

УДК 621.86

DOI: 10.30987/1999-8775-2021-7-38-49

Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.А. Кузнецов

ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИН С ГИДРОПРИВОДОМ

Представлены результаты анализа неисправностей систем транспортных строительных машин с гидроприводом, основным элементом которых служит гидроцилиндр, являющийся наиболее нагруженным элементом, выполняющим все основные операции рабочего процесса погрузки и разгрузки грузовых платформ. В гидроприводе современных транспортных строительных машинах применяется телескопический гидроцилиндр одностороннего действия, конструктивно-производственные недостатки которого в процессе

эксплуатации приводят к травмам обслуживающего персонала, в том числе по причине наличия колебательных процессов в гидроприводе. Предложена методика решения уравнений движения на примере гидропривода, которая позволяет сделать заключение об устойчивости всей системы.

Ключевые слова: транспортные строительные машины, водитель, травматизм, безопасность, гидропривод, гидроцилиндр, математическая модель.

E.N. Christophorov, N.E. Sakovich, A.A. Kuznetsov

SAFETY SUPPORT IN TRANSPORT CONSTRUCTION MACHINERY WITH HYDRAULIC DRIVE

Work purpose: the investigation of transport process safety in construction industry of the Bryansk region, the substantiation of reasons, factors and circumstances of accidents in the construction companies of the region, the substantiation of the impact of hydraulic drive unit failures upon safety of transport construction machinery with the hydraulic drive with the purpose of driver safety.

Investigation problem: on the basis of the obtained results of the safety investigations of transport processes, reasons defined, revealed injury factors of drivers during the operation of the load flat car hydraulic drive of transport means to develop motion parameters of the "hydraulic drive-load flat car" system which will not allow arising oscillations of the system resulting in hydraulic drive failure arising which has influence upon driver's work safety.

The investigations were carried out on the basis of a system analysis of accident examinations in the regional construction industry which on the basis of statistical data allows the defining safety state of transport construction machinery. By means of investigations it is defined that 90% of transport construction machines are equipped with a hydraulic drive. In the hydraulic drive the most significant element is a hydraulic cylinder – the most loaded element performing all basic operations of a working process of loading and unloading. In the hydraulic drive there is used a telescopic hydraulic cylinder in which during operation there are revealed design-production defects (DPD) which result in injury of machine service personnel.

One of DPD manifestations is oscillation formation in the hydraulic drive which results in the destruction of hydraulic cylinder attachment fitting. It is defined that the support of hydraulic drive reliability and safety is a difficult problem which needs a complex solution still at designing and creation, and during the operation. The complexity of the problem causes the necessity of design and operation parameter optimization, in the first place, that of an executing hydraulic cylinder of the hydraulic drive with the use of mathematical modeling. The review of the mathematical modeling methods of hydraulic cylinder parameters allows drawing the conclusion that the existing methods have many assumptions and do not allow creating completely reliable and safe transport construction engineering.

The investigation novelty consists in the offered procedure for the solution of motion equations of the "hydraulic drive – load flat car" system which allows calculating the motion system parameters, defining the development of system oscillation above critical able to destruct a fitting unit of the hydraulic cylinder to the load flat car.

Conclusion. The algorithm offered for the solution of mathematical equations allows making a conclusion on the stability and safety of the "hydraulic cylinder – load flat car" system, finding optimum values of motion parameters at any time moment of a transitional process.

Key words: transport construction machinery, driver, injury, safety, hydraulic actuator, hydraulic cylinder, mathematical model.

Введение

В настоящее время строительный комплекс Брянской области, активно включился в строительство и восстановление основных фондов промышленных предприятий, строительство и эксплуатацию дорог. Реализация планов строительной отрасли региона возможна лишь при наличии в технологических процессах строительства современных высокопроизводительных, надежных и безопасных транспортных строительных машин, основу которых составляют машины с гидравлическим приводом. Применение гидравлического привода имеет ряд преимуществ: малые массы и габариты; возможность плавного регулирования скорости подъема (опускания) самосвальных платформ, рабочих органов машин транспортной строительной техники; снижение нагрузок на элементы рабочего оборудования и металлоемкости конструкции в целом; снижение тяжести труда и обеспечение безопасности водителей [5].

Технологические процессы строительства определяют высокие требования к

надежности транспортных строительных машин в целом и их гидроприводам в частности. Обеспечение надежности и безопасности гидравлических приводов – сложная задача, которая требует комплексного решения, еще при проектировании и создании, а также в процессе эксплуатации. Сложность задачи вызывает необходимость оптимизации конструктивных и эксплуатационных параметров, в первую очередь, исполнительного гидроцилиндра гидравлического привода с использованием математического моделирования. Обзор методов математического моделирования параметров гидроцилиндра позволяет сделать вывод о том, что существующие методы имеют много допущений и не позволяют создавать, в полной мере, надежную и безопасную транспортную строительную технику. До настоящего времени из-за конструктивно – производственных недостатков строительных машин травмируются и гибнут люди [1, 5].

Постановка проблемы

В современном строительном комплексе Брянской области эксплуатируются более 90% парка строительных машин с гидроприводом. Исследования травматизма в регионе показали, что за период с

2006 по 2018 годы при строительстве объектов Брянской области пострадали 172 человек, из них 43 погибли (рис. 1) [3,4,5,6].



Рис. 1. Распределение пострадавших по годам

В основном, получили травмы: разнорабочие – 31 человек, водители строительных машин – 39 человек, инженерно-

технические работники – 17 человек и другие (рис. 2).

Среди 39 операторов пострадавших в

строительной отрасли Брянской области, 6 операторов получили смертельную травму. Среди погибших 5 операторов – мужчины и 1 женщина.

Исследования несчастных случаев, связанных с техническими причинами, показали, что в результате отказов систем строительных машин произошло 50 несчастных случаев, при этом наиболее ча-

сто операторы получали травмы в результате неисправностей гидроприводов (60 %) (рис. 3).

В гидроприводе наибольший процент неисправностей приходится на нарушение герметичности, в первую очередь, из-за разрывов гидравлических шлангов (33,3%), негерметичности уплотнений гидропривода (16,7 %) (рис. 4).

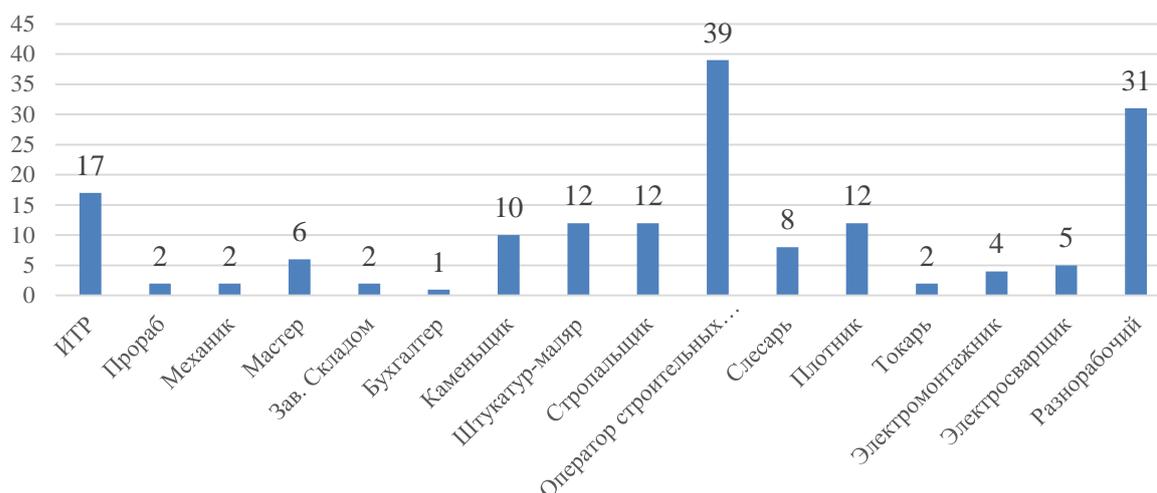


Рис. 2. Распределение пострадавших по профессиям

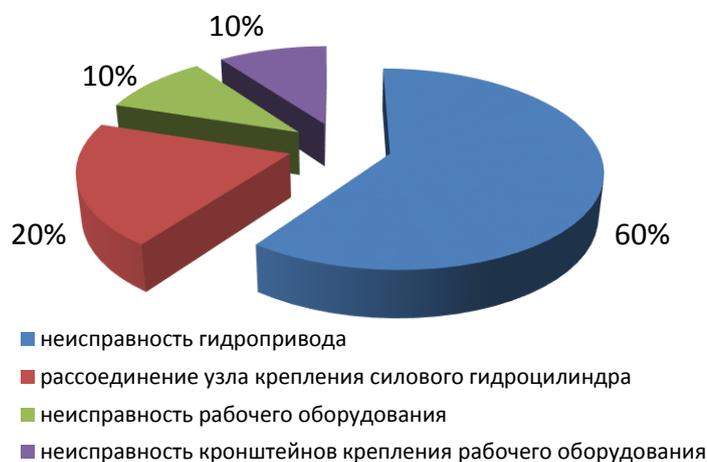


Рис. 3. Анализ неисправностей строительных машин, приведших к травмам водителей: неисправность гидропривода – 60%; рассоединение узла крепления силового гидроцилиндра – 20%; неисправность рабочего оборудования – 10%; неисправность кронштейнов крепления рабочего оборудования – 10%

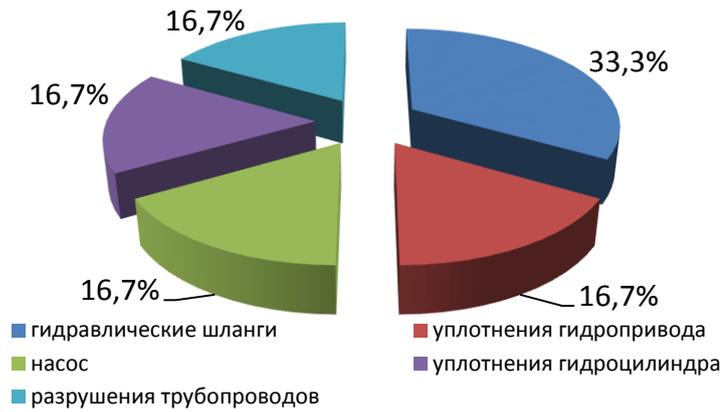


Рис. 4. Распределение неисправностей в гидроприводе: гидравлические шланги – 33,3%; уплотнения гидропривода – 16,7%; насос – 16,7%; уплотнения гидроцилиндра – 16,7%; разрушения трубопроводов – 16,7%

Результаты исследования и новизна

Исследования показали, что одной из причин возникновения неисправностей, приведших к травмам водителя, являются колебательные процессы в гидроприводе. В гидроприводах с телескопическими гидроцилиндрами колебания возникают не только при изменении нагрузки, пуске или остановке, но и вследствие конструктивных особенностей самих гидроцилиндров. Как известно, в процессе рабочего хода телескопических гидроцилиндров проис-

ходит ступенчатое изменение их рабочей площади в начале движения каждой секции цилиндра, что, в свою очередь, вызывает изменение установившейся скорости и рабочего давления. Переход от одной скорости к другой сопровождается колебаниями платформы транспортной строительной машины (ТСМ) [2,4,5,6,7].

Рассмотрим методику составления уравнения движения на примере гидропривода, показанного на рис. 5.

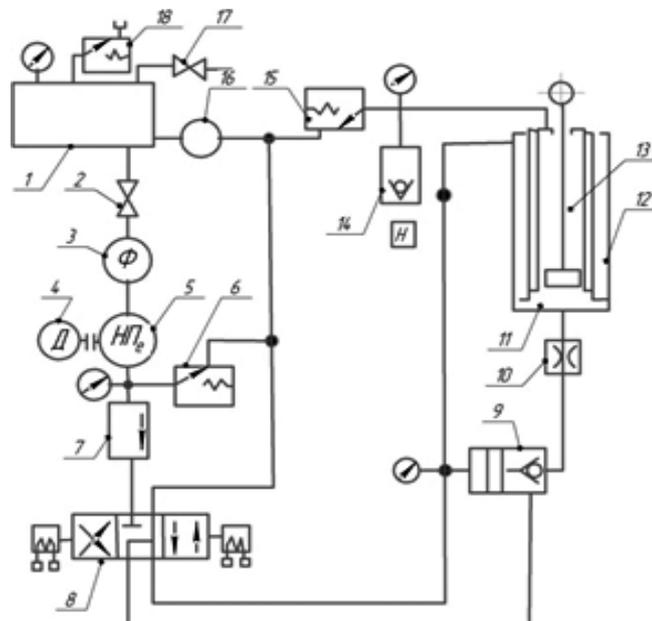


Рис. 5. Схема гидропривода:

- 1 – маслобак; 2, 11 – вентили; 3 – фильтр-отстойник; 4 – двигатель; 5 – насос постоянной мощности; 6, 15, 18 – предохранительные клапаны; 7 – регулятор расхода; 8 – распределитель; 9 – гидравлический замок ГА111; 10 – односторонний дроссель; 11 – телескопический гидроцилиндр с камерами противодействия на внутреннем и наружном цилиндрах; 12, 13 – камеры противодействия; 14 – управляющий клапан; 16 – фильтр

Методика состоит из следующих модулей [1, 2, 8, 9].

1. Исходные данные и выбор расчетной схемы.

Исходные данные должны содержать:

– принципиальную схему и геометрические характеристики грузовой платформы (рис. 6);

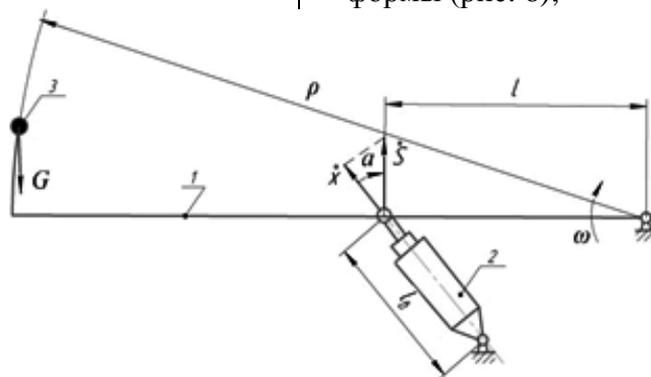


Рис. 6. Расчетная схема грузовой платформы:
1 – грузовая платформа; 2 – гидроцилиндр; 3 – центр тяжести

Гидропривод, схема которого изображена на рис. 5, предназначен для приведения в действие телескопического гидроцилиндра 11 с камерами противодействия на наружной и внутренней секциях гидроцилиндра.

В схеме применен насос 5 постоянной мощности, который используется также для питания механизма передвижения агрегата.

Гидропривод является нерегулируемым. При прямом ходе расход жидкости в линии прямого давления определяется настройкой регулятора расхода 7 и в первом приближении может считаться постоянным ($Q = const$).

Противодавление при вытеснении жидкости через открытый клапан 12 будем приближенно считать постоянным и равным нулю, а при вытеснении жидкости через предохранительный клапан 13 – постоянным и равным давлению настройки этого клапана ($p' = p_{настр} = const$).

В расчете учитывается гидравлическое сопротивление магистралей и элементов гидроаппаратуры (распределителя 8, гидрозамка 9, клапанов 10 и 12).

При работе на опускание необходимо также учесть гидравлическое сопротивление дроссельного отверстия в клапане 10.

Ввиду того, что утечки в таких элементах, как гидроцилиндр, распределитель, гидрозамок и обратный клапан, не-

лики, в расчетах они не учитываются.

Температуру и вязкость жидкости принимаем неизменными во все время работы гидроцилиндра. Принимаем также, что давление во всех точках гидравлической системы изменяется одновременно.

Динамические процессы будем рассматривать при малых отклонениях параметров движения гидроцилиндра, используя методы теории линейных колебаний.

Будем рассматривать движение приведенной массы (M) вдоль оси (S) (рис. 7).

Соединение грузовой платформы с верхней проушиной гидроцилиндра представим в виде упругого элемента, жесткость (c) которого эквивалентна жесткости грузовой платформы в направлении движения [1,2,10,11].

Работу гидроцилиндра можно разделить на четыре этапа (рис. 7):

- прямой ход до закрытия клапана 12, т. е. при ($p' = 0$);
- прямой ход при ($p' = p_{настр} = const$);
- обратный ход внутренней секции гидроцилиндра;
- обратный ход 2 и 3-й секции гидроцилиндра.

Рассмотрим порядок составления уравнения движения системы для первого этапа работы гидроцилиндра. Расчетная схема, соответствующая принятым допущениям и указанному этапу работы цилиндра представлена на рис. 7.

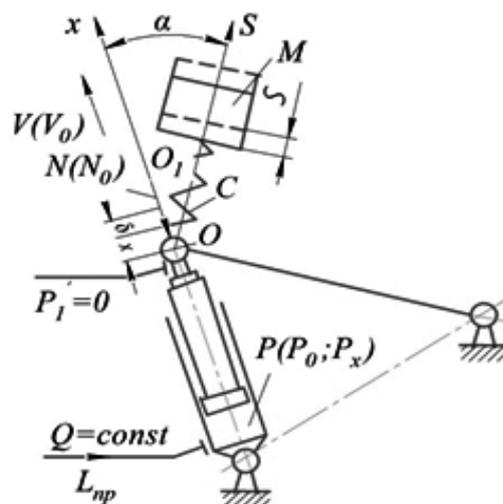


Рис. 7. Расчетная схема гидроцилиндра

Рассмотрим несколько уравнений движения грузовой платформы с гидроприводом.

Для того чтобы получить приближенное уравнение движения поднимаемой платформы, воспользуемся уравнением объемов жидкого звена и уравнениями равновесия сил, действующих на гидроцилиндр и на поднимаемую грузовую платформу.

1. Уравнение объемов жидкого звена [1, 2].

Следуя методике И.З. Зайченко, предположим, что внешняя нагрузка на гидроцилиндр (рис. 7) в некоторый момент времени, принимаемый за начало отсчета, внезапно уменьшилась с величины N до N_0 ; этим нагрузкам соответствуют установившиеся скорости v и v_0 и давления p и p_0 . По истечении времени t давление будет p_x , объем рабочей жидкости, который поступил бы в гидроцилиндр при установившемся движении с нагрузкой N_0 , будет $F_i \cdot v_0 \cdot t$, а действительный объем при перемещении секций цилиндра на величину x будет $F_i \cdot x$ (x отсчитывается от равновесного положения при нагрузке N_0 и времени ($t=0$)). Разность этих объемов должна равняться объемной деформации жидкости,

определяемой разностью давлений ($p_x - p_0$).

С учетом изложенного уравнение объемов, запишется в виде

$$F v_0 t - F_i x - \Delta W \quad (1)$$

где F_i – рабочая площадь гидроцилиндра при выдвигении i – й секции; x – перемещение цилиндров за время t при неустановившемся движении; ΔW – объемная деформация жидкого звена, трубопроводов и секций гидроцилиндра.

Установим зависимость объемной деформации системы от приращения давления Δp , для чего воспользуемся формулой Н.Е. Жуковского для потенциальной энергии трубопровода и сжатой жидкости:

$$U = \left(\frac{\pi r_0^3 \cdot l_T}{E_T \cdot \delta_T} + \frac{\pi r_0^2 \cdot l_T}{2E_{Ж}} \right) \Delta p^2 \quad (2)$$

где r_0 – внутренний радиус трубы при $\Delta p = 0$, м; l_T – длина трубы, м; E_T – модуль упругости материала трубы; δ_T – толщина стенки трубы, м; $E_{Ж}$ – модуль упругости рабочей жидкости.

С учетом объема жидкости в телескопическом гидроцилиндре полную потенциальную энергию деформации всей системы можно представить в следующем виде

$$U = \left(\frac{\pi r_{0i}^3 \cdot l_T}{E_T \delta_T} + \frac{\pi r_{0i}^2 \cdot l_T}{2E_{Ж}} + \sum_1^i \left(\frac{r_{0i}}{E_{Цi} \delta_{Цi}} + \frac{1}{2E_{Ж}} \right) F_i l_i + \sum_1^k \frac{F_k l_k}{2E_{Ж}} \right) \Delta p^2 \quad (3)$$

где r_{0i} – внутренний радиус i – го штока секции при $\Delta p = 0$; l_i – величина рабочего хода i – й секции гидроцилиндра в рас-

считываемый момент времени; $E_{Цi}$ – модуль упругости материала гидроцилиндра; $\delta_{Цi}$ – толщина стенки i – й секции гидро-

цилиндра; F_k – площадь поперечного сечения кольцевой камеры № k между штоками цилиндра; l_k – длина кольцевой камеры № k ; k – число кольцевых камер в рассматриваемый момент времени.

Так как модуль упругости стальных штоков цилиндров и трубопроводов в 130...150 раз превышает модуль упругости рабочей жидкости, то первыми членами в скобках уравнения (3) можно пренебречь.

Тогда

$$U = \left(\frac{\pi r_0^2 \cdot l_T}{2E_{Ж}} + \sum_1^i \frac{F r_{\text{Ц}i}}{E_{\text{Ц}i} \delta_{\text{Ц}i}} F_i l_i + \sum_1^k \frac{F_k l_k}{2E_{Ж}} \right) \Delta p^2 \quad (4)$$

Введем обозначения

$$U = \frac{\pi r_0^2 \cdot l_T}{2E_{Ж}} \quad (5)$$

$$B = \frac{1}{2 \cdot E_{Ж}} \quad (6)$$

С учетом этих обозначений уравнение (4) примет вид

$$U = (C + B \sum_1^i F_i + l_i + B \sum_1^k F_k + l_k) \Delta p^2 \quad (7)$$

Применяя теорему Кастильяно, получим объемную деформацию жидкого звена, как функцию Δp :

$$\Delta W = \frac{dU}{d(\Delta p)} = 2(C + \sum_1^i F_i + l_i + B \sum_1^k F_k + l_k) \Delta p^2 \quad (8)$$

или $\Delta W = A \Delta p \quad (9)$

где $A = 2(C + B \sum_1^i F_i + l_i + B \sum_1^k F_k + l_k) \quad (10)$

Для рассмотренного случая уравнение (9) запишется так

$$\Delta W = A(p_k - p_0) \quad (11)$$

С учетом последнего выражения уравнение объемов (1) примет вид

$$F_i v_0 t - F_i x = A(p_k - p_0) \quad (12)$$

Отсюда находим выражение p_k при неустановившемся движении

$$p_k = \frac{F_i}{A} v_0 t - \frac{F_i}{F} x + p_0 \quad (13)$$

2. Уравнение равновесия сил для гидроцилиндра [1,2,4].

В момент времени t на гидроцилиндр в точке O (рис. 3) действуют сила давления ($p_x \cdot F_i$) приведенная сила трения $N_{\text{ТР}}$ в гидросистеме и сила упругого элемента (пружины) $N_{\text{ПР}}$.

Уравнение равновесия этих сил в проекции на ось S запишется так:

$$p_x F_i \cos \alpha - N_{\text{ТР}} \cos \alpha = N_{\text{ПР}} \quad (14)$$

Будем считать, что сила трения пропорциональна скорости перемещения движущихся секций гидроцилиндра, т. е.

$$N_{\text{ТР}} = kx$$

где k – приведенный коэффициент трения в гидросистеме

Усилие со стороны упругого элемента

$$N_{\text{ПР}} = c \left(\Delta s + \frac{x}{\cos \alpha} - s + \frac{\delta}{\cos \alpha} \right) \quad (15)$$

где c – жесткость упругого элемента, равная приведенной жесткости грузовой стрелы;

Δs – деформация упругого элемента под действием силы N ;

$$\Delta s = \frac{N \cos \alpha}{c}$$

s – перемещение груза (точки O_I) за время t ;

δ – смещение точки O за счет того, что при $t=0$ жидкость была дополнительно деформирована силой $N > N_0$.

На основании уравнения (8) можно записать, что

$$F_1 \delta = A(p - p_0) = \frac{A}{F_1} (N - N_0)$$

Откуда

$$\delta = \frac{A}{F_1^2} (N - N_0) \quad (16)$$

С учетом выражений (14) и (15) уравнение (13) примет вид

$$p_x F_1 \cos \alpha - kx \cos \alpha = c \left(\Delta s + \frac{x}{\cos \alpha} - s + \frac{\delta}{\cos \alpha} \right) \quad (17)$$

3. Уравнение равновесия сил для груза в точке O_x [1,2,4].

По оси s на груз в точке O_l в момент времени t действуют силы упругого элемента $N_{ПР}$, инерции Mx , внешняя нагрузка $N_0 \cos \alpha$ и силы трения N_C при колебаниях стрелы:

$$N_{ПР} = Mx + N_C + N_0 \cos \alpha \quad (18)$$

Силу трения N_C будем считать пропорциональной скорости перемещения груза:

$$N_C = fs \quad (19)$$

где f – приведенный коэффициент трения при колебаниях платформы, учитывающий трение в шарнирах платформы и гидроцилиндра, а также внутреннее трение при деформациях металлоконструкции платформы.

С учетом выражений (15) и (19) уравнение (18) примет вид

$$c \left(\Delta s + \frac{x}{\cos \alpha} - s + \frac{\delta}{\cos \alpha} \right) = Mx + fs + N_0 \cos \alpha \quad (20)$$

4. Уравнение движения системы найдем при совместном решении уравнений (12), (17) и (20) [1, 2, 4].

Значение p_x по уравнению подставим в выражение (14)

$$\frac{F_i^2}{A} v_0 t \cos \alpha - \frac{F_i^2}{A} x \cos \alpha + p_0 F_1 \cos \alpha - kx \cos \alpha = c \left(\Delta s + \frac{x}{\cos \alpha} - s + \frac{\delta}{\cos \alpha} \right) \quad (21)$$

Из выражения (20) найдем x :

$$x = \frac{M}{c} \ddot{s} \cos \alpha + \frac{fx}{c} s \cos \alpha + \frac{N_0}{c} \cos^2 \alpha - \Delta s \cos \alpha + s \cos \alpha - \delta$$

$$\text{Отсюда} \quad \dot{x} = \frac{M}{c} \dddot{s} \cos \alpha + \frac{f}{c} \dot{s} \cos \alpha$$

Подставив найденные значения x и \dot{x} в выражение (21) и произведя некоторые преобразования, получим:

$$\begin{aligned} & \frac{kM}{c} \ddot{s} \cos \alpha + \left(\frac{F_i^2}{A} \cdot \frac{M}{c} \cos \alpha + \frac{kf}{c} \cos^2 \alpha + M \right) \ddot{s} + \\ & + \left(\frac{F_i^2}{A} \cdot \frac{f}{c} \cos^2 \alpha + k \cos^2 \alpha + f \right) \dot{s} + \frac{F_i^2}{A} s \cos^2 \alpha = \\ & = \frac{F_i^2}{A} \cdot v_0 \cos \alpha t - \frac{f}{c} \cdot \frac{N}{c} \cos^2 \alpha + \frac{F_i^2}{A} \Delta s \cos^2 \alpha + \frac{F_i^2}{A} \Delta s \cos^2 \alpha + \\ & + \frac{F_i^2}{A} \cdot \delta \cos \alpha + p_0 F_i \cos \alpha + N_0 \cos \alpha \end{aligned}$$

Введем в последнее выражение значения жесткости гидропривода по перемещению

$$T_2 = \frac{dN}{dx} = \frac{F_i^2}{A} \quad (22)$$

Тогда, учитывая, что

$$\begin{aligned} F_i p_0 &= N_0; \quad \Delta s = \frac{N \cos \alpha}{c}; \\ \delta &= \frac{A}{F_i^2} (N - N_0) = \frac{N - N_0}{T_2} = \frac{\Delta N}{T_2} \end{aligned}$$

и

$$\Delta N = N - N_0$$

Получим

$$\begin{aligned} & \frac{kM}{c} \cos \alpha \ddot{s} + \left(\frac{T_2 M}{c} \cos^2 \alpha + \frac{kf}{c} \cos^2 \alpha + M \right) \dot{s} + \\ & + \left(\frac{T_2}{A} \cos^2 \alpha + k \cos^2 \alpha + f \right) \dot{s} + T_2 \cos^2 \alpha = \\ & T_2 v_0 \cos \alpha - \frac{T_2}{c} \Delta T \cos^3 \alpha + \Delta N \cos \alpha \end{aligned}$$

Разделим обе части этого уравнения на $T_2 \cos^2 \alpha$

$$\begin{aligned} & \frac{kM}{T_2 c} \ddot{s} + \left(\frac{M}{c} + \frac{M}{T_2 \cos^2 \alpha} + \frac{kf}{T_2 c} \right) \dot{s} + \left(\frac{f}{c} + \frac{f}{T_2 \cos^2 \alpha} + \frac{k}{T_2} \right) \dot{s} + s = \\ & = \frac{v_0}{\cos \alpha} t + \frac{\Delta N}{c} \cos \alpha + \frac{\Delta N \cos \alpha}{T_2 \cos^2 \alpha} \end{aligned}$$

Введем в уравнение значение приведенной жесткости $C_{\text{ПП}}$ системы «гидропривод - грузовая платформа»

$$C_{\text{ПП}} = \frac{c T_2 \cos^2 \alpha}{T_2 \cos^2 \alpha + c} \quad (23)$$

Тогда

$$\frac{kM}{T_2 c} \ddot{s} + \left(\frac{M}{C_{\text{ПП}}} + \frac{kf}{T_2 c} \right) \dot{s} + \left(\frac{f}{C_{\text{ПП}}} + \frac{k}{T_2} \right) \dot{s} + s = \frac{v_0}{\cos \alpha} t + \frac{\Delta N \cos \alpha}{C_{\text{ПП}}} \quad (24)$$

Разделим уравнение (24) на коэффициент при \ddot{s}

$$\ddot{s} + \left(\frac{T_2 c}{k C_{\text{ПП}}} + \frac{f}{M} \right) \dot{s} + \left(\frac{T_2 c f}{k M C_{\text{ПП}}} \right) = \frac{T_2 c}{k M} \cdot \frac{v_0}{\cos \alpha} t + \frac{T_2 c}{k M C_{\text{ПП}}} \Delta N \cos \alpha \quad (25)$$

Введем обозначения

$$b_1 = \frac{T_2 c}{k C_{\text{ПП}}} + \frac{1}{M}; \quad b_2 = \frac{T_2 c f}{k M C_{\text{ПП}}} + \frac{c}{M}; \quad b_3 = \frac{T_2 c}{k M}$$

$$b = \frac{T_2 c}{k M} \cdot \frac{v_0}{\cos \alpha} = b_3 \frac{v_0}{\cos \alpha}$$

$$d = \frac{T_2 c}{k M C_{\text{ПП}}} \Delta N \cos \alpha \quad (26)$$

С учетом этих обозначений уравнение движения (25) примет окончательный вид

$$\ddot{s} + b_1 \dot{s} + b_2 s = bt + d \quad (27)$$

Таким образом, движение исследуемой системы описывается неоднородным уравнением третьего порядка. Коэффициенты в уравнении переменны, так как зависят от величины рабочего хода и площади гидроцилиндра. Однако при предположении, что движение системы происходит при малых отклонениях, их можно рассматривать в течение переходного процесса постоянными.

Получив общее уравнение движения, можно сделать заключение об устойчивости системы.

Необходимым, но недостаточным условием динамической устойчивости является наличие положительных знаков у всех коэффициентов левой части уравнения (27). Необходимым и достаточным условием устойчивости системы, описываемой уравнением третьего порядка типа (27), является соблюдение неравенства

$$b_1 b_2 > b_3 \quad (28)$$

Если $b_1 b_2 > b_3$, то система динамически неустойчива.

5. Решение уравнения движения в общем виде [1,2].

Так как для рассматриваемых систем наиболее характерным является собственное движение колебательного типа, то общее решение уравнения движения (27) будет иметь следующий вид:

$$s = C_1 e^{r_1 t} + e^{\alpha t} (C_2 \cos \beta t + C_3 \sin \beta t + \frac{v_0}{\cos \alpha} + \frac{\Delta N \cos \alpha}{c_{пп}} - (\frac{f}{c_{пп}} + \frac{k}{T_2}) \frac{v_0}{\cos \alpha}) \quad (29)$$

α – действительная часть комплексных корней $r_{2,3} = \alpha + \beta i$ характеристического уравнения $r^3 + b_1 r^2 + b_2 r + b_3 = 0$
 β – коэффициент при i мнимой части корней r_2 и r_3 ;

r_1 – действительный корень характеристического уравнения.

Выражения для скорости \dot{S} и ускорения \ddot{S} найдутся путем однократного и двукратного дифференцирования уравнения (29)

$$\dot{s} = \frac{v_0}{\cos \alpha} + C_1 e^{r_1 t} + e^{\alpha t} [(\alpha C_2 + \beta C_3) \cos \beta t + (\alpha C_3 - \beta C_2) \sin \beta t]$$

$$\ddot{s} = C_1 e^{r_1 t} + e^{\alpha t} [(\alpha^2 C_2 - \beta^2 C_2 + 2\alpha\beta C_3) \cos \beta t + (\alpha^2 C_3 - \beta^2 C_3 - 2\alpha\beta C_2) \sin \beta t] \quad (30)$$

Коэффициенты C_1, C_2, C_3 в уравнениях (29) и (30) определяются по начальным условиям.

Характер кривых S, \dot{S} и \ddot{S} для устойчивой системы представлен на рис. 8.

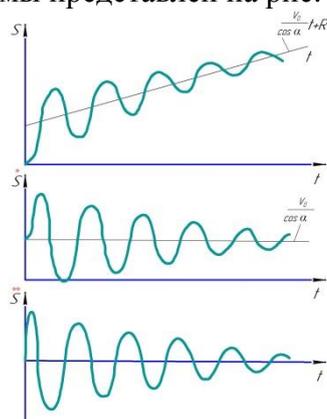


Рис. 8. Графики перемещения S , скорости \dot{S} и ускорения \ddot{S}

Частота колебаний

$$v = \frac{\beta}{2\pi} \quad (31)$$

Период колебаний

$$T = \frac{1}{v} \quad (32)$$

Интенсивность затухания колебаний зависит от коэффициента затухания α . Амплитуда колебаний уменьшится за один период в отношении (декремент затухания)

$$e^{\alpha T}: 1 = \frac{A_1}{A_2} \quad \alpha = \frac{1}{T} \ln \frac{A_1}{A_2} \quad (33)$$

Угловые параметры неустановившегося движения на рис. 8

$$\omega = \frac{\dot{s}}{l}, \quad \varepsilon = \frac{\ddot{s}}{l} \quad (33)$$

где ω и ε – угловые скорость и ускорение грузовой платформы.

В качестве примера, определим приведенную массу M системы с применением следующей математической модели.

Масса M поднимаемой системы, приведенная к верхней точке крепления гидроцилиндра, определим из равенства кинетических энергий вращательного и поступательного движений:

$$I_0 \frac{\omega^2}{2} = M \frac{\dot{S}^2}{2} \quad (34)$$

где I_0 – момент инерции поднимаемой системы относительно оси вращения грузовой платформы; ω – угловая скорость; M – приведенная масса системы; S – скорость движения платформы вдоль оси S .

Отсюда

$$M = I_0 \frac{\dot{S}^2}{\omega^2} \quad (35)$$

Так как (рис. 6)

$$\dot{S} = \omega t$$

и

$$I_0 = I_{ц.т.} + \frac{G}{g} \rho^2$$

то выражение (34) можно записать в виде g

$$M = \frac{1}{l^2} (I_{ц.т.} + \frac{G}{g} \rho^2) \quad (36)$$

где l – расстояние от оси вращения грузовой платформы до точки крепления гидроцилиндра на платформе; $I_{ц.т.}$ – момент инерции поднимаемой системы относительно центра тяжести; G – вес поднимаемой системы; g – ускорение силы тяжести; ρ – радиус вращения центра тяжести системы.

Заключение.

Полученные математические уравнения движения системы «гидропривод – грузовая платформа» позволяют определить, для конкретной системы гидропривода, приближенные значения параметров движения гидроцилиндра с грузовой платформой в любой момент времени переходного процесса, вычислить: коэффициент трения в гидравлической системе, приведенную массу, коэффициент трения f при

колебаниях платформы, приведенную жесткость, при больших значениях которых появляются значительные колебания в системе «гидропривод – грузовая платформа», приводящих к разрушению узла крепления гидроцилиндра, что, что в итоге, снижает безопасность водителя при выполнении работ в опасной зоне, под грузовой платформой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б.Б. Некрасов. - М.: Машиностроение, 1982. - 423 с.
2. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов / В. И. Мелик-Гайказов, Ю. П. Подгорный, М. Ф. Самученко, П. П. Фалалеев. - М.: Машиностроение, 1968. - 264 с.
3. Сакович, Н. Е. Системный анализ и моделирование проблем обеспечения безопасности транспортно-технологических процессов агропромышленном производстве: монография/ Н. Е. Сакович, Е. Н. Христофоров, А. А. Кузнецов, А. М. Случевский, и др.– Брянск: Издательство ФГБОУ ВО Брянский ГАУ, 2015. – 507 с. - ISBN 978-5-88517-139-4
4. Христофоров, Е. Н. Современный уровень надежности гидроприводов гидрофицированных машин / Е. Н. Христофоров, А. А. Кузнецов, А. Ф. Ковалев // Инновации в техническом сервисе / Т. 111, Ч.2. – М.: Научные труды ГНУ ГОСНИТИ, 2013. – С. 171 – 176.
5. Христофоров, Е. Н. Обеспечение надежности гидроприводов гидрофицированных машин / Е. Н. Христофоров, А. А. Кузнецов, А. Ф. Ковалев // Тракторы и сельхозмашины. – 2013. – №1. – С. 32 – 34.
6. Христофоров, Е. Н. Повышение безопасности гидроприводов самосвальных платформ / Е. Н. Христофоров, А. А. Кузнецов, А. Ф. Ковалев // Сельский механизатор. – 2013. – №2. – С. 36 – 37.
7. Franklin, R. C. A Systematic Review of Large Agriculture Vehicles Use and Crash Incidents on Public Roads / R. C. Franklin, J. C. King, M. Riggs // Journal of Agromedicine. - 2020. - 25(1). - С. 14-27.
8. Kelber, C. R. Improving functional safety in autonomous guided agricultural self-propelled machines using hardware-in-the-loop (HIL) systems for software validation / C. R. Kelber, B. R. R. Reis, R. M. Figueiredo // IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC. - 2016. – Vol. 7795746. - С. 1438-1444.
9. Yuan, L. D. Simulation and topological optimization of the lifting mechanism of a dump truck / L. D. Yuan, X. K. Lin // Applied Mechanics and Materials. - 2014. – Vol. 470. – Pp. 271-27.
10. Kang, Y. Multi-objective optimization design for body hoist mechanism of mining dump truck / Y. Kang, J. Yang, W. Zhang // Advanced Materials Research. – 2012. – Vol. 490-495. - Pp. 396-401.
11. Wu, Z. H. Calculation of the oil pressure character of kinds of hoist mechanism of dump truck / Z. H. Wu // Special Purpose Vehicle. - 1997. – Vol. 1. - Pp. 10-13.
1. Bashta, T.M. *Hydraulics, Hydraulic Machinery and Hydraulic Actuators* / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov. – М.: Mechanical Engineering, 1982. – pp. 423.
2. Hydraulic Actuator of Heavy Lifting Machinery and Self-propelled Units / V.I. Melik-Gaykazov, Yu.P. Podgorny, M.F. Samuchenko, P.P. Falaleev. – М.: Mechanical Engineering, 1968. – pp. 264.
3. Сакович, Н. Е. *System Analysis and Modeling of Problems in Safety Support of Transport-technological Processes in Agricultural Production*: monograph / N.E. Sakovich, E.N. Khristoforov, A.A. Kuznetsov, A.M. Sluchevsky et al. – Bryansk: Publishing House of FSBEI HE Bryansk SAU, 2015. – pp. 507. - ISBN 978-5-88517-139-4
4. Christophorov, E.N. Current safety level of hydraulic drive in hydroficated machinery / E.N. Christophorov, A.A. Kuznetsov, A.F. Kovalyov // *Innovations in Engineering Service* / Vol. 111, Vol. 2. – М.: Proceedings of SSU GOSNITI, 2013. – pp. 171-176.
5. Christophorov, E.N. Hydraulic drive safety support in hydroficated machinery / E.N. Christophorov, A.A. Kuznetsov, A.F. Kovalyov // *Tractors and Agricultural Machinery*. – 2013. – No.1. – pp. 32-34.
6. Christophorov, E.N. Safety increase of hydraulic drives in tipping flat cars / E.N. Christophorov, A.A. Kuznetsov, A.F. Kovalyov // *Agricultural Machine Operator*. – 2013. – No.2. – pp. 36-37.

7. **Franklin, R. C.** A Systematic Review of Large Agriculture Vehicles Use and Crash Incidents on Public Roads / R. C. Franklin, J. C. King, M. Riggs // Journal of Agromedicine. - 2020. - 25(1). - С. 14-27.
8. **Kelber, C. R.** Improving functional safety in autonomous guided agricultural self-propelled machines using hardware-in-The-loop (HiL) systems for software validation / C. R. Kelber, B. R. R. Reis, R. M. Figueiredo // IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC. - 2016. - Vol. 7795746. - С. 1438-1444.
9. **Yuan, L. D.** Simulation and topological optimization of the lifting mechanism of a dump truck / L. D. Yuan, X. K. Lin // Applied Mechanics and Materials. - 2014. - Vol. 470. - Pp. 271-27.
10. **Kang, Y.** Multi-objective optimization design for body hoist mechanism of mining dump truck / Y. Kang, J. Yang, W. Zhang // Advanced Materials Research. - 2012. - Vol. 490-495. - Pp. 396-401.
11. **Wu, Z. H.** Calculation of the oil pressure character of kinds of hoist mechanism of dump truck / Z. H. Wu // Special Purpose Vehicle. - 1997. - Vol. 1. - Pp. 10-13.

Ссылка для цитирования:

Христофоров, Е.Н. Обеспечение безопасности транспортных строительных машин с гидроприводом / Е.Н. Христофоров, Н.Е. Сакович, А.А. Кузнецов // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2021. - № 7. - С. 38 - 49. DOI: 10.30987/1999-8775-2021-7-38-49.

*Статья поступила в редакцию 28.05.21.
Рецензент: д.т.н., доцент Оренбургского государственного университета,
Рассоха В.И.,
член редсовета журнала «Вестник БГТУ».
Статья принята к публикации 21.06.21.*

Сведения об авторах:

Христофоров Евгений Николаевич, д.т.н., профессор кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерной экологии» Брянского государственного аграрного университета, e-mail: en-x@bk.ru.

Сакович Наталия Евгеньевна, д.т.н., доцент, зав. кафедрой «Безопасность жизнедеятельности и инженерной экологии» Брянского государственного

Christophorov Evgeny Nikolaevich, Dr. Sc. Tech., Prof. of the Dep. "Life Safety and Engineering Ecology", Bryansk State Agricultural University, e-mail: en-x@bk.ru.

Sakovich Natalia Evgenievna, Dr. Sc. Tech., Assistant Prof., Head of the Dep. "Life Safety and Engineer-

аграрного университета, e-mail: nasa2610@mail.ru.

Кузнецов Александр Александрович, соискатель кафедры «Безопасность жизнедеятельности и инженерной экологии» Брянского государственного аграрного университета, e-mail: kuznetsov.alessandro@yandex.ru.

ing Ecology", Bryansk State Agricultural University, e-mail: nasa2610@mail.ru.

Kuznetsov Alexander Alexandrovich, Applicant of the Dep. "Life Safety and Engineering Ecology", Bryansk State Agricultural University, e-mail: kuznetsov.alessandro@yandex.ru.