

УДК 62-82.003.13

*А. И. Павлов, И. А. Полянин, П. Ю. Лощёнов*

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА ЛЕСНЫХ МАШИН ПРИ ДИАГНОСТИРОВАНИИ В ФУНКЦИОНАЛЬНОМ РЕЖИМЕ

*Представлено теоретическое исследование динамических свойств элементов гидропривода лесных машин при диагностировании в функциональном режиме, которое позволяет обосновать возможность определения технического состояния элементов гидропривода лесных машин.*

**Ключевые слова:** математическая модель, теоретические исследования, гидроударное воздействие, податливость, гидравлическое сопротивление, дифференциальные уравнения, гидропривод, величина повышения давления, диагностирование.

**Введение.** Гидроприводы лесных машин являются сложными динамическими системами, подверженными воздействию широкого спектра динамических нагрузок переменного характера и работающими в условиях изменяющихся внешних воздействий, обусловленных разнообразными факторами. При эксплуатации эти нагрузки приводят элементы гидропривода к неисправностям. Для предотвращения этих неисправностей рекомендуется применять техническое диагностирование, с помощью которого определяется их текущее техническое состояние и остаточный ресурс.

В настоящее время получило развитие направление диагностирования гидроприводов как в функциональном режиме, так и в процессе технического обслуживания и ремонта, что позволяет изучить причины потери работоспособности, определить степень удаленности от предельного состояния, установить вид и место возникновения дефектов.

Регулярно проводимое диагностирование способствует своевременному выявлению нарушений в техническом состоянии гидроприводов и их устранению, поэтому тема по обоснованию, разработке методов и средств диагностирования гидроприводов лесных машин является весьма актуальной.

**Цель работы** – теоретическое исследование динамических свойств элементов гидропривода лесных машин при диагностировании в функциональном режиме.

### **Решаемые задачи:**

- разработка математической модели гидропривода лесных машин для исследования его динамических свойств в функциональном режиме;
- исследование упругих свойств элементов гидроприводов лесных машин в функциональном режиме с помощью гидроударного воздействия;
- определение диагностического параметра при гидроударном воздействии на элементы гидропривода.

Для построения математической модели гидропривода используется известный унифицированный метод математического описания механизмов при помощи гидромеханических цепей, позволяющий исследовать влияние гидроударного воздействия на элементы гидропривода.

В качестве расчётной примем структурную гидромеханическую схему гидропривода стрелы манипулятора марки ОМТЛ-70-02, который содержит в своей структуре элементы с нелинейными характеристиками, оказывающие существенное влияние на динамические процессы, происходящие в гидроприводе.

При составлении гидромеханической цепи предполагается, что каждый конструктивный элемент гидропривода представляется несколькими элементами цепи. Кроме того, каждый элемент цепи представляет лишь одно физическое явление – гидравлическое сопротивление, сжимаемость, источник расхода, источник давления, трение, инерционность, силу и т.д., при этом каждый элемент цепи описывается только одним членом дифференциального уравнения.

Гидромеханическая цепь гидропривода стрелы манипулятора показана на рис. 1.

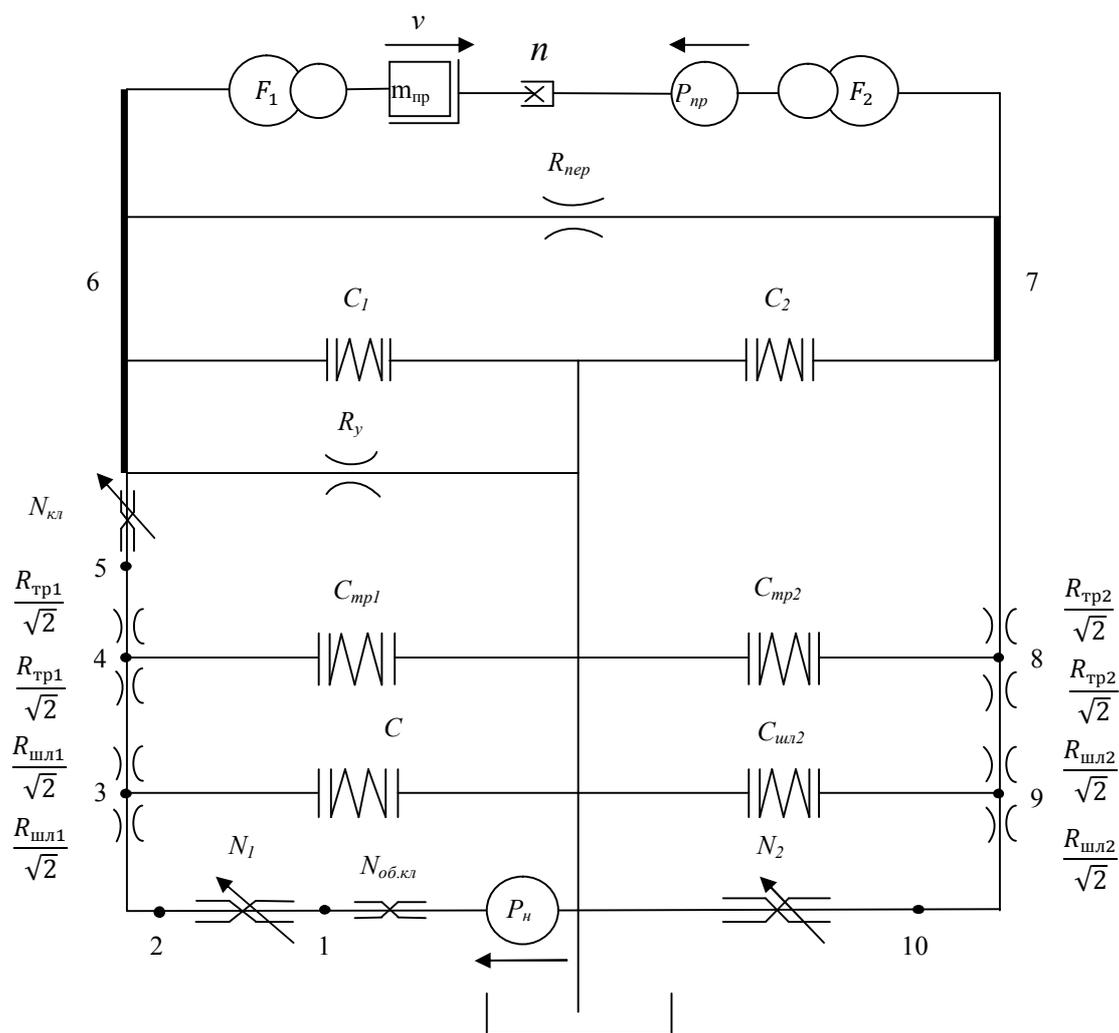


Рис. 1. Гидромеханическая цепь гидропривода стрелы манипулятора марки ОМТЛ-70-02 с запорным клапаном

Влияние параметров состояния элементов гидропривода на диагностический параметр предлагается исследовать в переходном режиме, создавая при этом гидроударные воздействия за счет резкого закрытия и открытия запорного клапана.

При составлении цепи приняты следующие нижеописанные допущения и ограничения:

- 1) гидроцилиндр нагружен силой  $P_{np}$ , направленной в сторону поршневой полости и приведенной к его штоку, которая принимается фиксированной;
- 2) масса  $m_{np}$  груза и манипулятора является сосредоточенной и приведена к штоку гидроцилиндра, которая также принимается фиксированной;
- 3) рукава высокого давления характеризуются гидравлическими сопротивлениями  $R_{шл}$  и объемными деформациями (податливостями)  $C_{шл}$ , причем сопротивления напорной и сливной магистралей приняты равными, а податливости – различными;
- 4) полости гидроцилиндра характеризуются активными площадями  $F_1, F_2$  и податливостями  $C_1, C_2$ ;
- 5) сопротивление трения поршня о гильзу цилиндра выражено через коэффициент нелинейного трения  $n$ ;
- 6) перетечки масла из напорной полости в сливную оцениваются гидравлическими сопротивлениями  $R_{пер}$ , утечки – гидравлическими сопротивлениями –  $R_y$ .
- 7) гидрораспределитель представлен нелинейными гидравлическими сопротивлениями  $N_1$  и  $N_2$ , которые в силу конструктивных особенностей равны  $N_1 = N_2 = N$ ;
- 8) давление  $P_n$  перед гидрораспределителем в исходном состоянии принимается равным номинальному;
- 9) запорный клапан и обратный клапан представлены нелинейными гидравлическими сопротивлениями  $N_{кл}$ ,  $N_{об.кл}$ , соответственно.

Гидромеханические цепи удобно анализировать на основе правила контуров или правила узлов. Так как цепь включает гидроцилиндр с различными активными площадями полостей и нелинейные элементы (золотниковый гидрораспределитель и рукава высокого давления), в этом случае целесообразно для составления системы уравнений воспользоваться правилом узлов.

Правилу узлов соответствуют уравнения

$$\sum_{i=1}^n Q_i = 0, \sum_{i=1}^n v_i = 0, \quad (1)$$

то есть алгебраическая сумма расходов ( $Q_i$ ) либо скоростей ( $v_i$ ), жидкостей, притекающих к узлу и отводимых от узла, равна нулю. Правило узлов для гидравлической части цепи представляет собой форму уравнения расходов, для механической части цепи – условие неразрывности (неразрушения) совместно движущихся элементов конструкции [1].

При анализе методом узлов неизвестными являются разности давлений между выбранным опорным узлом и другими узлами цепи.

Разработанная гидромеханическая цепь содержит одну «длинную» ветвь, которая учитывается как один элемент, и 10 узлов, поэтому для цепи необходимо составить одно уравнение «длинной» ветви и 10 уравнений узлов.

Уравнение «длинной» ветви

$$p_6 \cdot F_1 - m_{np} \frac{dv}{dt} - n \cdot \text{sign}(v) - P_{np} - F_2 \cdot p_7 = 0. \quad (2)$$

Уравнение узла 1

$$\frac{1}{N_{об.кл}} \sqrt{P_n - p_1} - \frac{1}{N_1} \sqrt{p_1 - p_2} = 0. \quad (3)$$

Уравнение узла 2

$$\frac{1}{N_1} \sqrt{p_1 - p_2} - \frac{\sqrt{2}}{R_{ул1}} \sqrt{p_2 - p_3} = 0. \quad (4)$$

Уравнение узла 3

$$\frac{\sqrt{2}}{R_{ул1}} \sqrt{p_2 - p_3} - \sqrt{\frac{2}{R_{ул1}^2 + R_{мп1}^2} (p_3 - p_4)} - C_{ул1} \frac{dp_3}{dt} = 0. \quad (5)$$

Уравнение узла 4

$$\sqrt{\frac{2}{R_{ул1}^2 + R_{мп1}^2} (p_3 - p_4)} - \frac{\sqrt{2}}{R_{мп1}} \sqrt{p_4 - p_5} - C_{мп1} \frac{dp_4}{dt} = 0. \quad (6)$$

Уравнение узла 5

$$\frac{\sqrt{2}}{R_{мп1}} \sqrt{p_4 - p_5} - \frac{1}{N_{кл}} \sqrt{p_5 - p_6} = 0. \quad (7)$$

Уравнение узла 6

$$\frac{1}{N_{кл}} \sqrt{p_5 - p_6} - \frac{1}{R_y} p_6 - \frac{1}{R_{неп}} (p_6 - p_7) - C_1 \frac{dp_6}{dt} - F_1 \cdot v = 0. \quad (8)$$

Уравнение узла 7

$$F_2 \cdot v + \frac{1}{R_{неп}} (p_6 - p_7) - \frac{\sqrt{2}}{R_{мп2}} \sqrt{p_7 - p_8} - C_2 \frac{dp_7}{dt} = 0. \quad (9)$$

Уравнение узла 8

$$\frac{\sqrt{2}}{R_{мп2}} \sqrt{p_7 - p_8} - \sqrt{\frac{2}{R_{мп2}^2 + R_{ул2}^2} (p_8 - p_9)} - C_{мп2} \frac{dp_8}{dt} = 0. \quad (10)$$

Уравнение узла 9

$$\sqrt{\frac{2}{R_{мп2}^2 + R_{ул2}^2} (p_8 - p_9)} - \frac{\sqrt{2}}{R_{ул2}} \sqrt{p_9 - p_{10}} - C_{ул2} \frac{dp_9}{dt} = 0. \quad (11)$$

Уравнение узла 10

$$\frac{\sqrt{2}}{R_{ул2}} \sqrt{p_9 - p_{10}} - \frac{1}{N_2} \sqrt{p_{10}} = 0. \quad (12)$$

При расчётах принимаем, что характер движения масла в трубопроводах ламинарный, а в золотниковых гидрораспределителях, запорном клапане и различных местных сопротивлениях – турбулентный.

Сопротивления трубопроводов и рукавов высокого давления определяются по формуле [2,4]:

$$N_{мп} = 8 \cdot \lambda_{мп} \cdot \rho_{ж} \frac{l_{мп}}{\pi^2 \cdot d_{мп}^5}; \quad N_{ул} = 8 \cdot \lambda_{ул} \cdot \rho_{ж} \frac{l_{ул}}{\pi^2 \cdot d_{ул}^5}, \quad (13)$$

где  $l_{мп}$ ,  $d_{мп}$ ,  $l_{ул}$  и  $d_{ул}$  – длина и внутренний диаметр  $i$ -го трубопровода и РВД, м;  $\lambda_{мп}$  и  $\lambda_{ул}$  – коэффициент Дарси для трубопроводов и рукавов.

Нелинейное гидравлическое сопротивление золотника гидрораспределителя определяется по формуле [3]:

$$\frac{1}{N} = K \cdot b \cdot h; \quad (14)$$

$$K = \mu \sqrt{\frac{2g}{\nu}}, \quad (15)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода,  $\mu = 0,65 - 0,72$ ;  $b$  – длина щели, м;  $h$  – ширина щели, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ .

Гидравлические сопротивления утечек и перетечек из полостей гидроцилиндра будут определяться как потери давления при истечении масла через кольцевую щель (посадочную или уплотнительную) по формуле [3]:

$$R_y = \frac{12 \cdot \nu \cdot \rho \cdot l}{\pi \cdot D \cdot \delta}, \quad (16)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  $\rho$  – плотность масла,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $l$  – длина уплотнения, м;  $D$  – диаметр уплотнения, м;  $\delta$  – осевой зазор, м.

Площадь поршневой полости гидроцилиндра можно определить по формуле:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \quad (17)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м.

Коэффициент податливости поршневой полости гидроцилиндра, заполненной рабочей жидкостью, определяется по формуле [1]:

$$C_1 = \pi \left( \frac{1 - \chi}{8} \cdot \frac{D_1^3}{E_u \cdot S_u} + \frac{D_1^2 \cdot \chi_1}{4 \cdot E_{жс}} \right), \quad (18)$$

где  $\chi$  – коэффициент Пуассона,  $\chi = 0,35$ ;  $D_1$  – внутренний диаметр поршневой полости гидроцилиндра, м;  $E_u, E_{жс}$  – модули упругости материала стенок и жидкости (для минеральных масел  $E_{жс} = (1,4 \dots 1,9) \cdot 10^9$  Па);  $S_u$  – толщина стенки гильзы гидроцилиндра, м;  $\chi_1$  – перемещение штока гидроцилиндра, м.

Площадь штоковой полости гидроцилиндра можно определить по формуле:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \quad (19)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $d$  – диаметр штока, м.

Коэффициент податливости штоковой полости гидроцилиндра определяется по формуле [1]:

$$C_2 = \pi \left( \frac{1 - \chi}{8} \cdot \frac{D_1^3}{E_u \cdot S_u} + \frac{D_1^2 \cdot (H_{штм} - \chi_1)}{4 \cdot E_{жс}} \right), \quad (20)$$

где  $\chi$  – коэффициент Пуассона,  $\chi = 0,35$ ;  $D_1$  – внутренний диаметр штоковой полости гидроцилиндра, м;  $E_u, E_{жс}$  – модули упругости материала стенок и жидкости, Па;  $S_u$  – толщина стенки гильзы гидроцилиндра, м;  $\chi_1$  – перемещение штока гидроцилиндра, м;  $H_{штм}$  – ход штока гидроцилиндра, м.

Коэффициенты податливости рукавов высокого давления, заполненных маслом, определяются по формуле [1]:

$$C_{шл} = \frac{\pi \cdot d_{шл}^2 \cdot l_{шл}}{4 \cdot E_{np}}, \quad (21)$$

где  $E_{np}$  – приведенный модуль упругости, учитывающий сжимаемость масла и деформацию рукавов,  $E_{np} = (1 \dots 1,1) \cdot 10^8$  Па.

Влияние параметров состояния элементов гидропривода на диагностический параметр предлагается исследовать в переходном режиме, создавая при этом гидроударные

воздействия за счет резкого закрытия и открытия запорного клапана.

*Гидроударное воздействие* – это кратковременное, но резкое повышение давления в трубопроводе при внезапном торможении двигавшегося по нему потока жидкости в результате мгновенного закрытия и открытия запорного устройства.

Поскольку гидросистема обладает определенной упругостью, то появившийся при гидроударном воздействии избыток расхода в результате сжимаемости рабочей жидкости и деформации стенок трубопровода компенсируется упругостью гидросистемы:

$$Q_n - \frac{1}{N_{об.кл}} \sqrt{p_3} - C_{лин} \frac{dp_3}{dt} - Q_1 = 0. \quad (22)$$

Определение параметров диагностирования при гидроударных воздействиях гидропривода в условиях переходного процесса производится с учетом следующих допущений:

1) участок от узла 3 и до полости  $F_1$  напорной гидролинии представляем источником расхода  $Q_1$ . Расход на сжимаемость масла и деформацию участка от узла 3 до полости  $F_1$  напорной гидролинии определяется по уравнению [1]:

$$Q_1 = C_{илл} \frac{dp_3}{dt}, \quad (23)$$

где  $C_{илл}$  – объемные деформации (податливость) рукавов высокого давления, заполненных маслом, которые определяются по формуле (21);

2) время срабатывания предохранительного клапана при гидроударном воздействии больше времени протекания гидроударного воздействия.

С учетом принятых допущений на рис. 2 приведена упрощенная схема гидромеханической цепи напорной гидролинии гидропривода стрелы манипулятора ОМТЛ-70-02 при гидроударном воздействии. Нумерация узлов сохранена в соответствии с рис. 1.

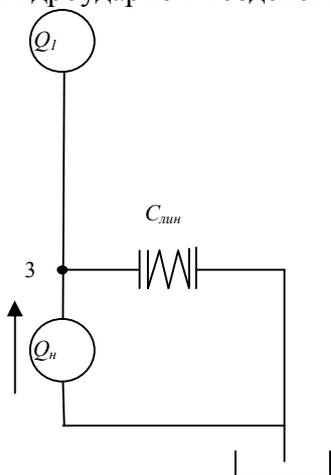


Рис. 2. Гидромеханическая цепь напорной гидролинии гидропривода стрелы манипулятора марки МТЛ-70-02 при гидроударном воздействии

Величина повышения давления при гидроударном воздействии определяется по формуле Жуковского для полного прямого гидравлического удара, так как параметры гидроударного воздействия идентичны параметрам полного прямого гидравлического удара:

$$\Delta p = \rho v_0 C_v, \quad (24)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $v_0$  – скорость движения жидкости в гидроприводе до гидроудара, которая определяется из выражения, м/с;  $C_v$  – скорость распространения ударной волны, м/с.

Скорость распространения ударной волны определяется по формуле [3]:

$$C_v = \frac{\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{D}{\delta} \cdot \frac{E_{ж}}{E_{mp}}}}, \quad (25)$$

где  $\sqrt{\frac{E_{ж}}{\rho}}$  – скорость звука в жидкой среде, м/с;  $D$  – диаметр трубопровода, м;  $\delta$  – толщина стенки трубопровода, м;  $E_{ж}$  – модуль упругости жидкости, Па;  $E_{mp}$  – модуль упругости трубопровода, Па.

Величину повышения давления жидкости с затухающими колебаниями, возникающую при гидроударном воздействии в напорной гидролинии подъема стрелы манипулятора, построим в программе MathCAD по формуле:

$$x(t) = p_0 + \Delta p \cdot e^{-E_{лин}(t)} \cdot \cos \omega(t), \quad (26)$$

где  $x$  – динамическая составляющая знакопеременной нагрузки;  $p_0$  – давление жидкости в напорной гидролинии при подъеме стрелы, Н/м<sup>2</sup>;  $\Delta p$  – величина повышения давления при гидроударном воздействии, Н/м<sup>2</sup>;  $E_{лин}$  – модуль упругости материала напорной гидролинии подъема стрелы, Па;  $\omega = \frac{2\pi}{T}$  – круговая частота колебаний, с<sup>-1</sup>;  $T$  – время одного цикла, включающего повышение и понижение давления (фаза гидроударного воздействия), с.

Считая скорость ударной волны при повышении и понижении давления одинаковой, определим фазу гидроударного воздействия [5]:

$$T = \frac{2l}{C_v}, \quad (27)$$

где  $C_v$  – скорость распространения ударной волны, м/с;  $l$  – длина трубопровода, при которой возможно гидроударное воздействие, м.

Длина трубопровода, при которой возможно гидроударное воздействие, определяется по формуле:

$$l = \frac{C_v \cdot t_{кл}}{2}, \quad (28)$$

где  $t_{кл}$  – время закрытия запорного клапана, с.

При диагностировании напорной гидролинии с помощью гидроударного воздействия в условиях переходного процесса для наиболее точного определения результатов необходимо учитывать следующие требования:

- подъем стрелы при каждом диагностировании необходимо осуществлять при полном вылете манипулятора без груза;
- подъем стрелы необходимо осуществлять при фиксированном угле между стрелой и рукоятью манипулятора;

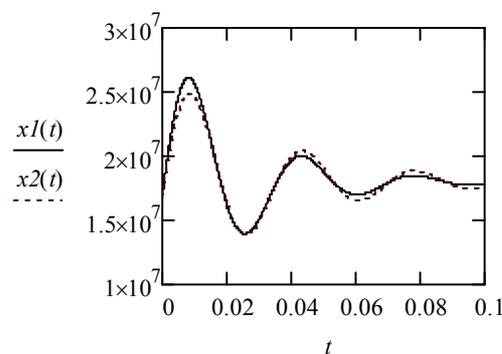


Рис. 3. Зависимости давления от времени при гидроударном воздействии в напорных гидролиниях в момент подъема стрелы манипулятора без нагрузки:  $t$  – время, с;  $x1(t)$  – давление в гидролинии, не имеющей наработки, Па;  $x2(t)$  – давление в гидролинии, имеющей предельную наработку, Па

- гидроударное воздействие необходимо осуществлять до момента пока гидроцилиндр стрелы манипулятора не достигнет своего среднего положения от начала подъема.

Полученные в программе MathCAD зависимости давления от времени при гидроударных воздействиях в напорных гидролиниях, не имеющей наработки и имеющей предельную наработку в момент подъема стрелы манипулятора без нагрузки, показаны на рис. 3.

В процессе динамического нагружения гидролинии происходит ее старение, при этом на рабочих поверхностях образуются микротрещины, нарушаются межмолекулярные связи в резине, что приводит к уменьшению модуля упругости гидролинии до предельного значения, при котором она выходит из строя.

Анализ зависимостей показывает, что изменение упругих свойств элементов гидропривода оказывает значительное влияние на колебательные процессы в гидроприводе. Уменьшение коэффициента податливости гидролинии, то есть потеря упругих свойств материала, приводит к уменьшению величины гидроудара и увеличению длительности колебательного процесса при появлении и развитии неисправностей (трещин, микроразрывов и т.д.) в напорной гидролинии, поэтому в качестве диагностических параметров прием величину повышения давления, возникающую при гидроударном воздействии.

#### **Выводы**

1. Разработанная математическая модель гидропривода лесных машин и ее анализ позволили обосновать возможность определения технического состояния элементов гидропривода лесных машин в функциональном режиме.

2. Изменение упругих свойств элементов гидропривода оказывает значительное влияние на колебательные процессы в гидроприводе. Уменьшение коэффициента податливости гидролинии, то есть потеря упругих свойств материала приводит к уменьшению величины гидроудара и увеличению длительности колебательного процесса при появлении и развитии неисправностей в напорной гидролинии.

3. Увеличение гидравлического сопротивления элементов гидропривода за счет появления микротрещин, микроразрывов, увеличения шероховатости внутренних рабочих полостей также приводит к уменьшению величины гидроудара.

Таким образом, выбранный нами диагностический параметр является чувствительным и достаточным при проверке работоспособности гидролинии.

#### *Список литературы*

1. *Хандрос, А.Х.* Динамика и моделирование гидроприводов станков /А.Х. Хандрос, Е.Г. Молчановский. – М.: Машиностроение, 1969. – 156 с.
2. *Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я.М. Вильнер, Я.Т. Ковалев, Б.Б. Некрасов, Ю.А. Беленков, Ю.Л. Кирилловский.* Под. общ. ред. Б.Б. Некрасова. – Мн.: Выш. шк., 1985. – 382 с.: ил.
3. *Павлов, А.И.* Повышение надежности гидроприводов лесных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01: защищена 28.12.04: утверждена 5.05.2005/Павлов Александр Иванович. – Йошкар-Ола, 2004. – 397 с. – Библиогр.: с 292 - 296.
4. *Лебедев, Н.И.* Гидропривод машин в лесозаготовительной промышленности / Н.И.Лебедев. – М.: Лесная промышленность, 1978. –304 с.
5. *Гамынин, Н.С.* Гидравлический привод систем управления /Н.С.Гамынин. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с.

Статья поступила в редакцию 01.11.11.

*A. I. Pavlov, I. A. Polyinin, P. Yu. Loshchenov*

**THEORETICAL RESEARCH OF DYNAMIC PROPERTIES OF ELEMENTS  
OF HYDRAULIC ACTUATOR OF WOOD CARS WHEN DIAGNOSING  
AT THE FUNCTIONAL MODE**

*A theoretical research of dynamic properties of the elements of a hydraulic actuator of wood cars when diagnosing in a functional mode is presented. The diagnosis allows to prove the possibility of definition of a technical condition of the elements of a hydraulic actuator of wood cars.*

**Key words:** *mathematical model, theoretical research, hydroshock exposure, pliability, hydraulic resistance, differential equations, hydraulic actuator, pressure boost size, diagnosis.*

---

*ПАВЛОВ Александр Иванович* – доктор технических наук, профессор, проректор по аккредитации, лицензированию и внешним связям МарГТУ. Область научных интересов – повышение надежности гидроприводов лесных машин. Автор более 50 публикаций.  
E-mail: pavlov@marstu.net

*ПОЛЯНИН Игорь Александрович* – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой транспортно-технологических машин МарГТУ. Область научных интересов – гидравлика и гидропривод, лесотранспортные машины. Автор более 60 публикаций.  
E-mail: polyinin\_ia@mail.ru

*ЛОЩЕНОВ Павел Юрьевич* – аспирант кафедры транспортно-технологических машин МарГТУ. Область научных интересов – повышение надежности гидроприводов лесных машин. Автор четырех публикаций.  
E-mail: Loschenov.Pavel@yandex.ru