

УДК 629.3.065

UDC 629.3.065

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ГИДРОПРИВОДА ЛЕСНЫХ МАНИПУЛЯТОРОВ

MATHEMATICAL DESIGN OF PROCESSES IN HYDRAULIC DRIVE SYSTEM OF FOREST MANIPULATORS

Попиков Петр Иванович
д. т. н., профессор

Popikov Petr Ivanovich,
Dr.Sci.Tech., professor

Титов Павел Иванович
к. т. н.

Titov Pavel Ivanovich
Cand.Tech.Sci

Сидоров Анатолий Аркадьевич
аспирант

Sidorov Anatoliy Arkadyevich
postgraduate student

Долженко Сергей Валерьевич
аспирант

Dolzhenko Sergey Valeryevich
postgraduate student

Обоянцев Дмитрий Владимирович
аспирант
Воронежская государственная лесотехническая академия, Воронеж, Россия

Oboyantsev Dmitry Vladimirovich
postgraduate student
Voronezh State Academy of Forestry and Technologies, Voronezh, Russia

В статье дано описание гидрокинематической схемы лесного манипулятора с подключением дополнительного демпфера. На основании решения математической модели рабочих процессов определены оптимальные параметры демпфера для снижения динамической нагруженности манипулятора

Description of hydro kinematic scheme of forest manipulator with additional damper connection is given in the article. Optimal damper parameters for manipulator dynamic loading decrease are defined on the basis of operation mathematical model solution

Ключевые слова: МАНИПУЛЯТОР, ДЕМПФЕР, МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ, ПАРАМЕТРЫ

Keywords: MANIPULATOR, DAMPER, MATHEMATICAL MODEL, PARAMETERS

Развитие научно-технического прогресса в лесном комплексе России невозможно без создания эффективной техники, сочетающей в себе новые технические решения, обеспечивающие снижение динамической нагруженности, металлоемкости, энергоемкости, вредного воздействия на окружающую среду и оператора.

Из анализа теоретических исследований параметров существующих технических устройств для снижения динамической нагруженности и колебательности переходных процессов гидропривода лесных манипуляторов следует, что наиболее перспективными являются дополнительные демпферы, подключенные в гидропривод подъема стрелы манипуляторов. Однако рабочие процессы и параметры дополнительных демпферов недостаточно исследованы, особенно при промежуточных положениях поршней гидроцилиндров при остановках манипулятора при погрузке и разгрузке сортиментов.

Предлагается новый механизм подъема стрелы манипулятора лесозаготовительной машины (патент на полезную модель №89091), содержащий гидроцилиндр и дополнительный демпфер, плунжер которого, образует с корпусом две изолированные полости, причем объемы полостей демпфера соединенные со штоковой и поршневой полостями гидроцилиндра относятся между собой как объемы штоковой и поршневой полостей гидроцилиндра (рисунок 1).

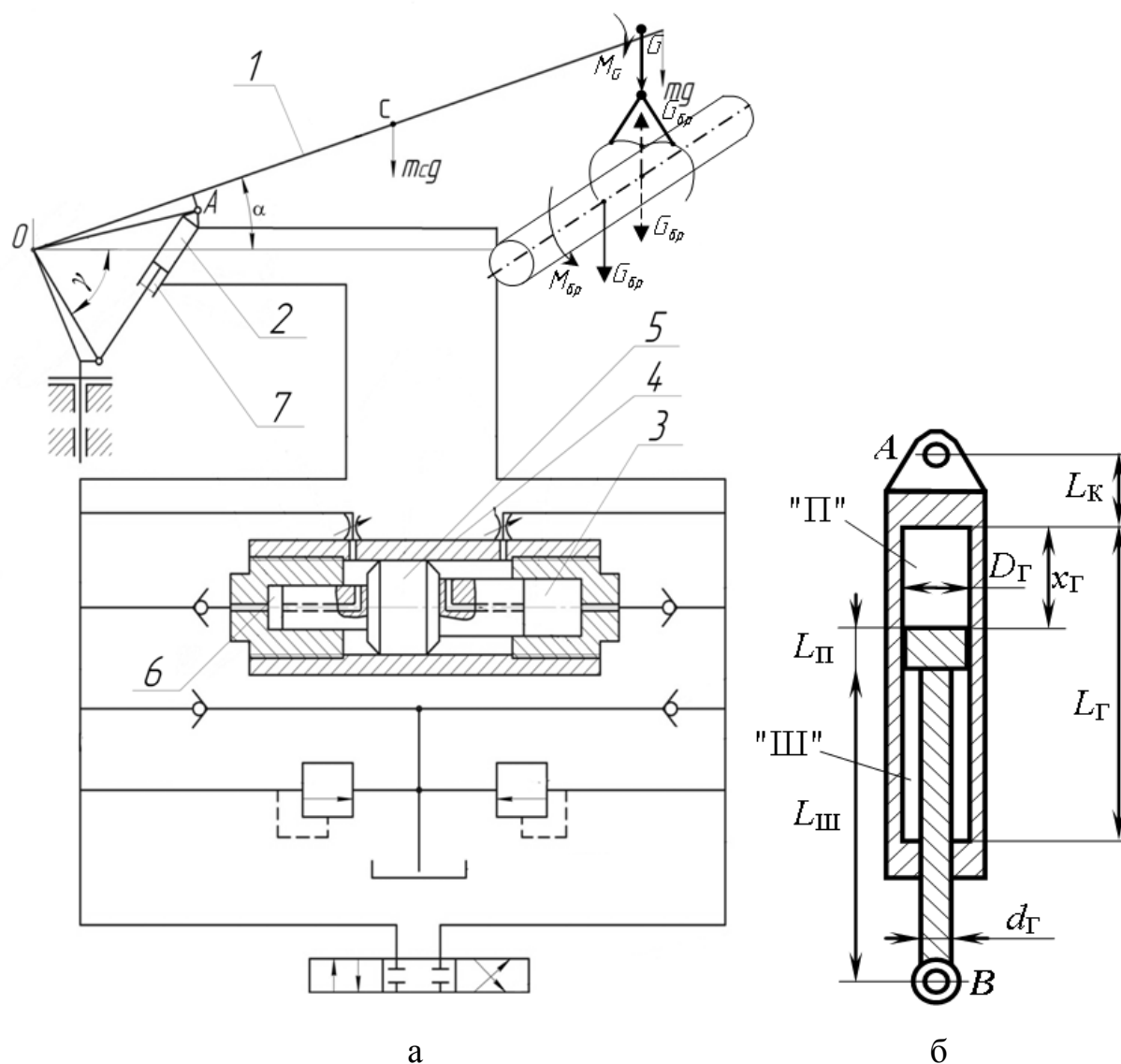


Рисунок 1. Схема механизма подъема стрелы манипулятора с дополнительным демпфером (а) и расчетная схема гидроцилиндра (б)

В начале подъема стрелы 1 рабочая жидкость поступает в поршне-

вую полость 2 гидроцилиндра и одновременно в поршневую полость 3 демпфера 4 перемещающая плунжер 5 влево. При этом жидкость из штоковой полости 6 демпфера дросселируется в штоковую полость 7 гидроцилиндра, тем самым гасится всплеск давления. При опускании стрелы плунжер перемещается вправо и жидкость дросселируется в поршневую полость демпфера. При остановках манипулятора в промежуточных положениях гидролинии становятся запертыми, и колебания сортиментов в вертикальной плоскости гасятся аналогичным образом. При захвате бревен их центр тяжести бывает смещен относительно оси захватного устройства, поэтому возникает дополнительный момент от сил тяжести сортиментов $M_{бр}$, действующий в горизонтальной плоскости который вызывает раскачивание груза.

При моделировании механической подсистемы учитываются два механических процесса: вращательное движение стрелы манипулятора вокруг точки O (см. рисунок 1) и поступательное движение плунжера вдоль оси демпфера (рисунок 2).

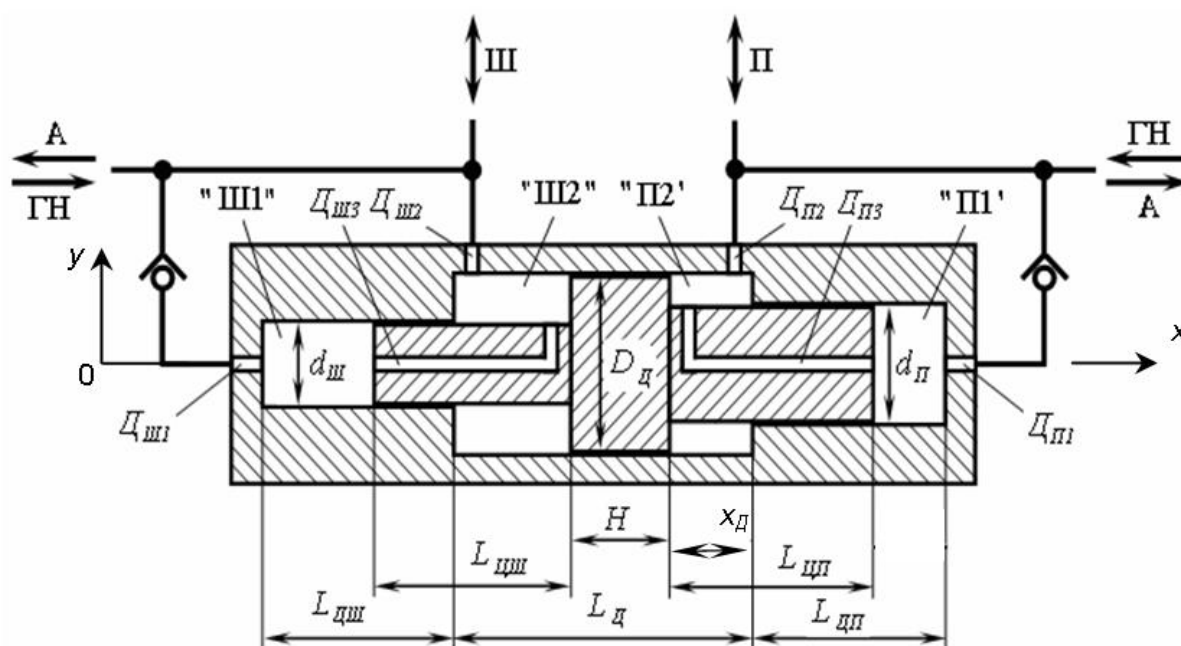


Рисунок 2. Расчетная схема демпфера

При моделировании гидравлической подсистемы гидравлическая система манипулятора, оснащенная демпфером, представляется в виде шести отдельных полостей, содержащих рабочую жидкость: поршневая и штоковая полости гидроцилиндра (обозначены буквами "П" и "Ш" на рисунке 1); запираемые полости демпфера "П2" и "Ш2"; полости сброса рабочей жидкости демпфера "П1" и "Ш1". Полости соединены друг с другом с помощью трубопроводов и дросселирующих отверстий. Для запираения жидкости в полостях демпфера гидросистема содержит обратные клапаны, которые также учитываются в модели.

Математическая модель рабочего процесса механизма подъема с дополнительным демпфером включает три уравнения: движения стрелы манипулятора с учетом колебаний груза (сортиментов), движения плунжера демпфера и уравнения расходов рабочей жидкости:

$$(J_C + J_G) \frac{d^2 a}{dt^2} = \left[P_{II} \frac{p D_{II}^2}{4} - P_{III} \frac{p (D_{II}^2 - d_{II}^2)}{4} \right] \frac{L_A \sin(a + g) \sqrt{L_{BY}^2 + L_{BX}^2}}{L_{III} + L_{II} + L_K + x_r} - m_C g L_C \cos a - m_G g L_G \cos a - k_{TC} L_G^2 \frac{da}{dt}; \quad (1)$$

$$m_D \ddot{x}_D = P_{III} \frac{p (D_D^2 - d_{II}^2)}{4} + P_{II2} \frac{p d_{II}^2}{4} - P_{III1} \frac{p (D_D^2 - d_{III}^2)}{4} - P_{III2} \frac{p d_{III}^2}{4} - k_D \dot{x}_D; \quad (2)$$

$$q_{II} n_{II} = \frac{x_r p D_{II}^2}{4t} + a_y P_{II} + \frac{m p d_{ij}^2 \sqrt{\frac{2}{r}} \text{sign}(P_i - P_j) \sqrt{|P_i - P_j|}}{4E} + \frac{V_{II}}{E} \frac{dP_{II}}{dt}, \quad (3)$$

где

J_C, J_G – соответственно моменты инерции стрелы и груза, кг·м²;

α – угол поворота стрелы, рад;

P_{II}, P_{III} – соответственно давление в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра, Па;

D_{II} – внутренний диаметр гидроцилиндра, м;

d_T – диаметр штока, м;

L_A – расстояние от шарнира O до точки A крепления гидроцилиндра, м;

L_{BX}, L_{BY} – соответственно декартовы координаты точки B крепления гидроцилиндра относительно шарнира O , м;

$L_{Ш}$ – длина штока, м;

$L_{П}$ – ширина поршня, м;

L_K – расстояние от границы рабочей полости гидроцилиндра до точки его крепления, м;

x_T – ход поршня гидроцилиндра, м;

m_C – масса стрелы, кг;

L_C – расстояние от шарнира O до центра тяжести стрелы C , м;

m_G – масса груза, кг; L_G – расстояние от шарнира O до точки G приложения силы тяжести груза, м;

k_{TC} – коэффициент вязкого трения при вращательном движении стрелы, Нс/м;

m_D – масса плунжера, кг;

x_D – ход плунжера демпфера, м;

$P_{П1}, P_{П2}, P_{Ш1}, P_{Ш2}$ – давление в соответствующих полостях демпфера, Па;

$d_{П}, d_{Ш}$ – диаметры запираемых полостей демпфера, м;

k_D – коэффициент вязкого трения плунжера при перемещении в поршне, м;

q_n – рабочий объем насоса, м³/об;

n_n – частота вращения насоса, с⁻¹;

t – время, с;

a_y – коэффициент утечек, м⁵/Н·с;

μ – коэффициент расхода;

d_{ij} – диаметры дросселей соответствующих полостей демпфера, м;

ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м³;

P_i, P_j – давление в соответствующих полостях демпфера, Па;

E – объемный модуль упругости рабочей жидкости, Па;

V_{II} – объем рабочей полости гидроцилиндра, м³.

Из уравнения движения стреловой группы рассчитывается угловое ускорение стрелы:

$$\ddot{\alpha}^k = \frac{1}{J_C + J_G} \left[\frac{\left(P_{II} \frac{\rho D_{\Gamma}^2}{4} - P_{III} \frac{\rho (D_{\Gamma}^2 - d_{\Gamma}^2)}{4} \right) L_A \sin(a + g) \sqrt{L_{BY}^2 + L_{BX}^2}}{L_{III} + L_{II} + L_K + x_{\Gamma}} - \frac{-m_C g L_C \cos a - m_G g L_G \cos a - k_{TC} L_G^2 \ddot{\alpha}^{k-1}}{L_{III} + L_{II} + L_K + x_{\Gamma}} \right]. \quad (4)$$

Затем, по формулам, реализующим модифицированный метод Эйлера для дифференциального уравнения второго порядка, определяется новое угловое положение стрелы α^k и угловая скорость $\dot{\alpha}^k$:

$$\alpha^k = \alpha^{k-1} + \dot{\alpha}^{k-1} \Delta t + \frac{\ddot{\alpha}^k (\Delta t)^2}{2}; \quad (5)$$

$$\dot{\alpha}^k = \dot{\alpha}^{k-1} + \ddot{\alpha}^k \Delta t. \quad (6)$$

Далее расчет переходит на следующую итерацию $k + 1$.

По текущему значению угла α подъема стрелы определяется длина гидроцилиндра. При перемещении поршня гидроцилиндра или плунжера демпфера изменяются объемы V_m соответствующих полостей (m – означает индекс полости) и давление рабочей жидкости:

$$P_m^k = P_m^{k-1} - E \frac{V_m^k - V_m^{k-1}}{V_m^k}. \quad (7)$$

По известным давлениям в полостях демпфера рассчитываются силы, действующие на плунжер, и затем рассчитывается новое положение и скорость плунжера. При этом для интегрирования уравнения движения плунжера демпфера используется также численный метод – модифицированный метод Эйлера:

$$a_D^k = \frac{1}{m_D} \left(P_{II1} \frac{p(D^2 - d_{II}^2)}{4} + P_{II2} \frac{pd_{II}^2}{4} - P_{III1} \frac{p(D^2 - d_{III}^2)}{4} - P_{III2} \frac{pd_{III}^2}{4} - a_D k_D \right) \quad (8)$$

$$x_D^k = x_D^{k-1} + a_D^{k-1} \Delta t + \frac{a_D^k (\Delta t)^2}{2}; \quad (9)$$

$$a_D^k = a_D^{k-1} + \ddot{a}_D \Delta t. \quad (10)$$

По сравнению с базовым методом Эйлера, имеющим первый порядок погрешности, данный метод имеет третий порядок погрешности для координаты и второй для скорости, а сама вычислительная схема является эффективной и устойчивой.

Производится учет перетекания жидкости из одной полости в другую под влиянием разности соответствующих давлений, возможны следующие варианты перетекания жидкости:

II → II1; II → II2; II1 → II2; II2 → II1; III → III1; III1 → III; III → III2; III1 → III2; III2 → III1.

Например, перетекание II → II1: если $P_{II} > P_{II1}$, то

$$\begin{cases} V_{II}^k = V_{II}^{k-1} - k_{III1} \sqrt{P_{II} - P_{III}} \Delta t; \\ V_{III}^k = V_{III}^{k-1} + k_{III1} \sqrt{P_{II} - P_{III}} \Delta t, \end{cases} \quad (11)$$

где

$$k_{\text{пп}} - \text{коэффициент дросселирования, } k_{\text{пп}} = \frac{mpd_{ij}^2}{4} \sqrt{\frac{2}{r}}.$$

Для решения системы дифференциальных уравнений, положенной в основу модели и для проведения различных компьютерных экспериментов с моделью составлена компьютерная программа "Программа для моделирования демпфера гидросистемы манипулятора лесовозного автопоезда" на языке Object Pascal в интегрированной среде программирования Borland Delphi 7.0. Получено свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009610503. Компьютерный эксперимент с моделью заключается в подъеме и опускании стрелы манипулятора с быстрым запираем магистралей в промежуточных положениях. При этом фиксируются временные зависимости давления в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра $P_{\text{п}}(t)$ и $P_{\text{ш}}(t)$ (рисунок 3).

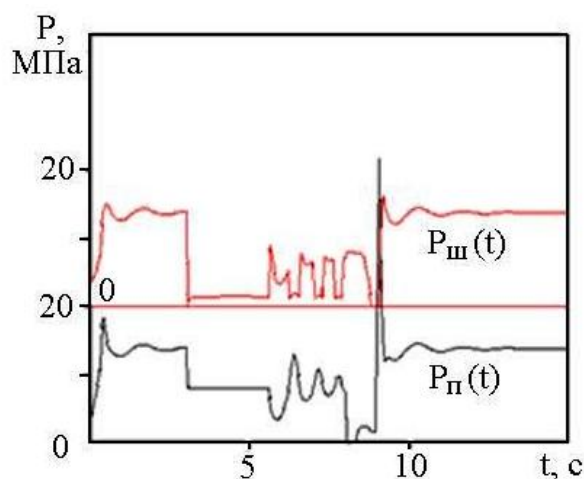


Рисунок 3. Изображение, выводимое на экран монитора

Решены задачи оптимизации трех функций, в которых комбинируются переменные: $P_{\text{п}}^{\text{max}}(d_{\text{к}}, d_{\text{п}})$, $P_{\text{п}}^{\text{max}}(d_{\text{кп}}, d_{\text{кш}})$ и $P_{\text{п}}^{\text{max}}(d_{\text{к}}, K)$ (рисунок 4), где K -

масштабный коэффициент демпфера.

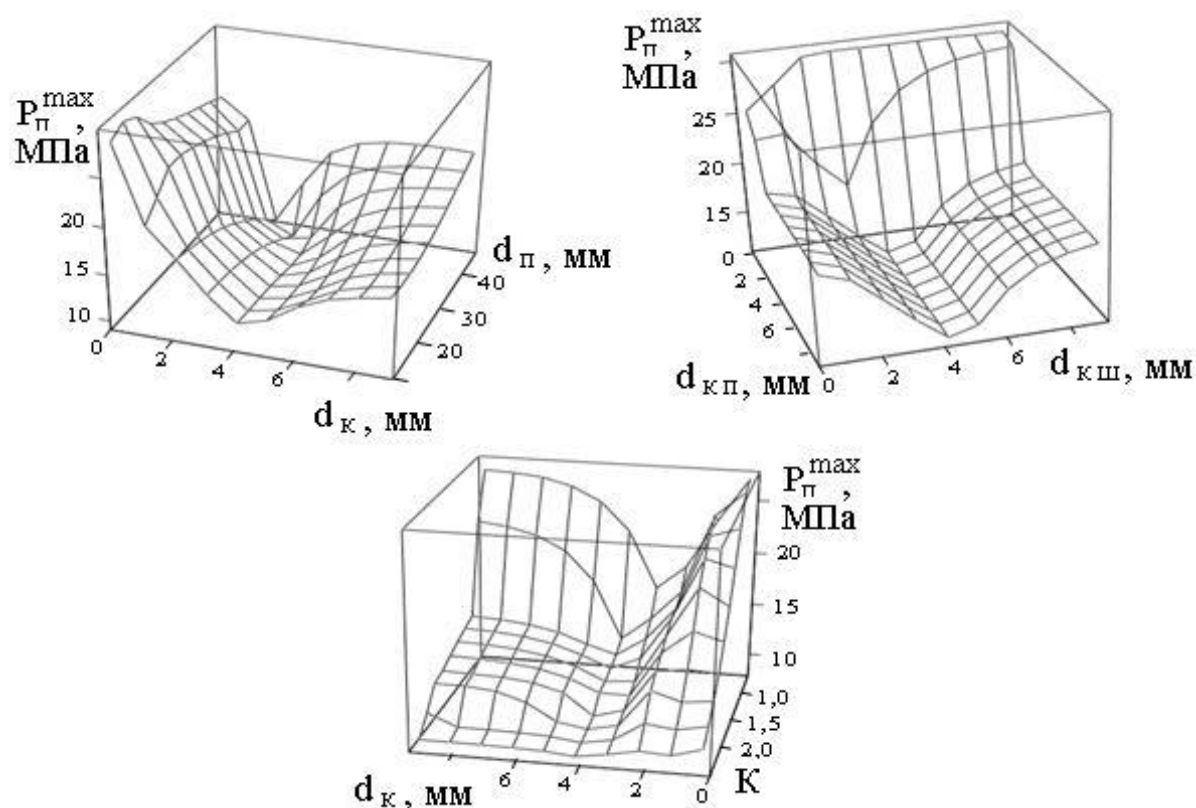


Рисунок 4. Поверхности отклика $P_p^{\max}(d_K, d_P)$, $P_p^{\max}(d_{KP}, d_{KSh})$, $P_p^{\max}(d_K, K)$

Анализируя каждую из поверхностей отклика, представленную с помощью линий уровня, можно условно разделить факторное пространство на две области: благоприятную (заштрихована на рисунке 5), в которой критерий оптимизации принимает искомые минимальное или максимальное значения, и неблагоприятную.

В качестве границы между благоприятной и неблагоприятной областью экспертным путем выбирается некоторая линия уровня. В данном случае для всех трех функций в качестве границы была выбрана изолиния давления $P^{\max} = 15$ МПа.

Анализ конфигурации благоприятных областей в факторных пространствах $P_p^{\max}(d_K, d_P)$, $P_p^{\max}(d_{KP}, d_{KSh})$ и $P_p^{\max}(d_K, K)$ позволяет сделать

выводы о выборе оптимальных параметров демпфера. При увеличении диаметра d_{Π} и одновременном уменьшении d_{κ} оптимальный диаметр дросселирующего канала уменьшается с 4...5 до 2...3 мм. Диаметр дросселирующего канала $d_{\kappa\Pi}$ можно выбирать любым, начиная со значения 2 мм, так как он практически не влияет на P^{\max} , а диаметр $d_{\kappa\Pi\Pi}$ должен находиться в узком диапазоне от 3,5 до 5 мм. Эффективность демпфирования можно несколько повысить (примерно на 20 %) за счет увеличения размеров демпфера

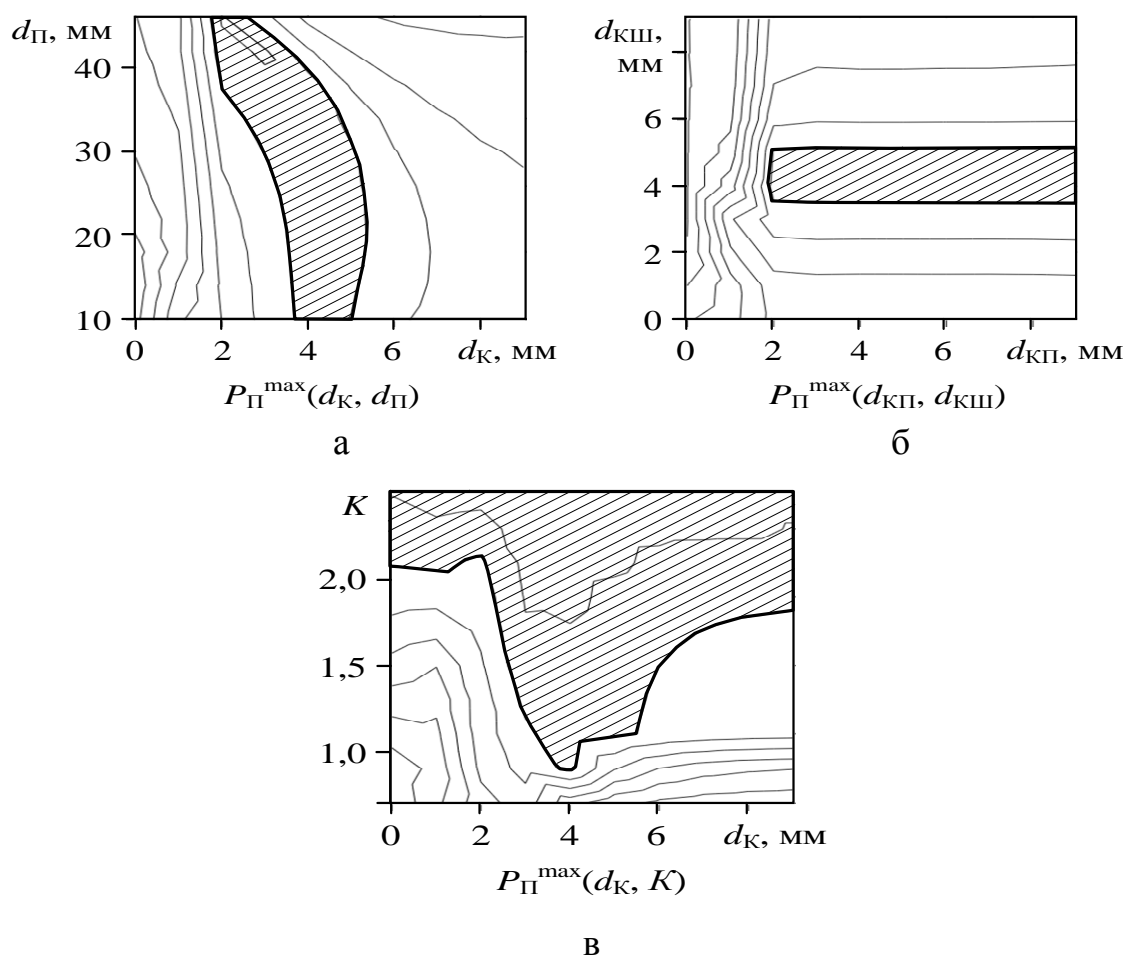


Рисунок 5. Благоприятные области факторного пространства (заштрихованы) на поверхностях отклика, представленных линиями уровня

Определена технико-экономическая эффективность применения сортирововоза, оборудованного манипулятором с дополнительным демпфе-

ром в учебно-опытном лесхозе ВГЛТА. В результате производственных испытаний при вывозке сортиментов с применением лесного манипулятора Атлант-С 70-10 (ЛВ-184А-10) с дополнительным демпфером в гидросистеме и без него установлены исходные данные для расчёта основных показателей экономической эффективности. Годовая производительность увеличилась на 18 % за счет сокращения времени колебательного процесса при наведении захвата на центр тяжести сортиментов и укладки их в заданное положение, а также сокращения прогнозируемого количества отказов элементов гидропривода из-за снижения динамической нагруженности.

Литература

1. Драпалюк, М. В. Математическая модель работы гидропульсатора [Текст] / М. В. Драпалюк, Р. В. Юдин, А. А. Сидоров, М. В. Кондратов // Известия вузов. Сев.-Кавк. регион. Технические науки. – 2006. – Приложение к № 8. – С. 101-102.
2. Емтыль З.К. Обоснование параметров демпфера гидропривода технического оборудования манипуляторного типа лесовозного автопоезда [Текст] / З. К. Емтыль, П. И. Попиков, Л. Д. Бухтояров, А. А. Сидоров // Вестник Центрально-Черноземного регионального отделения наук о лесе Российской академии естественных наук Воронежской государственной лесотехнической академии. / Под. ред. проф. Л. Т. Свиридова – Фед. агентство по образованию, ГОУ ВПО «ВГЛТА». – Воронеж, 2007. – Вып. 5. – С. 135-138.
3. Емтыль З.К. Математическое моделирование рабочего процесса механизма поворота манипулятора с демпфером [Текст] / З. К. Емтыль, П. И. Попиков, А. А. Сидоров, С. Н. Батищев // 70 лет кафедре механизации лесного хозяйства и проектирования машин Воронежской государственной лесотехнической академии. / Под ред. проф. И.М. Бартенева – Фед. агентство по образованию, ГОУ ВПО «ВГЛТА». – Воронеж, 2007. – С. 131-133.
4. Пат. на полезную модель 89091 РФ, МПКВ 66 С 13/42. Гидропривод грузоподъемного механизма [Текст] / П. И. Попиков, Л. Д. Бухтояров, А. А. Сидоров; заявитель и патентообладатель ВГЛТА. – № 2009119635/22; заявл. 25.05.2009; опубл. 27.11.2009.
5. Попиков П.И. Обоснование параметров демпферов гидропривода механизма подъема стрелы манипулятора [Текст] / П. И. Попиков, М. В. Драпалюк, А. А. Сидоров // Лес. Наука. Молодежь-2004: сб. материалов по итогам науч.-исслед. работы молодых ученых за 2004 год, посвящ. 75-летию со дня рождения проф. А. В. Веретенникова / ВГЛТА. – Воронеж, 2005. – С. 109-111.
6. Сидоров, А. А. Исследование функционирования манипулятора с демпфирующим устройством в гидросистеме с применением ЭВМ [Текст] / А. А. Сидоров // Вестник КрасГАУ. – 2009. – № 9. – С. 187-190.
7. Сидоров, А. А. Моделирование работы гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора [Текст] / А. А. Сидоров, Л. Д. Бухтояров // Вестник КрасГАУ. – 2009. – № 10. – С. 112-115.