DOI: 10.58168/PBHT2026_240-246
УДК 630*36

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОМПОНОВКИ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СТРЕЛЫ НА ДИНАМИЧЕСКУЮ НАГРУЖЕННОСТЬ ЛЕСНОГО МАНИПУЛЯТОРА

INFLUENCE OF THE LAYOUT OF THE HYDRAULIC DRIVE BOOM LIFTING MECHANISM RESEARCH ON DYNAMIC LOAD OF A FORESTRY CRANE MANIPULATOR

Евсиков И.Д., соискатель ученой степени кандидата технических наук, ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», Воронеж, Россия

Evsikov I.D., Applicant for the degree of PhD in Technical Sciences, Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov, Voronezh, Russia

Аннотация. В работе представлены результаты теоретических исследований влияния компоновки и податливости гидропривода механизма подъема стрелы на динамическую нагруженность лесного манипулятора методом имитационного моделирования. Получены графики зависимости от времени давления в поршневой полости гидроцилиндра механизма подъма стрелы серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) для различных точек крепления к стреле манипулятора. Установлено, что для рассматриваемого примера минимальное значение максимального давления составляет 9,8 МПа, соответствует параметру b_1 = 1,0 м и почти в 2 раза меньше номинального и максимального паспортных значений давления для используемого в данной модели гидроманипулятора усиленного гидроцилиндра подъема стрелы ИТГ-140-80-757.

Ключевые слова: лесной манипулятор, гидропривод, физико-математическая модель, динамика давления рабочей жидкости, гидроцилиндр, оптимизация компоновки, податливость гидропривода.

Abstract. The paper presents the results of a theoretical simulation study examining the impact of the boom lift mechanism's hydraulic drive layout and compliance on the dynamic loading of a forestry crane manipulator. Graphs of the pressure in the piston cavity of the boom lift mechanism's hydraulic cylinder for the serial ATLANT-S 100 (LV-185-16) hydraulic forestry crane manipulator versus time are obtained for various attachment points to the crane's boom. It was found that, for the example under consideration, the minimum maximum pressure is 9.8 MPa, corresponding to the parameter b_1 = 1.0 m and almost 2 times lower than the nominal and maximum rated pressure values for the ITG-140-80-757 reinforced boom lift hydraulic cylinder used in this model of hydraulic crane manipulator.

Keywords: forestry manipulator, hydraulic drive, physical and mathematical model, dynamics of working fluid pressure, hydraulic cylinder, layout optimization, hydraulic drive compliance.

© Евсиков И. Д., 2026

В современном лесозаготовительном комплексе для перевозки сортиментов используются сортиментовозы, оснащенные манипуляторами с гидравлическим приводом. Гидропривод механизма подъёма стрелы является одним из наиболее ответственных и нагруженных элементов конструкции лесного гидроманипулятора, правильность кинематического и динамического расчета которого влияет на точность движения, уровень динамических нагрузок на металлоконструкции, ресурс гидрооборудования, общую энергоэффективность и надежность всей машины в реальных условиях эксплуатации [1-3].

В работах [4-6] было предложено для снижения динамической нагруженности и энергоемкости рабочих процессов провести оптимизацию компоновки и параметров гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора и представлена физико-математическая модель рабочих процессов гидропривода механизма подъема стрелы манипулятора, позволяющая учитывать параметры новой компоновки и податливость упругих элементов гидропривода. Расчетная схема механизма подъема стрелы показана на рисунке 1.

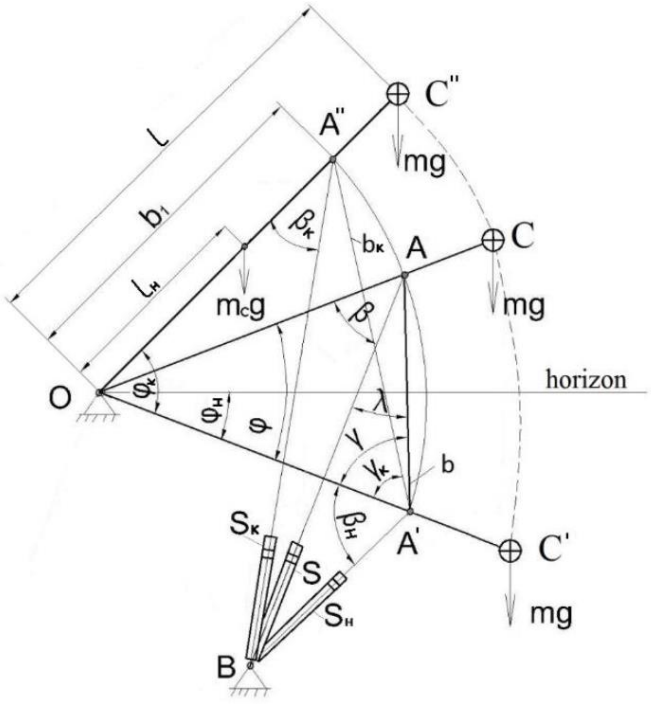


Рисунок 1 – Расчетная схема механизма подъема стрелы гидроманипулятора

В ходе дальнейших исследований физико-математическая модель [4-6] подъема захвата с сортиментами с учетом сил инерции и податливости гидропривода была дополнена уравнениями для учета коэффициентов податливости и утечек. Обновленная модель имеет вид системы уравнений (1):

$$\left(J_c + ml^2\right)\frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{\pi d^2}{4} p b_1 \sin\beta - g\left(ml + m_c l_н\right)\cos\left(\varphi - \varphi_н\right),$$

$$q_н n_н = \left(\frac{\pi d^2}{4} b_1 \sin\beta\right)\frac{d\varphi}{dt} + a_y p + K_p \frac{dp}{dt}, \qquad (1)$$

$$\beta = \gamma - \lambda,$$

$$\lambda = \arcsin\left(\frac{S_н}{S}\sin(\beta_н + \gamma)\right),$$

$$S^2 = b^2 + S_н^2 - 2bS_н\cos(\beta_н + \gamma),$$

$$b = abs\left(2b_1 si\, n\left(\frac{\varphi}{2}\right)\right),$$

$$\beta_н = \arccos\frac{b_к^2 + S_н^2 - S_к^2}{2b_к S_н} - \gamma_к,$$

$$b_к = 2b_1\sin\frac{\varphi_к}{2},$$

$$\gamma_к = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi_к}{2},$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \frac{\varphi}{2},$$

$$K_p = \sigma T\sqrt{\frac{h + D\varepsilon_{прод}\mu}{\rho hE\varepsilon_{прод}\mu}},$$

$$a_y = \frac{q_н n_н \pi d^2 b_1\sin\beta}{4g(ml + m_c l_н)\cos(\varphi - \varphi_н)},$$

где $J_с$ – момент инерции стрелы относительно шарнира О, кг·м^2; m – масса пачки сортиментов, кг; l – длина стреловой группы ОС, м; φ – текущий угол подъема стрелы, рад; t – время, с; d – внутренний диаметр гидроцилиндра механизма подъема стрелы, м; p – текущее значение давления в гидроприводе, Па; b_1 – расстояние от оси вращения стрелы до верхнего шарнира гидроцилиндра, м; β – угол между штоком гидроцилиндра и осью стрелы, рад; g – ускорение силы тяжести, м/с^2; $m_с$ – масса стреловой группы, кг; $l_н$ – длина отрезка от шарнира О до центра масс стреловой группы, м; $\varphi_н$ – начальное угловое положение оси стрелы относительно линии горизонта, рад; $q_н$ – рабочий объём насоса, м^3/об; $n_н$ – частота вращения насоса, об/с; $a_у$ – коэффициент, учитывающий утечки жидкости, м^3/(Па·с); $K_р$ – коэффициент податливости гибких элементов гидропривода и демпфирующих устройств, м^3/Па; $S_н$ и $S_к$ – стандартные начальная и конечная длины гидроцилиндра задаются в исходных данных, м; S – текущая длина гидроцилиндра; D – внутренний диаметр трубопровода, м; h – толщина стенок трубопровода, м; E – модуль Юнга материала, из которого изготовлен трубопровод, Па; ρ – плотность рабочей жидкости, кг/м^3, ε – относительная продольная деформация трубопровода; μ – коэффициент Пуассона материала трубопровода; смысл угловых параметр ясен из рисунка 1.

Соотношения (2) представляют начальные и граничные условия для решения системы дифференциальных уравнений (1):

$$\begin{gathered} t_0 = 0, \\ \varphi_0 = |\varphi_н|, \\ \omega_0 = 0, \\ p_0 = \frac{4g(ml + m_с l_н)\cos|\varphi_н|}{\pi d^2 b_1\sin\beta_н}, \\ |\varphi_н| \le \varphi \le \varphi_к\,. \end{gathered} \qquad (2)$$

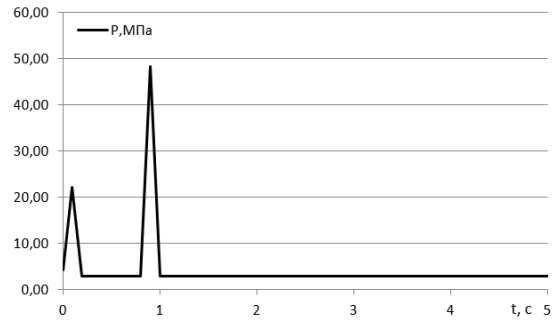
Цель данной работы – демонстрация и анализ результатов имитационного моделирования рабочего процесса механизма подъема стрелы серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16), предназначенного для работы с круглыми лесоматериалами и другими грузами на предприятиях лесного комплекса в составе сортиментовозов и лесовозов на базе грузовых автомобилей КАМАЗ, МАЗ, УРАЛ, КрАЗ и других.

Имитационное моделирование рабочего процесса механизма подъема стрелы лесного манипулятора для оптимизации компоновки гидроцилиндра было выполнено в программе MATLAB на основе специально составленных для решения уравнений системы (1) рекуррентных вычислительных соотношений при последовательных итерациях с дискретным шагом по времени (явный метод Эйлера) [7] с начальными и граничными условиями (2) с представленными в таблице 1 входными параметрами для серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16).

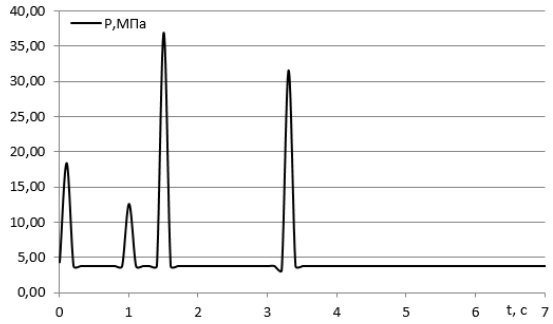
Таблица 1 – Входные параметры программы для серийного гидроманипулятора ортиментовоза АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16)

Параметр	Значение
Номинальная подача насоса Q = qн nн , м3/с	0,00133
Диаметр гидроцилиндра стрелы d, м	0,14
Параметр b_1, м	0,8; 0,85; 0,9; 0,95; 1,0; 1,05; 1,1
Дискретность изменения времени, с	0,1
Момент инерции стреловой группы относительно точки О, кг·м^2	13794
Масса груза m, кг	550
Вылет манипулятора l, м	6,6
Масса стреловой группы m_c, кг	950
Расстояние от точки О до центра масс стреловой группы $l_н$, м	3,3
Начальное значение угла $\varphi_н$, рад	– 0,26
Конечное значение угла $\varphi_к$, рад	1,4
Минимальная длина гидроцилиндра $S_Н$, м	1,105
Максимальная длина гидроцилиндра $S_К$, м	1,862
Плотность рабочей жидкости ρ, кг/м^3	800
Модуль Юнга материала трубопровода E, Па	$2\cdot10^{11}$
Толщина стенки трубопровода h, м	0,002
Внутренний диаметр трубопровода D, м	0,02
Относительная продольная деформация трубопровода ε	$1{,}5\cdot10^{-4}$
Коэффициент Пуассона материала трубопровода μ	0,4

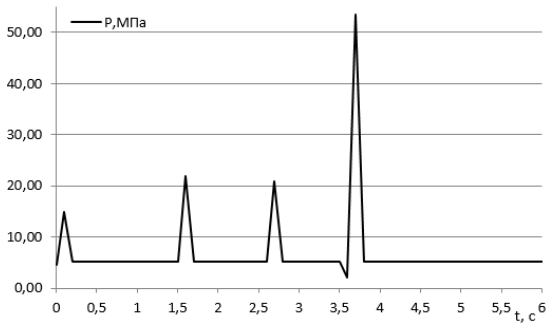
Полученные в результате работы программы для семи значений параметра b_1 графики динамики давления p(t) для серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) при коэффициенте податливости Кр = $1{,}69\cdot10^{-12}$ м^3/Па показаны на рисунках 2 а) – ж).



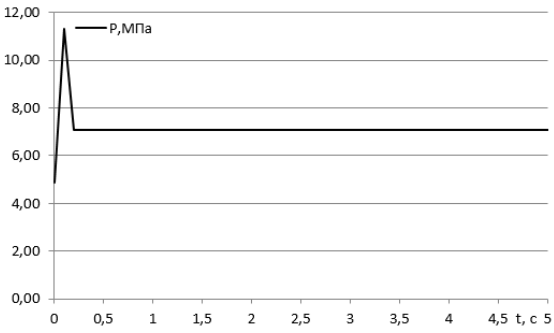
а) b_1 = 0,8 м



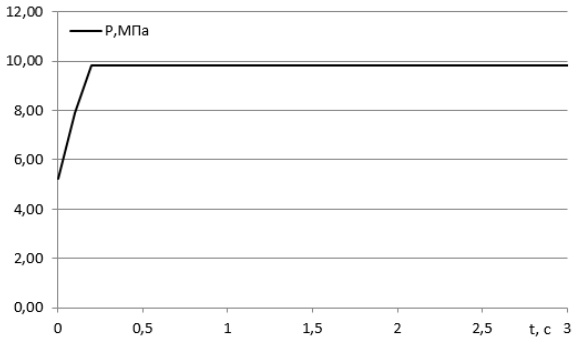
б) b_1 = 0,85 м



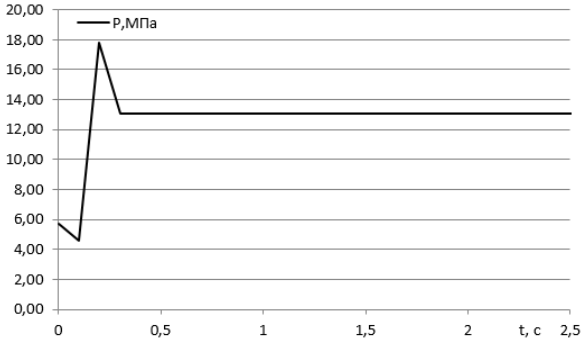
в) b_1 = 0,9 м



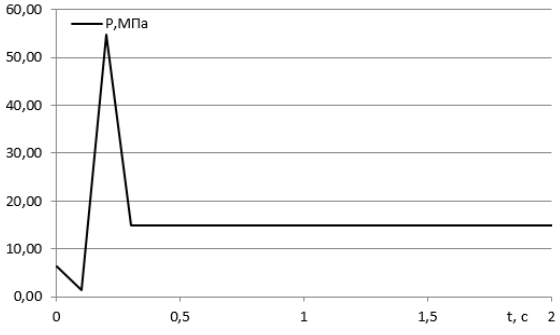
г) b_1 = 0,95 м



д) b_1 = 1,0 м



е) b_1 = 1,05 м



ж) b_1 = 1,10 м

Рисунок 2 – Графики динамики давления p(t) рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра механизма подъема стрелы для серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) для нескольких положений b_1 точки крепления штока гидроцилиндра к стреле при значении коэффициента податливости Кр = $1{,}69 \cdot 10^{-12}$ м^3/Па

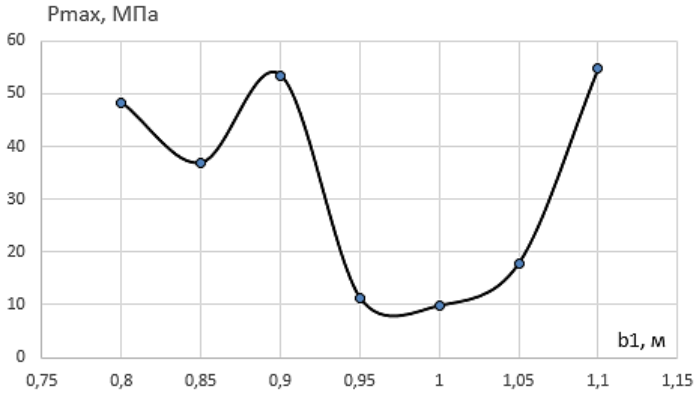


Рисунок 3 – Зависимость максимального давления рабочей жидкости от параметра b1 при подъеме стрелы серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) при $Кр = 1{,}69 \cdot 10^{-12}$ м^3/Па

Приведенные на рисунке 2 результаты имитационного моделирования процесса подъема груза для серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) показывают существенную зависимость динамики давления p(t) от компоновки гидроцилиндра механизма подъема.

На рисунке 3 представлен график зависимости максимального давления рабочей жидкости p_{max} от параметра b_1 при $К_р = 1{,}69 \cdot 10^{-12}$ м^3/Па. Определенное в результате моделирования динамики подъема стрелы для серийного гидроманипулятора АТЛАНТ-С 100 (ЛВ-185-16) минимальное значение максимального давления $p_{min\,max} = 9{,}8$ МПа соответствует параметру $b_1 = 1{,}0$ м и почти в 2 раза меньше номинального и максимального паспортных значений давления (20 МПа и 24 МПа) для используемого в данной модели гидроманипулятора усиленного гидроцилиндра подъема стрелы ИТГ-140-80-757.

Таким образом, полученные теоретические результаты говорят о том, что за счет оптимизации компоновки гидроцилиндра подъема стрелы манипулятора и подбора параметров для элементов гидропривода для обеспечения необходимой податливости происходит существенное снижение динамических нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование : монография / И.М. Бартенев, З.К. Емтыль, А.П. Татаренко, М.В. Драпалюк, П.И. Попиков, Л.Д. Бухтояров; под ред. И.М. Бартенева. – Москва : ФЛИНТА : Наука, 2011. – 408 с.

2. Лагерев, А.В. Динамико-прочностной анализ гидравлических крано-манипуляторных установок мобильных машин / А.В. Лагерев, А.А. Мильто, И.А. Лагерев. – Брянск : Брянский государственный университет имени академика И. Г. Петровского, 2015. – 186 с.

3. Бартенев, И.М. Исследование динамической нагруженности гидравлического манипулятора и обоснование целесообразности совмещения операций подъема стрелы и вращения рукояти / И.М. Бартенев, З.К. Емтыль, П.И. Попиков // Труды «ФОРА» / Физическое общество Республики Адыгея. – Майкоп : Издательство АГУ, 1997. – № 2. – С. 96-114.

4. Попиков, П.И. Обоснование компоновки и параметров гидропривода механизма подъема лесного манипулятора / П.И. Попиков, И.Д. Евсиков // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика. – 2019. – Т. 7, № 3(46). – С. 226-231.

5. Применение законов механики при моделировании лесных гидроманипуляторов / И.Д. Евсиков, П.И. Попиков, Н.Ю. Евсикова, Н.С. Камалова // Физические основы современных наукоемких технологий : Материалы Международного научно-методического семинара, Воронеж, 16 ноября 2021 года / Отв. редактор Н.Ю. Евсикова. – Воронеж: Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова, 2022. – С. 68-73. – DOI 10.34220/PFMSIT2022_68-73.

6. Влияние податливости гидропривода на динамическую нагруженность механизмов лесного манипулятора / И.Д. Евсиков, Д.С. Богданов, А.В. Попикова, А.В. Конюхов // Лесотехнический журнал. – 2023. – Т. 13, № 3(51). – С. 131-142. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2023.3/10.

7. Самарский А.А. Введение в численные методы / А.А. Самарский. – Санкт-Петербург: Лань, 2005. – 288 с.

REFERENCES

1. Hydraulic manipulators and forestry technological equipment: monograph / I.M. Bartenev, Z.K. Emtyl, A.P. Tatarenko, M.V. Drapalyuk, P.I. Popikov, L.D. Bukhtoyarov; edited by I.M. Bartenev. – Moscow: FLINTA: Nauka, 2011. – 408 p.

2. Lagerev, A.V. Dynamic strength analysis of hydraulic crane-manipulator units of mobile machines / A.V. Lagerev, A.A. Milto, I.A. Lagerev. – Bryansk: Bryansk State University named after Academician I.G. Petrovsky, 2015. – 186 p.

3. Bartenev, I.M. Study of dynamic loading of a hydraulic manipulator and substantiation of the feasibility of combining boom lifting and handle rotation operations / I.M. Bartenev, Z.K. Emtyl, P.I. Popikov // Proceedings of "FORA" / Physical Society of the Republic of Adygea. - Maykop: ASU Publishing House, 1997. – No. 2. – P. 96-114.

4. Popikov, P.I. Justification of the layout and parameters of the hydraulic drive of the lifting mechanism of a forestry manipulator / P.I. Popikov, I.D. Evsikov // Current areas of scientific research in the 21st century: theory and practice. – 2019. – Vol. 7, No. 3 (46). – P. 226-231.

5. Application of the laws of mechanics in modeling forestry hydraulic manipulators / I.D. Evsikov, P.I. Popikov, N.Yu. Evsikova, N.S. Kamalova // Physical Foundations of Modern Science-Intensive Technologies: Proceedings of the International Scientific and Methodological Seminar, Voronezh, November 16, 2021 / Editor-in-Chief N.Yu. Evsikova. - Voronezh: Voronezh State Forest Engineering University named after G.F. Morozov, 2022. – P. 68-73. – DOI 10.34220/PFMSIT2022_68-73.

6. Influence of Hydraulic Drive Compliance on the Dynamic Load of Forest Manipulator Mechanisms / I.D. Evsikov, D.S. Bogdanov, A.V. Popikova, A.V. Konyukhov // Forest Engineering Journal. - 2023. – Vol. 13, No. 3 (51). – P. 131-142. – DOI 10.34220/issn.2222-7962/2023.3/10.

7. Samarsky A.A. Introduction to Numerical Methods / A.A. Samarsky. – St. Petersburg: Lan, 2005. – 288 p.