

Моделирование гидропривода грузоподъемного борта грузового автомобиля

А.Г. Александров, А.В. Шихин, В.Н. Сидоров, С.А. Плахов

*Калужский филиал «Московский государственный технический университет
имени Н.Э. Баумана»*

Аннотация: В данной работе представлены результаты исследования подъема грузоподъемного борта грузового автомобиля с гидроприводом, осуществляющим подачу рабочей жидкости в цилиндры последовательно для двух положений центра тяжести груза на грузоподъемной платформе. Приведена схема гидропривода, осуществляющая подачу рабочей жидкости в гидроцилиндры последовательно. Составлены математические модели, описывающие работу гидропривода. Осуществлено имитационное моделирование с помощью среды MATLAB Simulink.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, грузоподъемный борт, гидропривод, гидросистема, MATLAB Simulink, математическая модель, моделирование.

Наибольшую долю в структуре грузовых перевозок занимает автомобильный транспорт. На долю этого сегмента приходится более 65% грузовых перевозок в натуральном выражении [1]. Для ускорения процесса погрузочно-разгрузочных работ автомобили дополнительно оборудуют грузоподъемным бортом с гидроприводом (гидроборт). Наибольшее распространение в нашей стране получили модели гидробортов грузоподъемностью до 1,0 т.

По данным анализа рынка в России за 2022 год продажи гидробортов составили 1990 штук [1]. В требованиях к условиям эксплуатации гидробортов рекомендовано размещать груз в центральной зоне платформы, так как размещение груза на краях платформы снижает грузоподъемность гидроборта в 2-3 раза. Помимо этого, установка груза со значительным смещением от центра платформы может приводить к перекосам, превышающим максимально допустимые значения, во время подъема платформы, и, как следствие, скатыванию, опрокидыванию и повреждению перемещаемого груза [2]. Такая проблема возникает вследствие параллельной работы гидроцилиндров (ГЦ) подъема. Для решения данной

проблемы предлагается подачу рабочей жидкости в ГЦ подъема осуществлять последовательно, через короткие промежутки времени.

Цель работы – определение параметров подачи рабочей жидкости в гидроцилиндры подъема последовательно, короткими промежутками времени, для избежания неравномерной работы грузоподъемного борта при смещении центра масс груза относительно центральной зоны платформы.

Для определения оптимальных параметров гидросистемы, при которых характер подъема грузоподъемного борта будет удовлетворять условиям эксплуатации при любом расположении груза, была составлена схема гидросистемы привода грузоподъемного борта (рис. 1).

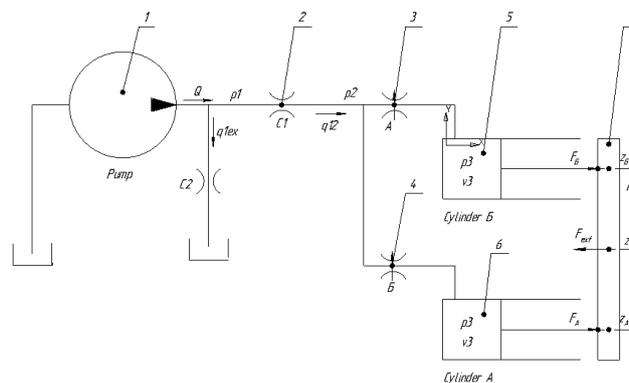


Рис. 1. – Схема привода грузоподъемного борта

- 1 – насос; 2 – гидрораспределитель; 3 – регулирующий дроссель А;
- 4 – регулирующий дроссель Б; 5 – гидроцилиндр подъема А;
- 6 – гидроцилиндр подъема Б; 7 – грузоподъемный борт

На выходе из насоса поток Q разделяется на утечку q_{1ex} и поток, идущий к регулируемому клапану q_{12} . Моделируем утечку q_{1ex} как ламинарный поток [3]. Ниже приведена система уравнений, описывающая данный процесс:

$$\begin{cases} Q = q_{12} + q_{1ex} \\ q_{1ex} = C_2 \cdot p_1 \\ p_1 = \frac{Q - q_{12}}{C_2} \end{cases} \quad (1)$$

где C_2 – коэффициент расхода; p_1 – давление насоса.

Жидкость внутри цилиндров находится под давлением, из-за потока $q_{12} = q_{23}$ с учетом сжимаемости жидкости внутри гидроцилиндров (система уравнений 2)

$$\begin{cases} \frac{dp_3}{dt} = \frac{\beta}{V_3} \left(q_{12} - A_c \frac{dx}{dt} \right) \\ V_3 = V_{30} + A_c \cdot x \end{cases} \quad (2)$$

где p_3 – давление в поршневой полости; β – объемный модуль жидкости;

V_3 – объем жидкости при давлении p_3 ; V_{30} – объем жидкости в поршневой полости ГЦ при $x=0$; A_c – площадь поперечного сечения цилиндра.

Баланс сил на поршне представлен в следующей системе уравнений [4].

$$\begin{cases} q_{23} = q_{12} = C_1(p_2 - p_3) \\ p_2 = p_3 + \frac{q_{12}}{C_1} \end{cases} \quad (3)$$

Турбулентный поток через гидрораспределитель моделируется с помощью уравнения истечения жидкости через отверстие [5], представленной ниже. Функции знака и абсолютного значения учитывают поток в любом направлении.

$$q_{12} = C_d \cdot C_1 \cdot \operatorname{sgn}(p_1 - p_2) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_1 - p_2|} \quad (4)$$

где C_d – коэффициент расхода сечения гидрораспределителя; C_1 – площадь поперечного сечения отверстия гидрораспределителя; p_2 – давление после гидрораспределителя; ρ – плотность жидкости.

Математическую модель перемещения грузоподъемного борта с центром масс груза, находящегося в центре платформы составляют с помощью системы дифференциальных уравнений [6].

$$\begin{cases} M \frac{d^2z}{dt^2} = F_B + F_A + F_{ext} \\ I \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{L}{2} F_B - \frac{L}{2} F_A \end{cases} \quad (5)$$

где z – перемещение центра платформы; M – полная масса; F_A – сила гидроцилиндра А; F_B – сила гидроцилиндра Б; F_{ext} – Вес груза; θ – угол перекоса платформы; I – момент инерции платформы; L – ширина платформы.

Положения и скорости поршней напрямую зависят от геометрии [7].

$$\begin{cases} z_A = z - \theta \frac{L}{2} \\ z_B = z + \theta \frac{L}{2} \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \frac{dz_A}{dt} = \frac{dz}{dt} - \frac{d\theta}{dt} \frac{L}{2} \\ \frac{dz_B}{dt} = \frac{dz}{dt} + \frac{d\theta}{dt} \frac{L}{2} \end{cases} \quad (7)$$

где z_A – перемещение платформы в точке А; z_B – перемещение платформы в точке Б.

Математическая модель перемещения грузоподъемного борта с центром тяжести груза, находящегося на расстоянии $\frac{3}{4}$ ширины платформы аналогична системам уравнений 5-7.

$$\begin{cases} M \frac{d^2z}{dt^2} = F_B + F_A + F_{ext} \\ I \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{1}{4} F_B - \frac{3}{4} F_A \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} z_A = z - \theta \frac{3L}{4} \\ z_B = z + \theta \frac{L}{4} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} \frac{dz_A}{dt} = \frac{dz}{dt} - \frac{d\theta}{dt} \frac{3L}{4} \\ \frac{dz_B}{dt} = \frac{dz}{dt} + \frac{d\theta}{dt} \frac{L}{4} \end{cases} \quad (10)$$

Имитационное моделирование в среде MATLAB Simulink позволяет на основе математической модели проводить всесторонние исследования разрабатываемой системы [8 – 10].

Модель, созданная в среде MATLAB Simulink, состоит из связанных блоков с подсистемами, с помощью которых определяются параметры

гидросистемы. Блоки определения параметров гидросистемы представлены на рис 2-5.

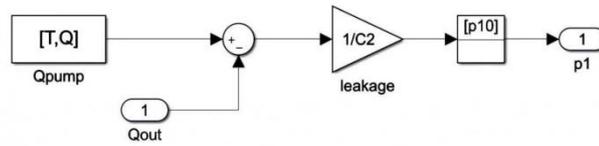


Рис. 2. - Блок определение давления насоса p1

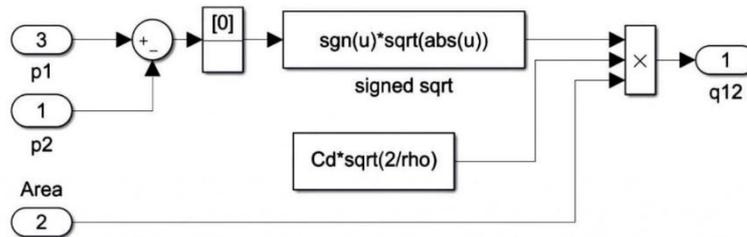


Рис. 3. - Блок определения расхода q12 через гидрораспределитель

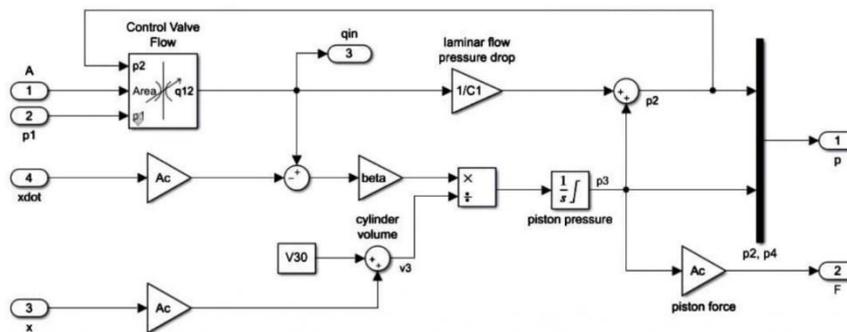


Рис. 4. – Блок определения давления p2, p3 в гидроцилиндре

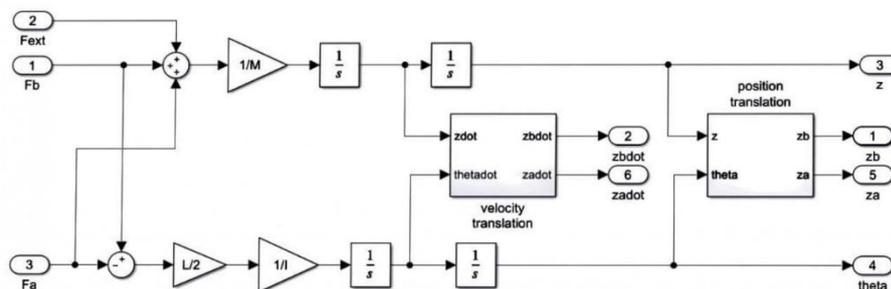


Рис. 5. - Блок определения перемещения грузоподъемного борта в точках А и Б

При проведении моделирования принимаем допустимую величину перекоса при подъеме грузоподъемного борта не более 15 мм и времени

подъема борта 7-12 секунд [11]. Перемещение центра платформы, а также изменение угла перекоса платформы при расположении центра тяжести груза в центре платформы, представлены на рисунках 6 и 8 а.

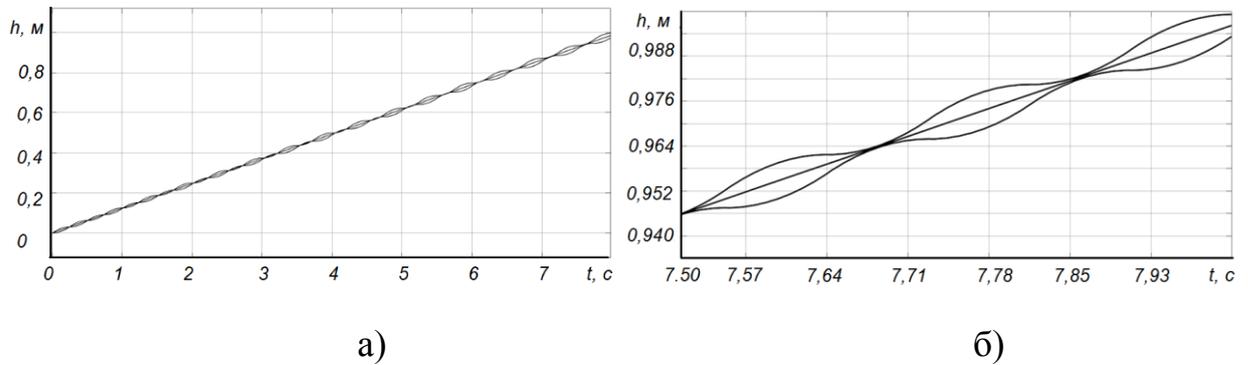


Рис. 6. – Перемещение платформы при расположении центра тяжести груза в центре платформы: а) мелкомасштабное изображение; б) крупномасштабное изображение

Перемещение центра платформы, а также изменение угла перекоса платформы при смещенном центре тяжести груза относительно центра платформы, представлены на рисунках 7 и 8 б.

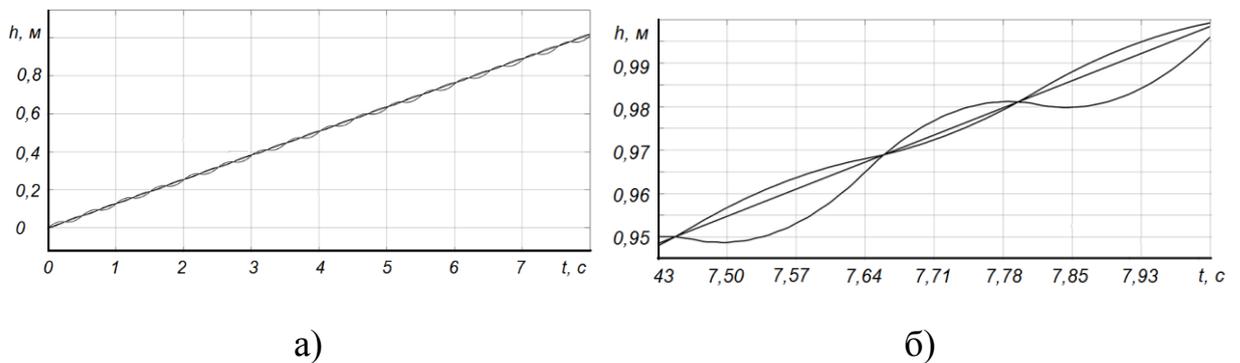


Рис. 7. – Перемещение платформы при смещенном центре тяжести груза относительно центра платформы: а) мелкомасштабное изображение; б) крупномасштабное изображение

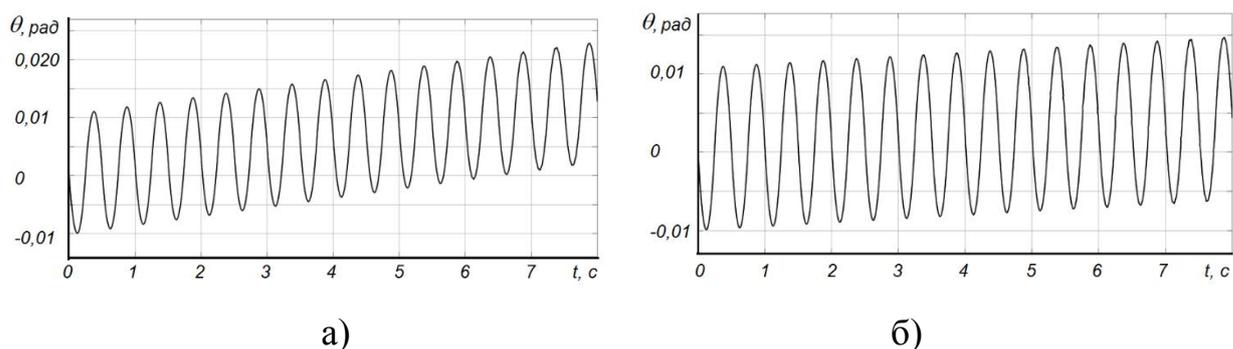


Рис. 8. – Изменение угла перекоса платформы: а) при расположении центра тяжести груза в центре платформы; б) при смещенном центре тяжести груза относительно центра платформы

Из полученных графиков видно, что подъем платформы происходит стабильно. Максимальный перекос платформы при расположении центра тяжести груза в центре платформы составил 12 мм. При расположении центра тяжести груза со смещением относительно центра платформы, перекос составил 10 мм.

Максимальный угол перекоса платформы при расположении центра тяжести груза в центре платформы составил 0,013 радиан $\approx 0,7^\circ$ и 0,016 радиан $\approx 0,9^\circ$ при расположении центра тяжести груза со смещением относительно центра платформы.

Полученные значения удовлетворяют предельно допустимым значениям [11]. Это позволит обеспечить требования стабильности углов перемещения гидроборта при различных вариантах размещения груза, а, значит, исключить вероятность опрокидывания и повреждения перемещаемого груза. Следовательно, можно сделать вывод о целесообразности установки на грузовой автомобиль гидроборта с последовательной подачей рабочей жидкости в ГЦ подъема.

Литература

1. Discovery Research Group. Анализ рынка гидробортов в России. URL: drgroup.ru/components/com_jshopping/files/demo_products/Otchet._DEMO._Analiz_rynka_gidrobortov_v_Rossii.pdf (дата обращения 26.12.2022).
2. Клиндух Н.Ю. Экспериментальные исследования рециркуляционной системы гидропривода // Известия Вузов. Строительство. 2006. №9. С. 60-64.
3. Оленьев И.Б. Моделирование работы элементов гидропривода // Наука, технологии, инновации // Материалы Всероссийской научной конференции молодых ученых. Ч.3. Новосибирск. 2005. С. 43 -44
4. Пильгунов В.Н. Математическая модель гидропривода с двойным объемным регулированием. Наука и образование. 2014, вып. 7. URL: cyberleninka.ru/article/n/matematiceskaya-model-gidroprivoda-s-dvoynym-obyomnym-regulirovaniem/viewer (дата обращения 07.07.2014).
5. Kozhukhova A.V. Process equipment pump-controlled hydraulic drive: improving energy efficiency. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2019. vol. 643. DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012098
6. Озерский А.И., Бабенков Ю.И., Шошиашвили М.Э. Перспективные направления развития силового гидравлического привода // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2011. №4. с. 55–61.
7. Rakulenko S.V., Grishchenko V.I., Poleshkin M.S., Sirotenko A.N. Dependent twin-engine hydraulic drive of the drilling rig with a mechano-hydraulic variable pump control circuit. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 1029. DOI: 10.1088/1757-899X/1029/1/012088
8. Wenlin W., Xiong C., Zirong Z. Parameter Effects of the Hydrostatic Propulsion Drive System on the Operation Accuracy of a Tamping Machine. IOP

Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. vol. 616. DOI: 10.1088/1757-899X/616/1/012013

9. Changlin W., Jiwen C., Rijun W., Decai M. Simulation Research on Cutterhead Hydraulic Drive System of Shield Machine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2021, vol. 1748. DOI: 10.1088/1742-6596/1748/5/052025

10. Сидорова А.В., Степин П.И., Сидоров В.Н. Имитационное моделирование колебаний центра масс колесной машины с помощью программы Simulink // Инженерный вестник Дона. 2020. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2020/6395.

11. Сидоренко В.С., Грищенко В.И., Ракуленко С.В., Полешкин М.С. Адаптивный гидропривод с объемным регулированием подачи инструментатехнологической машины. Вестник Донского государственного технического университета. 2017. №2. с. 88–98.

References

1. Discovery Research Group. Analiz rynka gidrobortov v Rossii [Analysis of the tail lift market in Russia]. URL: drgroup.ru/Analiz-rynka-gidrobortov-v-Rossii.html (data obrashcheniya 26.12.2022).

2. Klinduh N.Yu. Izvestiya Vuzov. Stroitel'stvo. 2006. №9. pp. 60-64.

3. Olen'ev I.B. Modelirovanie raboty elementov gidroprivoda. [Modeling of hydraulic drive elements] Nauka, tekhnologii, innovacii. Materialy Vserossijskoj nauchnoj konferencii molodyh uchenyh. Ch.3. Novosibirsk. 2005. pp. 43 -44

4. Pil'gunov V.N. Nauka i obrazovanie. 2014, vyp. 7. URL: cyberleninka.ru/article/n/matematiceskaya-model-gidroprivoda-s-dvoynym-obyomnym-regulirovaniem (data obrashcheniya 07.07.2014).

5. Kozhukhova A.V. Process equipment pump-controlled hydraulic drive: improving energy efficiency. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2019. vol. 643. DOI: 10.1088/1757-899X/643/1/012098



6. Ozerskij A.I., Babenkov Yu.I., Shoshiashvili M.E. Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tekhnicheskie nauki. 2011. №4. pp. 55–61.

7. Rakulenko S.V., Grishchenko V.I., Poleshkin M.S., Sirotenko A.N. Dependent twin-engine hydraulic drive of the drilling rig with a mechano-hydraulic variable pump control circuit. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020, vol. 1029. DOI: 10.1088/1757-899X/1029/1/012088

8. Wenlin W., Xiong C., Zirong Z. Parameter Effects of the Hydrostatic Propulsion Drive System on the Operation Accuracy of a Tamping Machine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. vol. 616. DOI: 10.1088/1757-899X/616/1/012013

9. Changlin W., Jiwen C., Rijun W., Decai M. Simulation Research on Cutterhead Hydraulic Drive System of Shield Machine. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, 2021, vol. 1748. DOI: 10.1088/1742-6596/1748/5/052025

10. Sidorova A.V., Stepin P.I., Sidorov V.N. Inzhenernyj vestnik Dona. 2020. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2020/6395.

11. Sidorenko V.S., Grishchenko V.I., Rakulenko S.V., Poleshkin M.S. Vestnik Donskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. 2017. №2. pp. 88–98.