

сов по лесорастительным районам с учетом условий произрастания, потребления древесины и других факторов. Она выглядит следующим образом: основная формация целесообразна на 56,1 процента площади лесов при нынешних 50,2 процента, еловой соответственно 11,1 и 9,4, лиственничной 1,2 и 0, дубовой 8,3 и 3,5, ясеневой 2,1 и 0,4, березовой 11,0 и 22,9, осиновой 0,8 и 2,1, черноольховой 8,5 и 8,6, прочие породы 0,9 и 2,9 процента. По лесорастительным подзонам и округам различия более существенны. Наиболее значительные объемы по регулированию формационной структуры лесов требуются в северной подзоне, особенно в Западно-Двинском и Ошмянско-Минском округах, с ориентацией на увеличение площади сосняков, а также в южной подзоне (Полесско-Приднепровский лесорастительный округ), где предусматривается увеличение площади дубовой формации.

Потенциальная продуктивность спелых древостоев при реализации лесоустроительных проектов к 2030 году повысится на 30–40 процентов, с доминированием смешанных по составу древостоев. Лесистость территории республики может достичь своего порогового значения (40,0–40,5 процента) за счет более рационального использования земельных ресурсов лесного фонда и других категорий земель республики, а объем лесопользования может вырасти с 13 до 27 млн. кубических метров.

УДК 630*36

С.Е. Арико (БГТУ, г. Минск)

Моделирование работы лесозаготовительных машин харвестерного типа

Исследование динамических свойств лесных машин является необходимым и одним из наиболее важных этапов проектирования новых образцов и модификации существующих. Сложность динамического анализа заключается в невозможности точного аналитического исследования даже простых механических систем, поскольку динамика, как правило, описывается системами дифференциальных или дифференциально-алгебраических уравнений, в общем случае нелинейных, решение которых в явном виде получить невозможно. С другой стороны, само составление уравнений движения механических систем с большим числом степеней свободы является сложной задачей. Это связано с ростом сложности выражений для кинематических величин, определяющих положение, скорости и ускорения тел, входящих в систему, при увеличении длины кинематических цепей.

Повышение требований к качеству проектируемых технических систем приводит к необходимости построения усложненных динамических моделей. С одной стороны, это вызывает увеличение числа степеней свободы и, соответственно, приводит к упомянутым выше проблемам. С другой стороны, уточняются и усложняются математические модели сил взаимодействия тел, входящих в систему. Для решения перечисленных проблем с начала 60-х годов начата разработка программ, в которых исследуемый объект представляется системой абсолютно твердых или деформируемых тел, связанных кинематическими парами различных типов и силовыми элементами.

При рассмотрении напряженно-деформированного состояния элементов конструкции лесозаготовительных и других машин наибольшее распространение получил метод конечных элементов. А.Н. Бычек [1] рассматривал конструкцию клещевого захвата в виде комбинированной конечноэлементной модели, в которой навесное устройство, места крепления гидроцилиндров, крестовина, клыки захвата моделировались стержневыми элементами, а корпус захвата – пластинчатыми.

Исследованию динамики взаимодействия харвестерной машины с предметом труда посвящены работы профессора А.В. Жукова [2]. Наиболее полное представление технологического процесса валки деревьев харвестерной машиной в виде математическое модели рассмотрено автором при описании динамики работы машины в положении, когда манипулятор располагается перпендикулярно продольной оси машины, а валка производится на максимальном вылете данного технологического оборудования в сторону противоположную расположению лесной машины. Автором не учитываются упруго-демпфирующие свойства гидравлической жидкости находящейся в полости гидроцилиндров, которые оказывают значительное влияние на нагруженности элементов гидропривода и лесной машины в целом. Рассматривая математические модели работы машин валочного типа, следует отметить тот факт, что должное внимание не уделяется рассмотрению возмущающих усилий, возникающих от ветровой нагрузки и взаимодействия сучьев падающего и стоящих деревьев, что характерно при проведении рубок промежуточного пользования. Теоретическое исследование данных возмущений производилось в работах А.В. Жукова [3] и М.К. Асмоловского [4].

Е.А. Будевич [5] исследовал надежность ВСРМ путем обоснования параметров харвестерной машины с целью уменьшения динамических нагрузок, возникающих в процессе протяжки стволов, очистки их от сучьев и выведения дерева из древостоя ходом машины. Разра-

ботанную математическую модель можно применять только при исследовании динамики валочно-сучкорезно-раскряжевочных машин на гусеничном шасси.

Основным недостатком разработанных ранее математических моделей является плоское представление процессов взаимодействия лесных машин с предметом труда, что не позволяет учитывать специфику конструкции лесного шасси, заключающегося в шарнирно-сочлененном соединении полурам, а также учитывать распределение масс машины и технологического оборудования на передний и задний мост в процессе работы.

Разработанная математическая модель (рисунок 1) представляет базовое шасси в виде двух, а манипулятор в виде трех абсолютно твердых тел, имеющих, соответственно, сосредоточенные массы M_1 , M_2 , m_k , m_c , m_p . Связь между элементами, входящими в динамическую модель, описывается восемью степенями свободы, которые позволяют рассмотреть процесс работы машины с учетом вертикальных, поперечных и продольных колебаний. Особенностью модели является представление работы харвестера в пространстве, что способствует рассмотрению динамической нагруженности харвестерной машины при расположении технологического оборудования в любой точке рабочей зоны.

На расчетной схеме приняты следующие обозначения: M_1 , M_2 , m_k , m_c , m_p , $m_{зсу}$ – масса энергетического, технологического модулей, колонны, стрелы, рукояти манипулятора, харвестерной головки; a , b – расстояние от оси колес энергетического и технологического модулей до вертикально-горизонтального шарнира; a_1 , b_1 – расстояние от центра масс энергетического и технологического модулей до вертикально-горизонтального шарнира; h_b – высота от опорной поверхности до оси колес; h_1 , h_2 , h_4 , h_3 – высоты расположения масс M_1 , M_2 , m_k и места расположения шарнира наклона колонны относительно горизонтальной оси; L_1 – расстояние от оси технологического модуля до шарнира наклона колонны; L_3 , L_4 , L_6 , L_2 , L_5 – длина стрелы, кронштейна, рукояти, а также места расположения соответственно центров масс стрелы и рукояти; L_7 , L_8 – расстояние от оси до центров тяжести $m_{зсу}$ и m_1 ; h_5 , h_6 – расстояние от земли до места крепления ротатора и оси вращения ЗСУ; обобщенные координаты Z_1 , Z_2 , Z_3 , Z_4 , Z_5 учитывают линейные перемещения ВСРМ, оси вращения ЗСУ, дискретных масс m_2 и m_3 . φ_1 – φ_{10} учитывают угловые перемещения базового шасси, манипуляторного оборудования, углы валки дерева относительно продольной оси лесной машины и вертикального его положения. Модель учитывает влияние ветровой нагрузки ($F_{вн}$) и усилия взаимодействия между сучьями падающего и стоящих деревьев ($F_{вс}$).

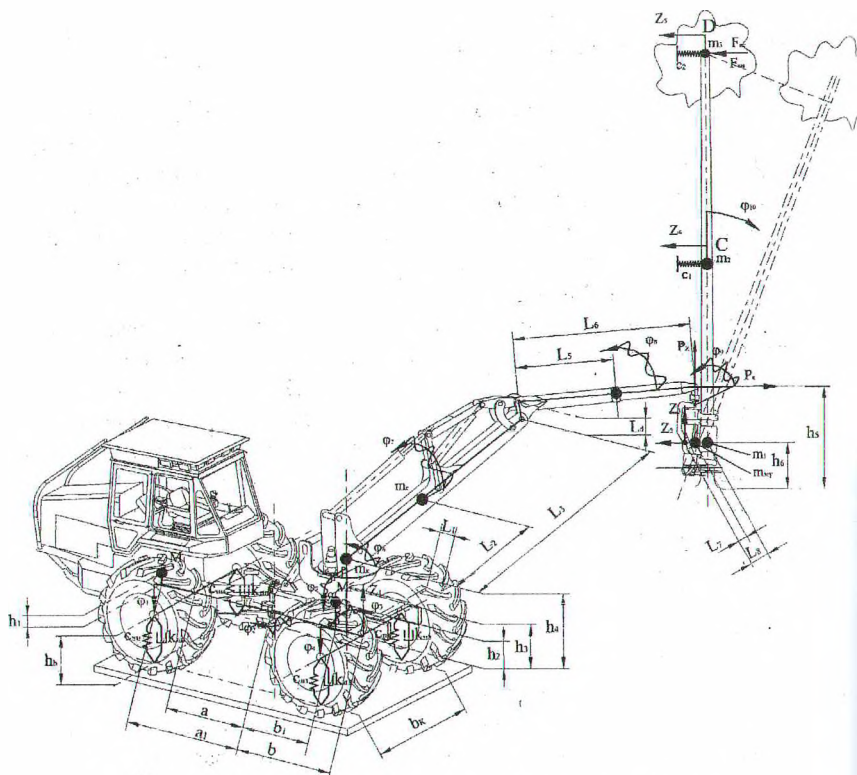
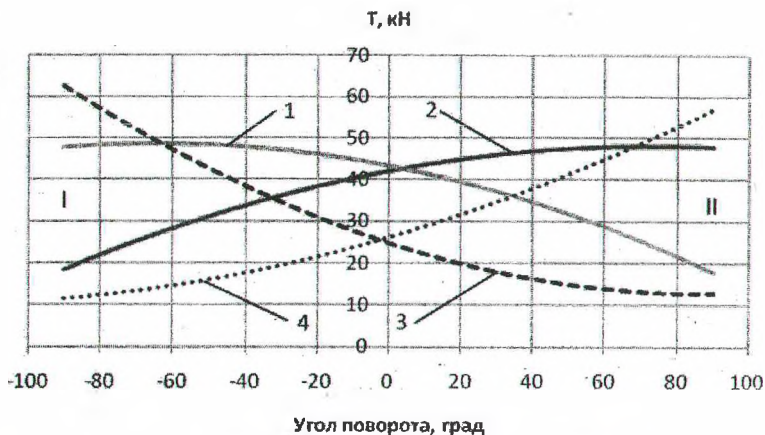


Рисунок 1 – Математическая модель работы харвестера

В результате реализации математической модели построены зависимости перераспределения нагрузки между колесами технологического и энергетического модулей (рисунок 2). Рассматривался процесс поворота манипулятора из крайнего левого в крайнее правое положение при вылете стрелы в 5 м с закрепленным в харвестерной головке деревом массой 585 кг.

В процессе исследования установлено, что нагрузка под колесами борта, в сторону которого поворачивается манипулятор, изменяется незначительно. Изменение нагрузки под колесами противоположного борта характеризуется резким ее уменьшением, а с увеличением угла поворота в одну из сторон изменение реакций под колесами соответствующего борта имеют различный характер. На технологическом модуле реакция (вылет 5 м, масса груза 585 кг) возрастает в 1,13-1,14 раза, а на энергетическом модуле в 2,35-2,61 раза.



1, 2 — левое и правое колеса технологического модуля;
3, 4 — левое и правое колеса энергетического модуля;

I — область соответствующая повороту манипулятора в левую сторону

II — область соответствующая повороту манипулятора в правую сторону

Рисунок 2 — Распределение нагрузки между колесами харвестера МЛХ-414 в зависимости от угла поворота манипулятора

Экспериментальная проверка разработанной методики математического моделирования динамических процессов, возникающих в процессе выполнения технологических операций, подтвердила адекватность полученных результатов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бычек, А.Н. Обоснование параметров бесчokerной трелевочной машины на базе трактора МТЗ-82 / автореф. дис. ... канд.техн. наук / А.Н. Бычек — Минск, 2000
2. Жуков, А.В. Динамика харвестера / А.В. Жуков // Труды БГТУ. Сер. II, Лесная и деревообраб. пром-сть. — 2003. — Вып. XI. — С. 28–35.
3. Жуков, А.В. Проектирование лесопромышленного оборудования / Учебник для вузов / А.В. Жуков // Мн.: Выш. шк., 1990.
4. Асмоловский, М.К. Выбор и обоснование динамических параметров узкозахватной валочной машины / автореф. дис. ... канд.техн. наук / М.К. Асмоловский — Минск, 1993.
5. Будевич, Е.А. Нагруженность валочно-сучкорезно-раскряжевых машин в процессе очистки деревьев от сучьев / автореф. дис. ... канд.техн. наук / Е.А. Будевич — Петрозаводск, 2006.