

А. А. Ермалицкий, ассистент; Д. В. Клоков, канд. техн. наук, доцент

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЛЕСОТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ПОГРУЗОЧНО-РАЗГРУЗОЧНЫХ РАБОТ

Designing of the timber loading equipment is made on the basis of static and dynamic account of his stability at realization of production operations. In paper the estimation of dynamic parameters of timber-hauling system is resulted at accomplishment of materials handling. With this purpose develop mathematical models on which settlement – theoretical probes of process of process of rise of wood manipulator are lead by machinery are developed. Agency of parameters of the manipulator and cargo on dynamic parameters of stability surveyed. Also comparison of congestion technicians is lead at work with outriggers without them. Using the received models, it is possible to pick up such combination of parameters of the unit at which dynamic loads in system are minimal. It enables to lower metal consumption of designs and to reduce terms of preparation of the machine to a full-scale production.

Введение. Погрузка древесины на лесовозный транспорт относится к наиболее трудоемким процессам лесозаготовок. Сегодня она осуществляется разнообразными по конструкции и грузоподъемности машинами и механизмами. Между тем предприятия отрасли оснащаются как новыми, так и усовершенствованными серийными образцами лесопогрузочной техники. Технологическим оборудованием большинства из них являются навесные гидроманипуляторы, устанавливаемые как на автомобильное, так и на тракторное базовое шасси.

К особенностям работы таких машин можно отнести тяжелые природно-производственные условия, высокие скорости движения рабочих органов, необходимость воспринимать большие статические и динамические нагрузки, что требует соответствующего обоснования конструктивных параметров при проектировании лесопогрузочной техники.

При разработке погрузочно-разгрузочных машин решается задача обеспечения их необходимой статической и динамической устойчивости против опрокидывания при выполнении грузоподъемных и грузопереместительных операций. От этого показателя во многом зависят безопасность работы, динамическая нагруженность элементов системы и в конечном итоге производительность. Главным образом подобные задачи рассмотрены многими исследователями применительно к отдельным элементам общего цикла работы лесных машин с гидроманипуляторным оборудованием различного назначения. В этой связи необходимо выделить исследования А. В. Жукова [1] по разработке динамической модели харвестера МЛХ-424, которая дает широкие возможности оценки влияния различных факторов, параметров шасси и технологического оборудования, режимов выполнения рабочих операций на динамику валочно-сучкорезно-раскряжевочной машины, обоснованного выбора его рациональных параметров.

В процессе осуществления технологического цикла погрузки возникают усилия, являю-

щиеся определяющими при расчете и обосновании параметров погрузочно-разгрузочных устройств и их воздействия на шасси машины и конструкцию манипулятора.

Результаты исследований М. С. Комарова [2], В. А. Александрова, К. Н. Баринова [3] и многих других авторов показывают, что у машин, имеющих гидропривод, наибольшие динамические нагрузки появляются при разгоне и торможении управляющих гидроцилиндров. Наиболее тяжелым режимом работы рассматриваемого типа машин является подъем стрелой комлевой части хлыста и первое торжение гидроцилиндра.

К наиболее основательным трудам по рассматриваемой проблеме можно отнести работу А. В. Гермацкого [4] по исследованию влияния режимов работы и параметров тягача с гидроманипулятором на основные эксплуатационные и технико-экономические показатели самозагружающегося лесовозного автопоезда, которая была представлена как частная задача нового научного направления в изучении эксплуатационных свойств и показателей движения специальных лесных машин, созданного А. В. Жуковым. Однако разработанный комплекс настраиваемых имитационных математических моделей не позволяет в полной мере определить влияние параметров рассматриваемых в настоящей статье лесопогрузочных систем на основные показатели работы технологического оборудования и базовой техники.

Моделирование динамических процессов лесопогрузочных систем. Для исследования динамической устойчивости колесных гидроманипуляторных лесопогрузчиков нами разработаны имитационные математические модели «колесный лесопогрузчик – манипулятор – предмет труда», «самозагружающийся автомобиль – манипулятор – предмет труда», позволяющие анализировать динамические процессы на различных режимах, определять влияние параметров системы на работу машины и обосновывать наиболее рациональные параметры базовой машины и манипулятора.

Материал исследования расчетных показателей, которые получены при моделировании первой системы по схеме, представленной на рисунке 1, *a*, *б*, приведен в необходимом объеме в литературном источнике [5].

Расчетная модель «самозагружающийся автомобиль – манипулятор – предмет труда» учитывает связь вертикальных и угловых колебаний системы и позволяет рассмотреть их в поперечной и продольной плоскостях.

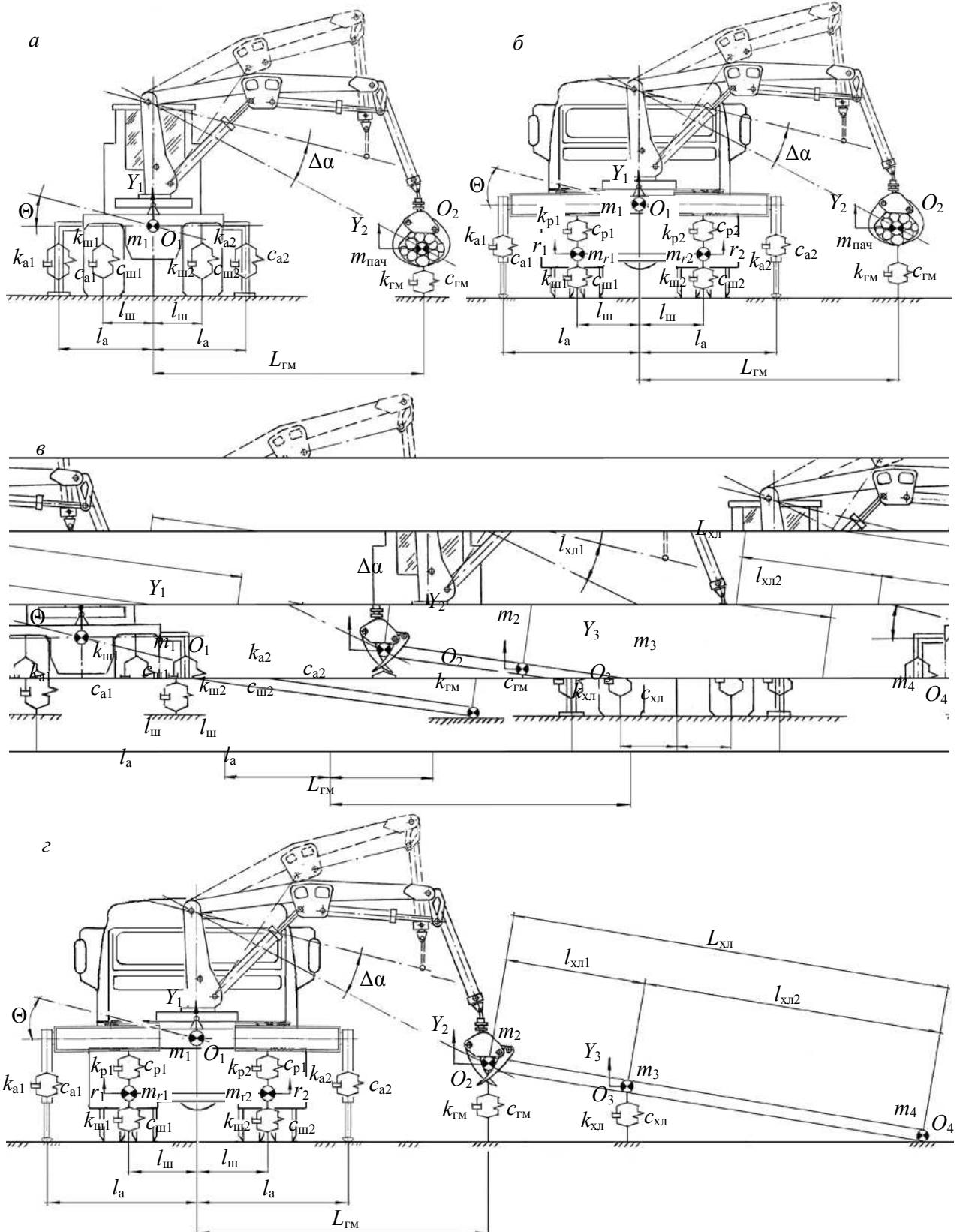


Рис. 1. Расчетные схемы колебаний рассматриваемых гидроманипуляторных средств погрузки:
а, б – при поднятии пачки сортиментов; *в, г* – при поднятии комлевой части хлыста

Как и для системы «колесный лесопогрузчик – манипулятор – предмет труда», нами были рассмотрены одни из наиболее тяжелых режимов работы автомобильной техники, оснащенной манипулятором. В первом случае – система колебаний машины при поднятии пачки сортиментов. Во втором – подъем стрелой комлевой части хлыста, лежащего на грунте. Расчетные схемы колебаний лесовозного автомобиля при поднятии пачки сортиментов и хлыста приведены на рис. 1, б, г соответственно.

Положение гидроманипулятора выбрано поперек продольной оси машины. Внешнее воздействие на систему передается от перемещения штока управляющего гидроцилиндра стрелы ($\Delta\alpha$) при его пуске или торможении.

В первом случае расчетная схема описывается 5 степенями свободы, во втором – 6, характеризующимися соответствующими обобщенными координатами вертикального (Y_1, Y_2, Y_3, r_1, r_2) и углового (Θ) перемещения. Разработанные идеализированные модели включают соответствующие коэффициенты жесткости ($c_{ai}, c_{wi}, c_{rmi}, c_{ri}, c_{xli}$) и упругости ($k_{ai}, k_{wi}, k_{rmi}, k_{ri}, k_{xli}$) системы.

Масса поворотной колонны гидроманипулятора приводится к массе машины m_1 , масса m_2 ($m_{\text{пач}}$), сосредоточенная в точке O_2 , включает массу захвата, приведенную массу стрелы манипулятора и массу груза. Применительно к рис. 1, б, г в качестве массы груза выступает дискретная масса хлыста m_2 .

Модель груза на расчетной схеме процесса подъема комлевой части хлыста принята трехмассовой. Дискретные массы m_3 и m_4 сосредоточены в точках O_3 и O_4 .

Дифференциальные уравнения движения колебательных динамических систем получены с помощью уравнения Лагранжа II рода.

Математическое описание процесса подъема комлевой части хлыста может быть представлено зависимостью (1).

В отличие от расчетной модели, описывающей процесс погрузки пачки сортиментов, в общую систему уравнений согласно рис. 1, г, включена дополнительная степень свободы, характеризующая продольное перемещение дискретной массы m_3 , сосредоточенной в центре тяжести длинномерного лесного груза.

Для того чтобы получить сведения о полных перемещениях элементов системы (включая статические), в уравнения были введены силы веса дерева. При этом мы считали, что статические деформации шин, аутригеров и гидроманипулятора от веса элементов базовой машины и собственно манипулятора уже произошли. На конце стрелы погружного оборудования в этом случае будет действовать результирующая сила статического давления от дерева F_N , зависимости по определению которой приведены в источнике [5].

$$\left\{ \begin{array}{l} m_1 \ddot{Y}_1 + \tilde{n}_{\delta_1} \cdot (Y_1 - r_1 + l_o \theta) + \tilde{n}_{\dot{a}_1} \cdot (Y_1 + l_{\dot{a}} \theta) + \tilde{n}_{\delta_2} \cdot (Y_1 - r_2 - l_o \theta) + \tilde{n}_{\dot{a}_2} \cdot (Y_1 - l_{\dot{a}} \theta) + \tilde{n}_{ai} \cdot (\Delta\alpha L_{ai} + Y_1 - L_{ai} \theta + Y_2) + k_{\delta_1} \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_1 + l_o \dot{\theta}) + k_{\delta_2} \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_2 - l_o \dot{\theta}) + k_{\dot{a}_1} \cdot (\dot{Y}_1 + l_{\dot{a}} \dot{\theta}) + k_{\dot{a}_2} \cdot (\dot{Y}_1 - l_{\dot{a}} \dot{\theta}) + k_{ai} \cdot (\Delta\dot{\alpha} L_{ai} + \dot{Y}_1 - L_{ai} \dot{\theta} + \dot{Y}_2) + F_N = 0, \\ J_1 \ddot{\Theta} + \tilde{n}_{\delta_1} l_o \cdot (Y_1 - r_1 + l_o \theta) + \tilde{n}_{\dot{a}_1} l_{\dot{a}} \cdot (Y_1 + l_{\dot{a}} \theta) - \tilde{n}_{\delta_2} l_o \cdot (Y_1 - r_2 - l_o \theta) - \tilde{n}_{\dot{a}_2} l_{\dot{a}} \times (Y_1 - l_{\dot{a}} \theta) - \tilde{n}_{ai} L_{ai} \cdot (\Delta\alpha L_{ai} + Y_1 - L_{ai} \theta + Y_2) + k_{\delta_1} l_o \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_1 + l_o \dot{\theta}) + k_{\dot{a}_1} l_{\dot{a}} \cdot (\dot{Y}_1 + l_{\dot{a}} \dot{\theta}) - k_{\delta_2} l_o \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_2 - l_o \dot{\theta}) - k_{\dot{a}_2} l_{\dot{a}} \cdot (\dot{Y}_1 - l_{\dot{a}} \dot{\theta}) - k_{ai} L_{ai} \cdot (\Delta\dot{\alpha} L_{ai} + \dot{Y}_1 - L_{ai} \dot{\theta} + \dot{Y}_2) + L_{ai} F_N = 0, \\ m_2 \ddot{Y}_2 + \tilde{n}_{ai} \cdot (\Delta\alpha L_{ai} + Y_1 - L_{ai} \theta + Y_2) + k_{ai} \cdot (\Delta\dot{\alpha} L_{ai} + \dot{Y}_1 - L_{ai} \dot{\theta} + \dot{Y}_2) - \tilde{n}_{\delta e} \times l_{\delta e} \cdot (Y_3 - Y_2 \frac{l_{\delta e}}{L_{\delta e}}) - k_{\delta e} \frac{l_{\delta e}}{L_{\delta e}} \cdot (\dot{Y}_3 - \dot{Y}_2 l_{\delta e}) / L_{\delta e} + Q + F_N = 0, \\ m_3 \ddot{Y}_3 + \tilde{n}_{\delta e} \frac{l_{\delta e}}{L_{\delta e}} \cdot (Y_3 - Y_2 \frac{l_{\delta e}}{L_{\delta e}}) + k_{\delta e} \frac{l_{\delta e}}{L_{\delta e}} \times (\dot{Y}_3 - (\dot{Y}_2 l_{\delta e}) / L_{\delta e}) + Q + F_N = 0, \\ m_{r1} \ddot{r}_1 + \tilde{n}_{\theta_1} r_1 + k_{\theta_1} \dot{r}_1 - \tilde{n}_{\delta_1} \cdot (Y_1 - r_1 + l_o \theta) - k_{\delta_1} \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_1 + l_o \dot{\theta}) + F_N / 2 = 0, \\ m_{r2} \ddot{r}_2 + \tilde{n}_{\theta_2} r_2 + k_{\theta_2} \dot{r}_2 - \tilde{n}_{\delta_2} \cdot (Y_1 - r_2 - l_o \theta) - k_{\delta_2} \cdot (\dot{Y}_1 - \dot{r}_2 + l_o \dot{\theta}) + F_N / 2 = 0. \end{array} \right. \quad (1)$$

При подъеме вес груза проявляется не сразу, а только с течением некоторого времени и может быть выражен в виде следующей функции времени:

$$Q(t) = at^b - ct^d, \quad (2)$$

где t – время подъема дерева, в течение которого происходит нарастание нагрузки ($t \leq 0,9$ с) (время работы управляющего гидроцилиндра); a, b, c и d – коэффициенты, значения которых взяты из литературных источников. Они получены путем аппроксимации кривой усилия на стреле гидроманипулятора, снятой экспериментально при малых скоростях подъема.

Вес груза для обеих схем выбран исходя из грузоподъемности машин такого класса и равен 20,0 кН. В этом случае аппроксимирующее уравнение примет вид

$$Q(t) = 20,0t^{0,5} - t^{0,6}; \quad (3)$$

$$Q = \begin{cases} 20 \text{ при } t^{0,6} & 5,7 \Delta\alpha \leq 0 \\ 20 \text{ при } \Delta\alpha > 5,7^\circ. & \end{cases} \quad (4)$$

Для решения дифференциальных уравнений движения рассматриваемых лесопогрузочных систем использован наиболее распространенный метод – метод Рунге – Кутта.

Реализация имитационных моделей. По разработанным математическим моделям проведены расчетно-теоретические исследования процесса подъема древесины гидроманипулятором. Рассмотрено влияние параметров гидроманипулятора и груза – пачки сортиментов (хлыста) на динамические показатели устойчивости.

На рис. 2, а, б, в приведены расчетные кривые некоторых выходных характеристик колебательного процесса системы «самозагружающийся автомобиль – манипулятор – хлыст». Результаты вычислений по соответствующей степени свободы показывают, что изменение динамических показателей в системе представляется в виде затухающих колебаний с выделением отдельных экстремумов.

Как видно из рис. 2, а, б, в процессе подъема полуподнятоого дерева на неустановившихся режимах самыми значительными будут являться амплитуды колебаний приведенной массы, со федоточеной в точке захвата груза и дискретной массы хлыста, сосредоточенной в его центре тяжести.

Исследованиями установлено, что одними из параметров, существенно влияющих на величину динамических усилий при работе лесопогрузочной техники, являются жесткость гидроманипулятора и вылет его стрелового оборудования. С целью определения минимальных динамических перемещений и ускорений элементов системы с использованием программного обеспечения было проведено варьирование данных параметров, результаты которого представлены на рис. 3.

Расчеты показали, что величина вылета гидроманипулятора влияет значительно на колебания базовой машины. Так, при увеличении $L_{\text{тм}}$ с 5 до 9 м происходит увеличение всех динамических показателей системы. Увеличение жесткости манипулятора с 200 до 400 кН/м характеризуется снижением угловых перемещений остова машины. Причем значительное их уменьшение достигается при величине жесткости $c_{\text{тм}} > 400$ кН/м.

Вертикальные перемещения Y_2 массы, со средоточенной в точке O_2 , уменьшаются на 20–25%, однако максимальное ускорение данной массы наблюдается при $c_{\text{тм}} = 400$ кН/м.

При наличии в базовой машине стабилизатора поперечных колебаний уменьшается поперечный крен автомобиля. Так, при жесткости стабилизатора, равной 30 000 кН/м, возможно

снижение динамического крена почти в 2,5 раза. При этом угловые ускорения подпрессоренного корпуса изменяются незначительно.

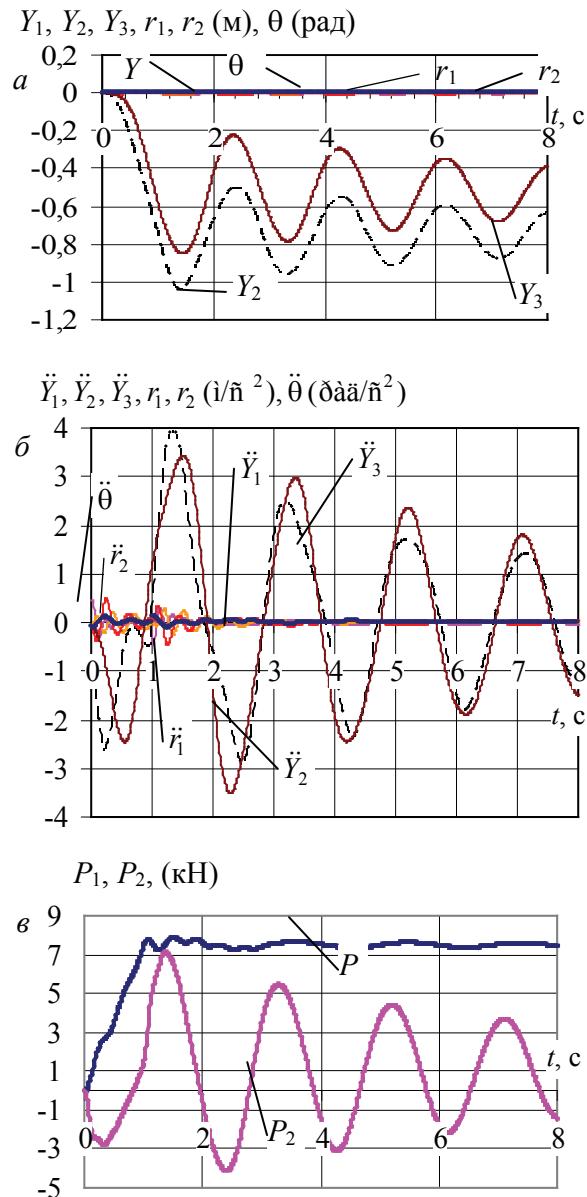


Рис. 2. Расчетные кривые колебаний системы:
 а, б – соответственно вертикальные и угловые
 перемещения и ускорения элементов системы;
 в – динамические реакции левой (P_1) и правой (P_2) опоры

Сравнительный анализ значений динамических реакций показал, что максимальные усилия, возникающие в системе при погрузке колесным гидроманипуляторным лесопогрузчиком, в 1,5–2 раза выше, чем при погрузке навесным гидроманипуляторным средством самозагружающегося автомобиля.

Заключение. Разработанная методика позволяет оценить поперечную устойчивость при работе гидроманипуляторной техники, определить жесткостные характеристики его элементов, что важно при дальнейших расчетах на прочность лесопогрузочных машин.

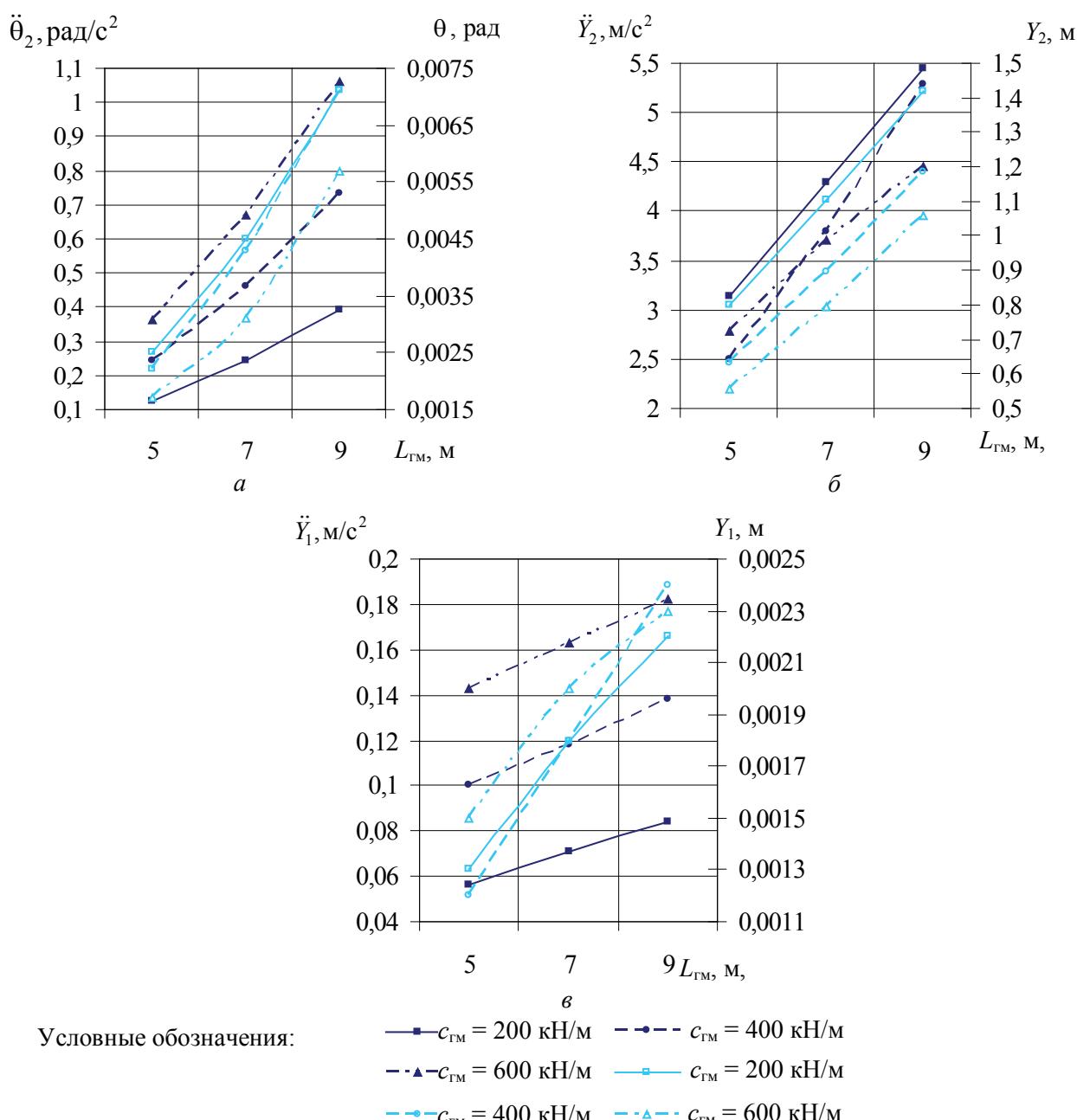


Рис. 3. Характер изменения выходных величин:

a, в – угловых и вертикальных ускорений и перемещений остила машины соответственно;
б – вертикальных ускорений и перемещений приведенной массы m_2

Используя эти модели, можно подобрать такое сочетание параметров установки, при котором динамические нагрузки в системе минимальны. Это дает возможность снизить металлоемкость конструкций и сократить сроки подготовки машины к серийному производству.

Литература

1. Жуков, А. В. Динамика харвестера / А. В. Жуков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. – 2003. – Вып. XI. – С. 28–35.
2. Комаров, М. С. Динамика грузоподъемных машин / М. С. Комаров. – К.; М.: Машгиз, 1953. – 188 с.

3. Баринов, К. Н. Проектирование лесопромышленного оборудования: учеб. пособие / К. Н. Баринов, В.А. Александров. – Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1988. – 240 с.

4. Гермацкий, А. В. Исследование процесса погрузки и вывозки древесины лесовозным авто-поездом с гидроманипулятором: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.21.01 / А. В. Гермацкий; Бел. технол. ин-т. – Минск, 1979. – 19 с.

5. Ермалицкий, А. А. Обоснование расчетных моделей колесных гидроманипуляторных лесопогрузчиков / А. А. Ермалицкий, Д. В. Клоков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. – 2005. – Вып. XIII. – С. 122–126.