодцов В.В., Чурилин А.В., Бушуев В.В. Опоры высокоскоростных шпиндельных узлов современных станков // *Вестник МГТУ Станкин.* 2014. № 4. С. 85–97.
4. Mohsin M.E., Morsi S.A. The dynamic stiffness of controlled hydrostatic bearings // *Journal of Lubrication Technology.* 1969. V. 91. N 4. P. 597–608.
5. Przybyl R. Some aspects of application of the hydrostatic bearings in machine tools // *Mechanics and Mechanical Engineering.* 2008. V. 12. N 3. P. 243–253.
6. Rothenhofer G., Slocum A., Yui A. Design, dynamic modeling, simulation and feedback control of a hydrostatic thrust bearing // *Proc. 10th Int. Conf. of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2008.* Zurich, Switzerland, 2008. P. 509–513.
7. Bassani R., Piccigallo B. *Hydrostatic Lubrication.* Amsterdam: Elsevier, 1992. 541 p.
8. Stansfield M.F. *Hydrostatic Bearings for Machine Tools and Similar Applications.* Machinery Publishing, 1970. 227 p.
9. Privalov V.V., Privalova O.V., Prokopenko V.A., Skubov D.Ju. Simulation and nonlinear analysis of the dynamic properties of hydrostatic bearing systems / In: 44IWK99. Ilmenau: TUI, 1999. P. 273–278.
10. Hesselbach J., Abel-Keilhack C. Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid // *Journal of Applied Physics.* 2003. V. 93. N 10. P. 8441–8443. doi: 10.1063/1.1555850
11. Бушуев В.В., Кузнецов А.П., Сабиров Ф.С., Хомяков В.С., Молодцов В.В. Состояние и направления развития научных исследований в станкостроении // *СТИН.* 2015. № 11. С. 12–20.
12. Bhushan B. *Principles and Applications of Tribology.* NY: Wiley, 2013. 1006 p.
13. Rowe W.B., Cheng K. Hypermedia as a design tool with application to design of fluid film journal bearings // *CIRP Annals - Manufacturing Technology.* 1992. V. 41. N 1. P. 209–212. doi: 10.1016/S0007-8506(07)61187-1
14. Favareto M, Razelli G. Design and testing of universal hydrostatic boring spindle // *Extern. Pressur. Bearings,* London, 1972. P. 309–316.
15. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Возможности

References

1. Ramamurti V., Kumar K.E.M. Machine tool dynamics - a review. *Proc. Indian natn. Sci. Acad.*, 1996, vol. 62, no. 2, pp. 125–136.
2. Voll H. Abrenzung der Andwendunf von Walzlagerungen gegenüber anderen Lagersystemen. *FAG, publ.* no. 02113 DA, 1984, pp. 48–56.
3. Molodtsov V.V., Churilin A.V., Bushuev V.V. High-speed spindle bearings for modern machines. *Vestnik of MSTU Stankin*, 2014, no. 4, pp. 85–97.
4. Mohsin M.E., Morsi S.A. The dynamic stiffness of controlled hydrostatic bearings. *Journal of Lubrication Technology*, 1969, vol. 91, no. 4, pp. 597–608.
5. Przybyl R. Some aspects of application of the hydrostatic bearings in machine tools. *Mechanics and Mechanical Engineering*, 2008, vol. 12, no. 3, pp. 243–253.
6. Rothenhofer G., Slocum A., Yui A. Design, dynamic modeling, simulation and feedback control of a hydrostatic thrust bearing. *Proc. 10th Int. Conf. of the European Society for Precision Engineering and Nanotechnology, EUSPEN 2008.* Zurich, Switzerland, 2008, pp. 509–513.
7. Bassani R., Piccigallo B. *Hydrostatic Lubrication.* Amsterdam, Elsevier, 1992, 541 p.
8. Stansfield M.F. *Hydrostatic Bearings for Machine Tools and Similar Applications.* Machinery Publishing, 1970, 227 p.
9. Privalov V.V., Privalova O.V., Prokopenko V.A., Skubov D.Ju. Simulation and nonlinear analysis of the dynamic properties of hydrostatic bearing systems. In: 44IWK99. Ilmenau, TUI, 1999, pp. 273–278.
10. Hesselbach J., Abel-Keilhack C. Active hydrostatic bearing with magnetorheological fluid. *Journal of Applied Physics*, 2003, vol. 93, no. 10, pp. 8441–8443. doi: 10.1063/1.1555850
11. Bushuev V.V., Kuznetsov A.P., Sabirov F.S., Khomyakov V.S., Molodtsov V.V. Trends in research on metal-cutting machines. *Russian Engineering Research*, 2016, vol. 36, no. 6, pp. 488–495. doi: 10.3103/S1068798X16060083
12. Bhushan B. *Principles and Applications of Tribology.* NY, Wiley, 2013, 1006 p.
13. Rowe W.B., Cheng K. Hypermedia as a design tool with application to design of fluid film journal bearings. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 1992, vol. 41, no. 1, pp. 209–212. doi: 10.1016/S0007-8506(07)61187-1
14. Favareto M, Razelli G. Design and testing of universal hydrostatic boring spindle. *Extern. Pressur. Bearings*,

- и особенности пакета MATLAB Simulink при моделировании систем управления гидростатическими несущими узлами // Материалы 4-й Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование». СПб.: СПбГУ, 2014. С. 815–825.
16. Кондрашов В.Е., Королев С.Б. MATLAB как система программирования научно-технических расчетов. М.: Мир, 2002. 352 с.
 17. Борисевич А.В. Теория автоматического управления: элементарное введение с применением MATLAB [Электронный ресурс]. М.: Инфра-М, 2014. 200 с.
 18. Пелевин Н.А. Компьютерное моделирование энергетических процессов в шпиндельных гидростатических подшипниках // Труды международной научно-технической конференции КОМОД 2015. Санкт-Петербург, 2015. С. 74–82.
 19. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Особенности динамики шпиндельных гидростатических подшипников технологического оборудования // XII Международная научно-техническая конф. «Динамика технических систем». Ростов-на-Дону, 2015. С. 300–304.
 20. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Моделирование шпиндельных гидростатических подшипников и исследование возможностей повышения их динамического качества // Научно-технический вестник СПбГУ ИТМО. 2009. № 6. С. 32–37.
 21. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Чернов И.А. Металлорежущие станки. Проектирование гидростатических направляющих металлорежущих станков и станочных комплексов. СПб.: СПбГУ, 2009. 28 с.
 22. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М.: Машиностроение, 1983. 608 с.
 23. Бундур М.С., Прокопенко В.А., Пелевин Н.А. Прогнозирование динамического качества шпиндельных гидростатических подшипников при учете энергетических процессов // Металлообработка. 2016. № 2. С. 56–63.
 - London, 1972, pp. 309–316.
 15. Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Dynamic simulation of hydrostatic bearings using MATLAB Simulink framework. *Proc. 4th Int. Science and Practical Conference on Modern Engineering Technology, Science and Education*. St. Petersburg, SPbSPU Publ., 2014, pp. 815–825.
 16. Kondrashov V.E., Korolev S.B. *MATLAB kak Sistema Programirovaniya Nauchno-Tekhnicheskikh Raschetov* [MATLAB as a Programming System of Scientific and Technical Calculations]. Moscow, Mir, 2002, 352 p.
 17. Borisevich A.V. *Teoriya Avtomaticheskogo Upravleniya: Elementarnoe Vvedenie s Primeneniem MATLAB* [Automatic Control Theory: An Elementary Introduction using MATLAB]. Moscow, Infra-M Publ., 2014, 200 p.
 18. Pelevin N.A. Computer modeling of energy processes in the hydrostatic bearing spindle. *Proc. Int. Conf. on Computer Modeling, COMOD-2015*. St. Petersburg, 2015, pp. 74–82. (In Russian)
 19. Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A. Features of dynamics of hydrostatic head slides bearings of technological equipment. *Proc. XII Int. Conf. on Dynamics of Technical Systems*. Rostov-on-Don, Russia, 2015, pp. 300–304. (In Russian)
 20. Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A. Modeling and improving the dynamic characteristics of spindle units based on hydrostatic bearings. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2009, no. 6, pp. 32–37. (In Russian)
 21. Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A. *Metal-Cutting Equipment. Design of Hydrostatic Bearings*. Practical guidelines. St. Petersburg, SPbSPU Publ., 2009, 28 p. (In Russian)
 22. Ivashchenko N.N. *Avtomaticheskoe Regulirovanie. Teoriya i Elementy Sistem* [Automatic Control. Theory and System Elements Build-up]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983, 608 p.
 23. Bundur M.S., Prokopenko V.A., Pelevin N.A. Fore-casting of dynamic quality of spindle hydrostatic bearings at the consideration of energy processes. *Metalloobrabotka*, 2016, no. 2, pp. 56–63. (In Russian)

Авторы

Пелевин Никита Александрович – аспирант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, 195251, Российская Федерация, twic@inbox.ru

Прокопенко Вячеслав Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, доцент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, 195251, Российская Федерация, mmfgak@mail.ru

Чернов Иван Александрович – кандидат технических наук, заместитель генерального директора, ЗАО «Рент.Ру», Санкт-Петербург, 199178, Российская Федерация, ivache2@mail.ru

Authors

Nikita A. Pelevin – postgraduate, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, 195251, Russian Federation, twic@inbox.ru

Vyacheslav A. Prokopenko – PhD, Associate professor, Associate professor, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, 195251, Russian Federation, mmfgak@mail.ru

Ivan A. Chernov – PhD, Deputy general manager, "Rent.Ru", JSC, Saint Petersburg, 199178, Russian Federation, ivache2@mail.ru