

## СЕКЦИЯ В. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ, АВТОМАТИЗАЦИЯ КОНСТРУИРОВАНИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН

УДК 531.8

### ОЦЕНКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЭЛЛИПТИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

А. В. Локтионов, С. А. Сеньков, А. С. Соколова

*Витебский государственный технологический университет, Беларусь*

Рассмотрим эллиптический маятник, который состоит из ползуна, перемещающегося без трения по горизонтальной плоскости, и шарика, подвешенного к ползуну нерастяжимым стержнем. Масса ползуна равна  $M$ , масса шарика –  $m$ , длина нерастяжимого стержня –  $l$ , момент инерции шарика относительно точки подвеса –  $I$ .

Принимаем, что в начальный момент ползун находится в покое, угол отклонения стержня  $\varphi = \varphi_0 = 0$ , а угловая скорость  $\dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0 \neq 0$ . Найдем закон движения ползуна и шарика в зависимости от заданных начальных условий, при которых  $\dot{\varphi}_0 = \omega_0 \neq 0$ .

Для решения воспользуемся уравнением Лагранжа. Система обладает двумя степенями свободы, а значит двумя обобщенными координатами  $x$  и  $\varphi$ . Получены уравнения движения ползуна в зависимости от угла отклонения стержня  $l$  от вертикальной оси и времени и маятника в зависимости от времени и заданной начальной угловой скорости его вращения.

Установлено, что расчетная формула, определяющая закон движения малых колебаний эллиптического маятника с учетом момента инерции  $I$  имеет громоздкий вид. Последнее объясняется тем, что центр масс шарика не совпадает с осью подвеса и усложняется формула по расчету кинетической энергии маятника, а следовательно, и системы в целом.

Если шарик принять за материальную точку, участвующую в сложном движении, то упрощается формула для расчета кинетической энергии шарика и системы в целом, и следовательно, упрощается решение уравнения Лагранжа. Кинетическая энергия  $T$  системы:  $T = T_1 + T_{II}$ , где  $T_1$  – кинетическая энергия первого тела,  $T_{II}$  – кинетическая энергия второго тела. Кинетическая энергия ползуна определяется из выражения:  $T_1 = \frac{M}{2} v_1^2$  или  $T_1 = \frac{M\dot{x}^2}{2}$ . Кинетическая энергия шарика, совершающего

сложное движение, определяется из выражения:  $T_{II} = \frac{m}{2} v_{II}^2$  или

$T_{II} = \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + 2l\dot{\varphi} \cos \varphi + l^2 \dot{\varphi}^2)$ . Тогда полная кинетическая энергия системы будет

равна:  $T = \frac{M\dot{x}^2}{2} + \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + 2l\dot{\varphi} \cos \varphi + l^2 \dot{\varphi}^2)$ .

Установлено, что закон движения ползуна в зависимости от угла отклонения стержня  $l$  от вертикальной оси и времени математически в обоих случаях имеют одина-

ковый вид. При этом значительно упрощается уравнение, выражающее закон движения малых колебаний эллиптического маятника, участвующего в сложном движении.

Следовательно, при исследовании малых колебаний эллиптического маятника с различными начальными условиями следует при расчетах рассматривать сложное движение шарика и не использовать расчетные формулы, содержащие момент инерции шарика  $I$  относительно точки подвеса.

УДК 677.026.4:677.021.17

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ИГЛ ГАРНИТУРЫ ВОЛОКНИСТЫМИ ОТХОДАМИ С УЧЕТОМ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ЛАПЛАСА И ДЕЛЬТА-ФУНКЦИИ

А. В. Локтионов, С. В. Жерносек, А. С. Соколова

*Витебский государственный технологический университет, Беларусь*

При переработке текстильных отходов рассматриваем движущееся волокно массы  $m$  как материальную точку. Поскольку движение волокна определяется изменением координат  $X$  и  $Y$  во времени, положим, что в начальный момент времени волокно находится в точке с координатами  $X = 0$ ,  $Y = 0$ . Процесс расщипывания осуществляется в процессе движения волокна по зубу. Передаточные функции  $W1$  и  $W2$  в форме изображений Лапласа представляют дифференциальные уравнения, которые связывают текущие координаты  $X$  и  $Y$  материальной точки — элемента волокна:

$$\begin{cases} W1 = \frac{L^2 + 2\omega L - \omega^2 \cos \eta + \frac{\mu \omega^2 R}{\mu \cos \eta + \sin \eta}}{\omega^2 \cos^2 \eta}; \\ W2 = \frac{\omega^2 \sin^2 \eta}{L^2 + 2\omega L - \omega^2 \cos \eta \sin \eta - \frac{\omega^2 R}{\mu \cos \eta + \sin \eta}}. \end{cases} \quad (1)$$

Координаты  $X$  и  $Y$  определяются из уравнений:

$$X = \frac{W2}{1 - W1 \cdot W2}; \quad Y = \frac{W1}{1 - W1 \cdot W2}. \quad (2)$$

При аналитическом описании процесса расщипывания силы представлены в виде импульсной функции, рассматриваемой в короткий промежуток времени. Выделим массу  $m$  непрерывно движущегося волокна, сосредоточенную в точке  $M$  пространства  $R_n$ . Начало координат совместим с положением точки  $M$  в начальный момент времени. Тогда силы, действующие на волокно, будут приложены в точке  $M$ . Их поведение в окрестности точки  $M$  представлено кусочно-непрерывной функцией  $\sigma_1$ , действующей в промежуток времени  $t$  от 0 до  $h$ , а в остальных случаях равной нулю.

Кусочно-непрерывную функцию  $\sigma_1(t, h)$  можно записать в виде:

$$\sigma_1(t, h) = \frac{1}{h} [\sigma_0(t) - \sigma_0(t - h)] = \begin{cases} 0, & t < 0 \\ I, & 0 \leq t \leq h, \\ 0, & h < t \end{cases} \quad (3)$$

где  $I$  — импульс функции  $\sigma_1(t, h)$ .

При  $h \rightarrow 0$  функция  $\delta(t)$  определяется как предел функции  $\sigma_1(t, h)$ :

$$\delta(t) = \lim_{h \rightarrow 0} \sigma_1(t, h). \quad (4)$$

Функция  $\delta(t)$  отражает характер действия мгновенных сил, приложенных к точке  $M$  в короткий промежуток времени взаимодействия волокна и поверхности зуба. С использованием математического пакета MAPLE получены уравнение  $s(t)$  движения материальной точки  $M$  (волокна), выражения для скорости  $v(t)$  и ускорения  $a(t)$ .

УДК 621.83.06

## РЕЗУЛЬТАТЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

М. Е. Лустенков

*Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь*

В машинах, механизмах и приборах осуществляется взаимное перемещение контактирующих деталей, сопровождаемое потерями мощности, зачастую с местным нагревом, усталостным и хрупким разрушением. Данное взаимодействие осуществляется посредством процессов скольжения и качения, характер протекания которых, по сути, определяет долговечность машины. Наиболее характерны эти процессы для механизмов, использующих тела качения для передачи нагрузки и осуществления перемещений узлов машин: шариковинтовых передач, обгонных муфт, подшипников и направляющих качения и др. Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) являются относительно новым типом механических передач, исследования которых продолжаются. Кроме наличия всех факторов, влияющих на сопротивление качению, они были выбраны в качестве объекта исследования также и потому, что обладают определенными преимуществами по сравнению с традиционными зубчатыми передачами: компактностью и большими значениями коэффициентов перекрытия. Принцип их действия основан на взаимодействии нескольких основных звеньев передачи с беговыми дорожками посредством тел качения. Беговые дорожки могут быть описаны уравнениями периодических кривых, замкнутых на плоскости, цилиндрической или другой поверхности.

Математически доказана возможность создания ППТК с правильным зацеплением для периодических кривых любого типа, принадлежащих классу функций  $f(s)$ , определенных и непрерывных на интервале  $[0; 2\pi R]$ ,  $R > 0$ , удовлетворяющих условию симметрии относительно точки, имеющей абсциссу, равную  $\pi R$  (относительно середины указанного интервала), и условию равенства значений функций в начале и конце указанного интервала. Получены уравнения конических кривых, использование которых позволяет рассматривать уравнения известных цилиндрических и плоских кривых как частные случаи. Получены также аналитические зависимости для определения углов подъема периодических кривых произвольного типа на конической поверхности. Получены уравнения взаимодействующих кривых нескольких типов для сферических ППТК.

Разработан метод синтеза уравнений взаимодействующих кривых, позволяющий создавать ППТК с правильным зацеплением, с заданными кинематическими ха-

раактеристиками. Установлена возможность создания передачи (механизма прерывистого действия) с разноамплитудными сопрягаемыми кривыми, обеспечивающими заданные кинематические характеристики в определенных диапазонах изменения углов поворота звеньев передачи. Получены аналитические зависимости углов подъема взаимодействующих кривых от времени, а также установлена взаимная зависимость этих углов для различных кривых.

Произведена количественная оценка явления искажения профиля беговых дорожек и оценено влияние геометрических параметров механизма или передачи с телами качения на его величину. Получены аналитические выражения для определения скоростей и ускорений всех звеньев ППТК в зависимости от выбранной кинематической схемы, на основе которых может проводиться динамический анализ передачи и определяются потери мощности в зацеплении.

УДК 621.91.01:543.1

## ПОВЫШЕНИЕ ВИБРОУСТОЙЧИВОСТИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ НЕЖЕСТКОЙ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ ОСНАСТКОЙ

А. В. Шевченко

*Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт»*

Одним из распространенных видов обработки на токарных станках является обработка нежесткой консольной инструментальной оснасткой, к которой относятся оправки, резцедержатели, борштанги, резцедержатели с упругими направляющими или шарнирами для разного технологического назначения. Особенностью обработки консольным инструментом является легкость возникновения вибраций при резании, вследствие которой снижается точность, качество и производительность обработки деталей. При токарной обработке нежесткой консольной инструментальной оснасткой борьба с вредными колебаниями особенно актуальна, что обусловлено существенным влиянием такой оснастки на работу всей технологической системы станка.

При работе станка его упругая система и процесс резания создают замкнутую динамическую систему, устойчивость которой можно определить по характеристике разомкнутой системы. В соответствии с критерием Найквиста для устойчивости замкнутой системы необходимо, чтобы амплитудно-фазочастотная характеристика (АФЧХ) разомкнутой системы не охватывала точку  $(-1)$  на действительной оси. Учитывая то, что АФЧХ системы зависит от угла между направлением действия силы резания и положением оси максимальной жесткости, виброустойчивость станка при резании зависит не только от основных параметров системы (масс, коэффициентов жесткости и демпфирования), но и от ориентации главных осей жесткости. Регулированием положения главных осей жесткости упругой системы резец–суппорт станка относительно направления действия силы резания можно уменьшить энергию самовозбуждения автоколебаний и повысить виброустойчивость процесса резания.

Виброустойчивость станков к возникновению автоколебаний определяют по передаточной функции разомкнутой динамической системы  $W_{\text{раз}}(i\omega)$ . Для исследования влияния процесса резания на характеристики эквивалентной упругой системы станка можно воспользоваться зависимостью  $W_{\text{раз}}(i\omega) = W_{\text{yc}}(i\omega) \cdot W_{\text{пр}}(i\omega)$ , где  $W_{\text{пр}}(i\omega)$  – передаточная функция процесса резания, а  $W_{\text{yc}}(i\omega)$  – передаточная функ-

ция упругой системы резец-суппорт. По выражению для  $W_{\text{раз}}(i\omega)$  с учетом формул для  $W_{\text{пр}}(i\omega)$  и  $W_{\text{yc}}(i\omega)$  можно рассчитать значения граничной ширины срезаемого слоя в первую очередь от таких параметров упругой системы резец-суппорт, как жесткость инструментальной оснастки, коэффициенты демпфирования и угол разворота головных осей жесткости.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволили сформулировать следующие выводы:

- существенное влияние на виброустойчивость при токарной обработке нежесткой оснасткой оказывает угол  $\beta$  разворота главных осей жесткости упругой системы резец-суппорт и подбор соотношений жесткостей элементов системы;
- наиболее виброустойчивой при резании является упругая система, в которой угол  $\beta$  равен половине угла  $\alpha$  направления действия силы резания  $P$ ;
- для увеличения граничной ширины срезаемого слоя при обработке нежесткой инструментальной оснасткой рекомендуется соотношение жесткостей по направлениям главных осей координат  $c_{\text{min}}/c_{\text{max}} \approx 0,7$ .

Полученные теоретические положения и практические результаты использованы при проектировании инструментальной оснастки с ориентированной жесткостью.

УДК 539.3

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГОГО СОСТОЯНИЯ КУСОЧНО-ОДНОРОДНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

**Р. М. Кушнир, Б. В. Процюк**

*Институт прикладных проблем механики и математики  
имени Я. С. Подстригача НАН Украины, г. Львов*

**В. В. Можаровский**

*Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, Беларусь*

Для определения термоупругого состояния кусочно-однородных элементов энергетического оборудования, в частности ядерных установок, построена математическую модель, которая включает формулирование трехмерной стационарной задачи теплопроводности и статической задачи термоупругости в перемещениях для двух идеально контактирующих полубесконечных изотропных тел, одно из которых нагревается распределенными в замкнутых областях  $V_k (k = \overline{1, m})$  внутренними источниками тепла плотности  $w_k(x_1, x_2, x_3)$ . Исходные уравнения записаны с использованием обобщенных функций для кусочно-однородного тела как единого целого.

Разработана методика решения соответствующих задач, которая основана на использовании построенных функций Грина (задач теплопроводности и термоупругости) для кусочно-однородного пространства. Согласно этой методике распределения температурного поля и температурных напряжений представлены в виде:

$$t = \sum_{k=1}^m \int_{V_k} w_k(x_{1k}, x_{2k}, x_{3k}) G(M_k, P_k) dV_k(P_k);$$

$$\sigma_{ij}^* = \sum_{k=1}^m \int_{V_k} w_k(x_{1k}, x_{2k}, x_{3k}) \sigma_{ij}(M_k, P_k) dV_k(P_k),$$

в которых после вычисления соответствующих интегралов необходимо перейти по известным формулам от декартовых локальных координат  $x_{1k}, x_{2k}, x_{3k}$ , к которым отнесена  $V_k$ -область, к глобальным  $x_1, x_2, x_3$  (ось  $Ox_3$  перпендикулярна к поверхности раздела). Здесь  $G(M, P)$ ,  $\sigma_{ij}(M, P)$  – соответствующие функции Грина.

В качестве примера изучено термонапряженное состояние составного тела при его нагреве равномерно распределенными источниками тепла в параллелепипедальных областях, оси которых параллельны оси  $Ox_3$ . Рассматривались различные варианты их расположения. При этом интегрирование по осевой переменной осуществлялось аналитически, а по двум другим переменным – численно, с использованием формул Гаусса.

Численные результаты приведены для одной из пяти областей тепловыделения (одна находилась в центре, остальные – вокруг ее крестообразно). Проанализировано влияние физико-механических и геометрических характеристик на температурное поле и компоненты тензора напряжений. В частности, установлены значения физико-механических характеристик, при которых напряжения  $\sigma_{11}$  (в данном случае они по абсолютной величине максимальные) в теле с источниками тепла при приближении к поверхности раздела переходят монотонно из сжимающих в растягивающие. Если материалы контактирующих тел одинаковы, то эти напряжения везде сжимающие.

*Исследования выполнены при частичной финансовой поддержке ГФФИ Украины и РФФИ Беларуси (проект № Ф29.2/009).*

УДК 536.2.01

## ПОСТРЕЛАКСАЦИОННАЯ СТАДИЯ ЭВОЛЮЦИИ ДВУМЕРНЫХ ПЕРИОДИЧЕСКИХ ТЕПЛОВЫХ ПОЛЕЙ

**О. Н. Шабловский, Д. Г. Кроль**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Взрывная кристаллизация аморфных пленок (германий, железо и др.), напыленных на подложку, сопровождается образованием двумерных периодических структур в твердой фазе. Теплофизические аспекты этой проблемы изложены в работах [1]–[3], где были подробно изучены закономерности формирования и эволюции температурных полей на начальной стадии процесса, когда волновой механизм переноса преобладает над диффузионным. Представленные в статье результаты относятся к последующему (пострелаксационному) развитию во времени полосчатых тепловых структур, образовавшихся в кристаллической фазе. Численное моделирование основано на точном решении параболического уравнения теплопроводности, определяющем эволюцию периодического возмущения, а также на алгоритме построения двумерного поля изотерм  $T = T(x, y, t) = \text{const}$ . На рис. 1 показаны три типичных варианта поведения изотерм; здесь  $t^* \sim 1$  – характерный промежуточный момент времени;  $t^{**} \cong 5t^*$ . Главная особенность процесса: в ходе эволюции теплового поля наблюдаются биения изотерм. Видно, что первоначальные линии изотерм

расходятся (удаляются друг от друга) на конечное расстояние, а затем сближаются, образуя дорожки изотерм либо «кошачьи глаза». Причина биений – взаимное влияние исходных линий  $x = x_i$ . Гидродинамическим аналогом этого явления служат колебания вихревых слоев при медленном плоском течении вязкой несжимаемой жидкости.

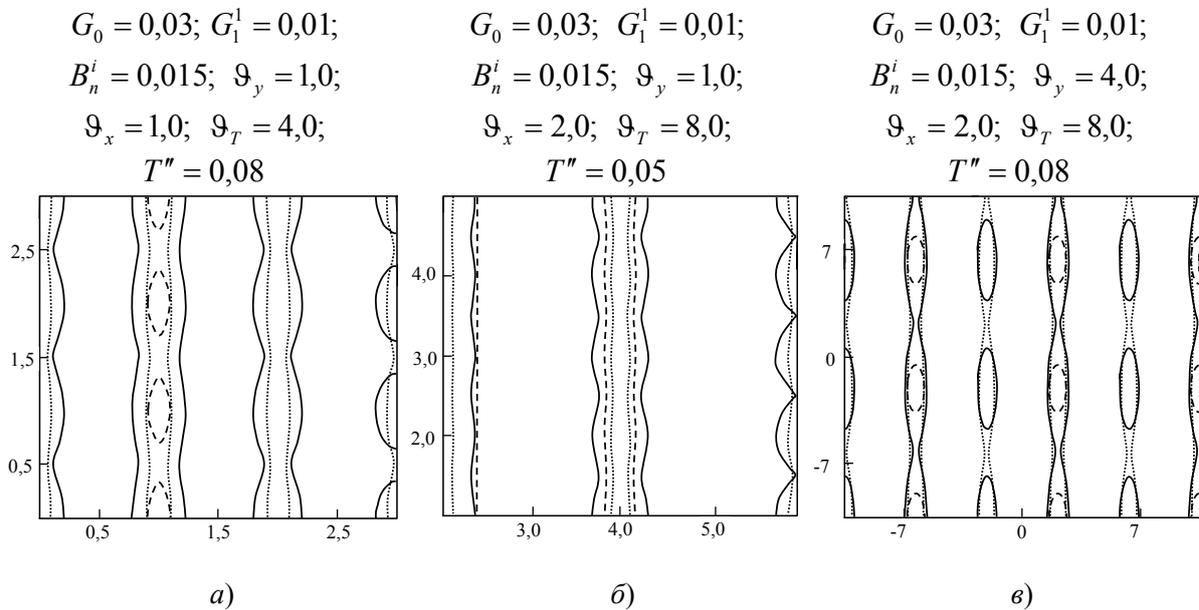


Рис. 1. Эволюция во времени изотерм:  $t = 0$  (пунктирная линия .....);  
 $t = t^*$  (сплошная линия —);  $t = t^{**}$  (штриховая линия ---)

Здесь все обозначения – такие же, как в [2], [3].

#### Литература

1. Shablovsky, O. N. A Thermal Model of Periodic Crystallization // Crystallography Reports, 2005. – Vol. 50. – Suppl. 1. – P. 62–67.
2. Шабловский, О. Н. Формирование периодических тепловых структур при взрывной кристаллизации аморфных пленок / О. Н. Шабловский, Д. Г. Кроль // Тепловые процессы в технике. – 2009. – № 5. – С. 178–182.
3. Шабловский, О. Н. Феноменологическая оценка времени тепловой релаксации при взрывной кристаллизации аморфных пленок германия / О. Н. Шабловский, Д. Г. Кроль // Тепловые процессы в технике. – 2010. – № 5. – С. 203–208.

УДК 534.1:536.2.01

### НЕЛИНЕЙНЫЕ ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ В СРЕДЕ С «ТЕПЛОЙ ПАМЯТЬЮ»

О. Н. Шабловский, И. А. Концевой

Гомельский государственный технический университет  
 имени П. О. Сухого, Беларусь

В статье представлены результаты исследования вынужденных колебаний большой амплитуды в неподвижной сплошной среде с «тепловой памятью». Теплофизическая модель включает в себя уравнение баланса энергии и закон Максвелла релаксационного теплопереноса. Вынужденные колебания возбуждаются поверхностным источником энергии, действующим на левую границу образца:

$$q(x = 0, t) = q_0(t), \quad T(x = h, t) = T_w \equiv \text{const}; \quad q(x, t = 0) = 0, \quad T(x, t = 0) = T_w,$$

где  $x$  – декартова координата;  $t$  – время;  $q$  – удельный тепловой поток;  $T$  – температура. Образец материала представляет собой плоскую пластину толщины  $h$ , расположенную перпендикулярно вектору теплового потока, направленного на пластину. Здесь  $q_0(t)$  – плотность потока энергии, поглощенной поверхностью образца материала;  $T_w$  – температура правой стенки;  $x \in [0, h]$ ,  $t \geq 0$ . Импульсно-периодическое тепловое воздействие на материал изучено для двух вариантов: 1) постоянная частота колебаний,  $q_0(t) = H(\sin(pt/2))^2$ ;  $p, H - \text{const}$ ; 2) частота возбуждения  $p(t)$  – немонотонная функция времени,  $q_0(t) = H(\sin(P(t)/2))^2$ ;  $p(t) = dP(t)/dt$ . Сильная физическая нелинейность процесса обусловлена экспоненциальной температурной зависимостью коэффициента теплопроводности:  $\lambda(T) \sim \exp(nT)$ ;  $n \equiv \text{const}$ . Разработанный алгоритм численного моделирования данного процесса допускает представление  $\lambda(T)$  в виде линейной комбинации нескольких экспонент. Подробно изучены резонансные свойства системы «среда – поверхностный источник энергии». Представлены закономерности проявления динамического теплового гистерезиса в условиях локальной неравновесности и нелинейности процесса. На рис. 1 представлен типичный пример расчета. Основные обозначения такие же, как в [1].

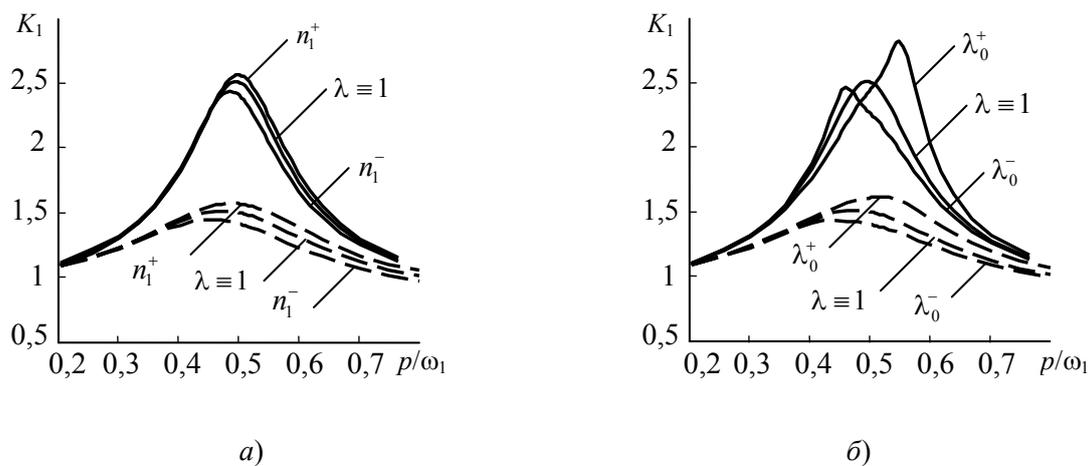


Рис. 1. Резонансные кривые полуоткрытого резонатора для различных видов нелинейных сред: а – для монотонно убывающей и монотонно возрастающей зависимости  $\lambda(T)$ ; б – для немонотонной зависимости  $\lambda(T)$ , имеющей минимум и максимум

Данная работа является продолжением исследований [1].

#### Л и т е р а т у р а

1. Шабловский, О. Н. Нелинейные свойства вынужденных колебаний локально-неравновесного теплового поля / О. Н. Шабловский, И. А. Концевой // Тепловые процессы в технике. – Т. 2, № 6. – 2010. – С. 267–274.

УДК 531.3

## СТАТИЧЕСКОЕ РАВНОВЕСИЕ БИФИЛЯРНОГО ТРЕУГОЛЬНОГО ПОДВЕСА

Ю. А. Кашин, М. И. Жадан

*Гомельский государственный университет имени Ф. Скорины, Беларусь*

Р. Е. Кашина

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Бифилярным треугольным подвесом тела  $T_B$  к условно неподвижному телу  $T_A$  называем систему этих двух тел, связанных двумя напряженными отрезками гибких нитей, именуемых поводками, так, что концы каждого из поводков на несущем теле  $T_A$  закреплены в его общей точке  $C$ , а три оставшиеся точки крепления концов поводков на обоих телах являются вершинами действительного  $\Delta PCQ$ . Пусть  $p$  и  $q$  – длины поводков  $PC$  и  $QC$  соответственно,  $p < q$  и пусть  $|\overrightarrow{PC}| \leq p$ ,  $|\overrightarrow{QC}| \leq q$ , где знакам строгого равенства соответствуют строго прямолинейные формы поводков, приобретаемые ими под действием соответствующих концевых растягивающих сил  $\vec{P} > 0$ ,  $\vec{Q} > 0$ .

Далее полагаем, что  $2c$  – длина отрезка  $PQ$ , стягивающего точки крепления поводков на теле. Тогда, в силу принятых соглашений и известных свойств треугольников, необходимо выполняются соотношения  $0 < \Delta = (q - p)/2 < c < a = (q + p)/2$ .

Наконец, предположим, что на тело  $T_B$  действует некоторая определенная система внешних сил  $\vec{F}_k$ ,  $k = \overline{1, n}$ , линии действия которых лежат в плоскости треугольника  $\Delta PCQ$ , а приведенная к точке  $C$  линия действия равнодействующей этой плоской системы сил  $\vec{F} = \sum_{k=1}^n \vec{F}_k$  пересекает линию основания  $PQ$   $\Delta PCQ$  под некоторым, отличным от нуля, углом  $\varphi_F = \arccos(\overrightarrow{PQ} \cdot \vec{F}) / (2c|\vec{F}|)$ , что тело  $T_B$  находится в состоянии покоя и что задано определенное соотношение модулей сил натяжения поводков  $\vec{P}$  и  $\vec{Q}$ , уравнивающих силу  $\vec{F}$ .

В работе доказано, что при любом ограниченном размере  $c > 0$  названное состояние статического равновесия обсуждаемого бифилярного подвеса обеспечивается определенным выбором длин поводков  $p$  и  $q$ .

Для такого доказательства и для получения соответствующих зависимостей вводится система декартовых координат  $OXYZ$  с ортами  $\vec{i}$ ,  $\vec{j}$ ,  $\vec{k}$ , плоскость  $OXY$  которой совмещена с плоскостью  $\Delta PCQ$ , ось  $OX$  – с линией основания  $PQ$  этого треугольника, а его центральная точка  $O$  принята началом системы координат.

Прежде всего доказывается, что геометрическим местом положений точки  $C(X_C, Y_C)$  является множество точек эллипса  $\mathcal{E}$ , сумма расстояний которых до точек  $P(c, 0)$  и  $Q(-c, 0)$ , именуемых фокусами этого эллипса, постоянна и равна длине большей оси эллипса  $2a = p + q$ . Затем на основании известных геометрических свойств эллипсов и известных методов векторной алгебры составляется и решается

система двух алгебраических нелинейных уравнений относительно искомых  $p$  и  $q$ , обеспечивающих требуемый результат.

Описан численный эксперимент, подтверждающий это утверждение.

УДК 658.512.011.56

### АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКРЕПЛЕНИЯ ЗА СТАНКАМИ ОПЕРАЦИЙ ПО ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ

В. С. Мурашко

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Рассматривается следующая задача. Пусть на предприятии имеется  $m$  видов станков, максимальное время работы которых соответственно  $a_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ ) часов. Каждый из станков может выполнять  $n$  видов операций. Суммарное время выполнения каждой операции соответственно равно  $b_j$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ) часов. Известна производительность  $(C_{ij})$   $i$ -го станка при выполнении  $j$ -й операции. Определить, сколько времени и на какой операции нужно использовать каждый из станков, чтобы обработать максимальное количество деталей.

Для составления математической модели поставленной задачи обозначим через  $x_{ij}$  ( $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ ) время, которое  $i$ -й станок должен работать на  $j$ -й операции. Тогда количество деталей, обработанных на  $i$ -м станке, равно  $C_{ij}x_{ij}$ . Количество деталей, обработанных на всех станках, можно выразить функцией

$$Z = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij}x_{ij}.$$

Таким образом, необходимо найти максимальное значение линейной функции

$$Z = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij}x_{ij} \text{ при ограничениях}$$

$$\sum_{j=1}^n x_{ij} = a_i, \quad i = 1, 2, \dots, m, \quad x_{ij} \geq 0,$$

$$\sum_{i=1}^m x_{ij} = b_j, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n).$$

Поставленную задачу можно решить с помощью инструмента Excel «Поиск решения». Однако если изменяется количество видов станков и операций, то необходимо вручную корректировать как исходные данные математической модели задачи, так и «Поиск решения», что неудобно для неподготовленного пользователя даже при наличии подробной инструкции, как это необходимо делать.

В работе предлагается методика автоматизированного решения задачи оптимального закрепления за станками операций по обработке деталей. Разработана программа, написанная на VBA в Excel, которая запрашивает у пользователя только время работы  $i$ -го вида станка  $a_i$  ( $i = 1, 2, \dots, m$ ), суммарное время выполнения  $j$ -й операции  $b_j$  ( $j = 1, 2, \dots, n$ ) и производительность  $(C_{ij})$   $i$ -го станка при выполне-

нии  $j$ -й операции, а затем для решения задачи автоматически подключает Solver «Поиска решения». Результатом работы программы является: матрица  $x_{ij}$  ( $i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n$ ) времени, которое  $i$ -й станок должен работать на  $j$ -й операции; количество деталей, обработанных на каждой  $j$ -й операции; количество деталей, которые можно обработать полностью.

УДК 621.838:621.891

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ТОРМОЗОВ МИКРОАВТОБУСОВ С УЧЕТОМ ТЕПЛОТДАЧИ В ОКРУЖАЮЩУЮ СРЕДУ

П. Е. Родзевич

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

В настоящее время на микроавтобусах устанавливаются дисково-колодочные тормоза со сплошным и вентилируемым дисками, а также тормоза барабанного типа. Работа тормозов в условиях экстренного торможения сопровождается выделением значительного количества тепла на поверхности трения. Проведение сравнительного анализа тепловой нагруженности тормозов микроавтобусов различных марок и моделей позволяет провести оценку эффективности рассматриваемых конструкций тормозов.

Основной величиной при тепловом расчете тормозов является среднее приращение температур в зоне контакта фрикционная накладка–контртело (диск, барабан). Расчет ведется для случая экстренного торможения автомобиля полной массы на горизонтальном участке сухой асфальтовой дороги с максимально разрешенной скоростью движения (90 км/ч). В расчетах учитывалось распределение нагрузки по осям, а торможение принималось равнозамедленным и без юза. Материалы фрикционных накладок и дисков (барабанов) принимаются одинаковыми для всех автомобилей.

Средние приращения температур на поверхности трения диска (барабана) с учетом теплоотдачи в окружающую среду равны:

$$\vartheta_2(\eta_2, Fo_2) - v_0 = \frac{(1 - \alpha_t) q_0 K_{вз} h_2}{\lambda_2} \Theta_2''''(\eta_2, Fo_2) - \frac{(1 - \alpha_t) q_0 K_{вз} h_2^3}{t_t \lambda_2 a_2} \Theta_2''(\eta_2, Fo_2),$$

где  $\alpha_t$  – коэффициент распределения тепловых потоков;  $K_{вз}$  – коэффициент взаимного перекрытия;  $q_0$  – начальная интенсивность фрикционного тепловыделения;  $v_0$  – начальная скорость торможения;  $t_t$  – полное время торможения;  $\Theta_2''''$ ,  $\Theta_2''$  – безразмерные комплексы.

Наиболее нагруженными передними тормозами являются тормоза микроавтобуса Citroen Jumper, у которых приращение температур составляет 203 К. Это обусловлено значительной полной массой машины – 3400 кг. Наименее теплонагруженными являются тормоза микроавтобуса Volkswagen Transporter, у которого приращение температур составляет 110 К. Это связано с оптимальным выбором геометрии тормоза.

Наиболее опасными задними тормозами являются тормоза микроавтобусов ГАЗ-32213 и Citroen Jumper, в которых средние приращения температур достигают соответственно 315 и 365 К. Наиболее благоприятными являются дисково-колодочные тормоза микроавтобуса Volkswagen Transporter, в которых приращения температур составляют 186 К.

Полученные данные свидетельствуют, что наиболее надежными являются дисково-колодочные тормоза по сравнению с барабанными. Конструкция дисково-колодочных тормозов наиболее выгодна, так как в ней наблюдается хороший теплообмен тормозного диска с окружающей средой, а при определенных усовершенствованиях можно за счет создания вентиляционного эффекта добиться лучшего охлаждения диска. Особенно это актуально при многократных торможениях, в том числе на горном спуске.

УДК 631.31

## ВЫБОР СКОРОСТИ РЕЗАНИЯ И УГЛА НАКЛОНА ЛЕЗВИЯ РОТАЦИОННОГО РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

А. А. Иванов

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Ротационный режущий аппарат производит срез растений по принципу косы, т. е. срез стеблей происходит без противорежущего элемента за счет большой скорости ножа.

Усилие среза в ротационном режущем аппарате погашается сопротивлением стебля отгибу и силой его инерции.

Сопротивление отгибу в основном зависит от физико-механических свойств стебля, силы инерции – от скорости ножа и массы срезаемого стебля.

Скорость ножа для среза стебля без подпора должна быть высокой и изменяться в значительных пределах от 10 до 65 м/с.

Были проведены экспериментальные работы по определению необходимой скорости среза стеблей люпина и тимофеевки в зависимости от веса стебля и состояния лезвия ножа (гладкие и насеченные). При 100%-м срезе стеблей люпина скорость ножа изменяется от 11 м/с при насеченном лезвии ножа до 15 м/с при гладком лезвии.

Для 100%-го среза стеблей тимофеевки скорость ножа должна быть в несколько раз выше, чем при скашивании люпина 30 м/с для насеченного лезвия и 35 м/с для гладкого лезвия. Из этого можно сделать вывод, что чем больше вес стебля, тем меньше необходима скорость ножа для срезания растений.

Критическую скорость резания без подпора стеблей кукурузы можно определить по формуле Гутьера Е. М. ( $V_{кр} = 8,44$  м/с).

Процесс срезания ротационным режущим аппаратом сопровождается отгибом.

Если срез стебля происходит без скольжения, что может иметь место при угле наклона лезвия  $0^\circ$ , то стебель в процессе среза будет перемещаться по траектории, описываемой точкой контакта лезвия со стеблем, при этом величина динамического отгиба будет зависеть от времени среза и окружной скорости ножа.

С уменьшением скорости среза потери зеленой массы увеличиваются из-за неполного среза и увеличения длины стерни.

Угол наклона лезвия оказывает влияние на скорость и усилие сопротивления срезу. При малых углах наклона (менее  $30^\circ$ ) имеет место значительное сопротивление

ние срезу, с увеличением этого угла (более  $30^\circ$ ) сопротивление уменьшается. При увеличении угла наклона лезвия (более  $45^\circ$ ) наблюдается выскальзывание стеблей при срезе.

На основании изучения процесса замещения свободстоящего стебля найдено условие отсутствия соскальзывания стебля с лезвия: угол наклона лезвия не должен превышать угла трения стебля о лезвие.

На основании литературных данных угол трения стебля о лезвие находится в пределах: для гладкого лезвия  $28^\circ$ , для насеченного лезвия  $51\text{--}53^\circ$ .

Следовательно, соскакивание стебля с гладкого лезвия будет отсутствовать при угле наклона лезвия, не превышающем  $28^\circ$ .

Таким образом, для ножа с насеченным лезвием скорость среза имеет наименьшее значение при угле наклона его от  $30$  до  $45^\circ$ , для ножа с гладким лезвием – при угле наклона его также  $30\text{--}45^\circ$ . Однако срез при этом угле наклона лезвия получается нечистый – со следами обрыва стебля. При угле наклона гладкого лезвия в пределах  $15\text{--}30^\circ$  следы обрыва исчезают и потери мощности будут уменьшаться.

УДК 631.869

## **АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА СЕКЦИИ КОСИЛКИ-ПЛЮЩИЛКИ РОТАЦИОННОЙ КНР-9**

**В. Б. Попов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Динамический анализ гидропривода (ГП), нагруженного рабочей секцией КНР-9 через механизм подъема секции (МПС), дает возможность определить закон движения поршня гидроцилиндра (ГЦ). Для этого выбирается динамическая схема замещения ГП и аналитически определяются потери давления в гидромагистрали, связывающей гидронасос и ГЦ. На основе уравнения Лагранжа 2-го рода для машинного агрегата, состоящего из ГП и МПС, составляется уравнение движения поршня ГЦ. При моделировании на макроуровне выбор динамической схемы для замещения ГП открытого типа определяется соотношением отдельных объемов жидкости в напорной магистрали до и после гидрораспределителя (ГР). В большинстве случаев приемлемая точность решения достигается при использовании функциональной математической модели (ФММ) с одним приведенным объемом жидкости. В данном случае большая часть жидкости находится после ГР, поэтому весь ее объем сосредотачивается у ГЦ. Из-за присутствия пузырьков нерастворенного воздуха рабочая жидкость считается сжимаемой. При формировании динамической схемы также учитываются назначение МП и особенности работы ГП. Процесс подъема секции протекает за сравнительно короткое время ( $3,3\text{--}3,4$  с), т. е. по характеру близок к адиабатическому. Поэтому температура, плотность, вязкость рабочей жидкости и количество нерастворенного в ней воздуха считаются постоянными. Принимается, что структурные элементы ГП: гидронасос (ГН), ГР и предохранительный клапан (ПК) работают безынерционно. В итоге получаем ММ динамического анализа в виде системы нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c(S - S_0)} Q - \frac{F_c \cdot E_{\text{нр}}}{V_0 + F_c(S - S_0)} \dot{S}; \\ p_2 = p_1 - (a_1 \cdot \ddot{S} + a_2 \cdot \dot{S} + a_3 \cdot \dot{S}^2) - \Delta p_{\text{др}}; \\ m(S)\ddot{S} + \frac{1}{2}m'(S)\dot{S}^2 = p_2 \cdot F_c - [F(S) + F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)], \end{cases}$$

где  $F_c$  – площадь поршня ГЦ;  $\dot{p}_1$  – скорость изменения давления у ГН;  $Q$  – подача ГН;  $V_0$  – начальный объем жидкости;  $E_{\text{нр}}$  – приведенный модуль объемной упругости гидроцепи;  $p_2$  – давление у ГЦ;  $a_1$  – коэффициент, учитывающий инерцию жидкости;  $a_2$  – коэффициент, учитывающий ламинарный характер течения жидкости;  $a_3$  – коэффициент, учитывающий турбулентный характер течения жидкости и местные гидравлические сопротивления;  $m(S)$ ,  $m'(S)$  – соответственно приведенная масса и ее производная по обобщенной координате;  $F(S)$  – полезная нагрузка;  $F_{\text{тр}}^{\text{нр}}(S)$  – сила трения.

В результате решения системы дифференциальных уравнений методом численного интегрирования определяется закон движения поршня ГЦ –  $S(t) = f(S, \dot{S}, \ddot{S}, t)$ , а также изменение давления у ГН –  $p_1(t)$  и ГЦ –  $p_2(t)$ . Давление у ГН, определяемое приведенной нагрузкой и потерями давления в гидромагистрале, не должно превышать давление настройки ПК. Иначе часть жидкости сливается через ПК, а аналитически это выражается в формировании «усеченной» системы уравнений и ее решении до тех пор, пока давление у ГН не станет меньше давления настройки ПК.

УДК 631

## АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ДВИЖЕНИЯ ЗЕРНА В СИСТЕМЕ ОЧИСТКИ И ВЫГРУЗКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

**И. А. Баран, В. А. Пигенко**

*РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»,  
г. Гомель, Беларусь*

**В. Б. Попов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Одной из отличительных особенностей работы зерноуборочных комбайнов является наличие движущейся хлебной массы, проходящей через сложное геометрическое пространство технологического тракта. Исследование модели движения зерна в транспортирующих устройствах (шнеках, элеваторах), исследование загрузки зерна в бункер позволит снизить энергоемкость и повысить производительность за счет подбора рациональных геометрических форм рабочих органов и их режимов работы.

Наиболее важным шагом на пути исследования системы выгрузки и очистки зерна является создание адекватной модели технологической транспортируемой массы, т. е. зерна.

Модель зерновой массы должна реализовывать свойства, характерные именно для сыпучих материалов. Основным отличием сыпучей массы от вязкой жидкости является то, что жидкость в любых состояниях является текучей, и сопротивление перемещению слоев жидкости зависит в основном от вязкости, которое имеет характер скоростного сопротивления. Сыпучие материалы способны находиться в неподвижном состоянии и удерживать сформированные ранее геометрические формы в основном за счет трения между частицами, которое не имеет скоростной зависимости и сохраняется даже при отсутствии скорости.

Рассмотрены различные методы численного моделирования движения сыпучих веществ. Одним из перспективных для данных целей, по нашему мнению, является метод дискретных элементов. Метод дискретных элементов (МДЭ) — семейство численных методов для расчета движения большого числа частиц, таких как молекулы или песчинки. Методы дискретного элемента требуют интенсивной работы процессора ЭВМ. Фундаментальным предположением метода является то, что материал состоит из отдельных, дискретных частиц. Эти частицы могут иметь различные поверхности и свойства. Анализ с помощью МДЭ начинается с помещения всех частиц в конкретное положение и придания им начальной скорости. Затем силы, воздействующие на каждую частицу, рассчитываются исходя из начальных данных и соответствующих физических законов. Метод интеграции используется, чтобы рассчитать изменение в положении и скорости каждой частицы в течение определенного временного шага из законов Ньютона. Затем новое положение используется для расчета сил в течение следующего шага, и этот цикл программы повторяется до тех пор, пока анализ не закончится.

Использование возможностей МДЭ при моделировании сложных процессов движения зерновой массы позволяет получить реальное представление о физических процессах, происходящих внутри исследуемой области, что в свою очередь дает возможность повысить эффективность транспортирующих органов зерноуборочного комбайна. Однако для верификации компьютерной модели необходимо проведение комплекса экспериментальных работ.

УДК 621.9.04, 621.9.025.12

## **СПОСОБ И ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ВНУТРЕННИХ ВИНТОВЫХ ПАЗОВ**

**С. А. Щербаков**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Для взаимного преобразования поступательных и вращательных движений в устройствах часто применяются винтовые пазы с углом наклона к оси движений, меньшим угла трения трущейся пары. Наибольшее применение винтовых пазов нашло в нарезных стволах стрелкового оружия, качество работы которых (точность и кучность попаданий) в основном зависит от точности изготовления внутренних винтовых пазов (нарезов). Большая глубина, малая жесткость инструмента, плохое удаление стружки в отверстиях менее 20 мм вызывает значительные трудности при обработке. Ставшие традиционными методы изготовления нарезов [1] — строгание шпалерами, протягивание, дорнование — связаны с большой трудоемкостью и требуют сложного и дорогого инструмента и оборудования.

Предлагаемый способ и инструмент для обработки внутренних винтовых пазов позволяет устранить или значительно уменьшить сложности изготовления винтовых пазов, присущие применяемым традиционным методам и инструментам.

Суть предложения состоит в постепенном внедрении в предварительно обработанное в заготовке отверстие предлагаемого инструмента, имеющего ряд рабочих участков на наружном винтовом профиле, за некоторое число двойных винтовых ходов. Рабочие ходы выполняются с контролем осевого рабочего усилия, не позволяющего поломку инструмента. Профиль винтовых пазов образовывается за счет удаления материала заготовки клиновыми режущими участками инструмента с зубьями, как у напильников, при двойных ходах инструмента по винтовой траектории, с шагом, равным шагу винтовой линии обрабатываемых поверхностей. Профиль и параметры точности калибрующей и направляющих частей инструмента обеспечивают требуемую точность обрабатываемых поверхностей и направляют движения инструмента вглубь обрабатываемого отверстия. Способ рабочих перемещений, форма и размеры инструмента задают профиль и размеры образующихся поверхностей в процессе постепенного внедрения инструмента в отверстие заготовки на величину, зависящую от размеров снятого на участке резания материала за предыдущий двойной ход инструмента.

Предложенные способ и конструкция инструмента позволяют не только повысить производительность и точность черновой обработки винтового профиля в заготовке с отверстием режущей частью за счет точного направления и автоматически создаваемого равномерного давления режущих зубьев на материал, но и повышают производительность и точность чистовой обработки (притирки с притирочным составом) калибрующим участком, так как этот участок выполняют с точностью соответствующих требуемой точности обработки притиров заодно с режущей частью. Это позволяет устранить неизбежные погрешности профиля и расположения винтовых поверхностей в пределах допусков изготовления, выдерживаемых на режущей, калибрующей и направляющих частях предлагаемого инструмента, которые возникнут при раздельном изготовлении и применении нескольких инструментов, одни из которых предназначены для срезания основного припуска, например, протяжка или шпалер, а другие применяются для обеспечения окончательной точности, например, притиры или шусты.

#### Л и т е р а т у р а

1. Арефьев, М. Г. Производство стволов стрелкового оружия / М. Г. Арефьев, Л. И. Карпов. – Москва : Оборонгиз, 1945.

УДК 621.9

### **ВЕРОЯТНОСТНАЯ ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОЙ НАЛАДКИ СБОРНОГО МЕХАНИЗИРОВАННОГО МЕТАЛЛОРЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА**

**М. И. Михайлов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Как показывает анализ, можно выделить три вида условий работы инструментальных наладок сборного механизированного металлорежущего инструмента (СМРИ). В условиях первого вида работы СМРИ не наблюдаются больших скоростей и ускорений, динамические усилия незначительные. Изменения размера наладки в ос-

новном являются результатом износа его элементов. Вариация размера инструментальной поверхности за счет других факторов несущественная.

При работе в условиях второго вида режим функционирования СМРИ динамический. В каждом цикле значения размера инструментальной наладки  $R(t)$  резко отличаются. Дисперсия  $D_v$  производной  $v(t)$  случайного процесса  $R(t)$  большая и в основном зависит от дисперсии микровыкрашиваний формообразующих кромок  $D_w$ , которая превосходит дисперсию износа  $D_\omega$ .

В условиях третьего вида инструменты работают со средней скоростью, динамика функционирования не вызывает резких изменений размера  $R(t)$ , но, с другой стороны, вероятностные характеристики случайных составляющих  $C(t)$  соизмеримы с вероятностными характеристиками процесса изнашивания  $\eta(t)$ .

Цель исследования заключалась в разработке и анализе математических моделей вероятностного анализа инструментальных наладок.

Лимитирующий размер инструментальной наладки был представлен в виде многомерной случайной функции  $R_s(\psi_l, l=1, \dots, n; t)$ , аргументы которой состояли из параметров  $\psi_l, l=1, \dots, n$  и времени функционирования  $t$ .

Совокупность размеров в определенной ситуации или в исследуемом положении инструментальной наладки – это случайный процесс времени функционирования. Каждый такой случайный процесс имеет отдельные составляющие, образование которых обусловлено изготовлением и функционированием наладки.

Определили дисперсии производной  $V(t)$  для трех условий работы СМРИ. Для принятых законов распределения периодов стойкости произвели корреляционный и дисперсионный анализ работоспособности инструментальных наладок.

Получена взаимная корреляционная функция случайного процесса  $R(t)$  и ее производная  $V(t)$ :

$$\hat{R}_{R,v} = \hat{R}_{\eta,w}(t_1, t_2) + \hat{R}_{c,\omega}(t_1, t_2), \quad r_{R,v}(t_1, t_2) = \frac{\hat{R}_{\eta,w}(t_1, t_2)}{\sqrt{D_{R_n} + D_\eta(t) + D_c} \sqrt{D_w + D_\omega}}.$$

При эксплуатации нового инструмента корреляционная функция точности инструментальной наладки зависит от вариации параметров контактных поверхностей и их взаимного расположения (от 40 до 60 %). С течением времени корреляционная функция точности инструментальной наладки зависит от вариации параметров процесса резания и условий эксплуатации (свыше 50 %).

УДК 621.9

## АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ИНСТРУМЕНТООБЕСПЕЧЕНИЯ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОИЗВОДСТВА

М. И. Михайлов

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Правильный выбор режущих инструментов может оказывать опосредованное влияние на ряд экономических показателей работы гибкой производственной системы (ГПС). В частности, возможно: увеличение режимов резания, что по-

вышает производительность и снижает себестоимость обработки; резание без использования смазывающей охлаждающей жидкости (СОЖ), что может снизить стоимость производства; обработка деталей в закаленном состоянии, что существенно упрощает технологический процесс обработки; резание в условиях сверхскоростной обработки – HSC (High Speed Cutting – сверхскоростная обработка); автоматическая диагностика и замена инструментов, позволяющие сократить количество обслуживающего персонала и работать круглосуточно; сокращение времени замены инструмента, т. е. простоев оборудования; увеличение периодов стойкости режущих инструментов, а значит – сокращение количества их замен и связанных с этим простоев оборудования; уменьшение рассеивания периодов стойкости режущих инструментов, влияющее на длительность безотказной работы оборудования, частоту замен инструментов и простоев оборудования; использование универсальных инструментов, что сокращает их общее количество и стоимость, а также может существенно повлиять на комплектование инструментальных магазинов – сокращается количество инструментов, не принимающих участие в обработке данной детали, но «ожидающих» участия в обработке других деталей; расширение технических ограничений процесса обработки (например, увеличение максимальных силы резания, жесткости оправки и т. д.); повышение качества обработанной поверхности, изменение условий ломания стружки и т. д.

Цель исследования – выявление влияния элементов системы инструментообеспечения (СИО) на эффективность работы автоматизированных систем.

При анализе условий работы инструмента рассматривалось влияние условий смены инструмента. Здесь существуют следующие возможности: производится замена целого инструментального блока (режущего инструмента и шпиндельной оправки). Замена осуществляется, когда инструментальный блок находится в магазине производственного фрезерно-расточного модуля, причем это действие относится сразу к большой группе инструментов. Вместо изношенных блоков в гнезда магазина устанавливают новые, с уже настроенными на размер и не требующими коррекции инструментами. Производится поворот или замена пластины в оправке режущего инструмента, установленного в револьверной головке токарного производственного модуля.

При анализе эффективности работы в качестве критерия использовалось соотношение стоимости инструмента и его эксплуатационных возможностей.

Выбранный критерий позволил учитывать несколько сочетаний стоимости сравниваемых инструментов: универсальных (с относительно низкой стоимостью), специализированных и специальных. Было установлено, что в условиях автоматизированного производства значительной эффективностью обладают инструменты с автоматической заменой режущих элементов и кромок, невзирая на их относительно высокую стоимость.

УДК 658.512.011.56

## **О ПОДХОДАХ К АВТОМАТИЗАЦИИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ ОБРАБОТКИ НА ПРОТЯЖНЫХ СТАНКАХ**

**В. С. Мурашко, А. С. Марчук**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Научно-технический прогресс в различных областях техники тесно взаимосвязан с автоматизацией трудоемких расчетов. ЭВМ становится привычным инструментом выполнения различных работ независимо от области деятельности и характера расчетов. Введение ЭВМ в любую область человеческой деятельности требует пересмотра многих сложившихся представлений в сторону большей формализации, большей строгости определения понятий, однозначности толкования терминов, четкости классификаций. В этом отношении не может быть исключением и область проектирования технических объектов.

Необходимость разработки алгоритма и программы для автоматизации определения рациональных режимов обработки на протяжных станках появилась потому, что традиционный поиск справочно-нормативных данных замедляет технологическую подготовку производства, повышает вероятность случайных ошибок при расчете величин использующих таблицы, заставляет выполнять много рутинной и однообразной работы.

Задача автоматизации определения рациональных режимов обработки на протяжных станках относится к трудно формализуемой, требующей большого объема исследований. Наиболее удобным для автоматизации вариантом существующего методического обеспечения этой задачи является методика, изложенная в [1].

Проанализировав информационные структуры, необходимые для автоматизации режимов резания при протягивании, были разработаны информационно-логические модели этих структур и выбраны средства их реализации.

Расчет режимов резания непосредственно должен быть связан с конкретным станком, поэтому предусмотрена возможность создания и пополнения базы данных о характеристиках моделей станков выбранной группы. Помимо паспортных данных при определении рациональных режимов обработки на протяжных станках используются также нормативно-справочные таблицы: определение скорости резания [1, с. 132], определение силы резания [1, с. 136], определение мощности резания [1, с. 142].

Проанализировав различные подходы к проектированию систем, для автоматизации определения рациональных режимов обработки на протяжных станках был выбран метод объектно-ориентированного проектирования, а инструментальным средством выбрана система программирования Delphi.

Основным результатом разработанной программы является инструкционная карта, в которой указано наименование операции, данные о материале и форме заготовки, сведения о станке и режущем инструменте, рациональные режимы резания, а также вспомогательное и машинное время, необходимое для выполнения операции.

Использовать программу определения рациональных режимов обработки на протяжных станках могут студенты в курсовых и дипломных работах, а также пользователи-технологи.

Литература

1. Режимы резания металлов : справочник / под ред. Ю. В. Барановского. – Москва : Машиностроение, 1972. – 408 с.

УДК 631.355.06:519.87

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДПРЕССОВКИ  
РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ В КОРМОУБОРОЧНОМ КОМБАЙНЕ**

**С. Н. Бобыренко**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Современные тенденции развития кормоуборочной техники показывают, что дальнейший рост производительности кормоуборочных комплексов будет связан с увеличением подачи питающего аппарата (ПА) за счет увеличения толщины подаваемого слоя растительной массы (РМ), что ведет к ряду негативных последствий:

- непропорциональное увеличение затрат мощности на резание РМ;
- снижение качества измельчения РМ.

Для минимизации негативного влияния увеличения толщины слоя РМ необходим эффективный инструмент анализа процесса работы механизма подпрессовки (МП) РМ на этапе проектирования новой машины.

Для анализа работы МП была разработана математическая модель, характеризующая силовые параметры воздействия на РМ в процессе уплотнения. В основу модели была положена система аналитического преобразования координат исходного вектора в вектор, полученный путем поворота исходного на некоторый угол в заданном направлении. МП, проецируемый на продольную плоскость симметрии, представляет собой плоский рычажный механизм, идентифицирующийся по классификации Ассура–Артоболевского как 10-звенный шарнирно-рычажный механизм, с подвижностью, равной двум.

В процессе анализа МП были получены силовые характеристики воздействия на РМ, предложены варианты рационального размещения прижимающих пружин и возможные эффекты от предложенных изменений.

Для подтверждения аналитических данных были проведены ряд опытов с серийно выпускаемыми кормоуборочными комбайнами.

Были спроектированы и изготовлены стенды для проверки расчетных данных, определения качественных и количественных показателей выполнения технологического процесса, как ПА, так и кормоуборочным комбайном в целом.

В результате экспериментальных исследований были подтверждены данные силового анализа, получены энергетические показатели выполнения технологического процесса.

Анализ данных экспериментальных исследований, в совокупности с опытом эксплуатации кормоуборочной техники, предопределил дальнейшее направление работ, по оптимизации и корректировке разработанной математической модели, в результате чего в модель были введены параметры, характеризующие влияние привода рабочих органов и физико-механических характеристик РМ на работу МП. Сформулированы условия останова технологического процесса работы ПА.

Таким образом, наиболее существенным результатом проведенной работы можно считать разработку аналитического инструмента исследований процесса работы ПА кормоуборочного комбайна и направлений его развития.

Были собраны статистические данные по физико-механическим характеристикам травяных культур, которые необходимы для моделирования рабочего процесса ПА.

Проведен анализ конструкций серийно выпускаемых ПА, разработаны рекомендации по повышению качества измельчения более чем на 10 %.

УДК 631.361

## **МОРФОЛОГИЧЕСКАЯ МАТРИЦА ИСПОЛНЕНИЙ МОЛОТИЛЬНО-СЕПАРИРУЮЩИХ УСТРОЙСТВ АРАБАННОГО И РОТОРНОГО ТИПА ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ**

**С. А. Федорович, В. К. Липская**

*РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»,  
г. Гомель, Беларусь*

Многообразие эксплуатационных условий у потребителей самоходных зерноуборочных комбайнов по свойствам убираемых культур, почвенно-климатическим условиям и т. д. требуют применения комбайнов, различающихся, в основном, системами обмолота и сепарации зерна. То есть выбор потребителями комбайна в зависимости от условий эксплуатации зачастую основывается на функционально-конструктивном исполнении его молотильно – сепарирующего устройства (МСУ). Морфологический анализ известных конструкций МСУ самоходных зерноуборочных комбайнов позволяет их систематизировать и представить в виде морфологической матрицы.

Анализ показал, что по функционально-конструктивному исполнению МСУ все современные самоходные зерноуборочные комбайны разделяются на два типа:

I тип – МСУ с разделенными функционально-конструктивными блоками:

1-й блок – молотильный блок (преимущественное выделение зерна из колоса в хлебной массе), конструктивно исполняемый:

– без дополнительных устройств (различается по количеству молотильных барабанов);

– с битерами (различается по количеству и взаимному расположению битеров и молотильных барабанов);

– с битерами и сепарирующими барабанами (в том числе с барабанами-ускорителями) (различается по количеству и взаимному расположению конструктивных элементов);

2-й блок – сепарирующий блок (преимущественное выделение зерна из грубого вороха), конструктивно выполняемый в виде:

– соломотряса (различается по количеству интенсификаторов, клавиш и каскадов);

– сепарирующих барабанов (различается по количеству);

– сепарирующих роторов (различается по расположению, количеству, направлению подачи грубого вороха (аксиальная или тангенциальная) и делению потока на выходе).

II тип – МСУ с совмещенными функционально-конструктивными блоками (выделение зерна из колосьев хлебной массы и отделение зерна из грубого вороха) – МСУ роторного типа с перемещением хлебной массы по спирали (различаются по расположению, количеству, направлению подачи хлебной массы, наличию подающего битера и делению потока на входе).

Данная классификация представлена в виде морфологической матрицы, позволяющей с помощью простой и удобной системы обозначений, с достаточной полно-

той описать все многообразие известных конструкций МСУ самоходных зерноуборочных комбайнов, в том числе серийно выпускаемых ПО «Гомсельмаш» комбайнов КЗС-7, КЗС-812, КЗР-10, КЗС-10К, КЗС-1218, а также создаваемого в настоящее время перспективного зерноуборочного комбайна КЗС-1624.

Для выбора оригинальных исполнений МСУ комбайнов морфологическая матрица и ее модификации позволяют формировать новые сочетания приведенных в ней компонентов.

УДК 631.31

## **ПОВЫШЕНИЕ ПРОХОДИМОСТИ САМОХОДНЫХ ЗЕРНОУБОРОЧНЫХ КОМБАЙНОВ**

**А. В. Голопятин, В. Б. Попов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Почвенный покров земельных угодий Республики Беларусь характеризуется большим разнообразием, которое связано с пестротой почвообразующих и подстилающих пород, различиями рельефа, условий увлажнения и неодинаковой выраженностью дернового, подзолистого и болотного процессов почвообразования.

Систематический список пахотных почв Республики Беларусь насчитывает 459 наименований. Гранулометрический состав пахотных почв также отличается большим разнообразием, среди них встречаются глинистые, суглинистые, супесчаные, песчаные органогенные почвы.

Наиболее проблемными в отношении ходовых систем зерноуборочных машин являются глинистые и тяжелосуглинистые почвы, в наибольшей степени расположенные в Витебской области. Эти почвы обладают малой водопроницаемостью и высокой влагоемкостью, что способствует застою влаги на поверхности почвы в условиях неблагоприятной для уборки погоды. В этих условиях уборка урожая представляет собой проблему, так как ходовые системы серийных самоходных зерноуборочных комбайнов, оснащенных передним ведущим мостом и задним управляемым мостом с шинами сельскохозяйственного назначения, не в полной мере приспособлены для таких условий.

Последнее время рядом фирм ведутся работы по оснащению комбайнов сменными полугусеничными движителями. Как правило, полугусеничные движители во избежание разрушения покрытия дороги и снижения шума при движении выполняются резинометаллическими. Полугусеницы, установленные на ведущем мосту комбайна, позволяют снизить удельное давление на почву и повысить тяговую способность машины. Однако для работы на грязных участках полугусеницы также недостаточно приспособлены. Их основным преимуществом является возможность передвижения комбайнов по дорогам с большей скоростью, чем гусеничных, а наиболее существенным недостатком – высокая стоимость. ПО «Гомсельмаш» совместно с ОАО «Дальсельмаш» в 2009 г. провели опытно-конструкторские работы по установке полугусеничного хода на ведущий мост зерноуборочного комбайна КЗС-1218 и проверке работы комбайна.

На ПО «Гомсельмаш» интенсивно ведутся работы по адаптации колесных движителей зерноуборочных комбайнов для работы на переувлажненных почвах, так как такие движители наиболее универсальны, приспособлены к массовому производству, имеют низкую материалоемкость и невысокую стоимость. Одним из на-

правлений, хорошо зарекомендовавшим себя в сельскохозяйственном производстве, является применение сверхширокопрофильных шин. С 2007 г. ПО «Гомсельмаш» по желанию заказчика поставляет сменные колеса со сверхширокопрофильными шинами для установки на ведущем мосту наиболее массового для условий Республики Беларусь зерноуборочного комбайна КЗС-10К. На ПО «Гомсельмаш» создана модификация полноприводного КЗС-10К с ходовой системой, более адаптированной для уборки на переувлажненных почвах.

ПО «Гомсельмаш» подготовил к испытаниям в уборочном сезоне 2010 г. модификацию зерноуборочного комбайна КЗС-10К, предусматривающую установку спаренных сельскохозяйственных шин на ведущем мосту. Работы, проводимые в направлении повышения проходимости самоходных зерноуборочных комбайнов, позволяют обеспечить уборку зерновых культур в проблемных зонах республики.

Благодаря оснащению переднего и заднего мостов комбайна КЗС-10К колесами с широкопрофильными шинами снижено удельное давление на почву. Испытания подтвердили результаты расчетов и показали, что замена серийных шин на широкопрофильные позволяет снизить среднее давление колесных движителей на почву более чем на 25 %.

УДК 631.358:519

## **АНАЛИЗ ДИССИПАТИВНЫХ ПОТЕРЬ В МЕХАНИЗМАХ ВЫВЕШИВАНИЯ АДАПТЕРА УБОРОЧНЫХ МАШИН**

**В. Б. Попов**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Жатвенная часть уборочных машин опирается башмаками на почву только небольшой частью своего веса, в то время как большая его часть через механизм вывешивания адаптера (МВА) компенсируется растянутыми пружинами. Во время уборки положение жатки, а вместе с ней и ее режущего аппарата, совершающей сложное движение относительно рамы мобильного энергосредства, непрерывно изменяется. Поддержание требуемой высоты среза обеспечивается непрерывным контактом башмака с опорной поверхностью.

МВА предназначен для качественного копирования рельефа башмаками жатки в заданном диапазоне их вертикального перемещения. При этом башмаки адаптера должны иметь постоянный контакт с почвой, а нагрузка на них должна оставаться в заданных пределах. Наиболее информативной характеристикой, описывающей процесс копирования, является реакция опорной поверхности под башмаками жатки.

МВА представляет собой пространственный механизм, состоящий, как правило, из двух снабженных блоками пружин схожих конструкций, часто расположенных симметрично относительно продольной плоскости симметрии жатки. Задача МВА состоит в стабилизации давления башмаков на опорную поверхность, когда безотрывное копирование башмаками рельефа обеспечивает требуемую высоту среза, например, кормовой культуры. Текущая величина силы давления башмака на опорную поверхность зависит от ряда геометрических и кинематических параметров МВА, массово-геометрических параметров жатки (адаптера) и характеристик цилиндрических пружин. Ее аналитическое выражение составляет количественную характеристику качества копирования, с помощью которой можно обосновать рациональное сочетание внутренних параметров проектируемого МВА.

Одним из способов улучшения процесса копирования является повышение коэффициента полезного действия (КПД) МВА. Потери энергии на трение в шарнирах в процессе копирования рельефа в среднем составляют 16–24 % от общих затрат. Коэффициент полезного действия МВА в процессе копирования рельефа не остается постоянным, причем переменными оказываются как его средняя величина, так и экстремальные значения. Поэтому рациональное снижение величины диссипативных потерь способствует повышению стабильности опорной реакции на башмаках и качества копирования в целом.

Величина силы трения в шарнире зависит от условий эксплуатации кинематических пар, материала и скорости относительного перемещения, материала и качества обработки трущихся поверхностей, нагрузки в трущейся паре, геометрии шарнира и некоторых других параметров. Для аналитического определения сил трения (диссипации) в кинематических парах были использованы аналогии из математического моделирования механизмов навески мобильных энергосредств.

Анализ показал, что потери на трение в кинематических парах не зависят от скорости растяжения (сжатия пружин), а определяются внутренними параметрами МВА и характеристикой пружин, что подтвердилось в результате испытаний.

В частности, достигнутое на основе выполненных исследований сокращение диссипативных потерь на 6–7 % для МВА косилки-плющилки прицепной КПП-4,2 способствовало улучшению характеристик копирования опорной поверхности башмаками жатки для уборки трав.

УДК 621.01

## **КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ВЕНТИЛЯТОРА ОЧИСТКИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА**

**В. Ф. Хиженок, В. В. Миренков**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Вентилятор очистки предназначен для обработки воздушным потоком вороха, поступившего на решета очистки. При этом воздушный поток выполняет две задачи: разрыхляет (вспушивает) обрабатываемый на решетках ворох (чем облегчает проход зерна сквозь пространственную решетку, образованную солоmistыми частицами) и уносит в копнитель легкие примеси, имеющие большую парусность.

Вентилятор очистки отечественных комбайнов представляет собой пятилопастный крылач, частота вращения которого регулируется с помощью специального клиноременного вариатора в пределах 620–1400 об/мин.

В зерноуборочном комбайне используется вентилятор очистки двухсекционный центробежный с осевым забором воздуха.

Анализ технологического процесса вентилятора очистки зерноуборочного комбайна целесообразно выполнить с использованием средств автоматизированного проектирования Solid Works (Cosmos/Works) и метода конечных элементов (МКЭ), реализованного в программном продукте ANSYS и других и позволяющего расчетным путем определить скорость потока и давление воздуха в выходном патрубке. Данные пакеты предлагают широкий спектр возможностей конечно-элементного анализа, начиная от простого линейного стационарного анализа и заканчивая комплексным нелинейным анализом переходных процессов.

При расчете для облегчения задания граничных условий и учета различных динамических факторов используются исследования движения моделей сборки Motion. Исследования движения не изменяют модель сборки или ее свойства. Они моделируют и анимируют движение модели.

Адекватность расчетной модели во многом определяется точностью задания механических характеристик материала и граничных условий.

В качестве граничных условий использовалась частота вращения вала вентилятора (800 об/мин для зерновых культур) и условие прилипания на стенках вентилятора.

Расчетным путем определяли динамический напор, создаваемый вентилятором, по формуле

$$h_d = \frac{V_{\text{вых}}^2 \cdot \gamma_{\text{в}}}{2 \cdot g},$$

где  $h_d$  – динамический напор, создаваемый вентилятором;  $\gamma_{\text{в}}$  – удельный вес воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Статический напор, создаваемый вентилятором, определяли по формуле

$$h_{\text{ст}} = \frac{1 - K^2}{K^2} h_d \cdot \lambda,$$

где  $\lambda$  – количество воздуха, м<sup>3</sup>, которое должно подаваться на килограмм средней подачи вороха;  $K$  – коэффициент, характеризующийся отношением динамического давления к полному.

Проведенное компьютерное моделирование позволило преодолеть трудности экспериментального исследования по определению давлений и скоростей, выявлению зон вихревого движения и разрежения потока воздуха, что позволит в дальнейшем произвести оптимизацию системы очистки зерноуборочного комбайна и повысить производительность, а также предложить способы модификации системы очистки.

УДК 621.01

### **АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ РУЛЕВОЙ ТЯГИ ЗЕРНОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА НА ОСНОВЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И СРЕДСТВ ЕГО ПРОГРАММНОЙ РЕАЛИЗАЦИИ**

**В. В. Миренков, В. Ф. Хиженок**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Решение задачи оптимизации изделий сложной геометрии на стадии проектирования возможно лишь при точном задании размеров каждого фрагмента конструкции, что не позволяет использовать методы сопротивления материалов и предполагает построение геометрически адекватной трехмерной твердотельной модели изделия с последующим выполнением уточненного (конечно-элементного расчета) напряженно-деформированного состояния.

Для моделирования процессов деформирования и разрушения рулевой тяги принято использование объемных конечных элементов, используемых в программ-

ном продукте Solid Works. Целесообразность выбора типа конечного элемента определяется степенью сложности геометрии узла и требуемой точностью решения. Поэтому для разбиения геометрической модели конечными элементами были использованы следующие типы элементов: SOLID 185 и SOLID 187. Элемент SOLID 185 позволяет описать деформацию материала с учетом пластичности, ползучести, жесткости, в условиях больших перемещений и деформаций. Он образован восьмью узлами, имеющими три степени свободы каждый.

Элемент SOLID 187 позволяет описать деформацию материала с учетом пластичности, ползучести, жесткости, большими перемещениями и деформациями. Приведенный элемент предлагается применять для моделирования объемов с большим количеством поверхностей, где применение гексаэдральных элементов не представляется возможным.

Адекватность расчетной модели во многом определяется точностью задания деформационных свойств материала и граничных условий. В качестве граничных условий использовалась нагрузка в отверстии короткого плеча рычага (640 Н) и заделка в отверстии длинного плеча рычага. Материал детали – простая углеродистая сталь: модуль упругости – 210 ГПа, коэффициент Пуассона – 0,28.

В результате проведенных расчетов установлено, что максимальное перемещение короткого плеча рычага составляет 0,15 мм. Оценка нагруженности рычага производилась по критерию Мизеса для эквивалентных напряжений (3-я теория прочности). Максимальное расчетное напряжение составило 66,5 МПа. Расчетная масса – 546,5 г.

Учитывая вышеизложенное, была предложена модификация рычага. В модифицированном рычаге облегчены плечи.

Расчетное максимальное напряжение в модифицированном рычаге составило 91,7 МПа, расчетная масса – 457,2 г. В результате модификации рычага достигнуто снижение массы на 16 %.

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Существующая конструкция рычага не является равнопрочной и имеются возможности его оптимизации в целях снижения массы.
2. Разработанная конечно-элементная модель адекватно описывает напряженно-деформированное состояние рычага и может быть использована при проектировании.
3. Предложенная модификация позволяет снизить массу рычага на 16 % с сохранением жесткости и прочности.

УДК 621.941.16

## **ИССЛЕДОВАНИЕ НЕЛИНЕЙНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЖЕСТКОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТОКАРНОГО СТАНКА**

**А. В. Литвин**

*Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт»*

При разработке современных отечественных конкурентоспособных станков, которые бы нашли спрос на зарубежных рынках, на первый план выходит их точность и надежность. Конструкции современных металлорежущих станков содержат большое количество деталей, которые взаимодействуют между собой в процессе эксплуатации. Изготовление деталей и составление узлов станка требует высокой точности взаимного расположения. Однако существует ряд узлов станка, где необ-

ходимым условием работоспособности является наличие зазоров между деталями (подвижные столы и суппорты станков, подвижные гильзы, вращающиеся детали, в том числе шпиндели) и потому невозможно полностью избавиться от неточного случайного сопряжения деталей. Изменение температуры, наличие вибраций, попадание грязи и частиц взаимодействия контактных поверхностей, отсутствие или наличие масла на взаимно подвижных поверхностях, изменение характера и величины нагрузок – все это случайно влияет на характер взаимного контакта деталей. Случайные изменения условий сопряжения деталей являются одним из главных факторов, которые определяют параметры точности станка. Это процесс требует детального изучения и анализа динамических характеристик упругой системы станка. Упругая система станка, который включает шпиндельный узел и суппортную группу, представляет собой сложную динамическую систему, на которую влияют многочисленные возмущения стохастического характера.

Повышение точности токарного станка требует определения нелинейных характеристик жесткости основных элементов упругой системы станка. На точность обработки, в основном, влияют показатели точности шпиндельной группы, и суппортной группы станка. Параметры точности определяются, как правило, экспериментальным методом при нагрузке шпинделя и суппорта. Характеристики упругой системы станка являются нелинейными. В литературных источниках не обнаружено надежных методик определения нелинейных параметров жесткости шпинделя и суппорта станка. Целью исследований, изложенных в данном материале, является исследование внутренних и внешних силовых факторов, которые характерны для разработанной гаммы станков, учета влияния данных факторов на упругодеформированное состояние основных деталей станков и их проявление в возникновении кинематических и динамических погрешностей прецизионных узлов станков. В качестве основных задач поставлен анализ конструктивных особенностей новой гаммы металлорежущих станков разработки Киевского станкостроительного концерна.

На кафедре «Конструирование станков и машин» НТУУ «Киевский политехнический институт» разработана специальная методика и проведены экспериментальные исследования шпинделя и суппортной группы токарных станков, которые позволяют определить их нелинейные параметры жесткости. Данная методика использована во время выполнения экспериментальных исследований нелинейных характеристик жесткости технологической системы токарного станка ТАК-103, который серийно выпускается Киевским ОАО «Веркон» в рамках договора о творческом сотрудничестве между кафедрой КСМ и ОАО «Веркон». Методика исследований и результаты экспериментальных исследований составляют научную основу данной работы.

В результате проведения исследований определены характеристики особенностей нелинейных характеристик жесткости системы «шпиндель–суппорт» токарного станка. В результате исследований разработаны рекомендации по уменьшению влияния нелинейных параметров жесткости станка на точность обработки, которые используются при проектировании станков на ОАО «Веркон».

УДК 621.791.3

## РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НЕРАЗЪЕМНЫХ НАХЛЕСТОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Ю. А. Цумарев

*Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь*

Неразъемные соединения широко применяются в современной промышленности. Для их изготовления используют сварку, пайку, склеивание, а также механическое соединение, например, с помощью заклепок. При этом соединения нахлесточного типа являются наиболее распространенными, а для таких технологических процессов, как склеивание, контактная точечная сварка либо клепка – единственно возможными. Поэтому вопросы, связанные с прочностью нахлесточных соединений, имеют большое значение и являются весьма актуальными.

В настоящее время для анализа полей напряжений и оптимального конструирования изделий силового назначения широко применяют математическое моделирование с использованием пакетов прикладных программ, основанных на методе конечных элементов. Наиболее ответственным этапом при проведении таких расчетов является выбор схемы нагружения и закрепления рассматриваемого объекта. При расчете нахлесточных соединений применяют схему, показанную на рис. 1, а, которая не является корректной из-за отсутствия в ней статического равновесия рассматриваемого неразъемного соединения. В данной работе предложена схема нагружения, при которой приложенные силы направлены по одной прямой (рис. 1, б).

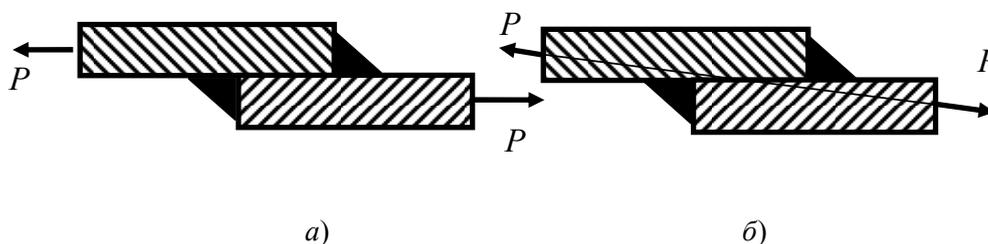


Рис. 1. Схемы нагружения нахлесточных сварных соединений:  
а – известная; б – предлагаемая

Предлагаемая расчетная схема полностью соответствует условию статического равновесия, а получаемые с ее использованием результаты – имеющимся экспериментальным данным, описывающим деформационную картину сварных и паяных нахлесточных соединений. Если нагружающую силу  $P$  направить по линии, показанной на рис. 1, б, то схема закрепления другого конца нахлесточного соединения не будет оказывать влияния на результаты расчета (закрепление может быть либо шарнирным, либо выполненным в виде жесткой заделки).

Предлагаемая схема нагружения приводит к более сложному напряженному состоянию, в котором кроме продольной силы учитывается поперечная сила и изгибающий момент, обусловленный внецентренным растяжением соединения.

Основываясь на предложенной расчетной схеме, можно объяснить ряд известных из практики эксплуатации нахлесточных соединений экспериментальных данных, в частности, более высокую концентрацию напряжений в точечных соединениях, а также максимальную кривизну испытываемых образцов у краев нахлестки.

УДК 625.089.2

## КОМПЛЕКСНЫЙ ПОДХОД К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ ХОЛОДНОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ АСФАЛЬТОБЕТОНА

В. А. Довгяло, Ю. А. Шебзухов, В. А. Ташбаев

*Белорусский государственный университет транспорта, г. Гомель*

Существующие методики определения оптимальных параметров фрезерования разработаны для фрезерных рабочих органов, взаимодействующих с покрытием из стандартных асфальтобетонных смесей. Быстрое развитие материаловедения асфальтобетона и технологий модифицирования материалов дорожных покрытий ведет к тому, что в ближайшем будущем фрезерованию будут подлежать покрытия с повышенными физико-механическими характеристиками (плотность, сопротивление фрезерованию и пр.). Это означает, что нагрузки на рабочий орган рециклеров будут превышать нагрузки при фрезеровании стандартной смеси вследствие высоких физико-механических характеристик покрытия.

В настоящее время параметры рабочих процессов фрезерования выбираются в зависимости от физико-механических свойств разрабатываемого покрытия на основе теории расчета машин для холодного ресайклинга асфальтобетонных покрытий из стандартных асфальтобетонных смесей. На основании анализа сопротивлений, возникающих в процессе работы, составляется тяговый баланс машины. В зависимости от параметров рабочих органов и характера их воздействия на покрытие определяют рабочие режимы.

Упомянутые сопротивления зависят от множества различных факторов (силы тяжести машины и рабочего органа, коэффициента сопротивления передвижению ходового устройства, уклона поверхности, площади поверхности зубьев, контактирующих со средой, удельного сопротивления рыхлению и др.), которые в свою очередь являются переменными под влиянием внешних условий величинами. Разрушение дорожной одежды происходит в случае возникновения напряженных состояний, при которых некоторое, даже малое изменение объемных и поверхностных сил приводит к потере равновесного состояния покрытия. Изменение баланса сил, приводящее к потере равновесия, возникает при условиях, отличающихся друг от друга для различных материалов. Это связано с механизмом взаимодействия модифицирующей добавки и составляющих асфальтобетонной смеси, что в свою очередь влияет на физико-механические свойства покрытия.

При определении оптимальных параметров фрезерования учитываются все внешние и внутренние факторы процесса, к которым относятся как кинематические и геометрические параметры рабочего органа (частота вращения барабана, число резцов, одновременно взаимодействующих с покрытием, глубина фрезерования; угол резания и др.), так и свойства материала покрытия (плотность, температура, степень изношенности, вид модифицирующей добавки).

Зависимость силовых факторов от свойств материалов учитывается при разработке математических моделей. Данные модели разработаны на базе аналитической теории механики сплошной среды и позволяют определить силовые и энергетические параметры процесса взаимодействия рабочего органа машины с покрытием. Они позволяют добиться оптимального энергетического баланса с учетом процесса взаимодействия рабочего органа с покрытием и могут применяться для относительной оценки эффективности новых конструктивных решений и методов воздействия на среду.

УДК 621.91.01-543.1

## **ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОЛЬЦЕВЫХ ПРУЖИН РЕЗЦЕДЕРЖАТЕЛЕЙ НА ИХ УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИОННОГО РЕЗАНИЯ**

**А. Ю. Беляева**

*Национальный технический университет Украины  
«Киевский политехнический институт»*

Одним из эффективных и надежных способов дробления стружки при токарной обработке является вибрационное резание. При правильном выборе направления колебаний, частоты и амплитуды колебаний вибрационное резание позволяет надежно и эффективно дробить стружку. Однако отсутствие действенных исполнительных устройств, способных обеспечить колебательное движение резца в диапазоне частот до 200 Гц с амплитудой колебаний до 0,1 мм, ограничивает широкое использование вибрационного дробления стружки в промышленности. Одним из эффективных способов решения этой проблемы является использование специальных упругих элементов подвески резца, которые способны вследствие отсутствия зазоров и внешнего трения при возвратно-поступательном движении обеспечить заданный амплитудно-частотный диапазон колебательных движений резца. Для работы в условиях вибрационного резания такие упругие элементы требуют расчета на циклическую прочность. Такой расчет позволит усовершенствовать конструктивные параметры, подобрать для изготовления наиболее устойчивый к такому режиму работы материал тем самым увеличивая срок службы упругих элементов резцедержателя.

В качестве объекта исследования из известных упругих элементов выбран упругий элемент в виде кольцевой пружины, так как у него наибольшая площадь концентраторов напряжений. Для наиболее эффективного использования кольцевой пружины необходимо уделить максимум внимания усовершенствованию ее конструктивных параметров.

В реальных материалах под действием циклических нагрузок могут накапливаться необратимые механические изменения. Это происходит даже в тех случаях, когда макроскопические напряжения не превышают предела упругости материала. Если число циклов достаточно велико, то в результате накопления необратимых механических изменений в какой-либо точке образца образуется макроскопическая трещина, постепенное развитие которой приводит к усталостному разрушению.

На сопротивление усталостному разрушению значительное влияние оказывают различные технологические, конструкционные и физико-химические факторы. Одним из таких факторов являются концентраторы напряжений, наличие которых существенно снижает предел выносливости. В предлагаемом упругом элементе в виде кольцевой пружины таких концентраторов довольно много, что позволяет утверждать о достаточно невысокой усталостной и циклической прочности. Данную конструкцию возможно усовершенствовать, подобрав, например, радиусы скругления в опасных местах и материал для изготовления упругих элементов.

В настоящее время проанализировать напряженно-деформированное состояние в местах концентрации напряжений возможно с помощью программного обеспечения. Численные методы, а именно метод конечных элементов, дают все необходимые данные, помогающие улучшить конечный результат. Исследования численными методами показали, что при выборе материала для изготовления упругого элемента резцедержателя из сталей 65Г и 60С2ХФА стоит выбирать сталь 60С2ХФА, так как

количество циклов до разрушения у нее составляет 33000000, в то время как для стали 65Г – 29000000 циклов. Радиус скругления в местах концентраций напряжений – 0,03 мм, что позволит увеличить срок службы упругого элемента резцедержателя в условиях вибрационного резания.

УДК 62-83

**МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОКОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ  
«ОДНОФАЗНЫЙ АСИНХРОННЫЙ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЬ –  
ЛИНЕЙНАЯ ПРУЖИНА» В СИСТЕМЕ MATLAB**

**Ю. А. Рудченко, Н. В. Самовендюк**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

Уравнение движения электромеханической автоколебательной системы «однофазный асинхронный электродвигатель – линейная пружина» можно записать в следующем виде [1]:

$$\ddot{\varphi} + \dot{\varphi} = f(\dot{\varphi}) = \mu_1 \dot{\varphi} - \mu_2 \dot{\varphi}^3 - \mu_3 \text{Sign}(\dot{\varphi}) - \mu_4 \dot{\varphi},$$

где  $\varphi$ ,  $\dot{\varphi}$ ,  $\ddot{\varphi}$  – угловое перемещение ротора, его скорость и ускорение соответственно;  $f(\dot{\varphi})$  – функция, учитывающая диссипативные силы нагрузки и электромагнитные силы однофазного асинхронного двигателя;  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$ ,  $\mu_4$  – коэффициенты, учитывающие параметры автоколебательной системы: критический момент однофазного асинхронного двигателя, синхронную скорость асинхронного двигателя, суммарный коэффициент жесткости, суммарный момент инерции системы, суммарный момент сухого (Кулоновского) трения, суммарный коэффициент демпфирования.

В результате проведенной работы по заданному уравнению в пакете расширения Simulink системы MatLab была создана имитационная модель, состоящая из четырех блоков.

В первом блоке задаются параметры автоколебательной системы, перечисленные выше. Во втором блоке происходит расчет коэффициентов  $\mu_1$ ,  $\mu_2$ ,  $\mu_3$ ,  $\mu_4$ . Третий блок представляет собой решение исходного дифференциального уравнения, в результате чего определяются угол поворота, скорость и ускорение ротора в зависимости от времени. В четвертом блоке происходит визуализация полученных результатов: приводятся графики угла поворота, скорости и ускорения ротора в зависимости от времени, а также фазовая траектория автоколебательного движения, отображающая совокупность всех возможных состояний данной системы.

Данная модель позволяет:

- определить амплитуду и частоту колебаний автоколебательного движения в системе «однофазный асинхронный электродвигатель – линейная пружина» при заданных исходных данных;
- эмпирически определить начальные условия (угол поворот ротора электродвигателя, начальную скорость ротора), при которых возникают устойчивые автоколебания;
- оценить близость реальной системы к линейной консервативной и возможность использования аналитических методов исследования для анализа данной системы.

Литература

1. Луковников, В. И. Критический сравнительный анализ методов исследования электромеханических автоколебательных систем / В. И. Луковников, Г. И. Селиверстов, Ю. А. Рудченко // Вестн. Гомел. гос. техн. ун-та им. П. О. Сухого. – 2007. – № 2. – С. 76–81.

УДК 631.352

**ЭКСПЛУАТАЦИОННО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ  
ШЛЕЙФА МАШИН К УНИВЕРСАЛЬНОМУ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОМУ  
СРЕДСТВУ УЭС-290/450**

**В. Л. Антонюк, Н. П. Филиппова**

*РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»,  
г. Гомель, Беларусь*

Одной из составляющих проблемы повышения эффективности сельскохозяйственного производства в странах СНГ остается проблема снижения удельных материальных, энергетических, трудовых и финансовых затрат, которые и составляют основу себестоимости любой сельскохозяйственной продукции.

В конце 2009 г. завершены закрепленные за белорусской стороной мероприятия программы Союзного государства «Создание и организация серийного производства комплексов высокопроизводительных сельскохозяйственных машин на базе универсального мобильного энергосредства мощностью 200–450 л. с. на 2006–2009 годы». В рамках выполнения программы были созданы универсальное энергетическое средство УЭС-290/450 и кормо-, зерно-, свеклоуборочные машины к нему. Создание УЭС с мощностью двигателя до 450 л. с., оснащенного двухпоточной трансмиссией, и шлейфа уборочных машин к нему позволит наряду с другими полевыми машинами обеспечить загрузку энергосредства в течение всего сезона полевых работ и эффективно его применять в новых интенсивных технологиях возделывания и уборки основных сельскохозяйственных культур в крупных хозяйствах.

Приемочные испытания УЭС-290/450 и шлейфа машин к нему проводились ФГУ «Центрально-Черноземная государственная зональная машиноиспытательная станция».

На испытания были представлены:

- универсальное энергетическое средство УЭС-290/450;
- комбайн высокопроизводительный навесной кормоуборочный КНК-500 в комплекте с жаткой шестирядковой роторной захватом 4,4 м для уборки грубостебельных культур, подборщиком провяленной травы захватом 3 м и жаткой для уборки трав захватом 5 м;
- агрегат свеклоуборочный АСУ-6, включающий навесной свеклоуборочный копатель КВН-6, оборудованный механизмом автоматического вождения по рядкам, валкоукладчик шнекового типа с горизонтальным копированием; полуприцепной подборщик-накопитель корнеплодов ПНК-15 с бункером вместимостью 15 м<sup>3</sup>;
- зерноуборочный комплекс КЗР-12 «Полесье-Ротор» с молотильным аппаратом тангенциально-роторного типа, оснащенный жаткой для уборки зерновых культур захватом 7 м; подборщиком для двухфазной уборки зерновых культур шириной захвата 3,4 м; комплектом оборудования для уборки кукурузы на зерно; комплектом оборудования для уборки семян подсолнечника; приспособлением для уборки семян рапса.

Приемочные испытания подтвердили высокий технический уровень УЭС-290/450 и уборочных машин к нему. В декабре 2009 г. государственная комиссия провела

приемку выполненных НИОКР. Комиссия рекомендовала изготовителю освоить производство вышеперечисленных машин.

УДК 539.3

**К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕЛИНЕЙНОГО  
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В ОБОЛОЧКЕ,  
ОСЛАБЛЕННОЙ ОТВЕРСТИЕМ**

**С. Ф. Андреев**

*Гомельский государственный технический университет  
имени П. О. Сухого, Беларусь*

С увеличением интенсивности действующих нагрузок на тонкостенные конструкции в зонах повышенных напряжений возникают нелинейные деформации геометрического или физического характера. При переходе материала в неупругое состояние существенно изменяются поля напряжений и деформаций. Известно, что напряженное состояние возле концентраторов напряжений, как в упругом случае, так и за пределами упругости имеет локальный характер. Размеры зоны повышенных напряжений зависят от геометрических и физических параметров оболочек, формы и размеров концентратора напряжений.

Разработан алгоритм численного исследования локальных полей напряжений для оболочки с произвольно заданной срединной поверхностью. В качестве криволинейных координат срединной поверхности примем  $\alpha_1 = Z$  и  $\alpha_2 = \theta$ . Здесь  $Z$  – ось вращения меридиана поверхности;  $\theta$  – угол поворота радиуса единичной окружности, на которую отображаем контур параллельного сечения оболочки [1].

Локальные поля нелинейных напряжений деформаций позволяют использовать в решении разрешающие уравнения для пологих оболочек в комплексных координатах:

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial^2 \Omega \partial^2 \bar{\Omega}} = \frac{1}{16} \left( (Q^0 + L) + i\beta^2 (P^0 + \Theta) \right), \text{ где } \Omega = \alpha_1 + i\alpha_2 \text{ и } \bar{\Omega} = \alpha_1 - i\alpha_2.$$

Здесь  $\beta$  – малый параметр, определяемый по относительному размеру отверстия;  $\Phi = F + i\beta^2 W$  – искомая комплексная функция прогибов и напряжений;  $Q^0(F) = (q_n + \nabla_k^2 F) / D$ ,  $P^0(W) = -Eh \nabla_k^2 W$  – функции, определяющие линейное решение;  $\nabla_k^2 = k_1 \frac{\partial^2}{\partial \alpha_2^2} + k_2 \frac{\partial^2}{\partial \alpha_1^2}$  – дифференциальный оператор;  $D = D(Z)$  – цилиндрическая жесткость;  $h = h(Z)$  – толщина стенки оболочки.

Нелинейность задачи определяют функции:

$$L(W) = \left( \left( \frac{\partial^2 W}{\partial Z \partial \theta} \right)^2 - \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \right) Eh,$$

$$\Theta(W, F) = \frac{1}{D} \left( 2 \frac{\partial^2 W}{\partial Z \partial \theta} \frac{\partial^2 F}{\partial Z \partial \theta} - \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \frac{\partial^2 F}{\partial \theta^2} - \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \frac{\partial^2 F}{\partial Z^2} \right).$$

Неоднородное бигармоническое уравнение решается методом Колосова–Мухелишвили с разложением функций по малому параметру. Исследуемая область конформно отображается на плоскость  $\xi = \rho \cdot e^{i\varphi}$ ,  $\rho \geq 1$ :

$$\Phi = \sum_{k=0}^m \Phi_k \cdot \beta^{2k}, \quad \Phi_k(\xi) + \frac{\Omega(\xi)}{\Omega'(\bar{\xi})} \overline{\Phi'_k(\bar{\xi})} + \overline{\Psi_k(\bar{\xi})} = f_k(\xi), \quad \Omega(\xi) = Rj(\xi - \sum_{n=1}^N C_n \cdot \xi^{-n}).$$

#### Литература

1. Андреев, С. Ф. К расчету геометрических параметров замкнутой оболочки / С. Ф. Андреев // Современные проблемы машиноведения (науч. чтения, посвящ. П. О. Сухому) : тез. докл. VII Междунар. науч.-техн. конф., Гомель, 23–24 окт. 2008 г. / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ОАО «ОКБ Сухого»; под общ. ред. С. И. Тимошина. – Гомель, 2008. – С. 29–30.