

Рис. 2. Зависимости и некоторые частные примеры определения направления магистральной.

a — зависимость комплексного коэффициента A от срока действия магистральной в данной полосе лесного массива; $1 - Q_r = 450$ тыс. m^3 ; $2 - Q_r = 300$ тыс. m^3 ; $3 - Q_r = 150$ тыс. m^3 ; *b* — зависимость предельного значения координаты $x_{пр}$ точки B от ширины полосы; $1 - A = 1,75 \times 10^{-5}$; $2 - A = 3,5 \cdot 10^{-5}$; $3 - A = 7,0 \cdot 10^{-5}$; *в* — пример назначения направления магистральной при ширине полос *в тах*, определяемой по формуле (10); *г* — возможный вариант направления магистральной $OAB'C$ с ответвлением AD для лесных массивов со сложной конфигурацией границ и весьма неравномерным размещением запасов леса.

На рис. 2, *a* представлена зависимость $A = f(n)$ для лесовозной дороги с гравийной дорожной одеждой при $C_m = 30\,000$ р.; $k_m = 0,05$ р./($m^3 \cdot km$); $k_b = 0,09$ р./($m^3 \cdot km$); а на рис. 2, *б* — зависимость $x_{пр} = f(b)$ для трех пространственных значений A .

С учетом того, что при размещении веток в лесном массиве эксплуатационная площадь последнего разделяется на отдельные зоны тяготения к веткам, ширину каждой полосы целесообразно принимать равной оптимальному расстоянию между ветками у мест их примыкания к магистральной. Таким образом,

$$b = \sqrt{\frac{C_b - C_{ус}}{30\gamma b_{ус}}}, \quad (9)$$

где C_b — стоимость постройки и содержания (за срок службы) 1 км головного участка ветки, р./км;

$C_{ус}$ — стоимость постройки и содержания 1 км уса, р./км;

$b_{ус}$ — стоимость пробега леса по усу, р./($m^3 \cdot km$).

Из формулы (7) и рис. 2, *б* видно, что координата $x_{пр} = 0$ при

УДК 621.933.6

ДИНАМИКА МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ С ПЕРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАТОЧНОЙ ФУНКЦИЕЙ

Р. В. ДЕРЯГИН, В. Н. ДЕРЯГИН

Вологодский политехнический институт
Архангельский лесотехнический институт

Механизмы подачи двухэтажных лесопильных рам, обеспечивающие постоянство передаточной функции в системе двигатель — вальцы, не позволяют реализовать такое управление перемещением бревна (бруса), которое отвечало бы основным технологическим и динамическим требованиям [2, 4]. Предложения, связанные с модификацией толчковой подачи за счет снижения частоты изменения скорости вращения вальцов (непрерывно-переменная подача [4]), также не позволяют реализовать заданное управление в полном объеме, так как при крайнем нижнем положении пил скорость вальцов, хотя и равна нулю, но теряет непрерывность. Это приводит к мгновенному изменению ускорений по величине и направлению, что вызывает дополнительные динамические эффекты (возбуждение упругих колебаний, раскрытие стыков и т. д.) и искажает заданный закон движения бревна (бруса). Условие реализации заданного управления, связанное с необходимостью получения нулевой скорости вальцов при крайнем нижнем положении пил, обязательно, но недостаточно.

Для согласования в первом приближении законов движения пил и бревна при частоте изменения скорости подачи, совпадающей с частотой вращения кривошипа механизма резания, эффективно использовать простой закон изменения скорости вальцов:

$$\omega_b = \frac{d\varphi_b}{dt} = \omega_{b0} \left(1 + \cos \omega_0 t + \frac{1}{2} \sin \omega_0 t \right), \quad (1)$$

где φ_b — угловое перемещение вальца;
 ω_{b0} — средняя скорость вращения вальца;
 ω_0 — номинальная (средняя) скорость вращения кривошипа;
 t — время.

С учетом принципа суперпозиции соотношение (1) можно исследовать поэлементно, суммируя полученные решения. Рассмотрим сначала лишь одно слагаемое этого соотношения, которое, в принципе, можно использовать и самостоятельно, если не стремиться к лучшему согласованию движений пил и бревна:

$$\omega_b = \frac{d\varphi_b}{dt} = \omega_{b0} (1 + \cos \omega_0 t). \quad (2)$$

После интегрирования уравнения (2) получим

$$\varphi_b = \omega_{b0} t + \frac{\omega_{b0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t + C, \quad (3)$$

где C — постоянная интегрирования, которая при $t = 0$ и $\varphi_b = 0$ (начало отсчета соответствует верхнему крайнему положению пил) равна нулю.

Значит

$$\varphi_b = \omega_{b0} t + \frac{\omega_{b0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t. \quad (4)$$

Продифференцировав выражение (2), получим функцию углового ускорения:

$$\epsilon_B = \frac{d^2\varphi_B}{dt^2} = -\omega_{B0}\omega \sin \omega_0 t. \quad (5)$$

При использовании уравнения (1) получим

$$\varphi_B = \omega_{B0}t + \frac{1}{2} \frac{\omega_{B0}}{\omega_0} + \frac{\omega_{B0}}{\omega_0} \sin \omega_0 t - \frac{1}{2} \frac{\omega_{B0}}{\omega_0} \cos \omega_0 t; \quad (6)$$

$$\epsilon_B = -\omega_{B0}\omega_0 \sin \omega_0 t + \frac{1}{2} \omega_{B0}\omega_0 \cos \omega_0 t. \quad (7)$$

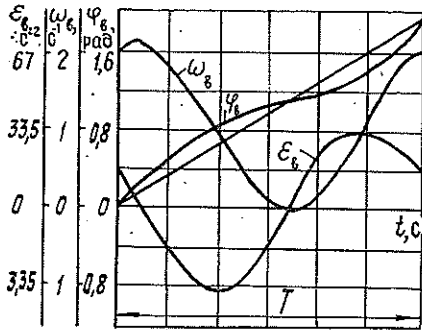


Рис. 2.

На рис. 1 показаны зависимости угловых перемещения φ_B , скорости ω_B и ускорения ϵ_B вальцов, вычисленные по уравнениям (1), (6) и (7) для случая, когда $\omega_{B0} = 1 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$, $\omega_0 = 33,5 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$.

Для определения кинематических характеристик поступательного движения бревна (бруса) необходимо соответствующие угловые параметры умножить на приведенный [4] радиус вальца.

Задавшись законом движения вальцов, можно сформулировать требование к динамической модели механизма подачи и математически описать ее, т. е. составить математическую модель. В данном случае для упрощения рассуждений остановимся на модели с одной степенью свободы, совершающей движение по закону (2). Упругость связей не учитываем, так как для реализации заданного закона движения необходимо обеспечить максимально возможную жесткость системы двигатель — вальцы — бревно. В качестве вала привода принимаем вал ведущего (нижнего) вальца.

Для установившегося (квазистационарного) движения системы (при сохранении среднего заданного значения скорости подачи), используя уравнение (5), имеем

$$I \frac{d\omega_B}{dt} = -M_0 \sin \omega_0 t, \quad (8)$$

где I — приведенный момент инерции механизма подачи с включением массы бревна и автономного подающего устройства;

M_0 — амплитуда переменной составляющей момента.

Интегрируя (8), получим:

$$\omega_B = \frac{M_0}{I\omega_0} \cos \omega_0 t + C. \quad (9)$$

Здесь C — постоянная интегрирования, которую можно определить из начальных условий.

Так как при $t = T/2$ $\omega_B = 0$, то:

$$C = \frac{M_0}{I\omega_0},$$

значит

$$\omega_B = \frac{M}{I\omega_0} (1 + \cos \omega_0 t). \quad (10)$$

Это выражение идентично (2), если иметь в виду, что

$$\frac{M_0}{I} = \omega_{в0} \omega_0. \quad (11)$$

Зависимость (11) отражает необходимые условия реализации заданного закона движения (2) механизма в установившемся режиме при равенстве средних значений моментов сил движущих и сопротивления.

Отсюда можно сформулировать требования к двигателю, которым он должен удовлетворять для реализации соотношения (2):

$$[M] \geq I \omega_{в0} \omega_0, \quad (12)$$

где $[M]$ — допустимое (максимальное) значение момента двигателя.

Заметим, что при использовании механизма подачи, у которого $I = \text{const}$, в условие (12) необходимо подставлять максимальное за цикл значение приведенного момента инерции.

Условие (12) наиболее просто выполнить при использовании тихоходных двигателей с малым приведенным моментом инерции. В частности, такие возможности достаточно просто реализуются с помощью высокомоментного гидромотора.

Рассмотрим результаты, полученные в реальных условиях эксплуатации лесопильной рамы с приводом подачи на базе высокомоментного гидромотора и использовании диафрагменного вибровозбудителя пульсаторного типа [1], который позволяет реализовать закон движения механизма (1).

Схема устройства показана на рис. 2.

Устройство включает гидромотор 3, который подключен к напорному трубопроводу 8 и 10. Параллельно с гидромотором установлен диафрагменный вибровозбудитель 6 с упругой диафрагмой 7, масляной камерой 4 и газовой камерой 5. Через распределитель 9 масло от гидромотора по сливному трубопроводу 2 поступает в напорный золотник 1 прямого действия, шток которого с одной стороны подпружинен, а с другой стороны через рычаги 11 и 12 и роликовый толкатель 13 связан кинематически с кулачком 14, установленным на коленчатом валу лесопильной рамы.

Устройство работает следующим образом. В средней части рабочего хода пил с помощью толкателя и рычагов шток золотника перемещается влево, пропуская масло с заданным сопротивлением на слив. Это создает тормозной момент на валу гидромотора, который используется для остановки валцов и бревна в конце рабочего хода пил. Режим торможения длится до средней части холостого хода пил, т. е. до момента, когда под действием пружины золотника его толкатель переместится в крайнее правое положение, обеспечивая работу системы в режиме разгрузки с минимальным сопротивлением на слив. Гидромотор начинает работать в режиме разгона.

Вращение гидромотора с переменной скоростью обеспечивается диафрагменным вибровозбудителем. При повышении давления в гидросистеме масло из трубопровода 8 начинает поступать в вибровозбудитель 6, заполняя камеру 4 при одновременном сжатии газа в полости 5; т. е. в период остановки гидромотора масло из трубопровода 10 поступает только в вибровозбудитель.

При переходе на режим разгона в гидромотор поступает масло как от насосной станции, так и из камеры 4 вибровозбудителя, работающего в режиме насоса, обеспечивая максимальную скорость подачи в первой половине рабочего хода пил. После этого начинается цикл торможения.

Без учета механических и гидравлических потерь для суммарного момента, приложенного к подающим вальцам в установившемся движении, с учетом (8) можно записать [3]:

$$(p_n - p_{сл}) \frac{K}{2\pi} \cdot \frac{\omega_d}{\omega_{в}} - M_c = -M_0 \sin \omega_0 t, \quad (13)$$

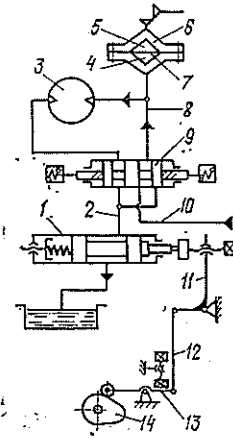


Рис. 2.

где p_n — давление в напорном трубопроводе;
 $p_{сл}$ — давление в сливном трубопроводе;
 K — рабочий объем гидромотора;
 M_c — приведенный момент сил сопротивления (резания);
 ω_d — скорость вращения гидромотора.

Следовательно, создание момента, функция которого близка к гармонической составляющей, в значительной степени обеспечивается разностью давлений.

При $M_c \rightarrow 0$ (т. е. работа механизма без пиления) после перекрытия сливной магистрали уравнение движения имеет вид:

$$I' \frac{d\omega_B}{dt} = - (M^{(0)} - M_0 \sin \omega_0 t). \quad (14)$$

Здесь $M^{(0)}$ — постоянная составляющая приведенного момента;

I' — приведенный момент инерции системы без учета массы бревна.

После интегрирования уравнения (14) и определения постоянной интегрирования скорость движения подающих валцов выражается так:

$$\omega_B = \omega_{Bmax} - \frac{M^{(0)}}{I'} t - \frac{M_0}{I' \omega_0} (1 - \cos \omega_0 t), \quad (15)$$

где ω_{Bmax} — максимальное значение скорости в цикле.

Для сравнения расчетных данных с результатами экспериментов на рис. 3 показана копия осциллограммы, на которой записаны скорости движения валцов v_B (окружная) и бруса $v_б$, а также давлений в сливном $p_{сл}$ и напорном p_n трубопроводах системы при работе ее в установившемся режиме (рисковая посылка $\Delta = 47$ мм, $\omega_0 = 33,5$ рад \cdot с $^{-1}$).

На рис. 4 приведены зависимости от времени t перемещения s и ускорения бруса a , полученные соответственно путем графического интегрирования и дифференцирования записанной в опытах кривой скорости $v_{бр}$.

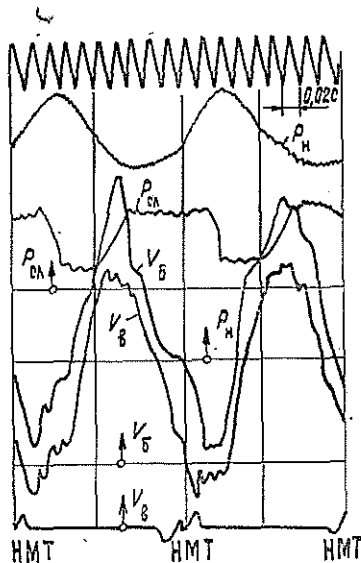


Рис. 3.

Анализ полученных данных показывает, что реализация зависимости (1) с помощью диафрагменного вибровозбудителя не вызывает принципиальных затруднений. Зависимости, полученные расчетным и опытным путем, отличаются лишь

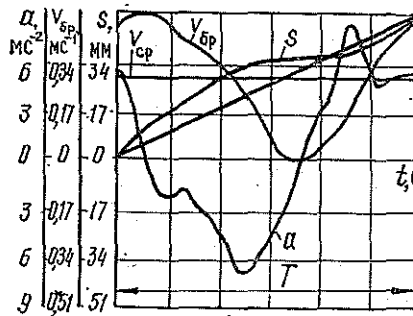


Рис. 4.

тем, что на опытные кривые наложилась модуляция от упругих колебаний системы. Однако эти колебания невелики и не оказывают существенного влияния на закон движения бревна (бруса).

Результаты опытов подтверждают возможность увеличения скорости бруса (бревна) при приближении пил к середине хода, что позволяет рассчитывать на повышение производительности при одновременном увеличении однородности опилок по длине волокон. При использовании системы переменной подачи значительно уменьшается требуемая величина уклона пил (в данном случае уклон пил необходим лишь для исключения взаимодействия пил с бревном в их верхнем крайнем положении).

Итак, технологические и динамические требования к системе привода подачи лесопильной рамы можно сравнительно просто реализовать за счет использования гидравлического пульсатора на базе высококомментного гидромотора.

ЛИТЕРАТУРА

- [1]. А. с. 1042994 (СССР). Устройство управления гидродвигателем подачи лесопильной рамы/ В. Н. Дерягин, Р. В. Дерягин, Л. Л. Лебедев.— Огубл. в Б. И., 1983, № 35. [2]. Дерягин Р. В., Дерягин В. Н. О движении бревна при постоянной передаточной функции механизма подачи лесопильной рамы.— В кн.: Станки и инструменты деревообрабатывающих производств. Вопросы надежности и долговечности.— Л.: ЛТА, 1983, с. 35—39. [3]. Ермаков В. В. Гидравлический привод металлорежущих станков.— М.: Машгиз, 1963.— 324 с. [4]. Филькевич В. Л. Динамика лесопильных рам.— М.: Лесн. пром-сть, 1968.— 244 с.

Поступила 13 апреля 1984 г.

УДК 674.093 : 658

УПОРЯДОЧЕНИЕ ПОТОКОВ ОПЕРАТИВНОЙ ИНФОРМАЦИИ НА ЛЕСОПИЛЬНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

Л. Л. ЛУРЬЕ

ЦНИИМОД

Оперативная информация представляет собой совокупность сведений о лесопильном предприятии как объекте управления в некоторый момент времени. Состояние объекта управления можно охарактеризовать множеством значений контролируемых параметров

$$X = \{X_1, X_2, \dots, X_n\}. \quad (1)$$

Совокупность контролируемых параметров $\{X_i\}$ — информационный образ управляемой системы в управляющей. При этом управляющая система контролирует конечное число параметров, что предопределяет приблизительность отображения объекта управления и конечность построения системы.

В сложной иерархической системе, которой является система управления лесопильным предприятием, каждый элемент использует часть информационного образа объекта управления. Для однозначной оценки функционирования объекта управления необходимо, чтобы все сведения, поступающие к различным элементам системы управления, формировались из одного и того же фиксированного набора контролируемых параметров. В системе управления можно выделить относительно самостоятельную подсистему обработки данных, предназначенную для снабжения всех элементов управляющей системы необходимыми для их функционирования сведениями о состоянии объекта управления. Формализованное описание и анализ этой подсистемы вызывают особый интерес