

Значит, полученные экспериментальные данные адекватны.

Дополнительно к восьми опытам плана ПФЭ 2³ ставится еще три повторности опыта в центре эксперимента (табл. 2).

В соответствии с законом накопления ошибок можно записать

$$S_{(\bar{y}_o - v_o)}^2 = \frac{N_m + m_o}{N_m + m_o}$$

$$\frac{S_{(y_{ок})}^2 \cdot (m_o - 1) + S_{(y_{ж})}^2 \cdot N_{(m-1)}}{(m_o - 1) + N(m-1)} = 0,005,$$

где $S_{(y_{ок})}^2 = \frac{\sum (y_{ок} - y_o)^2}{m_o - 1}$.

Доверительная ошибка:

$$E_{(\bar{y}_o - v_o)} = t(P; f) \cdot S_{(\bar{y}_o - v_o)}$$

$$E_{(\bar{y}_o - v_o)} = 2,12 \cdot 0,07 = 0,15;$$

при $(\bar{y}_o - v_o) = 0,1 < E_{(\bar{y}_o - v_o)} = 0,15$ с заданной вероятностью $P = 0,95$ эту разность можно считать значимой.

Таким образом, дешифрованное уравнение регрессии имеет вид:



$$\tau = 12,8 - 4,59 V - 1,59 t_o - 1,76 d_{пр} + 1,99 V t_o + 1,56 V t_o d_{пр}. \quad (3)$$

Из данного выражения следует, что наибольшее влияние на сокращение продолжительности охлаждения оказывает скорость обтекания V . У нее самый максимальный коэффициент. Значит, для интенсификации процесса охлаждения зерна при обдуве атмосферным воздухом необходимо повысить ее относительную скорость.

Библиографический список

1. Адлер Ю.П. и др. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
2. Шуханов С.Н. Охлаждение зерна при порционном метании // Вестник АГАУ. – 2011. – № 4. – С. 88-92.
3. Шуханов С.Н., Ханхасаев Г.Ф., Пунсуков А.С. Усовершенствованное рабочее колесо вентилятора // Инженерное обеспечение и технический сервис в АПК: матер. Междунар. науч.-практ. конф. – Улан-Удэ: Бурят. ГСХА им. В.Р. Филиппова, 2011. – С. 55-56.



УДК 630*371.7

**В.В. Побединский,
А.И. Попов,
Д.А. Василевский**

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ МЕХАНИЗМА ПОДАЧИ РОТОРНЫХ ОКОРОЧНЫХ СТАНКОВ

Ключевые слова: роторный окорочный станок, механизм подачи, захват лесоматериала, моделирование работы.

Введение

Механизм подачи роторных окорочных станков (РОС) является ответственной конструкцией, от которой зависит работа всего станка в целом. В новой гамме РОС преду-

сматривается переход на индивидуальный гидропривод подачи, проектирование которого требует обоснованных значений расчетных нагрузок на механизм [1].

Сложность процесса подачи заключается в преодолении не только силы сопротивления окорки инструментом, но и дополнительных усилий на разведение каждой пары нормально сомкнутых в исходном положе-

нии валцов подающих механизмов. Это усилие развивает либо околостаночный транспортер, часто также оснащенный индивидуальным гидроприводом, либо вальцами впереди расположенного механизма подачи (МП). В любом случае это увеличивает нагрузку на гидропривод механизма подачи. В российских станках унифицированной гаммы марки «ОК», финской марки «VK» (Valon Kone) предусмотрено от 2 до 5 двухвальцовых секций механизмов подачи в зависимости от комплектации и числа роторов. Соответственно, столько же будет происходить процессов разведения вальцов с захватом ствола в каждом цикле обработки лесоматериала. Усилия подачи для захвата зависят от кинематических, конструктивных параметров МП, которые можно подобрать таким образом, чтобы обеспечить наилучшие условия работы с точки зрения силовых параметров подачи. Подобная задача не рассматривалась для окорочных станков, что и определило цель работы, результаты которой приведены в статье.

Целью исследований является разработка рекомендаций по проектированию и обоснование основных параметров механизма подачи, обеспечивающих разведение вальцов и последующий захват лесоматериала при минимальной силе подающего транспортера.

Реализация цели потребовала решения **следующих задач:**

- разработка математической модели процесса разведения вальцов и определения силы подачи, необходимой для захвата лесоматериала;

- разработка метода решения полученного уравнения и реализация его в имитационной модели процесса разведения вальцов при захвате лесоматериала;

- исследование работы механизма подачи на основе моделирования, выявление зависимостей силы подачи, необходимой для захвата лесоматериала от основных технологических и конструктивных параметров и разработка рекомендаций по выбору параметров при проектировании механизма подачи.

Методическую основу исследований составили положения теоретической механики, моделирования, численных методов.

Разработка математической модели

Мощность привода вальцов должна обеспечивать тяговое усилие в расчете на сумму сил сопротивления подаче, которая складывается из силы сопротивления подаче при входе в ротор и силы для захвата ствола каждой парой вальцов при выходе из ротора. Силу для захвата следует определить без учета сил инерции, что соответствует

статическому анализу процесса. В реальных условиях это будет случай, когда станок отключается, и бревно останавливается вплотную к вальцам. При включении подачи захват начинается из такого положения, когда начальная скорость лесоматериала равна нулю. Этот случай наиболее нагруженный для гидропривода, его и следует принять за расчетный. Цель такого статического анализа – установить зависимость силы подачи для захвата бревна от параметров подающего механизма и определить те значения, при которых сила будет минимальной. Исходя из расчетной кинематической схемы для системы «вальцовый механизм-бревно» было рассмотрено уравнение равновесия сил, что позволило описать процесс во взаимосвязи всех элементов системы. В данном случае основным параметром, характеризующим процесс разведения вальцов, является необходимая для этого сила подачи околостаночного транспортера (рис. 1).

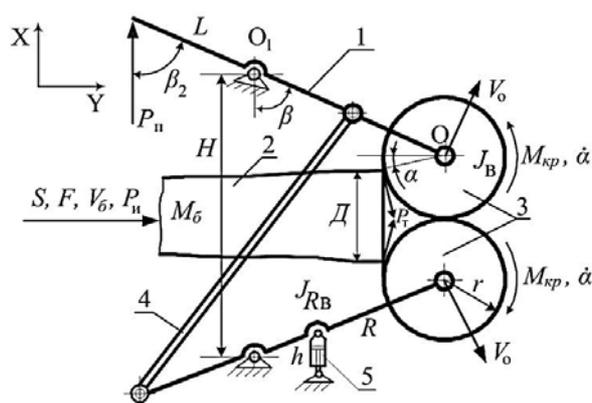


Рис. 1. Расчетная кинематическая схема механизма подачи:

- 1 – рычаг вальца; 2 – лесоматериал;
- 3 – валец; 4 – рычаг синхронизации;
- 5 – демпфер

В результате теоретических исследований было разработано математическое описание процесса, позволяющее моделировать процесс захвата лесоматериала вальцами с момента касания торцевой части бревна вальцов и выхода их на поверхность ствола. Необходимая для этого сила подачи транспортера F определяется из соотношения:

$$[M_{np} - P_{\tau} \cos^2 \alpha_i \sin(\beta_i - \alpha_i) R] / [R \cos(\beta_i - \alpha_i)] \cos \alpha_i - 2P_{\tau} \sin \alpha_i - F_i = 0, \quad (1)$$

где M_{np} – момент от силы прижима вальцов, определяющий по формуле:

$$M_{np} = P_n L \sin \beta_2,$$

где P_n – сила действия пружины от предварительного натяжения;

P_{τ} – сила тяги вальцов, определяющаяся по формуле:

$$P_{\tau} = M_{кр} f / (r \operatorname{tg} \alpha_{ch}),$$

где f – коэффициент сцепления вальцов с древесиной;

$\alpha_{сн}$ – угол сцепления вальцов с древесиной находится из выражения:

$$\alpha_{сн} = [\arctg f + \arctg (M_{кр} / r P_{пр}) + K \arccos E] / 2,$$

где $P_{пр}$ – сила прижима вальцов в точке контакта с торцевой частью бревна, рассчитываемая по формуле:

$$P_{пр} = (F_i \cos \alpha_i) / 2 + M_{пр} \sin^2 \alpha_i / R,$$

где K – коэффициент масштаба, равный 10;

$$E = \cos\{\{\arctg [(M_{кр} / (r P_{пр})) - \arctg f] / K\}\}.$$

В модели (1) значения углов α_i и β_i при S_i перемещении бревна рассчитываются по формулам:

$$\beta_i = \arctg(D + S_i)/Z + \arccos\{(R^2 + Z^2 + (D + S_i)^2 - r^2) / [2R(Z^2 + (D + S_i)^2)^{1/2}]\}; \quad (3)$$

$$\alpha_i = \pi/2 + \arctg(D + S_i)/Z - \arccos\{(R^2 + Z^2 + (D + S_i)^2 - r^2) / [2r(Z^2 + (D + S_i)^2)^{1/2}]\}, \quad (4)$$

где Z и D находятся из выражений:

$$Z = R \cos \beta + r \sin \alpha; \quad D = R \sin \beta + r \cos \alpha,$$

где β и α – начальные значения углов (в момент касания торцевой части бревна вальцов); через угол α в системе сил выражен диаметр бревна по формуле:

$$\alpha = \arcsin \{ \{ (D / 2) / [2\{r - (r - D_{\min} / 2)\}] \} \},$$

где D_{\min} – минимальный диаметр бревна, обрабатываемого на станке данного типа-размера.

Одна из особенностей рассматриваемого механизма обусловлена конструктивным исполнением вальца, установленного на рычаге. При такой конструкции от момента на вальце появляется реакция его оси, направленная навстречу подаче и вызывающая в зависимости от наклона рычага «самоприжим» или «самоотжим» вальцов. Это явление недостаточно изучено в деревообрабатывающих станках, но в данном случае получено его математическое описание, которое входит в уравнение (1). В частности, предложена формула для расчета параметра H , исключающего самоотжим вальцового механизма:

$$H \geq D_{\max} + 2r. \quad (2)$$

При выполнении условия (2) в процессе захвата бревна сила самоприжима меняется от максимального значения до нуля.

Метод решения уравнения

Выразить из уравнения (1) силу F является чрезвычайно сложной задачей, поэтому разработано его решение методом итераций. Суть метода заключается в

следующем. Представим уравнение (1) как целевую функцию $G = f(F)$ и одним из численных методов поиска экстремумов, например, дихотомии, определим минимум функции. При этом накладываются следующие ограничения:

$$G \rightarrow \min = 0.$$

Значение силы F_i ищем в области:

$$0 < F_i < M_{пр} / [R \cos(\beta_i - \alpha_i)] \cos \alpha_i. \quad (3)$$

При расчетах возможно такое сочетание углов β и α , когда знаменатель выражения (3) равен нулю, то есть когда $\beta = 90^\circ$, $\alpha = 0^\circ$. Такой случай не рассматривается, так как сила подачи при этом определяется достаточно просто из следующего соотношения:

$$P_{пр} = F f, \text{ отсюда } F = P_{пр} / f.$$

Модель разработана в общем виде для всех типоразмеров станков гаммы, конструктивных параметров, характеристик лесоматериала и в любой точке пути бревна при захвате. Поэтому для исследования был разработан алгоритм в виде имитационной модели, в которой на каждом дискретном шаге перемещения бревна методом итераций рассчитывается по уравнению (1) сила подачи для захвата. После реализации алгоритма модели в компьютерной программе на языке Delphi были выполнены все исследования работы механизма.

Исследование работы механизма подачи, результаты

В результате расчетов по данной модели получены для станков гаммы зависимости силы подачи для захвата от технологических и конструктивных параметров (рис. 2).

С использованием выявленных зависимостей, предпочтительных диапазонов значений угла наклона рычага, расстояния между точками подвеса рычагов, крутящего момента на вальце, а также динамических нагрузок [2] и конструктивных требований [3] в дальнейшем была выполнена оптимизация параметров механизма подачи для станков гаммы. Основные результаты теоретических исследований, расчетов приведены в таблице.

Результаты расчетов параметров механизма подачи, имитационная модель, компьютерные программы были использованы при проектировании конструкторским отделом Петрозаводского станкостроительного завода опытного образца модели станка ОК63-1-3 с индивидуальным гидроприводом механизма подачи.

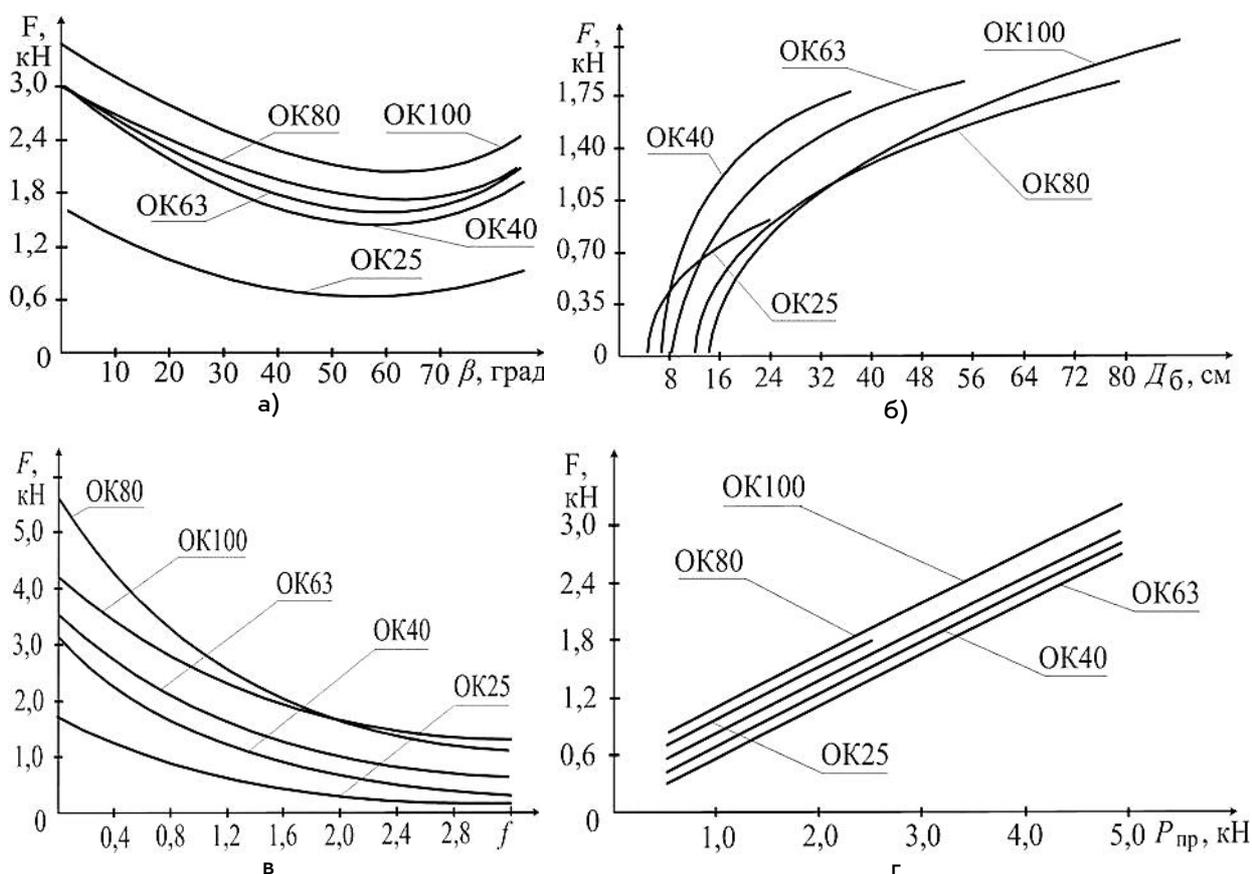


Рис. 2. Зависимость силы подачи для захвата лесоматериала от различных параметров: а – от угла наклона рычага вальца; б – от толщины бревна; в – от коэффициента сцепления вальцов с древесиной; г – от силы прижима вальцов

Таблица

Результаты расчетов параметров механизма подачи для станков новой гаммы с гидроприводом

Наименование параметра	Типоразмер станка				
	OK25	OK40	OK63	OK80	OK100
Угол β наклона рычага вальца, град.	60	60	60	60	60
Расстояние H между осями поворота рычагов, М	0,42	0,61	0,98	1,27	1,51
Длина R рычага вальца, М	0,18	0,26	0,4	0,51	0,63
Сила F подачи, необходимая для захвата бревна, кН	0,8	1,6	1,9	2,3	2,5
Эквивалентный момент для выбора гидромотора привода вальцов, Нм:					
а) при окорке Г-образными короснимателями	300	510	870	1170	1550
б) при окорке петлевыми короснимателями	300	500	850	1140	1500
г) подающего транспортера	250	420	720	970	1300

Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- разработанная математическая модель (1) позволяет исследовать работу механизма подачи в процессе захвата лесоматериала;
- существенное влияние на силу подачи для захвата лесоматериала оказывает величина угла β наклона рычага вальца. При проектировании механизма подачи рекомендуется этот угол выбирать в пределах от 45 до 65°; изменение угла наклона, например, у существующих моделей типо-

размера OK63 и OK80 – от 81 и 82, соответственно, до 60 позволит осуществлять захват лесоматериалов при силе подачи на 8-10% меньше и исключить самоотжим вальцов при подаче бревен максимальной толщины;

- значительное влияние на процесс захвата оказывает коэффициент сцепления вальцов с поверхностью лесоматериала. Захват обеспечивают тяговое усилие вальцов и сила подачи транспортера. С возрастанием коэффициента f повышается тяговое усилие и, соответственно, снижается сила подачи, необходимая для раскрытия вальцов. Особен-

но резкое снижение ее наблюдается при увеличении коэффициента сцепления до 1,2;

- расчет усилия прижима вальцов к поверхности лесоматериала следует выполнять с учетом силы самоприжима. Для исключения самоотжима во время обработки бревен максимальной толщины необходимо расстояние между центрами поворота рычагов назначать с учетом формулы (2);

- предложенные расчетные параметры могут использоваться при проектировании новой гаммы станков с гидроприводом.

Библиографический список

1. Побединский В.В., Берстнев А.В. Пневмо- и гидропривод в роторных окорочных станках // Вестник КрасГАУ. – 2012. – № 6(69). – С. 138-143.

2. Симонов М.Н. Теоретические основы механической окорки лесоматериалов и оптимизация параметров гаммы роторных окорочных станков: дис. ... д-ра техн. наук: 05.21.01. – М.: МЛТИ, 1980. – 389 с.

3. Симонов М.Н., Торговников Г.И. Окорочные станки. Устройство и эксплуатация. – М.: Лесн. пром-сть, 1990. – 182 с.



УДК 621.928

А.А. Евдокимов,
В.И. Чарыков

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ КРИТЕРИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИЗВЛЕЧЕНИЯ ФЕРРОМАГНИТНЫХ ЧАСТИЦ ИЗ ПОТОКА ЖИДКОСТИ В ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ СЕПАРАТОРЕ УМС-4М

Ключевые слова: критерий эффективности, дифференциальное уравнение, сила, ферромагнитная частица, жидкость, сетчатый фильтр, сепаратор.

Введение

Спрос на энергосберегающие технологии по утилизации и переработке отработанных жидкостей растет из года в год. В настоящее время на ремонтно-технических предприятиях (РТП) и станциях технического обслуживания сельскохозяйственной техники ежегодно вырабатывается большое количество смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ). В процессе функционирования СОЖ загрязняется механическими примесями (ферромагнитными частицами), соответственно, ухудшается стойкость инструмента и качество обрабатываемых деталей [1].

В Курганской ГСХА разработан комплекс машин на основе электромагнитной сепарации для очистки пластичных, отработанных жидких материалов [2]. Отличительной осо-

бенностью этих установок является то, что зоны сепарации в них располагаются в замкнутых магнитных системах, работающих на постоянном токе. Для извлечения механических примесей (ферромагнитных частиц) используются концентраторы магнитного поля, имеющие различные конфигурации.

Последним изобретением является малогабаритная установка под условным названием УМС-4М, предназначенная для очистки отработанных СОЖ. В данной установке концентраторы магнитного поля выполнены в виде плотно спрессованных сетчатых фильтров.

Цель исследования – разработать теоретические положения по определению конструктивных параметров концентраторов магнитного поля (фильтров) в электромагнитном сепараторе УМС-4М.

Методика исследования

Для определения оптимальных параметров концентраторов магнитного поля