

УДК 630\*432

DOI: 10.34220/2311-8873-2021-4-4-102-108

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА  
МАШИН ЛЕСНОГО КОМПЛЕКСА

Юдин Р.В., Пузаков Р.Н.

Федеральное государственное бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования «Воронежский государственный  
лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова»

E-mail: Romanyudin1@yandex.ru

**Аннотация:** Движение рабочего органа от соответствующего привода описывается кинематической математической моделью, адекватной случаю отсутствия динамических факторов. Эта модель должна быть скорректирована и учитывать динамику нагрузки. Для случая механического привода рабочего органа вполне достаточно определить зависимость коэффициента динамики процесса от известной комбинации активных факторов. Так как рабочий орган приводится в движение гидроприводом, то при построении динамической модели объекта необходимо учитывать гидродинамику привода.

**Ключевые слова:** рабочий орган, модель, привод, динамика.

DYNAMIC MODEL OF THE DRIVE  
MACHINES FOREST COMPLEX

Yudin R.V., Puzakov R.N.

Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education  
«Voronezh State Forestry University. G.F. Morozova»

E-mail: Romanyudin1@yandex.ru

**Summary:** The movement of the working body from the corresponding drive is described by a kinematic mathematical model that is adequate to the case of the absence of dynamic factors. This model should be adjusted and take into account the load dynamics. For the case of a mechanical drive of the working body, it is quite sufficient to determine the dependence of the process dynamics coefficient on a known combination of active factors. The working body is driven by a hydraulic drive, then when building a dynamic model of the object, it is necessary to take into account the hydrodynamics of the drive.

**Keywords:** working body, model, drive, dynamics.

Анализ кинематических систем рабочих частей лесозаготовительного оборудования и их приводов показывает, что они в большинстве случаев представлены различными комбинациями: шарнирно-сочлененными трехзвенными узлами, в которых одним из звеньев является гидроцилиндр привода; канатно-блочными системами с лебедочным приводом от электродвигателя; конвейерами с замкнутым контуром тягового узла; зубчатыми, червячными, реечными передачами; цепными или ременными передачами [1]. Несмотря на разнообразие конструкции, принципы построения их динамических моделей остаются одинаковыми. Из-за относительно низких скоростей движения динамические явления не оказывают очень существенного влияния на продолжительность выполнения рабочих приемов, особенно в гидроприводах, в которых длительность срабатывания приводных органов управления сравнима с длительностью переходных процессов, происходящих в них при разгоне и торможении. Однако в некоторых случаях динамические процессы нельзя игнорировать [2].

Целью исследования является разработка динамической модели, учитывающей динамику нагружения рабочих органов и гидродинамику их приводов.

В связи с относительно небольшими скоростями перемещений, динамические явления не очень существенно влияют на продолжительность выполнения рабочих приемов, особенно в рабочих органах с гидроприводом, в котором продолжительность включения органов управления приводом соизмеримо продолжительности переходных процессов, происходящих в них при разгоне и торможении, однако в ряде случаев динамические процессы не учитывать нельзя.

Напомним, что в рамках выполняемой работы преследуются технологические цели, т.е. необходимо количественно оценить влияние динамических процессов на продолжительность цикла выполнения операции. Поэтому за исходную гипотезу принимается, что

$$K_{дн} = \frac{t_p + t_{уст} + t_T}{t_{уст}}, \quad (1)$$

где  $t_p, t_m$  – продолжительность переходных процессов в рассматриваемом механизме, при разгоне и торможении при заданных условиях его нагружения, с;  $t_{уст}$  – продолжительность процесса при установившемся режиме, когда угловая или линейная скорость звена привода постоянна, с.

Движение рабочего органа от соответствующего привода описывается кинематической математической моделью, адекватной случаю отсутствия динамических факторов. В эту модель необходимо ввести коррекцию, которая позволяла бы учитывать динамику нагружения. Для случая механического привода рабочего органа этого вполне достаточно, чтобы определить зависимость коэффициента

динамичности процесса от известного сочетания действующих факторов.

Если рабочий орган приводится в движение от гидравлического привода, то при построении динамической модели объекта необходимо еще учитывать гидродинамику привода, которая возникает в связи с особенностями рабочего тела (гидрожидкости) в элементах гидросистемы.

Как следует из изложенного выше, гидропривод рабочих органов используется преимущественно в первом блоке-модуле лесоскладского оборудования (шарнирно-рычажная система с приводом от гидроцилиндра). Поэтому дальнейшему анализу динамических процессов мы посвящаем свои исследования. Для модулей-блоков в виде канатно-блочной системы, транспортером с тяговым органом замкнутого контура и механических передач, методики оценки динамических процессов в достаточной степени разработаны и могут быть использованы без каких-либо изменений при решении задач для процессов лесоскладских работ [3-7].

При построении динамических моделей процессов взаимодействия рабочего органа с предметом труда предлагается использовать следующие подходы:

– рабочий орган рассматривается как динамическая система с несколькими дискретными массами;

– приведение масс к желаемой точке осуществляется, исходя из условия равенства кинематических энергий: точки приведения  $T_{np}$  и суммарной кинематической энергии всех звеньев динамической системы  $\sum_{i=1}^y Ti$ ;

– приведение сил к заданной точке производится с соблюдением условия: мощность на рассматриваемом возможном перемещении от приведенных сил равна сумме мощностей, развиваемых реально действующими силами, приложенными к звеньям динамической системы;

– закон движения точки приведения описывается уравнениями Лагранжа II рода, представляющими, в общем случае систему нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка;

– при необходимости, линеаризация этих уравнений может быть выполнена путем разложения в ряд Тейлора или каким-то иным способом;

– для количественной оценки гидродинамики приводов рабочих органов используется система дифференциальных уравнений, учитывающих явления, имеющие место в трех, одновременно протекающих процессах:

а) изменение давления в гидросистеме, обеспечивающей движение рабочего органа, учитывающее, кроме всего прочего, утечки через уплотнения, сжатие рабочей жидкости, деформацию стенок жестких и гибких участков магистралей гидросистемы;

б) перемещение поршней в гидроцилиндрах, связанные с текущим изменением давления;

в) изменение инерционных сил, зависящих от моментов инерции и ускорений, которые, в свою очередь, зависят от возможных перемещений;

– при всех перемещениях элементов гидропривода должен соблюдаться баланс объема жидкости в элементах гидросистемы;

– для решения системы дифференциальных уравнений, описывающих элементы гидропривода используется численное интегрирование с использованием метода последовательных приближений, с предварительной линеаризацией уравнений; итогом численного решения системы уравнений будут результаты количественной оценки давления, перемещений и скоростей движения рабочего органа от времени.

Реализация перечисленных подходов позволит получить количественную информацию, из которой, в связи с поставленной целью, нас будет интересовать только продолжительность переходных процессов при разгоне и торможении. Однако, остальная часть информации может быть полезна для решения других прикладных задач, встречающихся на практике.

Рассмотрим сначала алгоритм в самом общем виде, т.е. наметим порядок действий при приведении масс и сил к точке приведения, пригодный для последующего динамического анализа любого механизма, выполнено в виде шарнирно-рычажной системы.

Алгоритм приведения масс к точке.

1 Используя кинематическую схему механизма, составляют динамическую его схему с использованием одной из форм:

а) только с дискретными массами;

б) только с распределенными массами;

в) смешанную, включающую дискретные и распределенные массы.

2 Выбирают точку приведения от конкретно поставленной задачи.

3 Воспользовавшись кинематической математической моделью механизма, принимают для последующих расчетов формальное представление зависимостей от действующих факторов:

– для случая динамической системы с дискретными массами линейных скоростей ( $V_i$ ) массовых точек механизма;

– для случая динамической системы с распределенными массами – угловых скоростей ( $W_i$ ) звеньев механизма.

4 Устанавливают аналитические связи  $V_i$  и  $W_i$  со скоростными параметрами движения ведущих звеньев механизма (например, со скоростью штока гидроцикла  $V_{um}$ ).

5 Записывают выражение для определения кинетической энергии звеньев механизма в виде функции масс и скоростей перемещений масс динамической

системы.

Примечание. Если какое-либо звено механизма совершает чистое вращение относительно произвольного центра, а точка приведения принадлежит этому звену, то приведенная масса не зависит от параметров движения. В таком случае пункт 4 алгоритма не выполняют.

6 Записывают выражение для кинетической энергии точки приведения как функции приведенной массы и скорости точки приведения.

7 Приравнивают выражение кинетических энергий точки приведения и механизма в целом.

8 Из полученного выражения записывают уравнение для приведенной массы.

Алгоритм приведения сил к точке

1 На динамической схеме механизма выбирают линию приведения с учетом следующих условий:

- она обязательно должна проходить через точку приведения масс;
- если звено механизма совершает только вращательное движение, линию приведения удобнее выбирать совпадающей с направлением скорости движения точки приведения;

2 Наносят на динамическую схему все внешние силы и моменты, как действующих сил, так и сил инерции.

3 Записать соотношение сил инерции и их моментов.

4 В точках приложения сил показать направления угловых скоростей всех звеньев.

5 Определить углы, составляемые векторами действующих сил и линейных скоростей  $\bar{v}_i$  и установить изменение их от параметров движения ведущих звеньев (штоков гидроцилиндров).

6 Записать выражения для определения мощностей каждой из действующих сил как функции линейных скоростей точек и их приложения.

7 Записать выражение для определения (элементарной работы) мощности приведенной силы как функции линейной скорости точки приведения и записать условие равенства мощностей.

8 Из условия по п. 7 определить приведенные силы, действующие по линии приведения.

9 Найти результирующую приведенную силу как алгебраическую сумму сил, действующих по линии приведения.

10 Составить динамическую модель нагружения механизма.

Конкретизируем представленные выше алгоритмы для реального механизма из числа рабочих органов лесоскладского оборудования, относящихся к

блоку-модулю шарнирно-рычажных систем.

Как было обосновано ранее, в качестве обобщенной расчетной схемы примем динамическую систему двухзвенного манипулятора, из которой, при необходимости, может быть получено большинство частных случаев.

Динамическая схема манипулятора представляет собой динамическую систему с пятью дискретными сосредоточенными массами (кг):

- приведенная к т.  $D$  масса груза –  $m_{zp}$ ;
- масса рукояти с центром масс в т.  $S_p$  –  $m_6$ ;
- масса гидроцилиндра привода рукояти, сосредоточенная в т.  $S_{y2}$  –  $m_{y2}$ ;
- масса цилиндра привода стрелы (т.  $S_{y1}$ ) –  $m_{y1}$ .

В качестве точек приведения масс выбираем: 1) центр шарнирного крепления штока гидроцилиндра привода рукояти к ее концу (т.  $F$  и 2) центр шарнирного крепления штока гидроцилиндра привода стрелы к стреле (т.  $E$ ). Как будет показано ниже, такой выбор точек приведения имеет большое практическое значение. Отметим так же, что в динамической системе действуют так же моменты инерции:  $J_6$  – момент инерции стрелы относительно оси, проходящей через центр масс (т.  $S_c$ ), кг/м<sup>2</sup>;  $J_p$  – момент инерции рукояти относительно оси, проходящей через т.  $S_p$  кг/м<sup>2</sup>

Прежде чем установить аналитические связи линейных скоростей центров от действующих факторов, установим возможные в практике эксплуатации случаи движения звеньев манипулятора. При использовании манипулятора для загрузки деревьев в протаскивающее устройство сучкорезной установки такими случаями будут:

1) стрела манипулятора неподвижна ( $\beta = const$ ), а рукоять под действием гидроцилиндра привода работает на подъем или опускание ( $\alpha = Vaz$ );

2) рукоять манипулятора не подвижна ( $\alpha = const$ ), и вместе со стрелой под действием гидроцилиндра привода работает на подъем или опускание ( $\beta = Vaz$ );

3) стрела под действием гидроцилиндра привода работает на подъем или опускание ( $\beta = Vaz$ ) и рукоять под действием своего гидроцилиндра работает на опускание или подъем ( $\alpha = Vaz$ ).

Использование для технологических расчетов количественной информации, не учитывающей динамические процессы взаимодействия рабочих органов с предметом труда, в рабочих приемах операций технологических процессов лесоскладских работ приводит, в ряде случаев, к существенному снижению достоверности результатов. В связи с этим в отрасли возникла необходимость в разработке динамических моделей, учитывающих динамику нагружения рабочих органов и гидродинамику их приводов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Попиков, П. И. Повышение эффективности гидромашин для лесовосстановления на рубках : монография. – Воронеж : ВГЛТА, 2001. – 156 с.

2 Попиков, П. И. Математическая модель рабочего процесса гидравлического пресса с гидропульсатором / П. И. Попиков, Р. В. Юдин // Изв. вузов. Сев. – Кавк. Регион. Тех. Наука. Специальное издание. Математическое моделирование и компьютерные технологии. 2006.

3 Жданов, Ю. М. Совершенствование технологического оборудования установки для удаления лесозаготовительных остатков из лесополосы при прореживании / Ю. М. Жданов, Р. В. Юдин, В. П. Попиков, Д. А. Канищев // Лесотехнический журнал. – 2015. – Т. 5, № 3 (19). – С. 210-220.

4 Черных, А. С. Оптимизация параметров гидропривода манипулятора сортировочной тележки / А. С. Черных, П. И. Попиков, Р. В. Юдин, Д. Н. Родионов // Университетская наука-2016 : тезисы докладов Международной научно-технической конференции. – Мариуполь : государственное высшее учебное заведение "Приазовский государственный технический университет", 2016. – Т. 2. – С. 266-267.

5 Anatoly A Fomin , Vladimir G Gusev, Roman V Yudin, Nail F Timerbaev, Oleg Yu Retyunskiy Mechanical Treatment of Raw Waste Lumber an Effective Way to Preserve the Ecology and Resources // VII International Scientific Practical Conference "Innovative Technologies in Engineering". IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 142 (2016) 012091 doi:10.1088/1757-899X/142/1/012091.

6 Michael V Drapalyuk, Petr I Popikov, Roman V Yudin, Anatoly A Fomin, Roman V Chernukhin Modeling the Digging Process of Tree Root System by the Mechanism with Hydropulse Drive // VII International Scientific Practical Conference "Innovative Technologies in Engineering". IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 142 (2016) 012090 doi:10.1088/1757-899X/142/1/012090.

7 Fomin A. A., Gusev V. G. Vibrational displacement of a spindle with static disequilibrium of the cutting tool // Russian Engineering Research, volume 33 (2013), pp. – 412-415. DOI: 10.3103 / S1068798X1307006X.