

УДК 630\*377.1

**А. А. Ермалицкий**, главный специалист  
(Министерство лесного хозяйства Республики Беларусь)

## РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДЕМПФИРОВАНИЯ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРА М 75-04

В статье изложена методика расчетно-экспериментального исследования параметров демпфирования гидроманипулятора М 75-04, установленного на шасси сортиментовоза МАЗ 6303A8. Опытным путем определены численные значения изгибной жесткости и коэффициента затухания стреловой группы манипулятора, приведенных к грейферу. Эксперимент проведен при различной величине вылета стрелового оборудования. Для увеличения достоверности эмпирических данных параметры демпфирования определялись одновременно двумя способами – по изменению величины упругой деформации и по оценке параметров свободных колебаний манипулятора. Анализ результатов экспериментальных данных показал, что расхождения в значениях жесткости, определенных двумя способами, не превышают предел технической точности.

In paper the technique of a settlement - experimental research of parameters of damping of the hydro manipulator of M 75-04 is stated, a content log hauler on chassis MAZ 6303A8. Numerical value of bending rigidity and attenuation coefficient of an arrow of the manipulator, overhead to a clam are by practical consideration established. Experiment is lead at various size of an overhang of an arrow of the equipments. For increase of reliability of the empirical data parameters of damping were defined simultaneously by two methods - on change of size of an elastic deformation and according to parameters of free oscillations of the manipulator. The analysis of results of experimental data has shown, that segregations in meanings of the rigidity, certain by two methods do not exceed a limit of technical accuracy.

**Введение.** При обосновании рациональных параметров базового шасси и технологического оборудования лесозаготовительных машин широко используются расчетные аналитические модели их рабочих процессов.

При проектировании гидроманипуляторной лесопогрузочной техники посредством имитационного моделирования, прежде всего, решаются задачи по определению ее динамической устойчивости и нагруженности. Необходимым критерием использования этих моделей является максимальное приближение имитируемого процесса к условиям эксплуатации машины.

Точность оценки динамических показателей лесопогрузочных систем типа «базовое шасси – гидроманипулятор – предмет труда», описываемых аналитическими моделями, зависит от обоснованного выбора численных значений параметров упругих элементов динамических систем. Установление этих значений и определение величин деформации упругих элементов может осуществляться расчетным путем или с помощью экспериментальных методов. Для задания уровней изменения некоторых характеристик могут использоваться эмпирические данные, полученные в сопоставимых природно-производственных условиях.

Исследованиями установлено, что одними из параметров, существенно влияющих на величину динамических перемещений и ускорений элементов лесопогрузочных систем при работе машин, оборудованных манипулятором, являются жесткость гидроманипулятора и вылет стрелового оборудования  $L_{\text{гм}}$ .

Поскольку между указанными характеристиками существует устойчивая корреляция, появляется необходимость в установлении численных значений параметров демпфирования стреловой группы манипулятора, соответствующих определенным величинам его вылета.

В свою очередь, характер этой зависимости необходимо учитывать при варьировании инерционно-массовыми, жесткостными и геометрическими параметрами в имитационном моделировании работы погрузочно-разгрузочных устройств.

**Основная часть.** Для оценки динамической устойчивости и нагруженности колесной гидроманипуляторной техники по ранее разработанным математическим моделям [1] на них проведены расчетно-экспериментальные исследования по определению численных значений коэффициентов жесткости  $c_{\text{гм}}$  и затухания  $k_{\text{гм}}$  стрелового оборудования манипулятора М 75-04, установленного на сортиментовозе МАЗ 6303.

Для краткости в качестве обозначения жесткости элементов стреловой группы манипулятора, приведенной к грейферному захвату, далее будем использовать словосочетание «жесткость стрелы».

Известно, что расчетный путь определения жесткости стрелы является трудоемким в связи со сложностью учета жесткости всех соединительных элементов, гидравлических цилиндров, сварных швов и др. Поэтому для определения  $c_{\text{гм}}$  выбран наиболее точный экспериментальный путь. Эксперимент был поставлен в условиях ОАО «Мозырский машиностроитель-

ный завод» при проведении заводских испытаний гидроманипулятора по проверке качества функционирования его звеньев.

Основными средствами измерений и регистрации экспериментальных данных являлись: аппаратура немецкой фирмы «Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH» в составе восьмиканального многофункционального измерительного усилителя «Spider 8» и тензометрических датчиков абсолютного давления P8 AP, установленных в напор-

ных магистралах гидросистемы манипулятора, а также портативный переносной компьютер. Датчики давления подключались к соответствующим трубопроводам гидросистемы с помощью специально изготовленных переходников. Характерные моменты испытаний показаны на рис. 1.

Для увеличения достоверности эмпирических данных жесткость стрелы определялась одновременно двумя способами.

Схема проведения опыта показана на рис. 2.

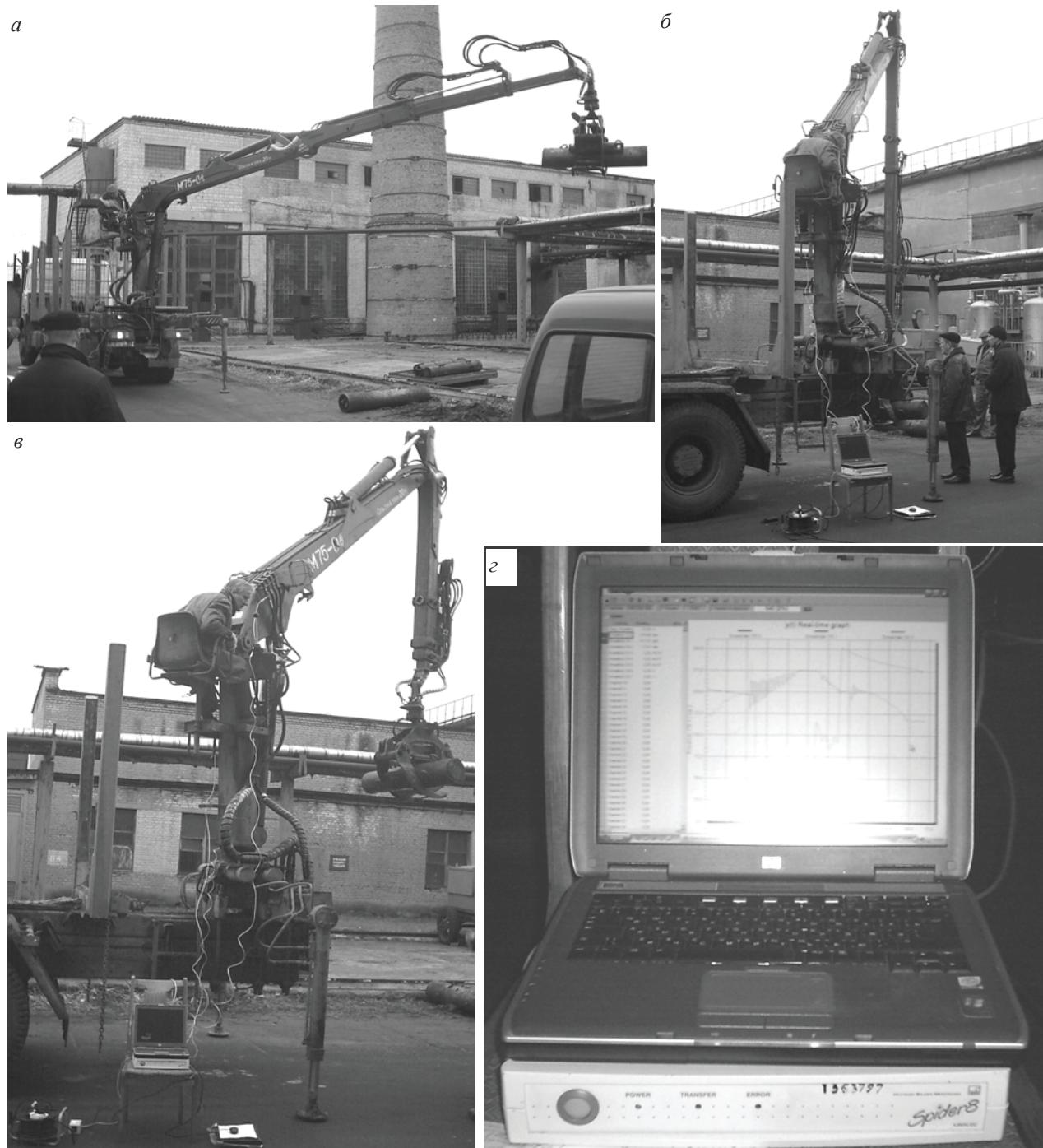


Рис. 1. Установление приведенной жесткости гидроманипулятора М 75-04  
при проведении его испытаний в составе сортиментовоза:

*a, б, в – испытания с эталонными грузами; г – запись результатов испытаний*

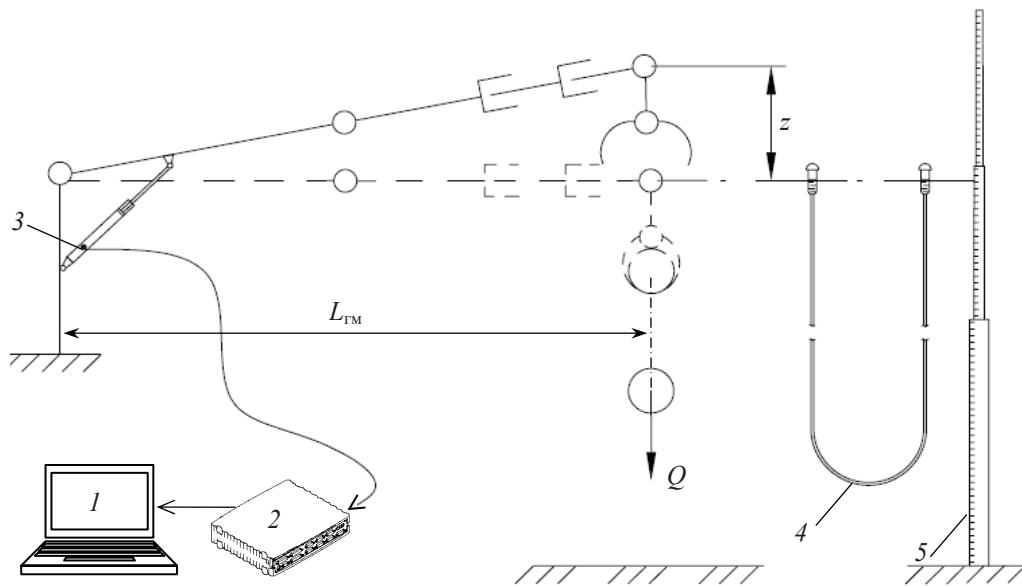


Рис. 2. Схема экспериментального определения приведенной изгибной жесткости манипулятора:  
1 – портативный компьютер; 2 – усилитель Spider 8; 3 – датчик давления P8 AP;  
4 – гидравлический уровень; 5 – телескопическая рейка

*1-й способ.* В процессе испытаний гидроманипулятор с контрольным грузом в захвате устанавливался перпендикулярно к продольной оси сортиментовоза. При этом положение условной отметки конца стрелы фиксировалось при помощи измерительной телескопической рейки, установленной на земле в специальном опорном устройстве, и гидравлического уровня. Затем груз сбрасывался на землю. Освободившись от нагрузки, конец стрелы занимал новое положение, соответствующее незагруженному состоянию манипулятора. Расстояние, проходимое концом стрелы, соответствует упругой деформации  $z$  (м) стреловой группы гидроманипулятора под весом груза  $Q$  (Н). За расчетное принималось среднеарифметическое значение прогиба  $z$  из пяти повторений опыта.

Статическая жесткость стрелы определялась для трех значений вылета гидроманипулятора ( $L_{\text{tm}} = 2,6; 5,6; 8,6$  м) по выражению

$$c_{\text{tm}} = Q / z. \quad (1)$$

*2-й способ.* Основной методической предпосылкой применения 2-го способа определения приведенной жесткости манипулятора являлось допущение о пропорциональности величины изменения амплитуды колебаний элементов стреловой группы манипулятора величине изменения амплитуды колебания жидкости в его гидросистеме.

*Суть опыта.* При проведении эксперимента по 1-му способу перед раскрытием челюстей грейфера включалась запись показаний датчика давления, установленного в поршневой полости гидроцилиндра стрелы. После сбрасывания

груза грейферный захват и конец стрелы совершили продольно-угловые колебания. Характер этих колебаний воспроизводился из массива записанных на компьютер значенияй.

Образец экспериментальной диаграммы приведен на рис. 3.

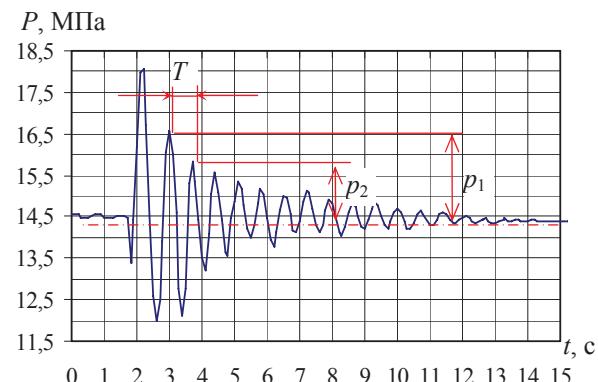


Рис. 3. Образец диаграммы  
свободных колебаний манипулятора

При обработке диаграмм определялись: период  $T$ , частота  $\omega = 2\pi / T$ , две соседние ординаты процесса  $p_1$  и  $p_2$ , логарифмический декремент затухания  $\delta = \ln(p_1 / p_2)$  колебаний.

Между частотой затухающих собственных колебаний и параметрами демпфирования существует детерминированная зависимость [2]:

$$\omega = \sqrt{\frac{c_{\text{tm}}}{m_{\text{tm}}} - \frac{k_{\text{tm}}}{4m_{\text{tm}}^2}}, \quad (2)$$

где  $m_{\text{tm}}$  – масса стрелы, приведенная к центру тяжести грейферного захвата, кг;  $k_{\text{tm}}$  – приве-

денный коэффициент затухания собственных колебаний системы, Н·с/м, определяемый аналитическим способом по формуле

$$k_{\text{TM}} = 2m_{\text{TM}}\delta / T. \quad (3)$$

Зная величину параметра  $k_{\text{TM}}$ , после преобразования формулы (2), найдем численные значения приведенного коэффициента жесткости стрелы:

$$c_{\text{TM}} = m_{\text{TM}} \left( \omega^2 + \frac{k_{\text{TM}}^2}{4m_{\text{TM}}^2} \right). \quad (4)$$

Вычисление  $m_{\text{TM}}$  выполнено в соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 4.

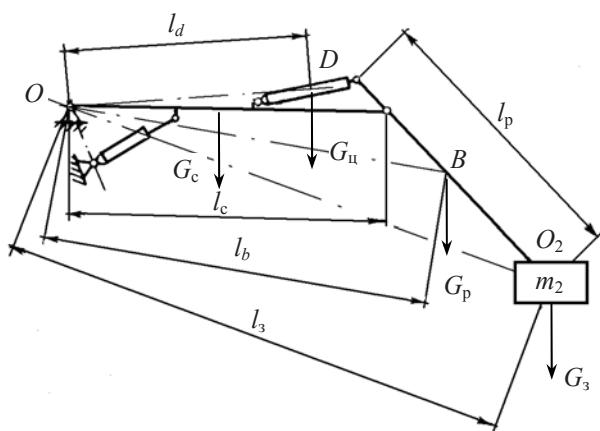


Рис. 4. Расчетная схема приведения массы стрелы и рукояти

Согласно расчетной схеме, приведенная к точке  $O_2$  масса элементов стрелового оборудования гидроманипулятора определяется выражением [3]

$$m_{\text{п}} = 4G_c l_c^2 + G_p(l_p^2 + 12l_b^2) + 12G_3 l_3^2 + 12G_{\text{ц}} l_d^2 / (12gl_3^2), \quad (5)$$

где  $G_c$ ,  $G_p$ ,  $G_3$ ,  $G_{\text{ц}}$  – сила тяжести стрелы, рукояти, захвата и гидроцилиндра рукояти соответственно, Н;  $l_c$ ,  $l_p$  – длина стрелы и рукояти соответственно, м;  $l_b$ ,  $l_d$ ,  $l_3$  – расстояние от центра тяжести соответствующих элементов конструкции гидроманипулятора до точки подвеса стрелы  $O$ , м;  $g$  – ускорение свободного падения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Вес элементов стрелового оборудования  $G_c$ ,  $G_p$ ,  $G_3$ ,  $G_{\text{ц}}$ , а также размеры  $l_c$  и  $l_p$  определены при проведении лабораторных испытаний.

Как видно из таблицы, увеличение изгибной жесткости гидроманипулятора при уменьшении вылета стрелы носит неравномерный характер, а численные ее значения в пределах рабочей зоны погрузчика могут отличаться до 14,7 раза.

Сравнительный анализ экспериментальных данных показывает, что расхождение в значениях  $c_{\text{TM}}$ , определенных по измерению упругой деформации стрелы под весом груза и по результатам исследований свободных колебаний манипулятора, не превышает предела технической точности 10%.

### Результаты исследования параметров демпфирования гидроманипулятора М 75-04

Параметр	Вылет манипулятора, м		
	2,6	5,6	8,6
Вес груза $Q$ , Н	5866,4	5866,4	5866,4
Приведенная масса $m_{\text{TM}}$ , кг	1216,7	549,3	437,5
Период колебаний $T$ , с	0,302	0,528	0,69
Частота колебаний $\omega$ , $\text{с}^{-1}$	20,79	11,89	9,10
Ординаты процесса, МПа:			
$p_1$	12,02	14,27	20,82
$p_2$	9,46	9,77	13,33
Логарифмический декремент затухания $\delta$	0,24	0,38	0,45
Коэффициент затухания $k_{\text{TM}}$ , Н·с/м	1933,83	790,66	570,65
Упругая деформация стреловой группы $z$ , м	0,01	0,068	0,147
Жесткость стрелы $c_{\text{TM}}$ , Н/м, по способам:			
1-й	586 840	86 300	39921,1
2-й	526655,5	77940,2	36415,5

**Заключение.** Результаты проведенных экспериментальных исследований позволяют увеличить точность оценки динамических характеристик при имитационном моделировании процесса погрузки древесного сырья, а также могут быть использованы при проектировании гидроманипуляторной техники, работающей в других отраслях народного хозяйства. Способы и методика определения параметров демпфирования гидроманипулятора могут являться основой для проведения аналогичных исследований.

### Литература

- Ермалицкий, А. А. Оценка динамических параметров лесотранспортной системы при выполнении погрузочно-разгрузочных работ / А. А. Ермалицкий, Д. В. Клоков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. – 2008. – Вып. XVI. – С. 63–67.
- Курс теоретической механики / К. С. Колесников [и др.]. – М.: МГТУ им. Баумана, 2000. – 735 с.
- Александров, В. А. Динамические нагрузки в лесосечных машинах / В. А. Александров. – Л.: Ленингр. ун-т, 1984. – 152 с.

Поступила 01.04.2011