

ДИНАМИКА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТЯЖЕЛОГО СТАНОЧНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

M.S. Bundur, N.A. Pelevin, V. A. Prokopenko

DYNAMICS OF HIGH-SPEED SPINDLE BLOCKS OF HEAVY MACHINE EQUIPMENT

При расчете динамики системы автоматического регулирования гидростатических подшипников важно учесть влияние изменяющихся энергетических параметров в опоре, особенно при чистовых операциях, выполняемых на станке. Исследована динамика гидростатических подшипников с учетом влияния указанных параметров. Выполнены расчеты для разных режимов работы шпиндельного узла серийного тяжелого производственного модуля с выдвижным шпинделем при использовании метода последовательного приближения с помощью, разработанных программ. Рассмотрена динамика гидростатических подшипников при различных вариантах систем управления. Разработан графо-аналитический метод определения параметров РС-коррекции для повышения динамического качества системы автоматического регулирования. Выполнен анализ динамики и даны рекомендации по разработке технологических режимов при выдвигании шпинделя с оправкой разной массы на наибольшей частоте вращения.

СТАНОК; ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ ПОДШИПНИК; СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ; ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО; КОРРЕКЦИЯ; ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ; ЗАПАС ПО ФАЗЕ; ПРИВЕДЕННАЯ МАССА.

The paper notes the importance of automatic control of hydrostatic bearings when computing the dynamics of a system, taking into account the influence of the changing energy parameters in a pad, especially during the finishing operations which are carried out on the machine-tool. Dynamics of hydrostatic bearings in view of the influence of the specified parameters is investigated. Calculations for different regimes of the spindle unit of the serial heavy manufacturing module with a sliding spindle are executed by the method of successive approach with the help the developed programs. The dynamics of hydrostatic bearings with various options of control systems is considered. The graphic-analytical method of determining the parameters of RC-correction for enhancing the dynamic quality of the system of automatic control is developed. The analysis of dynamics and recommendations about the development of technological modes at moving out of the spindle with holders of different mass at the largest frequency of rotation are made.

HYDROSTATIC BEARING; CONTROL SYSTEM; MACHINE-TOOL; DYNAMIC QUALITY; CORRECTION; ENERGY PARAMETERS; PHASE MARGIN; EQUIVALENT MASS.

Введение

Опоры качения шпиндельных узлов (ШУ) металлорежущих станков (МРС), как известно [1], существенно уступают даже некорректированным гидростатическим подшипникам (ГСП).

При проектировании ГСП необходимо производить комплексный расчет статических, динамических и энергетических показателей, причем учет влияния последних, а также вариации рабочих параметров (прежде всего приведенной

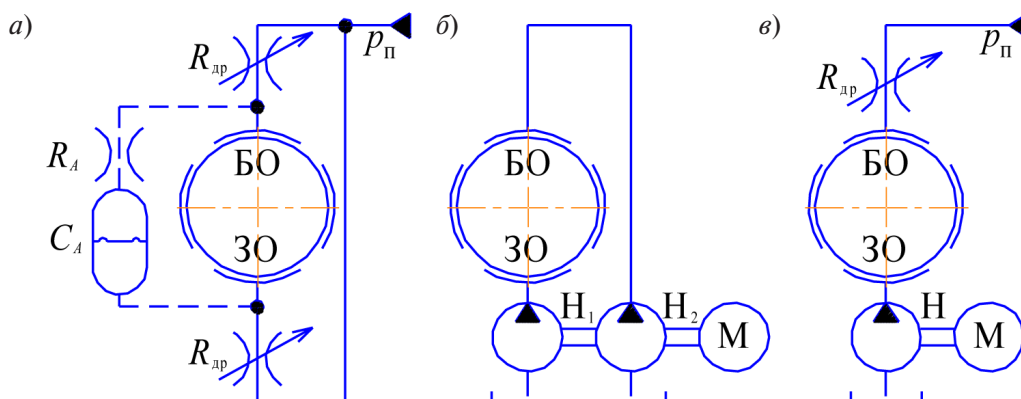


Рис. 1. СУ опорами ГСП

массы) на динамику ГСП требуют особого внимания. Поэтому совершенствование инструментария таких исследований весьма актуально.

Цель настоящей работы – совершенствование аппарата моделирования, расчета и исследований энергетических и динамических характеристик систем управления (СУ) гидростатическими подшипниками с учетом режимов работы шпиндельного узла МРС и энергетических процессов в опорах для улучшения технологических показателей МРС при их проектировании и модернизации.

Постановка и задачи исследования. Ряд важных вопросов реализации потенциала улучшения динамики ГСП МРС [2, 3] остаются нерешенными. В частности, в статье [4] о гибком производственном модуле ЛР400ПМФ-4 рассматривается ГСП как система автоматического регулирования (САР) [5, 6] и для нее выполнена оценка динамического качества при различных СУ ГСП, показаны возможности его повышения за счет введения в САР коррекции с помощью *RC*-цепей. В результате исследования для МРС в качестве СУ ГСП предложен вариант с заменой исходной дроссельной СУ (рис. 1, а) на СУ «насос–карман» (рис. 1, б) с соответствующей *RC*-коррекцией (табл. 1). При этом в расчете динамики САР не учтено влияние изменяющихся энергетических параметров в опоре ГСП, особенно для разных чистовых режимов работы ШУ, что делает расчет весьма приближенным. Для масла ИГП-18 принятая в расчетах [4] вязкость при $\mu = 0,06$ Па·с ($t = 20^\circ$), соответствует черно-

вому режиму работы ШУ, когда частота вращения шпинделя n_{min} составляет около 100–500 об/мин.

С учетом вышесказанного особое значение имеют дополнительные исследования динамики САР при вращении шпинделя как в черновых, так и в чистовых режимах работы ШУ. Исследуемый гибкий производственный модуль ЛР400ПМФ-4 имеет максимальную паспортную частоту вращения шпинделя $n_{max1} = 3150$ об/мин. Актуально рассмотреть расширение технологических возможностей станка при увеличении максимальной частоты вращения шпинделя до $n_{max2} = 4000$ об/мин. Эту необходимость подтвердили проведенные соответствующие технологические исследования нужных режимов (при растачивании и фрезеровании) [7].

Энергетические исследования ГСП

С ростом частоты вращения шпинделя изменяется целый ряд взаимно влияющих друг на друга параметров: динамическая вязкость масла уменьшается, давление в опоре падает, расход через опору увеличивается, повышается температура масла в самом подшипнике и на выходе из него, а для комбинированных СУ происходит радиальное смещение оси шпинделя [8].

По алгоритму, изложенному в [8], методом последовательного приближения с помощью разработанной в MATLAB программы выполнены расчеты изменяющихся энергетических параметров в диапазоне частот вращения шпинделя 0–4000 об/мин. Основные результаты

приведены в табл.1, где также даны значения параметров САР для динамического расчета ГСП: установившиеся зазоры для базовой (БО) и замыкающей (ЗО) опор h_{01} и h_{02} ; установившееся давление в опорах – p_0 ; расходы через них – Q_{01} и Q_{02} ; величины вязкостей для отдельных опор – μ_{cp01} и μ_{cp02} (в табл. 1 приведена средняя температура t_{cp0} и соответствующая ей величина μ_{cp0} для одной из опор при СУ, выполненной по вариантам 1 и 2, а для комбинированного варианта 3 СУ – t_{cp0} и μ_{cp0} для опоры, в которой возникает наибольший перегрев масла вследствие радиального смещения шпинделя).

Исследованы три варианта СУ, которые эквивалентны по жесткости ($C = 1,96 \cdot 10^9$ Н/м) и нагрузочной способности: исходная дроссельная СУ (вар. 1); предложенная в [4] СУ «насос–карман» (вар. 2) и комбинированная СУ (вар. 3) дроссель–«насос–карман» (рис. 1, в).

Анализируя полученные данные можно констатировать, что для варианта 1 СУ все значения температуры t_{max} на выходе из опоры ГСП находятся в допустимом диапазоне [9]. По энергетическим показателям такая СУ обеспечивает возможность повышения быстроходности ШУ без изменения его конструкции. Температура на выходе из опоры при n_{max2} не превышает 42 °С.

Для СУ по варианту 2 при производительности насосов Q_0 0,7 л/мин, которая обеспечивает эквивалентные варианту 1 жесткость и несущую способность, при n_{max1} наибольшая температура на выходе из опор близка к допускаемой [$t^\circ = 50$ °С, а при n_{max2} существенно ее превышает, что не удовлетворяет требованиям предельного нагрева передних подшипников для МРС повышенного класса точности [10]. Ранее сделанный выбор [4] о предпочтительности такой СУ нуждается в корректировке. Если увеличить Q_0 до 1,2 л/мин (вариант 2*), то и при n_{max2} обеспечивается $t^\circ_{max} < [t^\circ]$. Что касается изменения начального давления в опорах, то для варианта 1 оно уменьшается при n_{max1} и n_{max2} соответственно на 21 и 27 %, а для варианта 2* – на 40 и 50% (при варианте 2 – на 50 и 60%). Таким образом, и по этому параметру при скоростных режимах шпинделя СУ «насос–карман» имеет худшие показатели.

Из анализа табл. 1 следует, что у ГСП с СУ по вариант 3 происходит радиальное смещение оси шпинделя при n_{max1} , что приводит к увеличению температуры масла, которое при n_{max2} находится у границы допустимого предела и составляет 50 °С.

Таким образом, установлено, что в базовом исполнении серийный тяжелый модуль соот-

Табл. 1

Результаты энергетических исследований ШУ ГСП с различными вариантами СУ

Вариант СУ	n , об/мин	$h_{01} \cdot 10^{-6}$, м	$h_{02} \cdot 10^{-6}$, м	p_0 , МПа	Q_{01} , л/мин	Q_{02} , л/мин	μ_{cp0} , Па·с	t_{cp0} , °С	t_{max} , °С
1	0	45	45	4,3	1,7	1,7	20		
	3150			3,4	2,0	2,0	29	29	37
	4000			3,1	2,1	2,1	31	31	42
2	0	45	45	1,8	0,7	0,7	20		
	3150			0,9	0,7	0,7	35	35	49
	4000			0,7	0,7	0,7	40	40	59
2*	0	45	45	3,0	1,2	1,2	20		
	3150			1,8	1,2	1,2	31	31	41
	4000			1,5	1,2	1,2	34	34	49
3	0	45	45	3,3	1,3	1,3	20		
	3150	47,8	42,2	2,3	1,7	1,3	31	31	42
	4000	48,5	41,5	2,6	1,8	1,3	34	31	50

ветствует заявленным в его паспортных данных условиям и характеристикам. При этом дроссельную СУ, в отличие от СУ «насос–карман», можно рекомендовать и в качестве варианта для возможности повышения верхнего предела частоты вращения до $n_{\max 2}$.

Динамика ГСП с учетом энергетических параметров

С учетом полученных при энергетическом расчете данных исследована по физико-математической модели ГСП [11] динамика САР ГСП с рассмотренными вариантами СУ.

По программе [12] расчета логарифмических частотных характеристик (ЛЧХ) получены значения запасов устойчивости по фазе ($\Delta\varphi$) [13] для вариантов СУ (табл. 2) в дополнение к приведенным ранее [4] для $n_{\min} = 0$ об/мин.

Из анализа полученных результатов следует, что при замене СУ по варианту 1 обеспечивается некоторый рост динамического качества САР ГСП, однако не достигаются показатели даже САР невысокого качества [13].

Таблица 2

Значения запаса по фазе САР ГСП для вариантов СУ

Вариант СУ	n , об/мин	$\Delta\varphi$, °	$\Delta\varphi_{RC}$, °
1	0	16	77
	3150	7	61
	4000	5	57
2*	0	17	84
	3150	10	70
	4000	8	66
3	0	18	83
	3150	9	67
	4000	8	63

Определение параметров коррекции САР ГСП

С учетом вышесказанного, рассмотрены возможности повышения динамического качества САР ГСП путем введения корректирующей RC-цепи (пунктирная линия, рис. 1, а) с параметрами C_A – гидравлическая емкость и R_A – гидравлическое сопротивление [11]. Определение их значений представляет определенные слож-

ности, в том числе и с использованием трехмерной поверхности $\Delta\varphi = f(C_A, R_A)$ [4]. Поэтому в процессе проектирования и модернизации ГСП МРС для специалистов актуальна задача упрощения этой процедуры.

Для определения вышеуказанных параметров коррекции разработан графо-аналитический метод [12], основанный на автоматизированном получении массива данных $\Delta\varphi$ в определенных диапазонах C_A и R_A . Реализуется метод с помощью программы, работающей по известному доработанному оптимизационному алгоритму [14], с использованием процедуры построения графика фазового градиента (ФГ) $\Delta\varphi = \text{grad}(C_A, R_A)$ в среде MATLAB, которая представляет собой циклы последовательного перебора параметров коррекции в заданном диапазоне принимаемых шагов δC_A и δR_A с последующим использованием их в расчете модели.

При исследовании различных САР ГСП применяется модель [15, 16] (рис. 2) расчета ЛЧХ для СУ по варианту 1 САР с RC-коррекцией. В результате взаимодействия функций *linmod* и *margin* [17, 18] с моделью в рабочем пространстве «Workspace» [19] MATLAB формируются матрицы запаса по фазе $\Delta\varphi$ и соответствующей частоты среза (ω_{cp}) ЛЧХ.

По модели построен график [12] ФГ для САР при n_{\min} , представленный на рис. 3, а. Для выбора и оценки значений C_A и R_A удобно использовать графическую функцию «Data Cursor» панели инструментов соответствующего графического окна MATLAB.

Точкой на ФГ отмечены параметры коррекции $C_A = 5 \cdot 10^{-14}$ м³/Па и $R_A = 12 \cdot 10^9$ Па·с/м³ [4], обеспечивающие $\Delta\varphi = 53^\circ$. Выбор гидроемкости C_A с эффективной площадью $F_{\text{эф}} = 0,6$ см² обусловлен прочностью по давлению ($p_{\max} = 14,5$ МПа) стандартного однослойного сиффона [20] и практическим отсутствием колебательности САР на наибольших нагрузках. При $n_{\max 2}$ (рис. 3, б) наблюдается снижение $\Delta\varphi$ до 36° и проявляется колебательность САР. Использование сиффона с $F_{\text{эф}} = 1,6$ см² ($p_{\max} = 12,5$ МПа), имеющего большую емкость $C_A = 21 \cdot 10^{-14}$ м³/Па, обеспечивает увеличение $\Delta\varphi$: при n_{\min} – до 77° , при $n_{\max 2}$ до 57° (рис. 3, а, б), что соответствует САР высокого динамического качества.

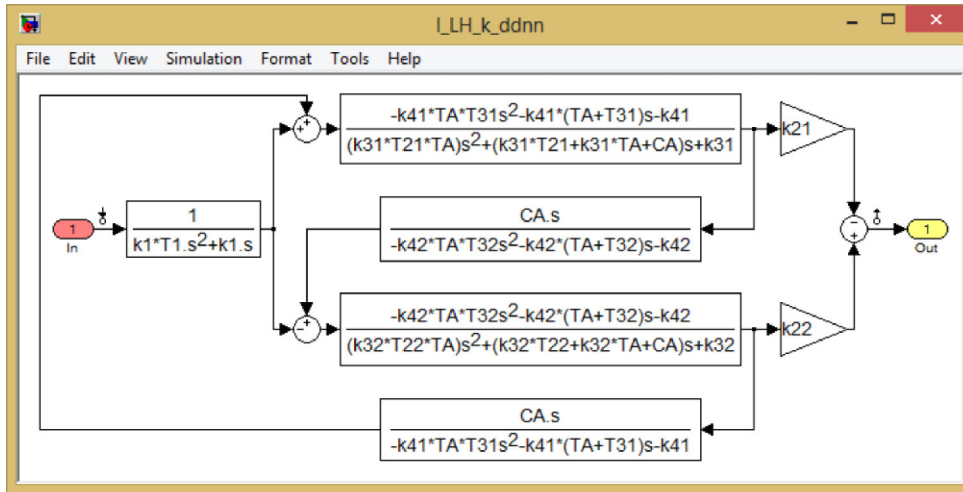


Рис. 2. Разомкнутая линейризованная САР ГСП в Simulink

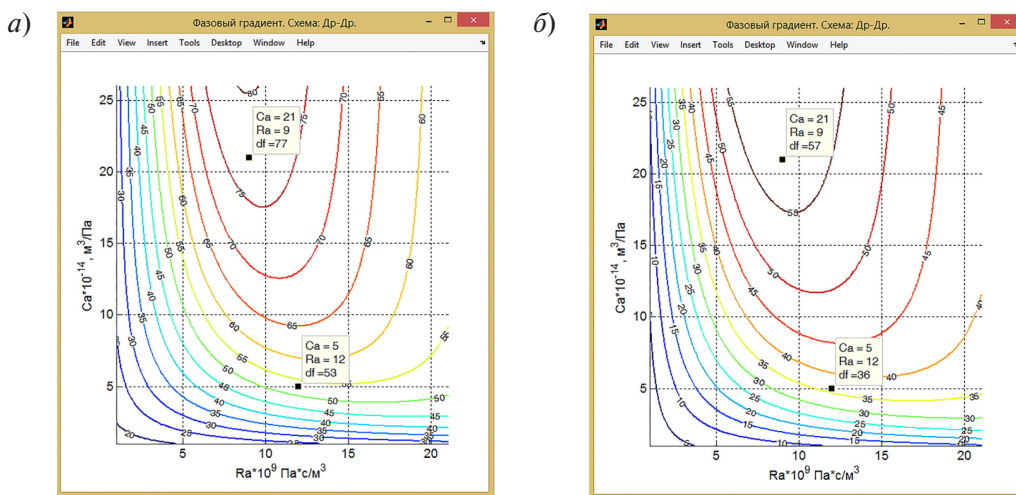


Рис. 3. Фазовый градиент САР ГСП для варианта 1: а) при n_{min} ; б) n_{max2}

Результаты аналогичных исследований для СУ по вариантам 2* и 3 при тех же параметрах коррекции приведены в табл. 2; они имеют близкие значения и несколько превышают $\Delta\varphi$ для САР ГСП по варианту 1.

Ввиду нелинейности САР необходима проверка степени снижения ее динамического качества при наибольшей нагрузке $R_h = 10$ кН с помощью построения соответствующих переходных процессов (ПП) [21]. Это снижение обусловлено негативным влиянием гидроемкости RC-цепи на динамическое качество САР при воздействии R_h . Проверка проводится для n_{min} , так как наибольшие нагрузки возникают только

на черновых режимах работы ШУ МРС. На рис. 4, а показаны ПП при СУ по варианту 1 и для сравнения на рис. 4, б – ПП той же СУ при малых нагрузках.

При использовании корректирующей RC-цепи с гидроемкостью C''_A значительного объема достигается полное исключение колебательности для чистовых высокоскоростных режимов, при этом на максимальных нагрузках динамика САР несколько ухудшается как по длительности ПП, так и по динамической ошибке. Близкие результаты получены для СУ по вариантам 2* и 3.

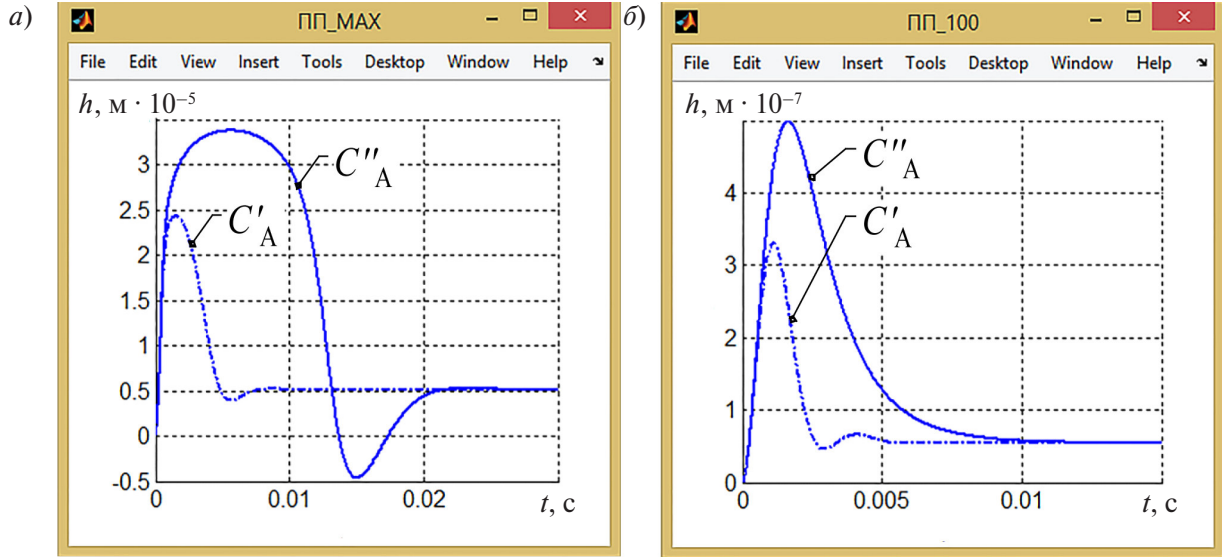


Рис. 4. Переходные процессы скорректированной САР ГСП с гидроемкостями C'_A и C''_A для: а) для $R_h = 10$ кН, n_{min} ; б) для $R_h = 100$ Н, n_{max2}

Влияние приведенной массы шпинделя на динамическое качество САР ГСП

Эксплуатация МРС подобного типоразмера предполагает возможность использования оправок массой $M_{оп}$ до 30 кг и длиной до 500 мм, которые определяют величину приведенной массы $M_{пр}$ ШУ для ГСП. Выполнены исследования влияния $M_{пр}$ на динамические показатели САР ГСП.

Определение $M_{пр}$ с учетом величины выдвигания шпинделя производится в соответствии с методикой [22] по расчетной схеме, приведенной на рис. 5. На ней даны конструктивные размеры ШУ, обозначены центры масс шпинделя – между опорами ($M_{ш}$), его выдвигаемого конца ($M_{вщ}$), оправки $M_{оп}$ – и изменяющийся от 0 до 710 мм паспортный вылет ΔL выдвигного шпинделя.

В табл. 3 приведены значения $M_{пр}$ при оправках различной массы и вылетах ΔL отмеченного диапазона. Все предыдущие исследования выполнены для $M_{пр} = 50$ кг, что соответствует наи-

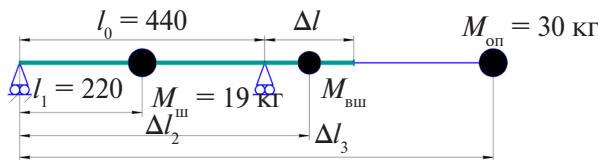


Рис. 5 Расчетная схема определения $M_{пр}$

более распространенным операциям обработки с малым ΔL и небольшими оправками (см. табл. 3).

Таблица 3

Значения $M_{пр}$ при различных оправках и величинах выдвигания шпинделя

$M_{оп},$ кг	$M_{пр},$ кг, для ряда значений $\Delta L = 0 - 710$ мм							
	0	100	200	300	400	500	600	710
10	40	55	75	100	130	165	205	255
20	75	100	130	170	210	260	315	380
30	125	160	205	255	310	375	445	530

Для производственного модуля ЛР400ПМФ-4 при n_{max1} , $\Delta L = 710$ мм, $M_{оп} = 30$ кг запас устойчивости САР ГСП составляет $\Delta\phi = -15^\circ$, что означает невозможность реализации обработки при таких условиях. На рис. 6 даны зависимости $\Delta\phi = f(M_{пр})$ при наиболее критичном случае работы ШУ на скорости вращения n_{max2} с оправкой $M_{оп} = 30$ кг для различных вариантов СУ и параметров RC-коррекции. Из анализа следует, что при СУ без коррекции функционирование ГСП возможно для СУ по вариантам 2* и 3 на мини-

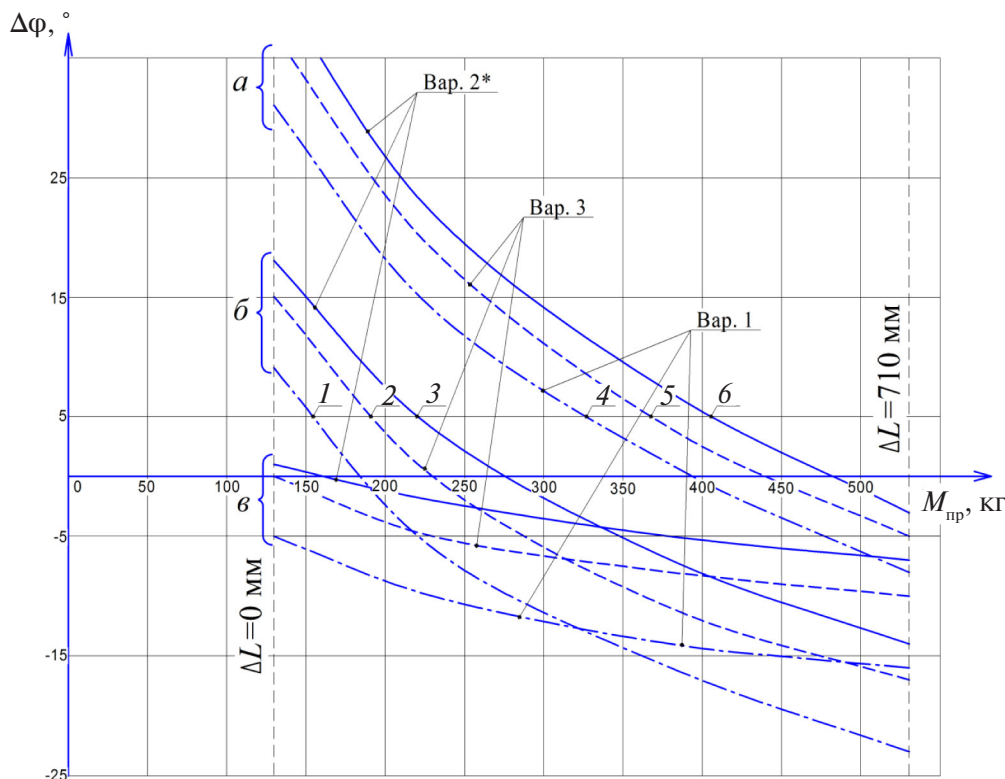


Рис. 6. Зависимости $\Delta\varphi = f(M_{\text{пр}})$ при $n_{\text{max}2}$ для вариантов СУ:
 а – скорректированных с параметрами $C_A'' = 21 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ и $R_A = 9 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$;
 б – скорректированных с параметрами $C_A' = 5 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ и $R_A = 12 \cdot 10^9 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$;
 в – нескорректированных

мальных вылетах ΔL , причем для всех случаев с очень малым $\Delta\varphi$, близким к границе устойчивости. Для СУ по варианту 1 возможно применение оправок массой не более 10 кг при ΔL от 0 до 100 мм (см. табл. 3); при этом значение $\Delta\varphi$ также будет близким к границе устойчивости. Чтобы использовать бóльший диапазон ΔL для всех нескорректированных вариантов СУ, особенно, для СУ по варианту 1 необходимо снижать частоту вращения шпинделя, например до 2000 об/мин.

При коррекции с гидроемкостью C_A [4] устойчивая область доходит до значений $M_{\text{пр}} = 150\text{--}250$ кг, а при C_A'' – до $M_{\text{пр}} = 350\text{--}400$ кг. При этом для $M_{\text{пр}} > 150$ кг все рассматриваемые варианты не обеспечивают по $\Delta\varphi$ выполнение критерия САР низкого динамического качества [13].

Приведем в качестве примера значения собственной частоты колебаний ω для точек 1–6 (см. рис. 6), соответствующих $\Delta\varphi = 5^\circ$:

ω , Гц	№ точки (рис. 6) (C'_A)
215	1, Вариант 1 (C'_A)
180	2, Вариант 2* (C'_A)
165	3, Вариант 3 (C'_A)
115	4, Вариант 1 (C''_A)
90	5, Вариант 2* (C''_A)
80	6, Вариант 3 (C''_A)

Определение значений ω производится по соответствующим переходным процессам [21], после чего их необходимо сопоставлять с вероятными частотами ω_v вынужденных колебаний. Так, например, в случае растачивания отверстия с двумя пазами однорезцовой оправкой (или двурезцовой оправкой и отверстия с одним пазом) при $n_{\text{max}2}$ для СУ по варианту 1 (см. рис. 6), когда $M_{\text{пр}} = 325$ кг (т.е. $M_{\text{оп}} = 30$ кг и вылет $\Delta L = 425$ мм), собственная частота САР $\omega = 115$ Гц достаточно близка частоте $v = 135$ Гц. При слабом демпфировании колебаний в рас-

смазочном случае частоты близки друг к другу, и такой технологический режим является нежелательным. Следует либо назначить скорость резания с уменьшением частоты вращения шпинделя (для удаления от резонансной частоты), либо уменьшить Моп (для увеличения $\Delta\varphi$, т.е. виброустойчивости). Предлагаемую процедуру следует выполнять при технологической подготовке процесса обработки.

Выводы

Условием обеспечения высокого динамического качества для СУ ГСП производственного модуля ЛР400ПМФ-4 является использование в

САР корректирующей RC-цепи с гидроемкостью величиной не менее $C_A^* = 21 \cdot 10^{-14} \text{ м}^3/\text{Па}$ (сильфон $18 \times 10 \times 25 - 36\text{НХТЮ}$ ГОСТ 21482-76).

Особое значение при разработке техпроцессов для МРС в случаях использования инструментов на больших вылетах и при максимальных частотах вращения шпинделя имеет учет массовых характеристик инструментов. Режимы обработки требуется назначать с учетом, во-первых, обеспечения устойчивости САР ГСП (по $\Delta\varphi$), во-вторых, — оценки колебательных параметров технологической системы с точки зрения возникновения возможного резонанса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотников М. А., Прокопенко В.А., Франгауз В.М. Сравнительные испытания высокоскоростных шпиндельных узлов // Станки и инструмент. 1983. № 2. С. 10–12.
2. Rowe W. Brian. Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design. Oxford: Elsevier, 2012. 334 p.
3. Frank M.S. Hydrostatic bearings for machine tools and similar applications. Machinery Publishing, 1970. 227 p.
4. Бундур М.С., Прокопенко В. А., Чернов И. А. Расчетно-аналитические особенности проектирования гидростатических подшипников для станочного оборудования // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2009. №1(74). С. 72–77.
5. Rothenhofer G. Design, Dynamic Modeling, Simulation and Feedback Control of a Hydrostatic Thrust Bearing. Submitted to the Department of Mechanical Engineering on May 21st. Massachusetts Institute of Technology, 2007. 113 p.
6. Jian-yi Zhang, Xuan-Yu Shi, Gui-Hua Han. Research on Hydrostatic Thrust Bearing Worktable Job Status // International Journal of Smart Home. 2014. Vol. 8. №. 1. P. 269–278.
7. Прокопенко В.А., Чернов И.А. Исследование технологических режимов обработки для определения требуемых технических характеристик станков. // Materials of the XI international scientific and practical conference « Prospects of world science – 2015» July 30 – August 7. Sheffield. 2015. Vol. 10. P. 64–66.
8. Бундур М.С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Компьютерные исследования энергетической модели жидкостного подшипника в MATLAB // Материалы международной конференции «Теория и практика современной науки». Зальцбург, Австрия, 2015. С. 22–26.
9. Свешников В. К. Станочные гидроприводы: справочник. 5-е изд., перераб. и доп. М: Машиностроение, 2008. 640 с.
10. Пуш В.Э. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
11. Прокопенко В.А., Яцкевич А.А. Динамические характеристики гидростатических подшипников тяжелых металлорежущих станков // В кн.: Прогрессивные технологические процессы в машиностроении. Л: ЛГТУ, 1990. С. 7–14.
12. Пелевин Н.А., Прокопенко В.А., Чернов И. А. Графо-аналитический метод выбора параметров коррекции гидростатических подшипников с помощью среды MATLAB // Теория механизмов и машин, 2015. № 2. С. 13–22.
13. Иващенко Н.Н. Автоматическое регулирование. Теория и элементы систем. М: Машиностроение, 1983. 608 с.
14. Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Автоматизированный расчет параметров RC-цепи для гидростатического подшипника // XLII Неделя науки СПбГПУ: материалы научно-практической конференции с международным участием. Институт металлургии, машиностроения и транспорта СПбГПУ. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2014. Т. 1. С. 49–51.
15. Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Моделирование динамических процессов прецизионных шпиндельных опор металлорежущего оборудования в программном пакете MATLAB // XLI Неделя науки СПбГПУ: материалы международной научно-практической конференции. Лучшие доклады. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. С. 53–56.
16. Бундур М. С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А. Применение пакета MATLAB для выбора параметров динамической коррекции гидростатических подшипников станков // Концепт. 2015. Современные научные исследования. URL: <http://e-koncept.ru/2015/85147.htm>, 2015. № 3. 9 с.

17. **Борисевич А.В.** Теория автоматического управления: элементарное введение с применением MATLAB. М: Инфра-М, 2014. 200 с.

18. **Михалевич С.С., Байдали С.А., Чучалин И.П., Москалев В.А.** Алгоритм моделирования систем автоматического управления // Известия Томского политехнического университета, 2012. Т. 321. № 5. С. 233–237.

19. Stormy Attaway. Matlab. A Practical Introduction to Programming and Problem Solving. Oxford: Elsevier, 2013. 527 p.

20. **ГОСТ 21482-76.** Государственный стандарт СССР. Сильфоны однослойные измерительные ме-

таллические. Технические условия. М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1976. 76 с.

21. **Бундур М. С., Пелевин Н.А., Прокопенко В.А.** Возможности применения системы MATLAB SIMULINK при моделировании систем управления гидростатическими подшипниками // Концепт. Современные научные исследования. URL: <http://e-koncept.ru/2014/55142.htm>, 2014. № 2. 9 с.

22. **Иовлев Ю.А., Троцкая З.В.** Крутильные и изгибные колебания элементов машин: Учебное пособие. Л: ЛПИ, 1985. 76 с.

REFERENCES

1. **Bolotnikov M.A., Prokopenko V.A., Frangauz V.M.** Sravnitelnyye ispytaniya vysokoskorostnykh shpindelnykh uzlov. [Comparison tests of high-speed spindle units]. *Stanki i instrument.* 1983. № 2. S. 10–12. (rus)

2. **Rowe W. Brian.** Hydrostatic, Aerostatic and Hybrid Bearing Design. Oxford: Elsevier, 2012. 334 p.

3. **Frank M.S.** Hydrostatic bearings for machine tools and similar applications. Machinery Publishing, 1970. 227 p.

4. **Bundur M.S., Prokopenko V.A., Chernov I.A.** Raschetno-analiticheskiye osobennosti proyektirovaniya gidrostaticeskikh podshipnikov dlya stanchnogo oborudovaniya. [Rated and analytical features of design of hydrostatic bearings for the machine-tool equipment]. *St. Petersburg State Politechnical Universiti Journal. St. Petersburg: SPbGPU Publ.*, 2009. № 1(74). S. 72–77. (rus)

5. **Rothenhofer G.** Design, Dynamic Modeling, Simulation and Feedback Control of a Hydrostatic Thrust Bearing. *Submitted to the Department of Mechanical Engineering on May 21st. Massachusetts Institute of Technology*, 2007. 113 p.

6. **Jian-yi Zhang, Xuan-Yu Shi, Gui-Hua Han.** Research on Hydrostatic Thrust Bearing Worktable Job Status. *International Journal of Smart Home*, 2014, Vol. 8, №. 1. P. 269–278.

7. **Prokopenko V.A., Chernov I.A.** Issledovaniye tekhnologicheskikh rezhimov obrabotki dlya opredeleniya trebuyemykh tekhnicheskikh kharakteristik stankov. [Research of the technology modes of processing for definition of required technical characteristics of machine-tools]. *Materials of the XI international scientific and practical conference «Prospects of world science – 2015» July 30 – August 7. Sheffield.* 2015. Vol. 10. P. 64–66.

8. **Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A.** Kompyuternyye issledovaniya energeticheskoy modeli zhidkostnogo podshipnika v MATLAB. [Computer researches of energy model of the liquid bearing in MATLAB]. *Materialy mezhdunarodnoy konferentsii «Teoriya i praktika sovremennoy nauki».* Zaltsburg, Avstriya, 2015. P. 22–26. (rus)

9. **Sveshnikov V.K.** Stanochnyye gidroprivody: spravochnik. [Machine-tool hydraulic actuators: reference book]. 5-ye izd., pererab. i dop. M: Mashinostroyeniye, 2008. 640 p. (rus)

10. **Push V.E.** Metallorezhushchiye stanki: Uchebnik dlya mashinostroytelnykh vtuzov. [Metal-cutting machines: The textbook for machine-building technical colleges]. M.: Mashinostroyeniye, 1985. 256 p. (rus)

11. **Prokopenko V.A., Yatskevich A.A.** Dinamicheskiye kharakteristiki gidrostaticeskikh podshipnikov tyazhelykh metallovezhushchikh stankov. [Dynamic characteristics of hydrostatic bearings of heavy metal-cutting machines] V kn.: *Progressivnyye tekhnologicheskkiye protsessy v mashinostroyenii.* L: LGTU, 1990. S. 7–14. (rus)

12. **Pelevin N.A., Prokopenko V.A., Chernov I.A.** Grafo-analiticheskiy metod vybora parametrov korrektsii gidrostaticeskikh podshipnikov s pomoshchyu sredy MATLAB. [Graph-analytic method of a choice of parameters of correction of hydrostatic bearings by means of the MATLAB]. *Theory of mechanisms and machines.* 2015. № 2. S. 13–22. (rus)

13. **Ivashchenko N.N.** Avtomaticheskoye regulirovaniye. Teoriya i elementy system. [Automatic control. Theory and elements of systems]. M: Mashinostroyeniye, 1983. 608 p. (rus)

14. **Pelevin N.A., Prokopenko V.A.** Avtomatizirovannyi raschet parametrov RC-tsepi dlya gidrostaticeskogo podshipnika. [The automated calculation of parameters of a RC chain for the hydrostatic bearing]. *XLII Nedelya nauki SPbGPU: materialy nauchno-prakticheskoy konferentsii c mezhdunarodnym uchastiyem.* St. Petersburg: SPbGPU Publ., 2014. Vol. 1. S. 49–51. (rus)

15. **Pelevin N.A., Prokopenko V.A.** Modelirovaniye dinamicheskikh protsessov pretsizionnykh shpindelnykh opor metallovezhushchego oborudovaniya v programmnom pakete MATLAB [Modeling of dynamic processes of precision spindle bearings of the machine-tool equipment in a software package of MATLAB]. *XLI Nedelya nauki SPbGPU: materialy mezhdunarodnoy*

nauchno-prakticheskoy konferentsii. Luchshiy doklady. St.Petersburg: SPbGPU Publ., 2013. S. 53–56. (rus)

16. **Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A.** Primeneniye paketa MATLAB dlya vybora parametrov dinamicheskoy korrektsii gidrostaticheskikh podshipnikov stankov. [Application of a MATLAB package for a choice of parameters of dynamic correction of hydrostatic bearings of metal-cutting machine-tools]. *Kontsept. 2015. Sovremennyye nauchnyye issledovaniya.* URL: <http://e-kontsept.ru/2015/85147.htm>, 2015. № 3. 9 p. (rus)

17. **Borisevich A.V.** Teoriya avtomaticheskogo upravleniya: elementarnoye vvedeniye s primeneniyyem MATLAB. [Theory of automatic control: elementary introduction with application of MATLAB]. M: Infra-M, 2014. 200 p. (rus)

18. **Mikhalevich S.S., Baydali S.A., Chuchalin I.P., Moskalev V.A.** Algoritm modelirovaniya sistem avtomaticheskogo upravleniya. [Algorithm of modeling of systems of automatic control]. *Izvestiya Tomskogo politekhnicheskogo universiteta*, 2012. T. 321. № 5. S. 233–237. (rus)

19. Stormy Attaway. Matlab. A Practical Introduction to Programming and Problem Solving. Oxford: Elsevier, 2013. 527 p.

20. **GOST 21482-76.** Gosudarstvennyy standart SSSR. Silfony odnosloynnye izmeritelnyye metallicheskiye. Tekhnicheskkiye usloviya [GOST 21482-76. State Standard of the USSR. Bellows-layer measuring metal. Specifications]. M.: Gosudarstvennyy komitet SSSR po standarta, 1976. 76 p. (rus)

21. **Bundur M.S., Pelevin N.A., Prokopenko V.A.** Vozmozhnosti primeneniya sistemy MATLAB SIMULINK pri modelirovanii sistem upravleniya gidrostaticheskimi podshipnikami. [Possibilities of use of MATLAB SIMULINK system for modeling control systems of hydrostatic bearings]. *Kontsept. Sovremennyye nauchnyye issledovaniya.* URL: <http://e-kontsept.ru/2014/55142.htm>, 2014. № 2. 9 p. (rus)

22. **Iovlev Yu.A., Trotskaya Z.V.** Krutilnyye i izgibnyye kolebaniya elementov mashin: Uchebnoye posobiye. [Torsional and flexural vibrations of elements of machine: Manual]. L: LPI, 1985. 76 p. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

БУНДУР Михаил Семенович – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: bundurms@mail.ru

BUNDUR Mikhail S. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: bundurms@mail.ru

ПЕЛЕВИН Никита Александрович – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: twic@inbox.ru

PELEVIN Nikita A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: twic@inbox.ru

ПРОКОПЕНКО Вячеслав Алексеевич – кандидат технических наук доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: mmfgak@mail.ru

ПРОКОПЕНКО Viacheslav A. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politechnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: mmfgak@mail.ru