

ОБОСНОВАНИЕ РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ КОЛЕСНЫХ ГИДРОМАНИПУЛЯТОРНЫХ ЛЕСОПОГРУЗЧИКОВ

For study of dynamic stability wheel loggers manipulator of the type is designed simulation mathematical model, allowing analyse the dynamic processes on different mode, define the influence a parameter systems on working the machine and motivate the most rational parameters logger and manipulator. This enables to reduce metal consumption a design and reduce the time of preparing the machine to production in series.

С увеличением объемов заготовки древесины в Республике Беларусь возрастают требования к качеству проведения каждого из технологических этапов производства работ. В данном ключе погрузочно-перегрузочные работы рассматриваются как важное звено лесозаготовительного процесса, от способа проведения и средств механизации которых зачастую зависит трудоемкость последующих операций.

Проведенный анализ наличия и использования погрузочно-разгрузочных машин и механизмов непосредственно в лесных массивах показал, что лесная техника на гусеничном движителе в целом по республике все еще имеет значительный удельный вес среди основных лесных машин (особенно по концерну «Беллесбумпром»). Главным образом это трелевочные трактора ТДТ-55А и другие специализированные машины на их базе.

Применительно к погрузочно-разгрузочным процессам на лесосеке в настоящее время челюстные гусеничные погрузчики перекидного типа и агрегатные автомобили являются основными средствами механизации этих работ. Однако опыт применения в производственных условиях указывает на ряд их технологических недостатков.

Известно, что для экономически оправданного применения челюстных погрузчиков необходим запас древесины не менее 180 м^3 в смену. В условиях выборочных и санитарных рубок такой объем подготовленного к погрузке леса может быть достигнут только при накоплении древесины на верхнем складе за значительный период времени при резком увеличении расстояния трелевки.

Отсутствие удобных условий управления и плохая обзорность сказываются на эргономичности перекидных лесопогрузчиков. Нерациональный расход металла значительно снижает маневренность и ухудшает проходимость таких машин.

В свою очередь, самозагружающиеся автомобили, оснащенные гидроманипулятором, не могут использовать в полной мере свою полезную грузоподъемность в связи с необходимостью перевозки собственно погрузочно-разгрузочного устройства. Кроме того, их действительная производительность всегда несколько меньше из-за большого времени технологического цикла, наличие манипулятора на опре-

деленных режимах, таких, как скорость, погрузка, может привести к преждевременному износу автомобиля.

Вариантом решения существующей проблемы может являться выполнение процессов погрузки в лесном массиве и на перегрузочных пунктах колесными манипуляторными погрузчиками большой грузоподъемности.

Процесс погрузки в этом случае будет включать следующие операции: установку и подготовку подвижного состава к погрузке; захват древесины и перемещение ее к лесовозному транспорту; укладку и выравнивание погружаемых лесоматериалов; уборку груженого подвижного состава.

Следует отметить, что ввиду незначительного количества машин такого типа на работах в лесных массивах, вопросам их проектирования и обоснования конструктивных параметров с учетом специфики лесных грузов конструкторами и учеными уделено недостаточно внимания. Главным образом данные задачи рассмотрены применительно к отдельным элементам общего цикла работы лесных машин с гидроманипуляторным оборудованием различного назначения [1, 2]. В этой связи необходимо выделить исследования А. В. Жукова [3] 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-раскряжевой машины, обоснованного выбора его рациональных параметров.

Одним из важнейших показателей работы гидроманипуляторных лесопогрузчиков является устойчивость при выполнении грузоподъемных и грузопереместительных операций. От постоянства ее обеспечения во многом зависят безопасность работы, динамическая нагруженность элементов системы и в конечном итоге производительность. При проектировании погрузочно-разгрузочных машин с рабочим оборудованием манипуляторного типа особенно актуальны вопросы обеспечения поперечной устойчивости против опрокидывания.

В процессе осуществления технологического цикла погрузки возникают усилия, являющиеся определяющими при расчете и обосновании параметров погрузочно-разгрузочных

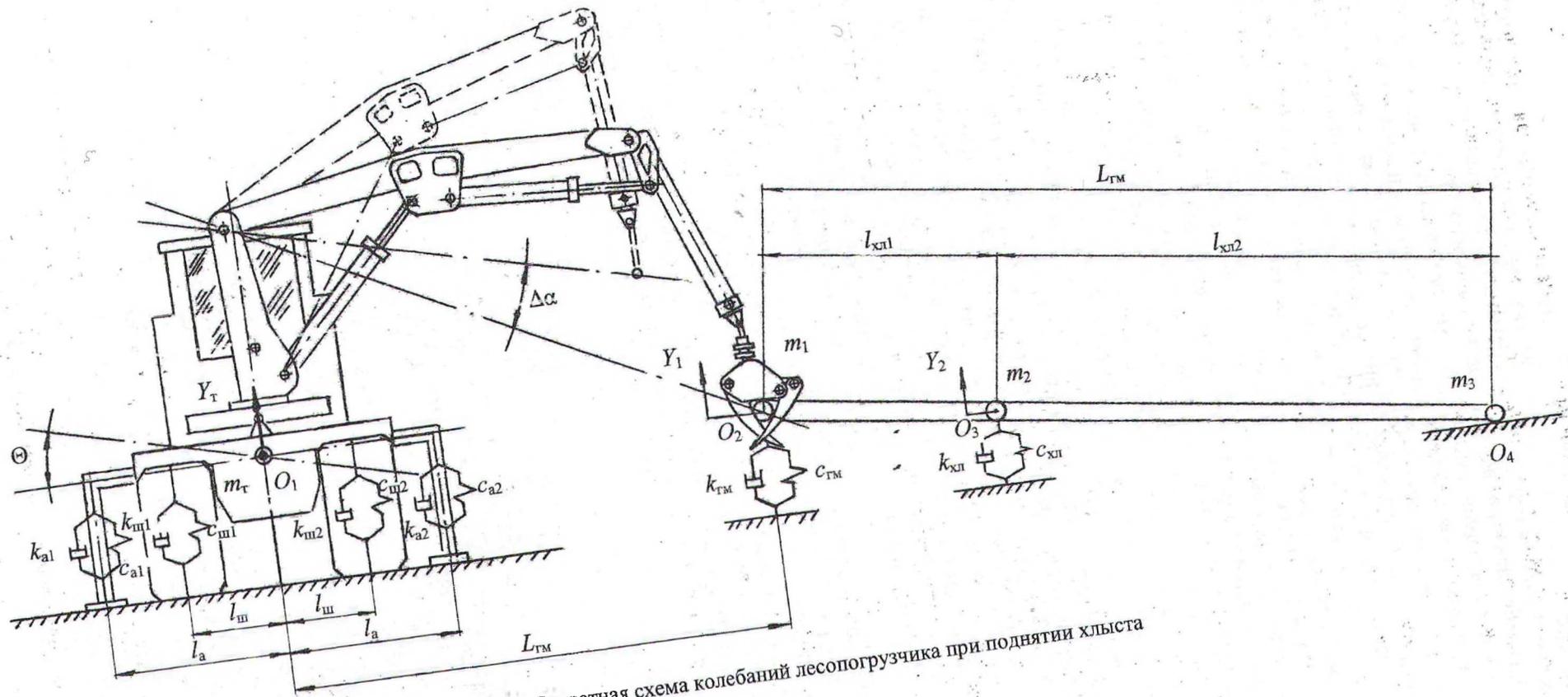


Рис. 2. Расчетная схема колебаний лесопогрузчика при поднятии хлыста

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

Общая система уравнений, соответствующая процессу подъема пачки сортиментов, имеет вид

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{Y}_T + c_{ш1} \cdot (Y_T + l_{ш1} \theta) + c_{ш2} \cdot (Y_T - \\
 & - l_{ш2} \theta) + c_{a1} \cdot (Y_T + l_{a1} \theta) + c_{a2} \cdot (Y_T - \\
 & - l_{a2} \theta) + c_{гм} \cdot (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + \\
 & + Y_1) + k_{ш1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{ш1} \dot{\theta}) + k_{ш2} \cdot (\dot{Y}_T - \\
 & - l_{ш2} \dot{\theta}) + k_{a1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{a1} \dot{\theta}) + k_{a2} \cdot (\dot{Y}_T - \\
 & - l_{a2} \dot{\theta}) + k_{гм} \cdot (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - L_{гм} \dot{\theta} - \\
 & - \dot{Y}_{пач}) + F_{пач} = 0; \\
 & I_T \ddot{\theta} + c_{ш1} l_{ш1} \cdot (Y_T + l_{ш1} \theta) - c_{ш2} l_{ш2} \times \\
 & \times (Y_T - l_{ш2} \theta) + c_{a1} l_{a1} \cdot (Y_T + l_{a1} \theta) - \\
 & - c_{a2} l_{a2} \cdot (Y_T - l_{a2} \theta) - c_{гм} L_{гм} \times \\
 & \times (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + Y_{пач}) + \\
 & + k_{ш1} l_{ш1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{ш1} \dot{\theta}) - k_{ш2} l_{ш2} \times \\
 & \times (\dot{Y}_T - l_{ш2} \dot{\theta}) + k_{a1} l_{a1} (\dot{Y}_T + l_{a1} \dot{\theta}) - \\
 & - k_{a2} l_{a2} (\dot{Y}_T - l_{a2} \dot{\theta}) - k_{гм} L_{гм} \times \\
 & \times (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - L_{гм} \dot{\theta} + \dot{Y}_{пач}) + \\
 & + L_{гм} F_{пач} = 0; \\
 & m_{пач} \ddot{Y}_{пач} + c_{гм} \cdot (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + \\
 & + Y_{пач}) + k_{гм} \cdot (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - L_{гм} \dot{\theta} + \\
 & + \dot{Y}_{пач}) + F_{пач} = 0.
 \end{aligned} \tag{1}$$

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, ауригеров и гидроманипулятора от веса элементов базовой машины и собственно манипулятора уже произошли. На конце стрелы погрузочного оборудования в этом случае будет действовать результирующая сила статического давления от дерева F , которая для двух рассматриваемых видов лесных грузов определяется исходя из выражений 2 и 3:

$$F_{пач} = Q_{пач} \cos^2 \Delta \alpha, \tag{2}$$

$$F_{хл} = Q_{хл} \cos^2 \Delta \alpha \frac{l_{хл2}}{L_{хл}}, \tag{3}$$

где $Q_{пач}$ и $Q_{хл}$ – вес пачки сортиментов и хлыста соответственно; $l_{хл2}$ – расстояние от вершинной части хлыста до его центра тяжести; $L_{хл}$ –

общая длина хлыста; $\Delta \alpha$ – внешнее возмущение, оказываемое на рассматриваемые системы, вызванное угловым перемещением стрелы, которое в зависимости от следующих условий равно

$$\Delta \alpha = \begin{cases} 0.1t & \text{при } t < 1; \\ 0.1 & \text{при } t \geq 1. \end{cases} \tag{4}$$

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

$$Q(t) = at^b - ct^d, \tag{5}$$

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 машины и равен 20,0 кН. В этом случае аппроксимирующее уравнение примет вид

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

$$Q = \begin{cases} 20t^{0,5} - t^{0,6} & \text{при } \Delta \alpha \leq 5,7^\circ; \\ 20 & \text{при } \Delta \alpha > 5,7^\circ. \end{cases} \tag{7}$$

Далее по аналогии рассмотрим общую систему уравнений (8), соответствующую процессу подъема комлевой части хлыста согласно рис. 2.

В расчетную модель введена дополнительная степень свободы, характеризующая продольное перемещение дискретной массы m_2 , сосредоточенной в центре тяжести длинномерного лесного груза.

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.

При расчетах устойчивости погрузочных устройств необходимо учитывать также соответствующий коэффициент динамичности, характеризующий возможные отклонения груза при его перемещении и действии возмущающих сил различного вида. Так, одной из целей исследования явилось определение расчетным путем коэффициента динамичности системы.

$$\begin{aligned}
& m_1 \ddot{Y}_T + c_{ш1} \cdot (Y_T + l_{ш1} \theta) + c_{ш2} \cdot (Y_T - \\
& - l_{ш2} \theta) + c_{a1} \cdot (Y_T + l_{a1} \theta) - c_{a2} \cdot (Y_T - \\
& - l_{a2} \theta) + c_{гм} \cdot (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + \\
& + Y_1) + k_{ш1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{ш1} \dot{\theta}) + k_{ш2} \cdot (\dot{Y}_T - \\
& - l_{ш2} \dot{\theta}) + k_{a1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{a1} \dot{\theta}) + k_{a2} \cdot (\dot{Y}_T - \\
& - l_{a2} \dot{\theta}) + k_{гм} \cdot (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - L_{гм} \dot{\theta} + \\
& + \dot{Y}_1) + F_{хл} = 0; \\
& I_T \ddot{\theta} + c_{ш1} l_{ш1} \cdot (Y_T + l_{ш1} \theta) - c_{ш2} l_{ш2} \times \\
& \times (Y_T - l_{ш2} \theta) + c_{a1} l_{a1} \cdot (Y_T + l_{a1} \theta) - \\
& - c_{a2} l_{a2} \cdot (Y_T - l_{a2} \theta) - c_{гм} L_{гм} \times \\
& \times (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + Y_1) + k_{ш1} l_{ш1} \times \\
& \times (\dot{Y}_T + l_{ш1} \dot{\theta}) - k_{ш2} l_{ш2} \cdot (\dot{Y}_T - l_{ш2} \dot{\theta}) + \\
& + k_{a1} l_{a1} \cdot (\dot{Y}_T + l_{a1} \dot{\theta}) - k_{a2} l_{a2} \cdot (\dot{Y}_T - \\
& - l_{a2} \dot{\theta}) - k_{гм} L_{гм} \cdot (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - \\
& - L_{гм} \dot{\theta} + \dot{Y}_1) + L_{гм} F_{хл} = 0; \\
& m_1 \ddot{Y}_1 + c_{гм} \cdot (\Delta \alpha L_{гм} + Y_T - L_{гм} \theta + Y_1) - \\
& - c_{хл} \frac{l_{хл2}}{L_{хл}} \cdot (Y_2 - Y_1 \frac{l_{хл2}}{L_{хл}}) + \\
& + k_{гм} \cdot (\Delta \dot{\alpha} L_{гм} + \dot{Y}_T - L_{гм} \dot{\theta} + \dot{Y}_1) - \\
& - k_{хл} \frac{l_{хл2}}{L_{хл}} \cdot (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1 \frac{l_{хл2}}{L_{хл}}) + \\
& + F_{хл} = 0; \\
& m_2 \ddot{Y}_2 + c_{хл} \cdot (Y_2 - Y_1 \frac{l_{хл2}}{L_{хл}}) + \\
& + k_{хл} \cdot (\dot{Y}_2 - \dot{Y}_1 \frac{l_{хл2}}{L_{хл}}) + Q_{хл} = 0.
\end{aligned} \tag{8}$$

Данная задача была решена с применением ЭВМ для следующих параметров системы:

$$\begin{aligned}
c_{хл} &= 10, 40, 80, 120, 160 \text{ и } 200 \text{ кН/м;} \\
c_{гм} &= 10, 40, 80, 120, 160 \text{ и } 200 \text{ кН/м;} \\
k_{хл} &= 6 \text{ кН} \cdot \text{с/м;} \quad k_{гм} = 10 \text{ кН} \cdot \text{с/м;} \\
m_1 &= m_2 = 200 \text{ кг.}
\end{aligned}$$

В результате расчетов получены графические зависимости, характеризующие динамику системы при различных значениях $c_{хл}$ и $c_{гм}$.

Было установлено существенное влияние жесткости хлыста и манипулятора на величину коэффициента динамичности (k_d) системы. Так, с увеличением $c_{гм}$ до $20 \cdot 10^4$ Н/м k_d для массы m_1 достигает величины 1,47. Интересен тот факт, что с ростом $c_{хл}$ коэффициент динамичности убывает и при $c_{хл}$ больше $16 \cdot 10^4$ Н/м приближается к единице, а с ростом $c_{гм}$ k_d резко возрастает. Так как жесткость хлыстов является величиной независимой, существенного снижения динамических нагрузок на манипулятор можно добиться за счет изменения $c_{гм}$, путем введения в конструкцию дополнительных упругих элементов.

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.

Дальнейшие исследования влияния параметров системы на динамическую нагруженность гидроманипулятора будут направлены на определение максимальных динамических нагрузок и частот колебаний в зависимости от жесткости манипулятора и жесткости хлыста.

Литература

1. Жуков А. В. Проектирование лесопромышленного оборудования: Учеб. для вузов. — Мн.: Выш. шк., 1990. — 312 с.
2. Кушляев В. Ф. Лесозаготовительные машины манипуляторного типа. — М.: Лесн. пром-сть, 1981. — 248 с.
3. Жуков А. В. Динамика харвестера // Труды БГТУ. Сер. лесн. и деревообр. пром-сти. — 2003. — Вып. XI. — С. 28–35.
4. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. — К.; М.: Машгиз, 1953. — 188 с.
5. Баринов К. Н., Александров В. А. Проектирование лесопромышленного оборудования: Учеб. пособие. — Л.: ЛГУ, 1988. — 240 с.
6. Гермацкий А. В. Исследование процесса погрузки и вывозки древесины лесовозным автопоездом с гидроманипулятором: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. — Мн., 1979. — 20 с.