

## КОМПЬЮТЕРНЫЙ АНАЛИЗ ЗАВИСИМОСТИ ДАВЛЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА И УГЛОВОЙ СКОРОСТИ СТРЕЛЫ ОТ ВРЕМЕНИ В МАНИПУЛЯТОРЕ

Е.Ю. Дубровская

*Адыгейский государственный университет, г. Майкоп*

Рассматривается временная зависимость давления в гидроцилиндре и угловой скорости стрелы манипулятора. В результате численного анализа установлено, что при переходном режиме работы, то есть когда скорость движения стрелы еще меняется неравномерно, давление рабочей жидкости и угловая скорость движения стрелы зависят от массы захваченного груза при установившемся режиме, то есть когда скорость движения стрелы считается постоянной, зависимость давления рабочей жидкости и угловой скорости от массы не проявляется. Основываясь на результатах моделирования даны рекомендации по проектированию гидроманипулятора.

Разработка и совершенствование крано-манипуляторных установок (КМУ) относится к одному из перспективных направлений развития грузоподъемной техники, что объясняется их универсальностью и экономической эффективностью. Они нашли широкое применение в лесной и деревообрабатывающей промышленности (лесозаготовительной), в строительстве. Актуальность изучения КМУ также связана с тем, что уровень механизации погрузочно-разгрузочных и подъемно-транспортных работ в настоящее время еще мал. Кроме этого, за последние годы развития рыночной экономики в России, значимость КМУ и гидроманипуляторов на рынке перевозки грузов и проведения смежных работ увеличилась. Эта ниша потребления сразу же породила множество производителей КМУ. Иностранные производители быстрее заняли нишу в мире, и теперь, имея прочную технологическую и финансовую базу, являются серьезным игроком на Российском рынке. В настоящее время совокупный объем продукции Российского производства на рынке составляет 26% от общего объема [1].

Анализ литературы по теме данной работы показал, что ввиду большой конкуренции на рынке КМУ имеется небольшое количество монографий и статей по расчету гидроманипуляторов.

Среди них своей общностью и подробным описанием рассматриваемых вопросов выделяются работы [2-6].

Монографии [4-6] рассматривают вопросы улучшения кинематических и динамических характеристик различных конструкций КМУ. При этом в [4] особое внимание уделяется вопросам оптимизации параметров механизмов, исследованию зависимости между этими параметрами и временем, влиянию конструктивных особенностей манипуляторов на их работу. Результатами исследований, проведенных авторами [4], являются выводы о том, что податливость рабочей жидкости и элементов гидропривода, утечки в гидросистеме оказывают значительное влияние на динамику звеньев.

В работе [5] даются рекомендации по моделированию динамической нагруженности элементов несущей металлоконструкции трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов. Причем рассматриваемые математические модели, описывающие динамику элементов крана-манипулятора, учитывают стохастический характер поверхности, по которой движется крановый автомобиль с подвешенным грузом. Более фундаментальный характер носит работа [6], которая основана на результатах научных исследований, реализованных автором в Брянском государственном университете. В ней рассматриваются основные конструкции современных манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, построена комплексная математическая модель, предназначенная для моделирования рабочих процессов в КМУ. Проведенные исследования позволили предложить технические решения, повышающие надежность эксплуатации КМУ.

Работы [8] и [10] имеют не только теоретическую, но и практическую направленность, так проводится исследование конкретных моделей КМУ.

К сожалению, вследствие высокой конкурентной среды на рынке КМУ соответствующие результаты зарубежных исследований в данной области нам не известны.

В данной работе рассматривается компьютерная модель динамики гидроманипулятора и на ее основе анализируется зависимость давления рабочей жидкости в гидроцилиндре и угловой скорости стрелы от времени.

Несмотря на обширный анализ влияния податливости рабочей жидкости на динамическую нагруженность манипулятора, проведенного в работах [2], [8] и [10] некоторые вопросы остались не исследованными. В частности, не определен характер влияния массы поднимаемого груза на давление рабочей жидкости и угловую скорость стрелы.

Как указано в [4] поиск оптимальных значений кинематических параметров  $a, b, e, \gamma$  механизма подъема стрелы следует проводить путем последовательного определения оптимального значения каждого параметра. Оптимизация полезного объема  $V_{\eta}$  по параметрам  $b, e, \gamma$  приводит к решению системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial V_{\eta}}{\partial b} &= f(b, e, \gamma) = 0, \\ \frac{\partial V_{\eta}}{\partial e} &= f(b, e, \gamma) = 0, \\ \frac{\partial V_{\eta}}{\partial \gamma} &= f(b, e, \gamma) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Следует отметить, что поиск аналитического решения каждого нелинейного дифференциального уравнения системы (1) вызывает трудности. Это связано с тем, что параметры, присутствующие в системе (1) косвенно зависят друг от друга и от параметров  $b, e, \gamma$ . Поэтому используют численные методы, так как это рекомендуется в [2] и [4]. Построив компьютерную модель и проведя тестовые расчеты по известным результатам [4], оказалось, что наш расчет по предложенным в [4] алгоритмам дает значение силы в несколько раз меньше. Вследствие чего пришлось обратиться к работам [8], [10]. Выяснилось, что для решения задачи оптимизации параметров гидроманипулятора необходим другой подход, одного уравнения движения стрелы недостаточно. Для корректного решения необходимо учитывать податливость рабочей жидкости и элементов гидропривода. Происходит это по той причине, что на самом деле полезный объем гидроцилиндра (ГЦ) и сила  $\bar{F}^{\max}$  зависят не только от параметров  $b, e$  и  $\gamma$ , но и от динамики рабочей жидкости в гидроцилиндрах, то есть от ее податливости. При работе гидроманипулятора на масло в гидроцилиндрах оказывается давление, и жидкость деформируется, выталкивая и втягивая стрелу. Для упрощения расчетов жидкость обычно считается несжимаемой, то есть ее сжимаемость настолько мала, что ею пренебрегают. Однако, в процессе работы манипулятора данный параметр нельзя не учесть, так как в этом случае при исследовании зависимости давления от времени мы получим пиковые значения давления, уходящие в бесконечность, чего в реальности быть не может. По этой причине вводится коэффициент податливости рабочей жидкости, позволяющий приблизить теоретические кривые давления к экспериментальным [4].

Кроме податливости рабочей жидкости, необходимо учесть утечки в гидросистеме. Утечки зависят от конструктивных особенностей и динамики органов гидроманипулятора, сорта рабочей жидкости, температуры и давления. Присутствие утечек в главной части КМУ уменьшает ее силовые характеристики и, в итоге ведет к снижению мощности. При этом утечки снижают равномерность скоростей рабочих движений, ограничивают диапазон регулирования скоростей. Утечки масла обычно происходят через зазоры – узкие щели в сочленениях между деталями органов манипулятора.

По данным [4] давление в штоковой полости зависит от скорости движения штока гидроцилиндра и значения угла подъема стрелы.

Рассмотрим два режима движения стреловой группы – переходной и установившийся. Рабочая жидкость, подаваемая в штоковую полость ГЦ, расходуется на перемещение поршня, утечки в гидросистеме, деформацию рабочей жидкости и элементов гидропривода.

Следуя [4] получаем уравнение расхода рабочей жидкости:

$$Q_H K_t = \frac{\pi d^2}{4} b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} + a_y P + K_p \frac{dP}{dt}, \quad (2)$$

Уравнение движения стреловой группы (уравнение движения стрелы) определяется из основного уравнения динамики вращательного движения. В результате получается система двух дифферен-

циальных уравнений, в которых учитывается податливость рабочей жидкости и элементов гидропривода.

Для компьютерного моделирования исследования зависимостей  $\varphi(t)$  и  $P(t)$  получается следующая нелинейная система дифференциальных уравнений второго порядка

$$\begin{cases} (J_c + ml^2) \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \frac{\pi d^2}{4} Pb \sin \beta - (ml + m_c l_c) K_H g \cos(\varphi + \delta), \\ Q_H K_t = \frac{\pi d^2}{4} b \sin \beta \frac{d\varphi}{dt} + K_P \frac{dP}{dt} + a_y P. \end{cases} \quad (3)$$

Аналитическое решение системы (3) вызывает трудности, в связи с нелинейным характером и сложными зависимостями параметров гидроманипулятора от времени. Линеаризация была использована только на этапе тестирования программы. Для решения данной проблемы были использованы численные методы и разработана программа, которая позволила провести компьютерное моделирование влияния податливости рабочей жидкости и элементов гидропривода на динамическую нагруженность и параметры механизма подъема стрелы.

Система (3) была преобразована в систему трех дифференциальных первого порядка для удобства проведения расчетов и уменьшения риска допустить ошибки.

Систему (3) привели к новому виду, удобному для численного анализа:

$$\begin{cases} A \frac{d^2\varphi}{dt^2} + B \sin \beta P + C \cos(\varphi + \delta) = 0, \\ B \frac{d\varphi}{dt} \sin \beta + \frac{10^{-5}}{7.28P + 106} \frac{dP}{dt} + D_0 P - E = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где  $(J_c + ml^2) = A$ ,  $\frac{\pi d^2}{4} b = B$ ,  $K_H g(ml + m_c l_c) = C$ ,  $a_y = D_0$ ,  $Q_H K_t = E$ ,

$$K_P = \frac{10^{-5}}{7.28P + 106}.$$

Обозначив  $\frac{d\varphi}{dt} = x(t)$ ,  $P = y(t)$  система (4) примет вид:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi}{dt} - x(t) = 0, \\ A \frac{dx}{dt} - B \sin \beta P + C \cos(\varphi + \delta) = 0, \\ Bx(t) \sin \beta + \frac{10^{-5}}{7.28P + 106} \frac{dP}{dt} + D_0 P - E = 0. \end{cases} \quad (5)$$

В результате преобразований получим систему для численных расчетов:

$$\begin{cases} \frac{d\varphi}{dt} - x(t) = 0, \\ \frac{dx}{dt} - \frac{B}{A} \sin \beta y(t) + \frac{C}{A} \cos(\varphi + \delta) = 0, \\ 10^{-5} \frac{dy}{dt} + D_0 y(t)[7.28y(t) + 106] + Bx(t) \sin \beta [7.28y(t) + 106] - E[7.28y(t) + 106] = 0, \end{cases} \quad (6)$$

где  $\sin \beta = \frac{a \sin(\gamma + \varphi)}{\sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(\gamma + \varphi)}}$ .

Система дифференциальных уравнений (6) численно решались тремя методами: методом простой итерации, методом Рунге-Кутты-Фальберга порядка 4-5 и методом Рунге-Кутты порядка 7-8. Задача состояла в проверке правильности работы программы и выбора наилучшего метода при сравнении с результатами расчетов, указанных в работах [4], [7], [9].

К сожалению, метод Рунге-Кутты продемонстрировал известные его недостатки, связанные с проблемой начальных условий. Поэтому один из путей решения был предложен в методе Рунге-Кутты-Фальберга [14]. В нем реализована процедура подбора правильного шага  $h$ , которая заключается в сравнении двух различных приближений. Если два ответа (решения) находятся в согласии, то аппроксимация принимается, если же два ответа (решения) не соответствуют указанной точности, то размер шага уменьшается по определенной формуле [14].

Основные результаты численных расчетов показаны на рис. 1-4.

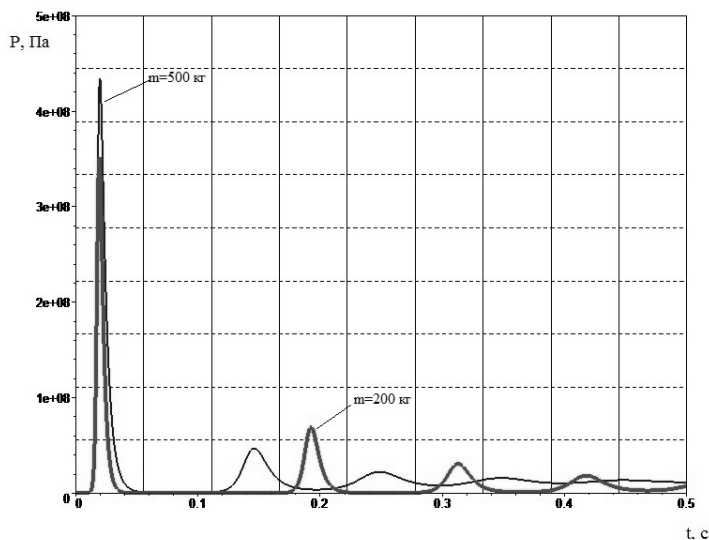


Рис. 1. Зависимость давления рабочей жидкости в ГЦ от времени при массе груза 200 кг (жирная линия) и 500 кг (переходный режим).

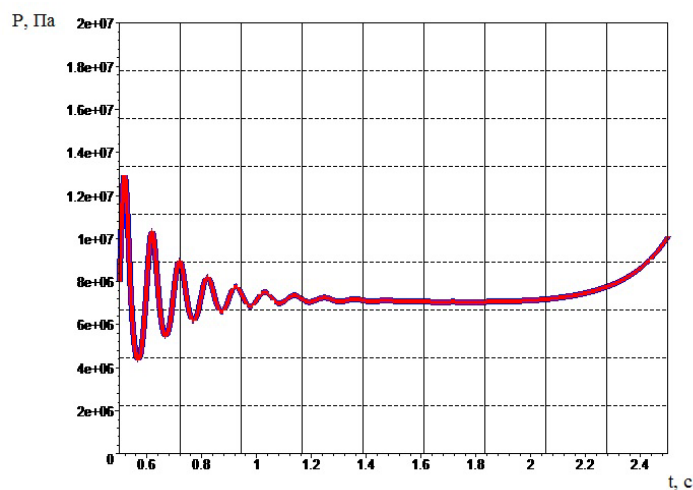


Рис. 2. Зависимость давления рабочей жидкости в ГЦ от времени при массах груза 200 кг и 500 кг (установившийся режим). Кривые совпадают.

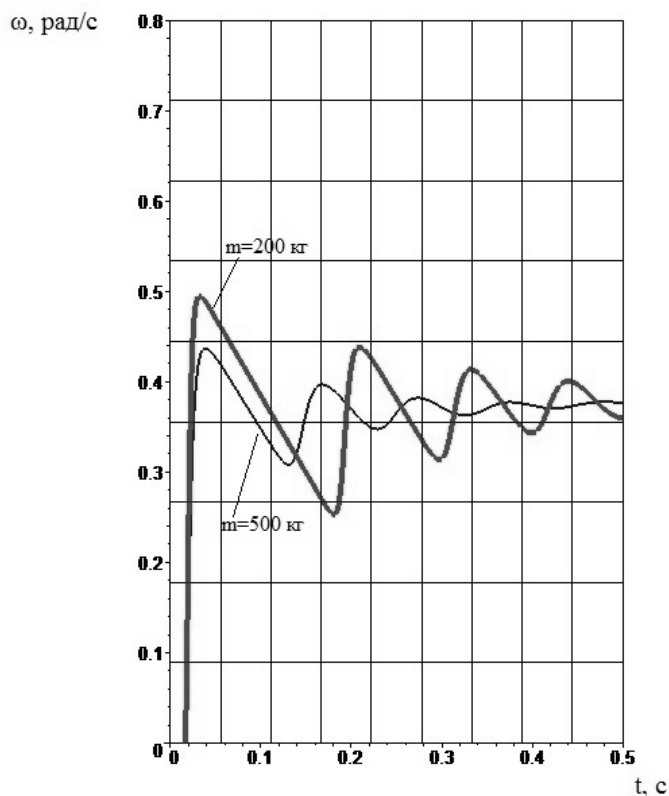


Рис. 3. Зависимость угловой скорости стрелы от времени при массах груза 200 кг и 500 кг (переходный режим)

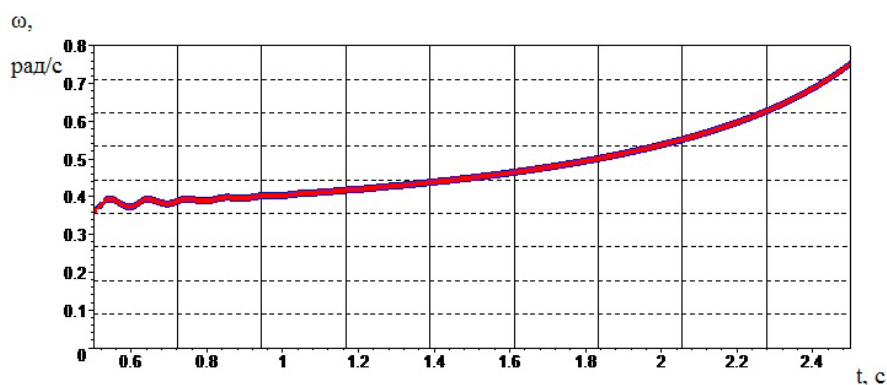


Рис. 4. Зависимость угловой скорости стрелы от времени при массах груза 200 кг и 500 кг (установившийся режим). Кривые совпадают.

Компьютерное моделирование зависимости давления рабочей жидкости от массы груза на стреле показало, что давление зависит от массы в только в переходном режиме работы, в период времени от 0 сек до 0,5 сек.. Но эта зависимость становится минимальной в режиме работы ( $V = const$ ) от 0,5 до 2,5 сек для масс груза на стреле в диапазоне от 500 до 900 кг. При этом функциональная зависимость имеет одинаковый вид.

С исследованием зависимости угловой скорости от времени ситуация складывается аналогичным образом. Существенное отличие зависимостей проявляется при переходном режиме работы в диапазоне масс груза от 200 кг до 500 кг, и эти зависимости уже одинаковы при массах груза от 500 кг до 900 кг как в переходном, так и в установившемся режимах.

Таким образом, в результате численного анализа установлено:

- при переходных режимах работы, то есть когда скорость движения стелы еще меняется неравномерно, давление рабочей жидкости и угловая скорость движения стрелы зависят от массы захваченного груза в диапазоне от 200 до 500 кг;
  - при установившемся режиме, то есть когда скорость движения стрелы считается постоянной, зависимость давления рабочей жидкости и угловой скорости от массы не проявляется.
- Основываясь на результатах моделирования можно дать следующие рекомендации:
- на этапе проектирования гидроманипулятора желательно рассматривать движение стрелы совместно с расходом рабочей жидкости и массой груза на стреле;
  - наряду с податливостью рабочей жидкости и элементов гидропривода полезно учитывать утечки в гидросистеме, которые могут существенно нарушать равномерность рабочих движений, в особенности при малых грузах на стреле (от 200 до 500 кг);
  - так как различные численные методы могут давать различные результаты, проектное исследование следует проводить неоднократно и различными способами с учетом погрешности, возникающей при вычислениях до тех пор, пока не будут получены удовлетворяющие (одинаковые) результаты.

## Л и т е р а т у р а

1. Маркетинговое исследование «Рынок крано-манипуляторных установок (включая гидроманипуляторы для леса и металлолома), 2014-2015 гг.» – М.: MegaResearch, 2015. (URL: <https://port-u.ru>)
2. *Бартнев И.М., Емтыль З.К.* Некоторые направления повышения технического уровня гидравлических манипуляторов. – Майкоп: Изд-во МГТИ, 1996. – 52с.
3. *Бартнев И.М., Емтыль З.К., Татаренко А.П.* О необходимости учета податливости рабочей жидкости и утечек в гидросистеме при проектировании манипуляторов // Вестник Центрально-Черноземного регионального отделения наук о лесе. Академия естественных наук. Воронеж. – 1999. – №2. – С. 108-114.
4. Гидроманипуляторы и лесное технологическое оборудование / И. М. Бартнев [и др.]; под ред. И. М. Бартнева. – М.: Флинта: Наука, 2011 (Воронеж). – 408 с.
5. *Лагерев И.А.* Динамика трехзвенных гидравлических кранов- манипуляторов. Монография / И.А. Лагерев, А.В. Лагерев. – Брянск: Изд-во БГТУ, 2012. – 196 с.
6. *Лагерев И.А.* Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов: монография / И.А. Лагерев. – Брянск: РИО БГУ, 2016. – 371 с.
7. *Ворков А.А., Дроздовский Г.П., Шоль Н.Р.* Перспективы применения промышленных ЭВМ для снижения динамической нагруженности манипуляторного оборудования лесозаготовительных машин / Материалы XII Международной научно-технической конференции «Лес-2011». – Брянск: Брянский государственный инженерно-технологический университет, 2011. (URL: [http://science-bsea.bgita.ru/2011/les\\_2011.htm](http://science-bsea.bgita.ru/2011/les_2011.htm))
8. *Емтыль З.К.* Совершенствование кинематики, динамики и конструкции лесопромышленных гидроманипуляторов: дис. ... д. т. н./ З.К. Емтыль. – Воронеж, 2002. – 338 с.
9. *Ильина В.А., Силаев П.К.* Численные методы для физиков-теоретиков. – 2004. – 118 с.
10. *Татаренко А.П.* Совершенствование конструкции лесопромышленных манипуляторов на основе математического моделирования рабочих процессов: дис. ... к. т. н./ А.П. Татаренко. – Воронеж, 2000. – 140 с.
11. *Савельев И.В.* Курс общей физики, т. I. Механика. 5-е издание, исправленное/ И. В. Савельев – М.: Лань, 2011. – 448 с.
12. *Самарский А.А.* Введение в численные методы. – М.: Лань, 2005. – 288 с.
13. Энциклопедия по машиностроению XXL [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://mash-xxl.info/>
14. *Mathews J.H., Kurtis K.F.* Numerical Methods Using Matlab. – New Jersey: Prentice-Hall Inc., 2004. – 499 p.

## **Computer analysis of the dependence of the working fluid pressure of the hydraulic cylinder and the angular velocity of the crane boom on the time in the manipulator**

**E.Y. Dubrovskaya**

The time dependence of the pressure in the hydraulic cylinder and the angular velocity of the manipulator boom is considered. As a result of numerical analysis it was found that under the transitional mode of operation, i.e., when the speed of the stele still changing unevenly, the pressure of the working fluid and the angular velocity of the arrows depend on the mass of the captured cargo at steady state, i.e. when the speed of movement of the crane boom is considered constant, the dependence of the pressure of the working fluid and the angular velocity of the mass is not apparent. Based on the simulation results, recommendations for designing a hydraulic manipulator are given.