

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСЛОВИЙ УСТАНОВИВШЕГОСЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

**Бутенко В.И., Никитин А.И., Раздабара А.Т.**  
(каф. Механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Одним из важнейших факторов, влияющим на точность технологической обработки, является жесткость технологической системы станок – приспособление – инструмент – деталь (СПИД).

Особую важность жесткость указанной системы имеет при размерно-чистовой обработке [1]. Для такой обработки, автором предложено оценивать жесткость технологической системы СПИД в установившемся режиме работы. При этом технологическая система СПИД в рабочем состоянии характеризовалась коэффициентом установившегося режима работы  $K_y$ , который показывает, во сколько раз упругие перемещения в системе при установившемся режиме  $y_{yp}$  отличаются от статического перемещения  $y_{cm}$  или во сколько раз статическая жесткость  $w_{cm}$  больше или меньше жесткости в установившемся режиме работы  $w_{yp}$ , т.е.

$$K_y = \frac{y_{yp}}{y_{cm}} = \frac{w_{cm}}{w_{yp}}. \quad (1)$$

Откуда жесткость в установившемся режиме работы  $w_{yp}$  будет равна

$$w_{yp} = \frac{w_{cm}}{K_y} \quad (2)$$

и для ее определения необходимо знать значение коэффициента  $K_y$  при различных условиях обработки.

Для установления одновременного влияния всех основных факторов на коэффициент  $K_y$  необходимо иметь одну комплексную зависимость. В работе рассматривается решение этой задачи с помощью метода планирования эксперимента [2].

Для нахождения коэффициента  $K_y$  была составлена матрица  $2^{k-}$  реплика от полного факторного эксперимента  $2^k$  (табл. 1), в которую были включены следующие семь ( $k = 7$ ) факторов:  $t$  - глубина резания,  $s$  - подача,  $v$  - скорость резания,  $d$  - диаметр обрабатываемой заготовки,  $\varphi$  - главный угол в плане резца,  $r$  - радиус при вершине резца и  $HВ$  - твердость обрабатываемой заготовки.

Интервалы варьирования каждого из факторов выбирались на основе предварительных однофакторных экспериментов таким образом, чтобы основной уровень фактора соответствовал наименьшему значению коэффициента  $K_y$ . Эксперименты проводились на токарном станке со статической жесткостью  $w_{cm} = 1470 \text{ кгс} / \text{мм}$ , определенной в соответствии с действующими методиками [1,3].

Упругие перемещения фиксировались непосредственно на обрабатываемых поверхностях индикатором с ценой деления 0,001 мм. Каждый из 16 опытов повторялся 5 раз, и упругое перемещение  $y_{yn}$  определялось как среднее арифметическое из 5 значений.

Таблица 1. Матрица

№ опы- та	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$x_5$	$x_6$	$x_7$	$y$
	-	$t$ , мм	$S$ , мм/об	$v$ , м/с	$d$ , мм	$\varphi^0$	HB, ГПа	$r$ , мм	$K_y$
1	+	-	-	-	-	-	-	-	0,0915
2	+	+	+	+	+	-	-	-	0,8850
3	+	+	+	-	-	+	+	-	0,1570
4	+	+	-	+	-	+	-	+	0,2310
5	+	+	-	-	+	-	+	+	0,1345
6	+	-	+	+	-	-	+	+	0,0815
7	+	-	+	-	+	-	-	+	0,0638
8	+	-	-	+	+	+	+	-	0,1040
9	+	+	+	-	-	-	-	+	0,0377
10	+	+	-	+	-	-	+	-	0,0649
11	+	+	-	-	+	+	-	-	0,0479
12	+	-	+	+	-	+	-	-	0,2842
13	+	-	+	-	+	-	+	-	0,1518
14	+	-	-	+	+	-	-	+	0,2392
15	+	-	-	-	-	+	+	+	0,4713
16	+	+	+	+	+	+	+	+	0,3828

Зависимость  $K_y = f(t, s, v, d, \varphi, HB, r)$  может быть представлена в виде:

$$y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} \dots x_n^{b_n}, \quad (3)$$

где  $y$  - параметр конечного результата процесса;  $x_1, x_2 \dots x_n$  - отдельные параметры.

Обработка матрицы (табл.1) выполнялась с применением логарифмирования. Переход от кодированных переменных к натуральным осуществлялся по формуле [4]:

$$x_i = \frac{2(\ln z - \ln z_{\max})}{\ln z_{\max} - \ln z_{\min}} + 1, \quad (4)$$

где  $z$  - параметр процесса ( $t, s, v$  и т.д.).

После обработки результатов эксперимента на ПЭВМ по специальной программе [1, 3, 4] была получена следующая зависимость:

$$K_y = \frac{1,49 s^{1,82} v^{0,19} \varphi^{0,75} r^{0,4} HB^{0,3}}{t^{1,25} d^{0,7}}. \quad (5)$$

При доверительной вероятности  $1 - \alpha = 0,95$  проверка значимости каждого фак-

тора проводилась по  $t$  - критерию (критерий Стьюдента) [2].

Фактор признавался значимым, если соблюдалось условие

$$b_i > tS_{bi}, \quad (6)$$

где

$$S_{bi} = \sqrt{\frac{S_y^2}{N}}; \quad (7)$$

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{q=1}^n (\ln y_{uq} - \ln y_u)^2}{N(n-1)}. \quad (8)$$

В формулах (7), (8)  $S_y^2$  - дисперсия воспроизводимости результатов опыта;  $S_y$  - квадратичная ошибка величины  $y$ ;  $S_{bi}^2$  - дисперсия коэффициента регрессии;  $S_{bi}$  - квадратичная ошибка коэффициента регрессии;  $u$  и  $1, 2 \dots N$  - порядковый номер опыта в матрице;  $q = 1, 2 \dots n$  - число повторных наблюдений;  $t$  - табличное значение критерия Стьюдента.

Расчет показал значимость всех введенных в матрицу факторов на коэффициент  $K_y$ .

Установленная зависимость (5) имеет нелинейный характер и дает возможность решить задачу нахождения коэффициента  $K_y$  и принять необходимые меры для уменьшения величины этого коэффициента и повышения жесткости технологической системы СПИД. Полученная нелинейная зависимость  $K_y = f(v, s, t, d, \varphi, r, HB)$  может быть использована технологами при точностных расчетах операций, выполняемых на токарных станках средней мощности.

**Список литературы:** 1. Медведев Д.Д. Уточненный метод определения жесткости технологической системы //Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1973, № 9. – С.120-124. 2. Бауман В.А. О возможности применения методов планирования эксперимента к анализу технологических процессов //В сб. "Пути и резервы повышения эффективности промышленного производства" – Брянск, 1972. – С. 14-18. 3. Справочник технология машиностроения. //Под ред. А.Г. Косиковой и Р.К. Мешерянова. – М.: Машиностроение, 1986. Т. 2 – С.261–303 4. Кацев П.Г. Статистические методы исследования режущего инструмента. – М.: Машиностроение, 1974. – 231с.

## ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ПОЛИМЕРНЫХ ПОДШИПНИКОВ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ВИДАХ СМАЗЫВАНИЯ

**Горкуша А.Е., Стеблянка В.Г., Швец Е.Д., Жданов И.В.**  
(каф. МСтанк, ДонНТУ, каф. ОИД, ДонГУЭТ, г. Донецк, Украина).

Подшипники с вкладышами из полимерных материалов нечувствительны к виду смазочного материала. В качестве смазки может применяться как масло, так и вода.

Вода, как смазывающая жидкость имеет лучшие физические свойства в сравнение с маслом: меньшую вязкость и большую теплоемкость. Эти свойства обеспечивают малые потери на трение и низкий температурный режим, что дает возможность работать с самыми малыми относительными зазорами (до  $\psi=0,0001$ ).

Принимая во внимание, что для подшипников гидродинамического трения минимальная толщина смазочного слоя  $h_{\min}$  измеряется несколькими микрометрами и является зоной минимального зазора увеличенной протяженности, то оценкой несущей способности полимерных подшипников может быть принята температура, определяемая по известной формуле [1]:

$$[T] = \frac{f d l \cdot [PV]}{K_{to}}, \quad (1)$$

где  $K_{to}$  – параметр теплоотвода узла трения;

$d, l$  – диаметр и длина подшипника;

$[T]$  – граничная допустимая температура на рабочей поверхности вкладыша;

$f$  – коэффициент трения.

Граничная допустимая температура  $[T]$  для полимерных подшипников скольжения приводится в справочниках и принимается равной рабочей температуре нормальной работы подшипника  $70...80^{\circ}\text{C}$  при смазывании маслом и  $50...55^{\circ}\text{C}$  при смазывании водой.

Вследствие того, что для заданных условий испытаний величина  $f d l / K_{to}$ , приведенная в формуле (1), постоянна, то температуру в зоне трения однозначно определяет режимный параметр  $[PV]$  (произведение давления на скорость).

Другим основным параметром, определяющим температуру в полимерном подшипнике, является момент сил сопротивления движению, который обратно пропорционален диаметральному зазору, равный:

$$M = 0,5 \rho d^2 l \mu \omega / \psi, \quad (2)$$

где  $\mu$  – вязкость смазочного материала.

Ввиду того, что вязкость воды значительно меньше самого масловязкого масла, то теплообразование в подшипнике меньше. Этим обеспечивается более низкий температурный режим его работы.

Для получения сравнительных данных по определению режимных параметров подшипников с полимерными вкладышами они были изготовлены из капролона В и маслянита КП диаметром  $D=100$  мм и длиной  $L=80$  и  $100$  мм.

Внутренняя поверхность вкладышей была обработана до параметра шероховатости  $R_a=0,4...0,8$  мкм.

Поскольку втулки из капролона и маслянита впитывают влагу и разбухают, то для уменьшения гигроскопичности и стабилизации размеров их кипятили в масле 12 часов.

Испытания проводились на специальном стенде для исследования подшипников скольжения ДонГТУ. В качестве смазочного материала применялось масло «Индустриальное 30» и вода.

Установлено, что в подшипниках с полимерными вкладышами основным средством отвода тепла из рабочей зоны является смазочный материал и цапфа, так как

толщина стенки вкладыша совершенно не пропускает тепло в корпус подшипника. Подтверждением тому может служить сравнение результатов исследований подшипников с металлическими и полимерными вкладышами. В работе [2] было установлено, что для металлических вкладышей увеличение температуры смазки, подаваемой в подшипник  $t_{вх}$ , разность температуры  $\Delta t$  между максимальной температурой  $t_{max}$  и температурой входа  $t_{вх}$ , равной  $\Delta t = t_{max} - t_{вх}$  не изменяется. Это объясняется малым количеством смазки, протекающим через рабочую зону, объем которой равен:

$$Q = 1/2 v l h_{min}, \quad (3)$$

где  $v$  – скорость скольжения;

$l$  – длина подшипника;

$h_{min}$  – минимальная толщина смазочной пленки.

Фактический объем смазки, рассчитанный по формуле (3) показывает, что через нагруженную зону подшипника, являющуюся основной зоной теплообразования, прокачивается в десятки, сотни раз меньше смазочного материала, чем получается по расчету из условия недеформируемости системы шип-подшипник [3]. Этим и объясняется, что увеличение температуры входа  $t_{вх}$  в подшипники с металлическими вкладышами не изменяют разность температуры  $\Delta t$ .

В то же время, если в рабочей зоне к области минимального зазора  $h_{min}$  разместиться сквозную канавку последующей прокачкой через нее свежей смазки, то наблюдается снижение  $\Delta t$ . Это указывает на наличие на поверхности цапфы налипшего горячего слоя, который смывается продольным циркуляционным потоком смазки и улучшается тепловой баланс в подшипнике.

Совершенно иная картина наблюдается при увеличении температуры входа в подшипники с полимерными вкладышами. Опыты показывают, что подшипники с полимерными вкладышами очень чувствительны к температуре входа смазочного материала.

На рис. 1 показана зависимость роста температуры от температуры подаваемой воды. Следовательно, чем меньше температура подаваемого в подшипник с полимерным вкладышем, тем более устойчивый режим работы опорного узла.

На рис. 2 показана зависимость предельной несущей способности по критерию «PV» (произведению давления на скорость), которая равнялась 116 МПа/с при смазке маслом. Дальнейшее увеличение этого значения вызывает лавинообразное накопление тепла с резким ростом температуры и выплавлением вкладыша.

Сравнительные испытания подшипников с полимерными вкладышами при смазке минеральным маслом и водой показывают, что максимальная температура при смазывании водой значительно ниже, чем при смазывании маслом ( $35 \dots 40^{\circ}\text{C}$ ), а следовательно, вкладыш имеет больший модуль упругости и меньшую податливость.

На рис. 3 приведена картина распределения температуры по окружности в подшипнике с капролоновым вкладышем при двух видах смазки в предельном режиме его работы.

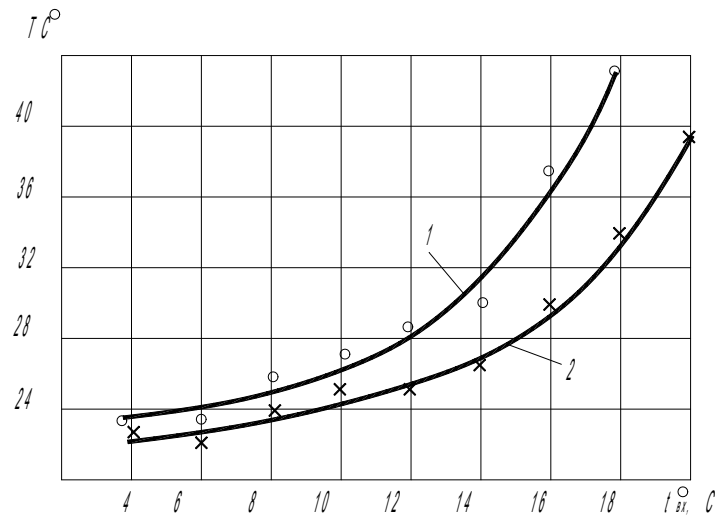


Рис. 1. Зависимость роста температуры в подшипнике от температуры подаваемой воды. Исходные данные:  $D=100\text{ мм}$ ;  $L=100\text{ мм}$ ;  $\psi=0,0025$ ; 1- $p=1,7\text{ МПа}$ ,  $V=7\text{ м/с}$ ; 2- $p=1,7\text{ МПа}$ ,  $V=5\text{ м/с}$ .

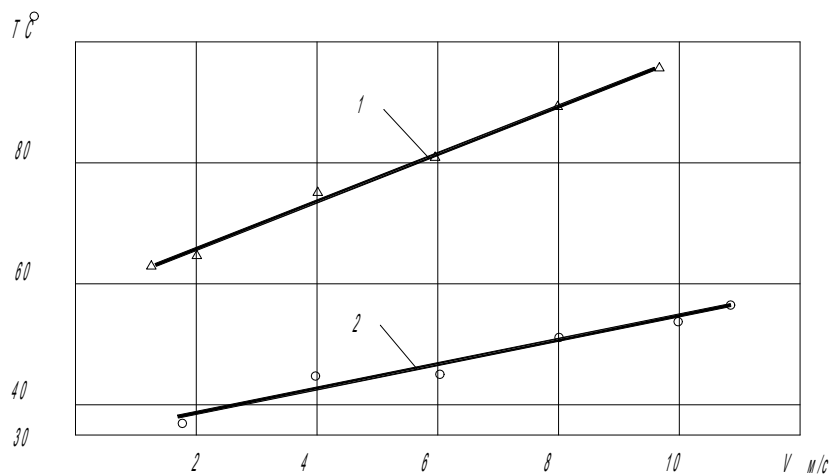


Рис. 2. Зависимость температуры от скорости в подшипнике с капролоновым вкладышем  $D=100\text{ мм}$ ,  $L=100\text{ мм}$ ,  $\psi=0,0025$ ; 1- $p_{ср}=9,2\text{ МПа}$ , смазка маслом, 2- $p_{ср}=9,2\text{ МПа}$ , смазка водой,  $t_{вх}=18^\circ\text{C}$ .

Из рис. 3 следует, что в предельном режиме работы при температуре  $t_{вх}=18^\circ\text{C}$  максимальная температура для воды составила  $50^\circ\text{C}$  при этом вязкость воды изменилась с 1,1 сСт до 0,556 сСт, для масла «Индустриальное 30» с 150 сСт, до 8 сСт при  $t_{\max}=92^\circ\text{C}$ , и обуславливается изменением модуля упругости материала в 1,7 раза из-за более высокой температуры.

Расшифровка осциллограмм при двух видах смазки показывают, что протяженность рабочей зоны для воды на 5...10 % меньше, и объясняется меньшей податливостью и меньшей ее вязкостью.

Использование подшипников с полимерными вкладышами позволяет заменить остродефицитные антифрикционные материалы, такие как бронза и баббит, без снижения его несущей способности.

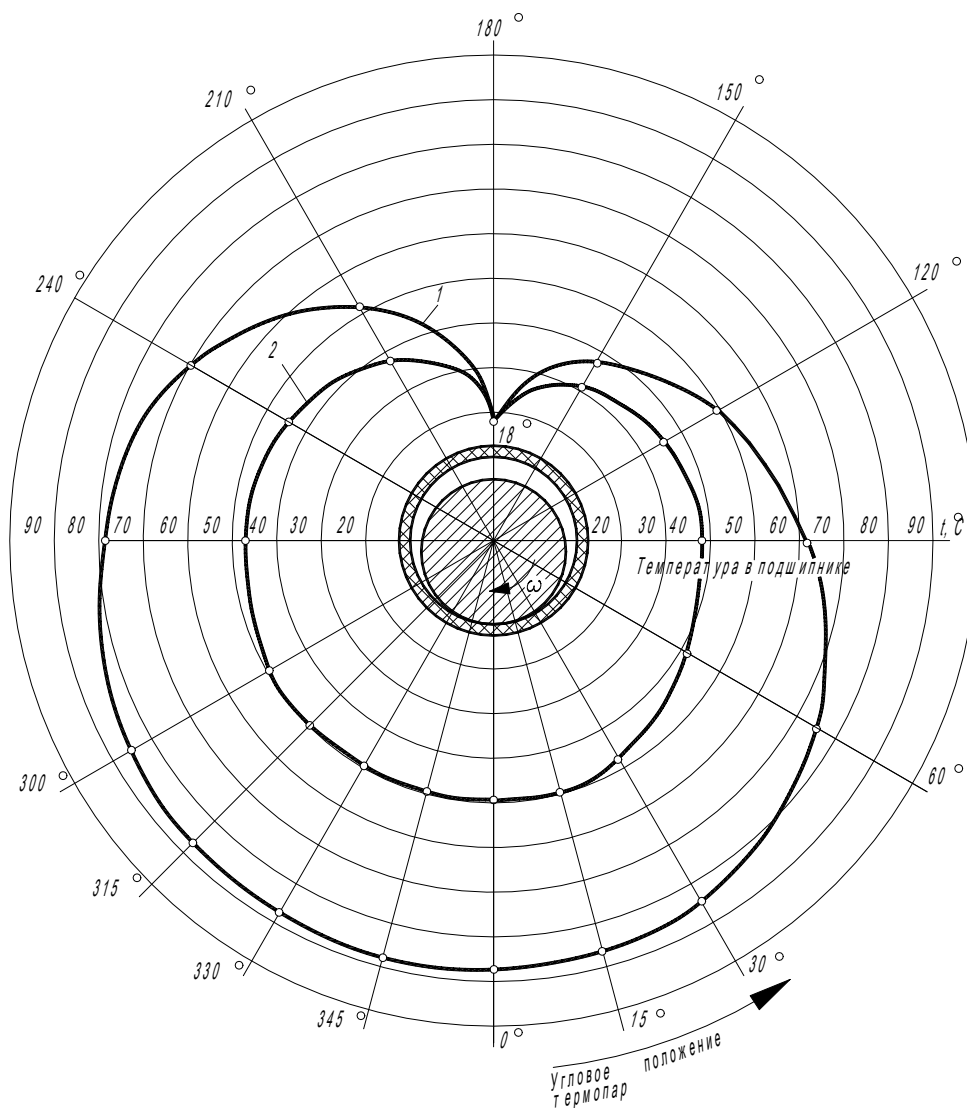


Рис.3. Распределение температуры по окружности в подшипнике с капролоновым вкладышем.

Режимы испытаний:  $D=100\text{мм}$ ,  $L=100\text{мм}$ ,  $\psi=0,0025$ ;  $V=8\text{м/с}$ ,  $P_{\text{ср}}=9,2\text{МПа}$ , 1-смазка маслом, 2 – смазка водой.

Замена смазки из минеральных масел на смазку водой улучшает экологическое состояние окружающей среды.

**Список литературы:** 1. Розенберг Ю.А., Влияние смазочных масел на долговечность и надежность машин. – М.: Машиностроение, 1970. – 313с. 2. Горкуша А.Е., Снеговский Ф.П., Стебляко В.Г. Режимные параметры полимерных и металлофторпластовых подшипников скольжения с учетом температурной податливости. – Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сборник научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2000. Вып 10. с.32-41. 3. Снеговский Ф.П. Расчет и конструирование подшипников скольжения. «Техника», 1974.-100с.

**Захарченко А.Д., Петрухнова Н.Д., Востроконова М.Л.**

(каф. Механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Существуют общие закономерности в структуре (строении) самых различных механизмов, связывающие число степеней свободы  $W$  механизма с числом звеньев и числом и видом его кинематических пар. Эти закономерности носят название структурных формул механизма.

Каждое звено, находясь в пространстве, имеет шесть степеней подвижности. Если таких звеньев  $k$ , то общее число степеней подвижности будет  $6k$ . Соединение звеньев в кинематические пары накладывает связи на относительное движение звеньев. Эти ограничения зависят от класса кинематической пары, т. е. от числа условий связи.

Число степеней подвижности пространственного механизма определяется по формуле [1]

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 \quad (1)$$

Если звенья механизма движутся в одной плоскости, то механизм называется плоским и структурная формула принимает вид

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \text{ где } n - \text{число подвижных звеньев; } p_i - \text{число пар } i\text{-го класса.}$$

В общее число положенных связей может войти некоторое число  $q$  избыточных (повторных) связей, которые дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращают его в статически неопределимую систему. Тогда формулы принимают вид:

$$\begin{aligned} W &= 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1 - q) \\ W &= 3n - (2p_5 + p_4 - q) \end{aligned} \quad (3)$$

В общем случае решение уравнений (3) – это трудная задача, так как неизвестны  $W$  и  $q$ . Однако в частном случае, если  $W$ , равное числу обобщённых координат механизма, найдено из геометрических соображений, из этой формулы можно найти число избыточных связей.

$$\begin{aligned} q &= W - (6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1) \\ q &= W - (3n + 2p_5 + p_4) \end{aligned} \quad (4)$$

Следует отметить, что построить точный плоский или сферический механизм невозможно, так как невозможно добиться точной параллельности осей или пересечения их в одной точке, т.е. в действительности механизм оказывается пространственным. Поэтому в нём появляются избыточные связи. Движение механизма оказывается возможным лишь при наличии зазоров или за счёт деформаций звеньев, что приводит к дополнительным реакциям в кинематических парах и снижению надёжности механизмов. В связи с этим применение механизмов с избыточными связями нежелательно.

Рассмотрим пример простого шарнирного четырёхзвенника (рис.1)

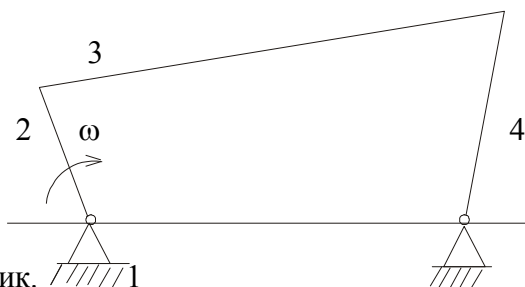


Рис.1. Шарнирный четырёхзвенник.

Для правильно выполненного механизма

$$q = 1 - (3 \cdot 3 + 2 \cdot 4) = 0$$



Если механизм изготовлен с погрешностями и звенья двигаются не в одной, а в разных плоскостях, его необходимо рассматривать как пространственный. Тогда при  $W = 1$ ,  $n = 3$ ,  $p_5 = 4$

$$q = 1 - (6 \cdot 3 + 5 \cdot 4) = 3$$

Значит четыре кинематические пары 5-го класса в пространственном механизме использовать нежелательно. Вместо двух пар 5-го класса лучше применить пару 4-го

класса и пару 3-го класса. Тогда

$$q = 1 - (6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \cdot 1) = 0$$

Рассмотрим пример проектирования волновой зубчатой передачи (рис.2) [2]

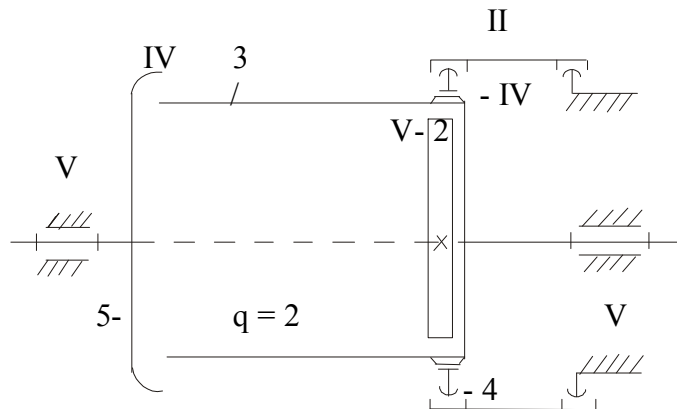


Рис.2. Проектирование волновой зубчатой передачи.

Кинематические пары:

- гибкое колесо – жёсткое колесо – IV класс;
- гибкое колесо – генератор волн – V класс;  
(дисковый широкий)
- гибкое колесо – генератор волн – III класс;  
(диск со сферической поверхностью).

Число избыточных связей

$$q = 1 - (6 \cdot 4 + 5 \cdot 3 + 4 \cdot 2 + 2 \cdot 1) = 2,$$

Где 4 - число подвижных звеньев, 3 - число пар 5-го класса, 2 - число пар 4-го класса, 1 - число пар 2-го класса. В этой системе не компенсируется несоосность звеньев 2 и 5 в плоскости рисунка и в перпендикулярной плоскости. Передача имеет две избыточные связи и работоспособность её низка.

Манипулятор робота (рис.3) имеет следующие кинематические пары [3]:

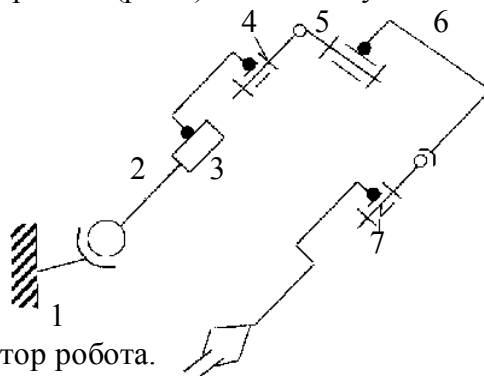


Рис.3. Манипулятор робота.

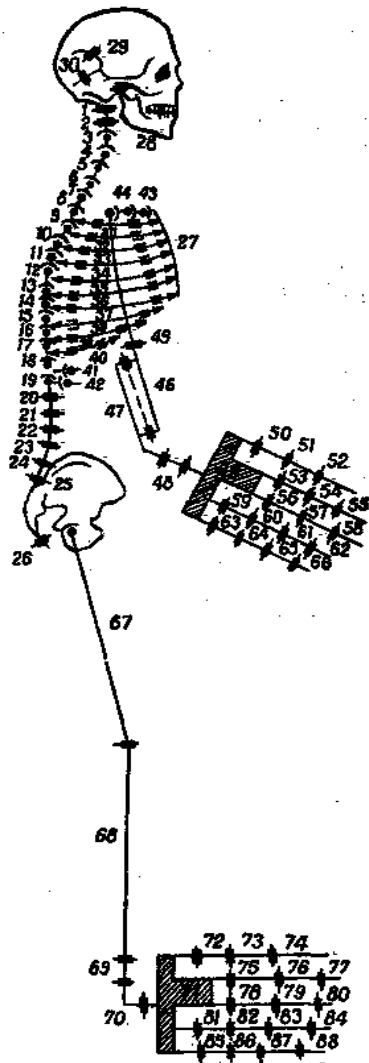


Рис.4. Структурная схема опорно-двигательного аппарата человека.

1-2 – сферическая с полагом – 4 класс

2-3 – поступательная – 5 класс

3-4 – вращательная – 5 класс

4-5 – вращательная – 5 класс

5-6 – вращательная – 5 класс

6-7 – сферическая с полагом – 4 класс

7-8 – вращательная – 5 класс

Число степеней подвижности

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 = 6 \cdot 7 - 5 \cdot 5 - 4 \cdot 2 = 9$$

Погрешности конструкции в изготовлении или сборке ведут к появлению избыточных связей и снижается работоспособность манипулятора.

Теперь перейдём к вопросу о числе степеней свободы для человека. Тело человека – это сложный биомеханизм. Кости – жёсткие звенья, суставы – кинематические пары определённого класса.

Структурная схема опорно-двигательного аппарата человека представлена на рис.4. Известно, что для всего человека [4]:

- подвижных костей  $n = 148$ ;
- суставов (пар) третьего класса  $p_3 = 29$ ;
- суставов четвёртого класса  $p_4 = 33$ ;
- суставов пятого класса  $p_5 = 85$ .

Тогда число степеней свободы для человека

$$W = 6 \cdot 148 - 29 \cdot 3 - 33 \cdot 4 - 85 \cdot 5 = 244$$

Рука и нога имеют тридцать степеней свободы

$$W = 6 \cdot 22 - 5 \cdot 15 - 4 \cdot 6 - 3 \cdot 1 = 30$$

$n = 22$  – число подвижных звеньев;

$p_5 = 15$  – пары 5-го класса;

$p_4 = 6$  – пары 4-го класса;

$p_3 = 1$  – пары 3-го класса.

Если в суставах появляются нарушения, то класс пары изменяется. Появляются избыточные связи, возникает боль, так как движение без деформации невозможно.

Рассмотренные вопросы очень важно знать и понимать при проектировании сложных механических систем, например роботов с высокой подвижностью.

**Список литературы:** 1. Под редакцией Фролова К.В. Теория механизмов и машин: Учебник для ВТУЗов. – М.: Высш. шк., 1987. – 490 с. 2. Под редакцией Волкова Д.П., Кройнева А.Ф. Волновые зубчатые передачи – Киев: Техника, 1976. – 222 с. 3. Под редакцией Фролова К.В., Воробьёва Е.И. Механика промышленных роботов. Кн. 2. – М.: Высш. шк., 1988. – 367 с. 4. Зацюрский В.М., Аруин А.С., Селуянов В.Н. Биомеханика двигательного аппарата человека. – М.: Физкультура и спорт, 1981. – 143 с.

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОСТОЙКИ ДВОЙНОЙ

## РАЗДВИЖНОСТИ СО СТАБИЛЬНЫМ ЗНАЧЕНИЕМ УСИЛИЯ НАЧАЛЬНОГО РАСПОРА

**Кондрахин В.П., Головин В.Л.** (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Стойки двойной гидравлической раздвижности, широко используемые в шахтных механизированных крепях, обладают двумя существенно различными значениями усилия распора. Наибольшее из них соответствует случаю, когда ход первой ступени не исчерпан. После упора поршня последней в грундбуксу начинается движение второй ступени гидростойки. В первом случае усилие распора составляет  $P_{MAX}=p_{HM}S_{П1}$ , где  $p_{HM}$  – давление в напорной магистрали, МПа,  $S_{П1}$  – площадь поршня первой ступени,  $m^2$ , а во втором оно снижается пропорционально разнице между площадями поршней первой и второй ступеней, составляющей, например, для гидростоек крепи КД90 2,1 раза.

Поскольку при нормальной работе гидростойки вначале выдвигается шток первой ступени, то при работе на пластах, мощность которых выше середины диапазона регулирования высоты гидростойки, возможна работа крепи с низкими значениями усилия начального распора. Поэтому целесообразно предусмотреть возможность при необходимости перенастраивать гидростойку по высоте путём опускания штока первой ступени с одновременным выдвижением штока второй ступени. Этого можно достичь, подавая рабочую жидкость под давлением в штоковые полости гидростойки при запертой гидрозамком поршневой полости. В этом случае при определённом сочетании размеров полостей будет происходить опускание штока первой ступени и выдвижение штока второй ступени. После распора гидростойки и упора её в кровлю будет формироваться некоторое усилие прижатия, зависящее от размеров полостей.

Данный режим можно использовать при передвижке крепи с подпором. Причем новый способ создания активного подпора позволит поддерживать практически одинаковую по длине лавы величину подпора, не зависящую от потерь давления, обусловленных разностью геодезических высот в разных участках очистного забоя.

Вышеуказанный режим работы гидростойки может обеспечить стоечный гидроблок новой конструкции (рис. 1б). Он отличается от гидроблока традиционной конструкции (рис. 1а) тем, что имеет дополнительный вход 3 управления односторонним гидрозамком.

Выбор необходимого сочетания размеров полостей производится на основании полученной зависимости для определения величины усилия прижатия  $F$ , которое в итоге должно обеспечить передвижку крепи с величиной активного подпора не менее  $10 \text{ кН/м}^2$ . Расчетная схема для определения  $F$  представлена на рис. 2.

$$F = \frac{p_{HM}[S_{П1}(1-2\varepsilon)-S_{П2}(1+2\varepsilon)-\Delta p S_{П1}(1+\varepsilon)]}{S_{П1}(1+\varepsilon)-S_{П2}(1-\varepsilon)} \cdot S_{П2}(1-\varepsilon)-p_{H.C.}S_{П2}(1+2\varepsilon), \quad (1)$$

где  $\Delta p$  – давление открытия встроенного обратного клапана, МПа,

$\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление движению поршня и штока, обусловленное силами трения в уплотнительных элементах.

Результаты расчёта силы  $F$ , позволяющие оценить влияние геометрических размеров гидростойки, представлены в таблицах 1, 2 и 3 (для всех вариантов  $D_{П1} = 150 \text{ мм}$ ,  $\Delta p = 0,8 \text{ МПа}$ ,  $\varepsilon = 0,08-0,1$ ).



Таблица 1. Результаты расчёта силы  $F$  при  $D_{П1}=160$  мм,  $D_{П2} = 110$  мм

$D_{Ш2}$ , мм	100	101	102	103	104	105	106	107
$F$ , кН	-75,1	-65,2	-55,3	-45,2	-35,0	-24,7	-14,3	-3,9

Таблица 2. Результаты расчёта силы  $F$  при  $D_{П1}=160$  мм,  $D_{Ш2} = 100$  мм

$D_{Ш2}$ , мм	110	109	108	107	106	105	104	103
$F$ , кН	-75,1	-64,1	-53,5	-43,2	-33,2	-23,4	-14,0	-4,89

Таблица 3. Результаты расчёта силы  $F$  при  $D_{П2} = 110$  мм,  $D_{Ш2} = 100$  мм

$D_{П1}$ , мм	160	162	164	166	168	170	172	174	176	178	180
$F$ , кН	-20,1	-12,0	-4,49	-2,54	9,13	15,3	21,1	26,6	31,8	36,7	41,3

При выборе соотношения диаметральных размеров акцентируем внимание на том, что показатели стандартизации и унификации новой гидростойки не должны ухудшиться. Поэтому принимаем такие размеры, для которых существуют стандартные уплотнительные элементы.

Значение усилия активного подпора должно быть не менее  $10 \text{ кН/м}^2$ . Поэтому могут быть приняты следующие два варианта:

а)  $D_{П1}=170$  мм,  $D_{Ш1}=150$  мм,  $D_{П2}=110$  мм,  $D_{Ш2}=105$  мм;

б)  $D_{П1}=180$  мм,  $D_{Ш1}=150$  мм,  $D_{П2}=110$  мм,  $D_{Ш2}=105$  мм.

Подпор в первом случае осуществляется всеми четырьмя стойками ( $10,1 \text{ кН/м}^2$ ), а во втором – только забойным рядом стоек ( $13,8 \text{ кН/м}^2$ ).

Таким образом, гидростойка с предлагаемыми параметрами и новой конструкцией стоечного гидроблока обладает существенными преимуществами перед традиционными гидростойками, обеспечивая работу со стабильным значением начального распора и передвижку крепи с заданным усилием остаточного подпора. Это обеспечивает повышение качества механизированных крепей без существенных дополнительных затрат.

**СТРУКТУРНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ ПРОЦЕССА ППД**

**Лебедев В.А., Подольский М.А.**  
(каф. ТМ, ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, Россия)

Поверхностный слой при обработке деталей ППД формируется в результате сложных структурно фазовых явлений, происходящих в локальных очагах деформирования.

Рассматривая процесс ППД с кинетической точки зрения, во времени его условно можно разделить на два периода. В первом периоде в деформируемом элементе поверхностного слоя зарождаются и накапливаются различного рода дефекты и повреждения. Вторым периодом ППД характеризуется разрушением локальных микрообъемов с критической плотностью дефектов и повреждений в виде макро- и микроскопического нарушения сплошности, отслаивания, шелушения и т.п.

Применяемые для описания механизма ППД механические теории и разработанные на их основе расчетно-аналитические методы прогнозирования закономерностей ППД и физико-механических характеристик качества поверхностного слоя базируются на целом ряде допущений. Это во многих случаях упрощает задачу, и вместе с тем отдаляет ее от действительности.

Как показывают исследования [1,2,3], проведенные в этом направлении наиболее успешный путь описания физико-химических процессов, которые протекают в реальных материалах при их деформировании, является путь энергетической интерпретации процесса ППД. Обоснована и экспериментально подтверждена идея об энергетическом подобии процессов плавления и механического разрушения металлов.

Феноменологическая сторона ППД заключается в экспериментально установленном факте энергетической зависимости упрочнения поверхностного слоя. Так если два процесса ППД сопровождаются упрочнением, а следовательно, внутренней повреждаемостью элемента поверхности как при более высоких, так и более низких нагрузках. Тогда разница поведения элемента в этих условиях будет только в скорости повреждаемости. Таким образом, различные процессы ППД феноменологически эквивалентны.

Процесс ППД носит статистический характер, и в каждый момент времени деформирования заданным условиям соответствует определенная степень поврежденности. Она обычно оценивается количеством повреждений в единице объема материала. Как только поврежденность материала поверхности достигнет критической величины, называемой критерием максимальной эффективности ППД, происходит предельное упрочнение материала в локальных объемах. При этом достигается наибольший эффект ППД с точки зрения влияния его на эксплуатационные свойства поверхности и детали в целом. При дальнейшей обработке элементы поверхности разрушаются.

Обозначим через  $U$  количественную меру повреждаемости элемента поверхности в процессе ППД, а через  $\dot{U}$  - скорость повреждаемости. Тогда при любом силовом

воздействии  $P$ , повреждаемость  $U$  изменяется со скоростью  $\dot{U}$ , которая в общем случае является функцией силового параметра  $P$ , времени  $t$ , температуры  $T$  и других параметров.

Условие максимального упрочнения поверхностного слоя представим в виде:

$$U = U_0 + \int_0^{t^*} \dot{U} dt = U^* = \text{const.}$$

Относительная повреждаемость за время  $t$  определяется соотношением:

$$\omega = \frac{U(t)}{U^*} = \frac{1}{U^*} \int_0^t U(t) dt$$

Исходя из предположения необратимости процесса повреждаемости деформируемых объемов, процесс ППД во времени можно представить, как процесс накопления (суммирования) поврежденности поверхностного слоя. Необратимый характер процесса ППД приводит к повышению прочности поверхностного слоя, побывавшего под нагрузкой. Если поверхность детали подвергнуть многократному воздействию удельной нагрузки  $P$ , то каждому циклу будет соответствовать соответствующее время  $t_i$  и относительная поврежденность  $\omega_i$ . А предельное упрочнение поверхностного слоя произойдет тогда, когда сумма относительных поврежденностей станет равна 1, то есть

$$\sum_{i=1}^N \omega_i = \frac{1}{U^*} \cdot \sum_{i=1}^N \int_0^{t_i} U_i(t) dt = 1$$

где  $U_i(t)$  - зависимость интенсивности накопления повреждаемости от времени  $t$ , в течение  $i$ -го цикла.

Эта зависимость в принципе позволяет предсказать количество циклов нагружения  $N$  до достижения в поверхностном слое предельной степени упрочнения, если известна функциональная зависимость  $U(P, t, T, i, \dots)$ .

Предложенный подход к описанию механизма ППД требует решения следующих ключевых задач:

1. Выбор параметра  $U$ , способного однозначно и интегрально характеризовать повреждаемость поверхностного слоя в процессе ППД;
2. Установление вида кинетического уравнения, связывающего параметр  $U$  с условиями деформирования (удельное давление, скорость и др.);
3. Формулирование критерия о предельной поврежденности поверхностного слоя - критерия максимальной эффективности ППД.

Решение этих задач осуществлялось на основе научно обоснованной структурно-энергетической модели процесса ППД, позволяющей с единых методологических позиций рассматривать любые процессы ППД.

В соответствии с данной моделью, макроскопическое явление пластической деформации элемента твердого тела рассматривается как совокупность большого числа микроскопических элементарных актов атомно-молекулярных перегруппировок, свя-

занных с генерированием источниками, движением, взаимодействием и уничтожениями на стоках различного рода элементарных дефектов. Повреждаемость элемента твердого тела в ходе пластической деформации связана с накоплением в деформируемых объемах различного рода элементарных дефектов и их комплексов. Разрушение макроскопического элемента твердого тела происходит тогда, когда в его объемах, ответственных за разрушение, плотность дефектов и повреждений достигает критической (предельной) величины.

За критерий повреждаемости принята внутренняя энергия запасенная в рассматриваемом элементе поверхности за счет различного рода дефектов, и повреждений. Установлено, что к моменту начала разрушения эта энергия соответствует энтальпии данного материала в твердом состоянии при температуре плавления. Данная величина может быть непрерывно прослежена в процессе обработки. При этом нет необходимости учитывать параметры процесса ППД.

В соответствии с термодинамическими представлениями, процесс ППД рассматривается как конкуренция двух противоположных, взаимосвязанных и одновременно протекающих в деформируемых объемах тела тенденций. Роста плотности энергии  $U_{вн}$  запасенной в теле за счет различного рода дефектов, и повреждений, накапливающихся в материале в результате работы пластической деформации  $W_p$ . И снижения (высвобождения) ее за счет различного рода релаксационных процессов, протекающих внутри деформируемого элемента тела. Высвобождаемая энергия, практически полностью, расходуется на нагрев рассматриваемого элемента и теплообмен с окружающей средой  $q$ .

$$W_p = U_{вн} + q$$

$$U_{вн} = U_0 + U_T + U_{деф}$$

где,  $U_0$  - энергия запасенная до обработки;  $U_T$  - тепловая энергия элемента;  $U_{деф}$  - энергия запасенная дефектами кристаллического строения.

Приведенная модель позволяет определить вид кинетического уравнения  $U(P, t, T, i \dots)$ , которое служит основой для оптимизации процессов ППД.

**Список литературы:** 1. Иванова В.С. Усталостное разрушение металлов. М.: Металлургиздат, 1963.-272с. 2. Осипов К.А. Некоторые активируемые процессы в твердых металлах и сплавах. М.: АН СССР 1962.-129с. 3. Федоров В.В. Термодинамические аспекты прочности и разрушения твердых тел. Ташкент.: Издательство «ФАН», 1979.-168с.

**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ПОДВЕСКИ  
И РЕГУЛИРОВАНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ ОЧИСТНЫХ  
КОМБАЙНОВ ДЛЯ ТОНКИХ ПЛАСТОВ**



Лысенко Н.М., Холодова И.А. (каф. ГМ. ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Одной из основных силовых систем очистного комбайна является система подвески и регулирования его исполнительных органов (СПРО), включающая в себя непосредственный исполнительный орган (чаще всего шнекового типа), поворотный редуктор и гидродомкрат регулирования. Применительно к серийно изготавливаемым в настоящее время очистным комбайнам можно выделить следующие компоновочные схемы этой силовой системы, приведенные на рис. 1.

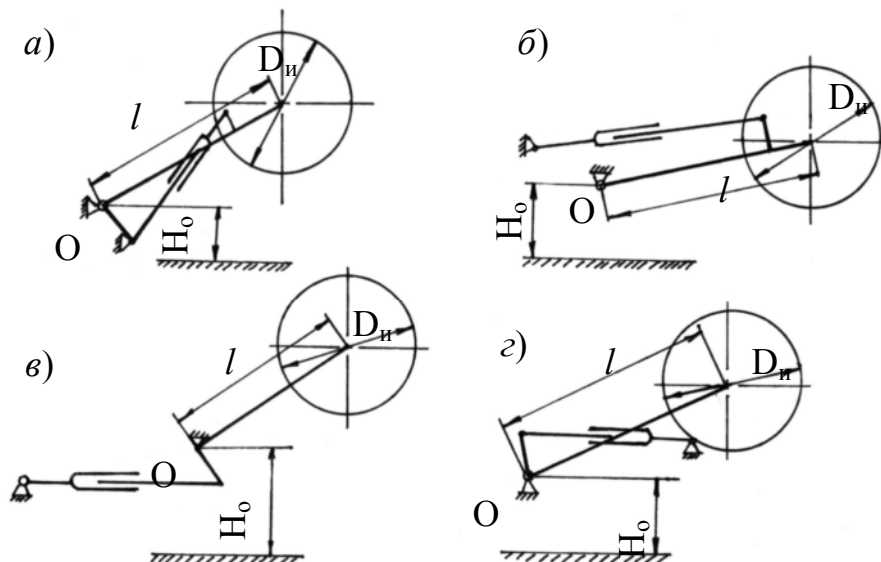


Рис. 1. Компоновочные схемы СПРО

Рассматриваемые компоновочные схемы характеризуются расположением гидродомкрата регулирования либо выше корпуса комбайна (рис. 1а – комбайны типа РКУ13, КШЭ, КШЗМ), либо ниже корпуса комбайна (рис. 1б – комбайны типа Рку10, ГШ500), либо сбоку корпуса комбайна (рис. 1в, рис. 1г – комбайны типа – 1ГШ68, 1К101У, ГШ200В, ГШ200Б).

Применительно к очистным комбайнам, предназначенным для выемки более тонких пластов, такое расположение гидродомкрата не является рациональным с точки зрения габаритов машины. Поэтому представляется целесообразным для комбайнов данного класса указанный гидродомкрат компактно установить непосредственно в корпусе основного редуктора.

Важным узлом СПРО являются также опорные ступицы поворотного редуктора. В настоящее время как в отечественных, так и в зарубежных очистных комбайнах широкое распространение нашло конструктивное исполнение данных узлов на основе опор скольжения, причем не защищенных от воздействия загрязняющих факторов внешней среды. Такие опорные узлы, как показал опыт эксплуатации особенно высокоэнерговооруженных очистных комбайнов, характеризуются сравнительно невысокой долговечностью вследствие повышенного износа их сопрягаемых поверхностей [1,2]. Альтернативным решением в данном случае может быть использование в опорных узлах поворотного редуктора подшипников качения, которые при обеспечении удовлетворительных условий их функционирования (прежде всего с позиции смазки) могут существенно повысить ресурс СПРО в целом.

На основании вышеизложенных соображений применительно к очистным комбайнам, предназначенным для выемки тонких пластов, в данной работе предлагается конструктивное исполнение СПРО, суть которого представлена на рис.2.

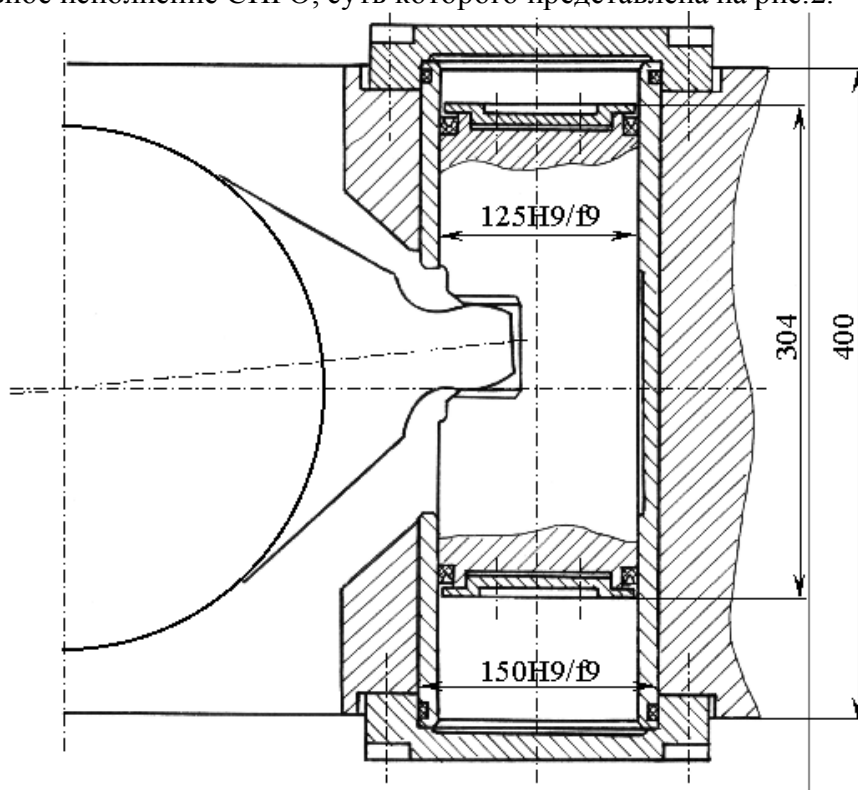


Рис.2. Конструктивное исполнение СПРО

В корпусе основного редуктора режущей части технологически выполняется сквозное отверстие диаметром 150мм. В это отверстие вставляется стакан по посадке H9/f9, который имеет размер внутреннего диаметра 125H9 и характеризуется высокой чистотой обработки. Указанный стакан выполняет роль цилиндра гидродомкрата. В отличие от стандартных гидродомкратов рассматриваемый гидродомкрат не имеет штоковой полости, а его размер по длине должен быть вписан в габарит корпуса комбайна 400мм. В поршне вырезается паз с точными размерами, который сопрягаются с рычагом поворотного редуктора.

Рычажный механизм, воспринимающий усилие со стороны гидродомкрата, представляет собой спрофилированный зуб, который вставляется в паз поршня гидродомкрата в процессе монтажа поворотного редуктора. Для обеспечения необходимой величины вращающего момента при регулировании положения исполнительного органа по мощности пласта плечо рычага должно быть не менее 250мм. Стакан с обеих концов запирается крышками, которые к корпусу редуктора крепятся болтами. В крышках выполняются каналы для подачи рабочей жидкости.

Кинематический расчет рассмотренной конструкции СПРО выполнен в соответствии с расчетной схемой, приведенной на рис. 3.

Исходными данными для расчета являются: диаметр исполнительного органа  $D_{и}=0,75\text{м}$ ; длина поворотного редуктора  $l=0,816\text{м}$ . Необходимая величина хода поршня из крайнего нижнего положения в крайнее верхнее положение  $\Delta$  может быть рассчитана из следующего выражения:

$$\Delta = O_1O \cdot \sin \alpha_2 + O_1O \cdot \sin \alpha_1,$$

где  $O_1O = l_p = 0,255\text{м}$  – длина рычага; углы  $\alpha_1 \alpha_2$  – определяются из выражения:

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{H_0 + h_3 - 0,5D_i}{l}, \quad \alpha_2 = \arcsin \frac{H_{\max} - H_0 - 0,5D_i}{l},$$

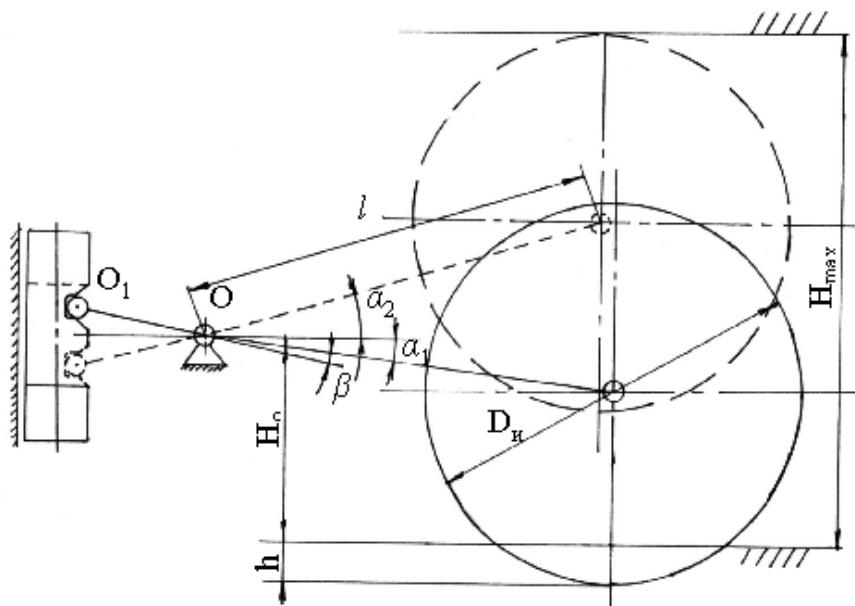


Рис. 3. Расчетная схема СПРО

После подстановки реальных размеров получим, что ход поршня, соответствующий нормальной работе комбайна в диапазоне заданных мощностей  $H_{\min} \dots H_{\max}$ , будет равен 103мм.

Максимальная нагрузка на гидродомкрат СПРО может формироваться для 2-х характерных случаев:

а) при встрече одного резца исполнительного органа с крепким включением в угольном пласта с дальнейшим его прорезанием;

в) при встрече нескольких резцов исполнительного органа с крепкими включениями с последующим монотонным опрокидыванием двигателя.

Для определения максимальной нагрузки на гидродомкрат СПРО использовалась программа «NAGRUS», разработанная на кафедре «Горные машины» ДонГТУ применительно к персональному компьютеру на основе стандарта предприятия СТП – 50-0137 «Комбайны очистные. Системы подвески и регулирование исполнительных органов. Выбор параметров и расчет max нагрузки».

В результате расчета установлено, что в процессе прорезания твердого включения при установившемся режиме работы комбайна реакция гидродомкрата будет равна 242,7 кН, а при монотонном опрокидывании двигателя – соответственно 376,9кН. Для установленных значений реакции гидродомкрата уровень настройки предохранительного клапана, встраиваемого в гидросистему управления рассмотренной конструктивной схемы СПРО, может быть принят равным 30МПа.

**Список литературы:** 1. Еремин Е.С., Филатов А.Ф., Больмант Л.В. Надежность комбайна КШ-3М.-Научн. Труды КНИУИ, 1974, №48, Караганда, с.160-164. 2. Кондрахин В.П. Динамические нагрузки и колебания в системе подвески и регулирования положения шнековых исполнительных органов очистного комбайна и пути их снижения. Дис...канд. техн. наук-Донецк, 1980.-225с.

**МЕТОДИКА И СРЕДСТВА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТРЕНИЯ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ И НЕМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ СТРУЖКИ**

Нечепаев В.Г., Гнистько А.Н. (каф. ТМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Применение гидродинамических систем транспортирования и удаления металлической и неметаллической стружки из рабочей зоны современных металлорежущих систем автоматизированного производства позволяет в значительной мере повысить производительность и точность механической обработки [1-3 и др.].

Сила сопротивления перемещению металлической стружки, осуществляемого гидродинамической системой транспортирования по пазу прямоугольного сечения площадью  $S$ , определяется из выражения вида

$$F = 0,5 \cdot l \cdot \gamma \cdot g \cdot S \cdot [f_{mp} + (e^{ml} - 1)], \quad (1)$$

где  $f_{mp}$  - характеристика трения стружки по поверхностям паза.

Анализ выражения (1) показывает, что величина  $F$  является сложной многопараметрической функцией, в существенной мере зависящей от характеристик трения  $f_{mp}$ . Следовательно, характеристики трения можно рассматривать в качестве управляемых параметров технологического воздействия на рабочие процессы рассматриваемых систем. Поэтому установление закономерностей изменения и значений характеристик трения в конкретных условиях функционирования является важным предварительным условием оптимального проектирования и синтеза гидродинамических систем транспортирования.

Однако, природа и механизм протекания процессов трения в зоне контактирования перемещаемой стружки с рабочими поверхностями транспортирующих устройств таких систем в настоящее время изучены недостаточно для решения задач оптимального проектирования и синтеза. Функциональные зависимости характеристик трения от состояния (шероховатости и др.) рабочих поверхностей, скорости перемещения, давления и др. применительно к задачам проектирования систем транспортирования не установлены.

В тоже время, известно, что параметры состояния поверхностного слоя и другие условия трения существенно влияют на значение характеристик трения. Так, в соответствии с [4], это влияние в общем виде отражается зависимостью

$$f = C_{Ra} Ra^x v^y (C_N N)^z, \quad (2)$$

где  $f$  - коэффициент трения скольжения;

$Ra$  - параметр шероховатости;

$v$  - скорость скольжения;

$N$  - нагрузка в зоне контакта;

$C_{Ra}, x, y, z, N$  - эмпирические коэффициенты.

Для трения скольжения пары сталь - сталь зависимость имеет вид

$$f = 0,148 Ra^{0,08} v^{-0,09} (0,1N)^{-0,06}. \quad (3)$$

Анализ зависимости (3) показывает, что шероховатость поверхности трения оказывает существенное влияние на коэффициент трения (так, изменение шероховатости в 30 раз приводит к изменению коэффициента трения в 2 раза). При этом наибольшее влияние на процесс трения шероховатость оказывает при больших скоростях и малых нагрузках. Уменьшение шероховатости во всем диапазоне изменения скорости скольжения и нагрузки приводит к снижению коэффициента трения.

Исследования, на основании которых получена зависимость (3) для пары сталь-сталь, проведены на специальной машине трения по схеме шаровой индентор-плоский

образец. Такая схема нагружения в значительной мере не соответствует физической картине транспортирования стружки гидродинамическими системами. Поэтому результаты работы [4] практически не могут быть распространены на рассматриваемые системы.

Изложенное определяет необходимость проведения специальных исследований, направленных на определение характеристик трения стружки в области возможного изменения параметров (режимных и состояния поверхностного слоя рабочих элементов) гидродинамических систем транспортирования и установление закономерностей их изменения методами регрессионного анализа.

Структурная и параметрическая оптимизации рассматриваемых систем предполагает использование зависимостей, отражающих связь между параметрами (состояния поверхностного слоя, режимными и др.) и характеристиками трения. Наиболее удобной для практического использования формой представления такой связи являются зависимости вида

$$f_{mp} = f(Ra, p, v, W), \quad (4)$$

где  $f_{mp}$  - характеристика трения в конкретных эксплуатационных условиях;

$Ra$  - параметр шероховатости;

$p$  - давление стружки на рабочие поверхности транспортирующих устройств;

$v$  - скорость перемещения стружки;

$W$  - наличие или отсутствие СОТС.

Для получения достоверных данных, обеспечивающих получение зависимостей вида [4], разработана методика проведения экспериментальных исследований, предусматривающая проведение полнофакторного эксперимента (ПФЭ). С целью проведения указанных экспериментальных исследований спроектирована и изготовлена полноразмерная установка (рис.1), основными составными элементами которой являются: система привода (токарный станок); система перемещения (основой которой является специальный подвижный бункер); система измерений (тензометрический усилитель 8АНЧ, светолучевой осциллограф Н-117, ЭВМ Pentium-2, линии связи, элементы управления и др.).

При проведении исследований варьированию подлежат:

- параметр шероховатости  $Ra = var$  ( $Ra = 1...100$  мкм);
- скорость перемещения бункера  $v = var$  ( $v = 0,5...1,5$  м/с);
- давление стружки  $p = var$  ( $p = 0,005...0,02$  МПа);
- наличие или отсутствие СОТС;
- физико-механические свойства стружки (плотность, тип стружки и др.).

Разработанная методика и принятые средства ее реализации позволяют корректно определить экспериментальные данные для получения семейства полиномиальных четырехмерных линейных и нелинейных моделей множественной регрессии 1...6 порядков. Для удобства практического использования и компьютерного анализа модели множественной регрессии представляются в виде

$$\bar{y} = f_{mp}(Ra, p, v) = \sum_{i=0}^k b_i \cdot Ra^{I_i} \cdot p^{J_i} \cdot v^{G_i}, \quad (5)$$

где  $b_i$  - коэффициенты уравнения множественной регрессии ( $i = 0, 1, \dots, k$ );

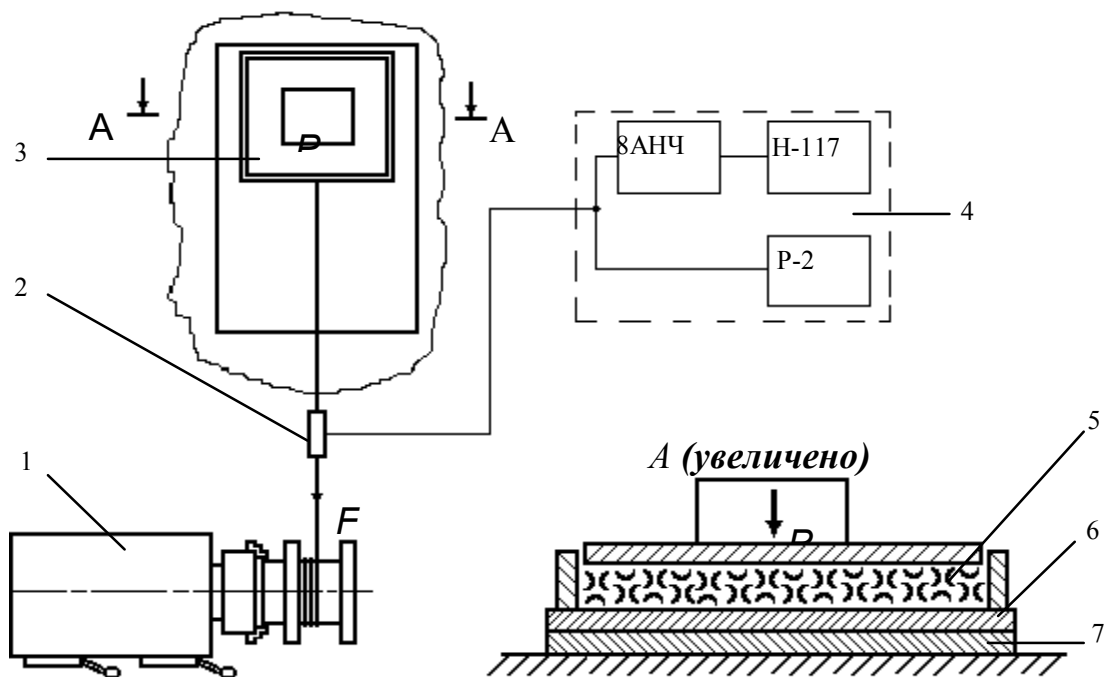


Рис. 1. Схема установки для проведения экспериментальных исследований: 1 – токарный станок; 2 – тензометрический динамометр; 3 – подвижный бункер; 4 – система измерений; 5 – стружка; 6 – сменная плита ( $Ra=var$ ); 7 – опорная плита.

$I_i, J_i, G_i$  – показатели степени при независимых переменных уравнения регрессии;  
 $k$  – число членов уравнения регрессии.

Рассматриваемые четырехмерные модели, отвечая предъявленным требованиям оптимального проектирования и синтеза гидродинамических систем транспортирования стружки, а также требованиям адекватности и точности, в тоже время не позволяют выполнить графическую интерпретацию и визуализацию полученных результатов. Кроме того, для решения ряда проектных задач более удобными являются трехмерные, а не четырехмерные, модели. Поэтому разработанная методика предусматривает также создание семейства трехмерных полиномиальных моделей множественной регрессии для фиксированных дискретных значений  $v$  1...6-го порядков в виде, аналогичном зависимости (5)

$$y' = f'_{mp}(Ra, p) = \sum_{i=0}^k b'_i \cdot Ra^{I_i} \cdot p^{J_i}.$$

Искомые модели (4) могут быть также представлены в виде

$$y = f_{mp}(Ra, p, v) = a \cdot Ra^{b_1} \cdot p^{b_2} \cdot v^{b_3},$$

где  $a$  коэффициент уравнения регрессии;

$b_1, b_2, b_3$  – показатели степени соответственно для параметров  $Ra, p, v$ .

Список литературы: 1. Куприн А.И., Тихонцов А.М. Гидротранспорт стружки. М: Машиностроение, 1978. 80 с. 2. Власов А.Ф. Удаление пыли и стружки от режущих инструментов. -3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1982.-240 с. 3. Куприн А.И. Гидротранспорт стружки с импульсной подачей жидкости //Станки и инструмент. – 1975. - № 12. - С.11. 4. Суслов А.Г. Технологическое обеспечение параметров состояния поверхностного слоя деталей. - М.: Машиностроение, 1987.- 208 с.

## РАЗРАБОТКА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО МОДУЛЯ

Ольховская О.О., Ищенко А.Л. (каф. ТМ, ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

Технологический модуль состоит из блоков технологического воздействия. Блок технологического воздействия предназначен для выполнения подфункции механической обработки класса функций Р2, а вспомогательный блок технологического воздействия – для выполнения обеспечивающей функции класса функций Р1 [1], однако вспомо-

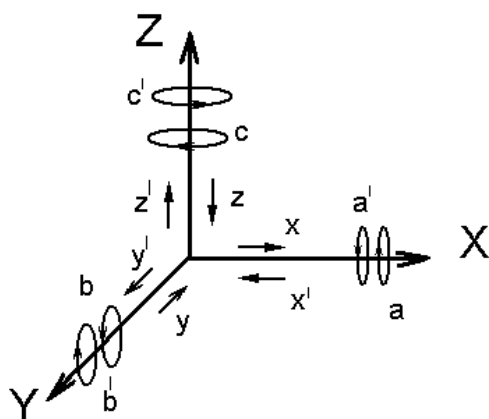


Рис. 1. Элементарные движения в технологическом модуле

гического воздействия.

Как известно [1], движение предмета обработки, и блок технологического воздействия можно описать множеством функций. Каждая функция является прямолинейным движением или вращением относительно оси в декартовой системе координат (рис. 1).

Здесь  $x, x', y, y', z, z'$  - прямолинейные положительные и отрицательные движения вдоль соответствующих осей;

$a, a', b, b', c, c'$  - вращательные положительные и отрицательные движения относительно соответствующих осей.

Блок технологического воздействия имеет орудие воздействия (инструмент механической обработки), которое функционирует в соответствии с определённым законом движения, который описывает кинематику функционирования инструмента.

Анализируя существующие роторные линии можно выделить группу наиболее часто выполняемых на них операций механической обработки. Рассмотрим их на предмет составления функций движения предмета обработки и режущего инструмента. Для наглядного представления информации результаты анализа сведены в таблицы 1.

Где  $f_x(t), f_y(t), f_z(t)$  - закон прямолинейного движения, совпадающего с направлением соответствующей оси;

$f_{x'}(t), f_{y'}(t), f_{z'}(t)$  - закон прямолинейного движения, несовпадающего с направлением соответствующей оси;

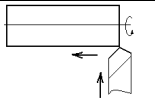

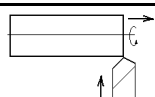

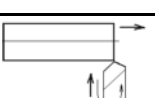



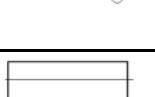





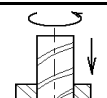
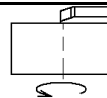
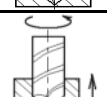
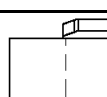
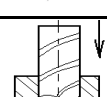
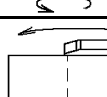
$f_a(t), f_b(t), f_c(t)$  - закон прямого вращательного движения, относительно соответствующей оси;

$f_{a'}(t), f_{b'}(t), f_{c'}(t)$  - закон обратного вращательного движения, относительно соответствующей оси.

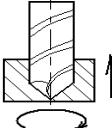
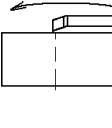
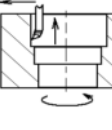
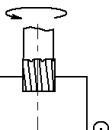
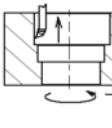
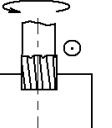
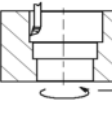
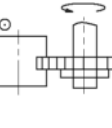
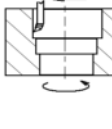
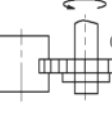
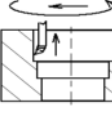
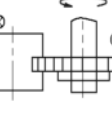
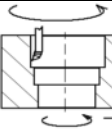
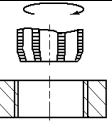
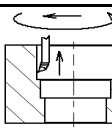
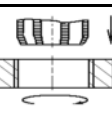
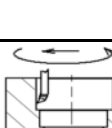
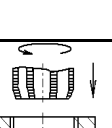
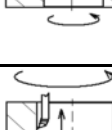
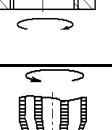
могательный блок технологического воздействия не всегда может входить в состав технологического модуля.

Работа технологического модуля основана на технологических движениях. Причем эти движения могут быть выражены принципиальными кинематическими схемами. Без разработки кинематических моделей функционирования затруднено создание конкретных вариантов технологических модулей. Рассмотрим получение кинематической модели на примере  $i$ -го блока техноло-

Таблица 1. Результаты кинематического анализа некоторых схем обработки, используемых в роторных линиях

вид обработки	Рисунок	Функция движения предмета обработки	Функция движения режущего инструмента	вид обработки	Рисунок	Функция движения предмета обработки	Функция движения режущего инструмента
	2	3	4		2	3	4
точение наружной цилиндрической поверхности		$f_{a'}(t_1)$	$f_{x'}(t_1) \wedge f_z(t_0)$	точение канавки на наружной цилиндрической поверхности		$f_{c'}(t)$	$f_{x'}(t)$
		$f_{a'}(t_1) \wedge f_x(t_1)$	$f_z(t_0)$			$f_{c'}(t) \wedge f_x(t)$	$\emptyset$
		$f_x(t_1)$	$f_{a'}(t_1) \wedge f_z(t_0)$			$\emptyset$	$f_c(t) \wedge f_{x'}(t)$
		$f_{z'}(t_0)$	$f_{a'}(t_1) \wedge f_{x'}(t_1)$			$f_x(t)$	$f_c(t)$
		$\emptyset$	$f_{a'}(t_1) \wedge f_{x'}(t_1)$			$f_{c'}(t)$	$f_c(t) \wedge f_{x'}(t)$
		$f_z(t_0) \wedge f_{a'}(t_1)$	$f_{x'}(t_1)$			$f_{c'}(t) \wedge f_x(t)$	$f_c(t)$
		$f_x(t_1) \wedge f_{a'}(t_1) \wedge f_z(t_0)$	$\emptyset$			$f_{c'}(t_1) \wedge f_x(t_1)$	$f_{z'}(t_0)$
сверление		$\emptyset$	$f_{c'}(t) \wedge f_{z'}(t)$	подрезание торца		$f_{c'}(t_1) \wedge f_z(t_0)$	$f_{x'}(t_0)$
		$f_z(t)$	$f_{c'}(t)$			$f_{c'}(t_1) \wedge f_z(t_0) \wedge f_x(t_1)$	$\emptyset$
		$f_{c'}(t)$	$f_{z'}(t)$			$f_z(t_0) \wedge f_x(t_1)$	$f_c(t_1)$



точение ступенчатого отверстия		$f_{c'}(t) \wedge f_z(t)$	$\emptyset$	фрезерование паза концевой фрезой		$f_z(t_0)$	$f_{x'}(t_1) \wedge f_c(t_1)$
		$f_{c'}(t)$	$f_{x'}(t) \wedge f_z(t)$			$f_y(t)$	$f_{c'}(t)$
		$f_{c'}(t) \wedge f_{x'}(t)$	$f_z(t)$			$\emptyset$	$f_{c'}(t) \wedge f_y(t)$
		$f_c(t) \wedge f_{x'}(t) \wedge f_z(t)$	$\emptyset$			$f_y(t)$	$f_c(t)$
		$f_{c'}(t) \wedge f_{z'}(t)$	$f_{x'}(t)$			$\emptyset$	$f_c(t) \wedge f_y(t)$
		$\emptyset$	$f_c(t) \wedge f_z(t) \wedge f_{x'}(t)$			$f_{y'}(t)$	$f_y(t) \wedge f_c(t)$
		$f_c(t) \wedge f_z(t) \wedge f_{x'}(t)$	$f_c(t)$			$f_z(t)$	$f_{c'}(t)$
		$f_{c'}(t)$	$f_c(t) \wedge f_{x'}(t) \wedge f_z(t)$			$f_{c'}(t)$	$f_z(t)$
		$f_c(t) \wedge f_{z'}(t)$	$f_{c'}(t) \wedge f_{x'}(t)$			$f_{c'}(t)$	$f_c(t) \wedge f_z(t)$
		$f_c(t) \wedge f_{x'}(t)$	$f_{c'}(t) \wedge f_z(t)$			$f_{c'}(t) \wedge f_z(t)$	$f_c(t)$

Проанализировав приведенные в таблице схемы и формулы можно составить обобщенные формулы, описывающие законы движения для различных видов обработки.

Для точения наружных и внутренних поверхностей закон движения имеет вид:  
- для предмета обработки:

$$F1_{no}(t) = f_{a'}(t_1) \wedge \vee f_x(t_1) \wedge \vee f_{z'}(t_0) \wedge \vee f_{c'}(t_1) \wedge \vee f_z(t_0) \wedge \vee f_{x'}(t_1) \wedge \vee f_c(t_1);$$

-для режущего инструмента:

$$F_{pu}(t) = f_{a'}(t_1) \wedge \vee f_x(t_1) \wedge \vee f_{z'}(t_0) \wedge \vee f_{c'}(t_1) \wedge \vee f_z(t_0) \wedge \vee f_{x'}(t_1) \wedge \vee f_c(t_1) \wedge \vee f_x(t_0) \wedge \vee f_{x'}(t_1).$$

Для обработки осевым инструментом закон движения имеет вид:

-для предмета обработки:

$$F2_{no}(t) = f_z(t) \wedge \vee f_{c'}(t) \wedge \vee f_c(t);$$

-для режущего инструмента:

$$F2_{pu}(t) = f_{z'}(t) \wedge \vee f_{c'}(t) \wedge \vee f_c(t).$$

Для фрезерования пазов закон движения имеет вид:

-для предмета обработки:

$$F3_{no}(t) = f_y(t) \wedge \vee f_{c'}(t) \wedge \vee f_{y'}(t) \wedge \vee f_c(t);$$

-для режущего инструмента:

$$F3_{pu}(t) = f_y(t) \wedge \vee f_{c'}(t) \wedge \vee f_c(t).$$

Очевидным становится, что функция движения любого предмета обработки и функция движения любого режущего инструмента в пространстве может быть описана посредством следующего выражения:

$$F = f_x(t) \wedge \vee f_{x'}(t) \wedge \vee f_y(t) \wedge \vee f_{y'}(t) \wedge \vee f_z(t) \wedge \vee f_{z'}(t) \wedge \vee f_a(t) \wedge \vee f_{a'}(t) \wedge \vee f_s(t) \wedge \vee f_{s'}(t) \wedge \vee f_c(t) \wedge \vee f_{c'}(t).$$

Исключая те или иные составляющие в данном выражении можно получить частные формулы движений предмета обработки или режущего инструмента в процессе обработки, которые были получены ранее.

Общие выражения кинематики для предмета обработки и режущего инструмента имеют вид:

$$\Psi_{no}(t) = F1_{no}(t) \cup F2_{no}(t) \cup F3_{no}(t) \cup \dots \cup Fj_{no}(t),$$

$$\Psi_{pu}(t) = F1_{pu}(t) \cup F2_{pu}(t) \cup F3_{pu}(t) \cup \dots \cap Fi_{pu}(t).$$

Общее выражение кинематики функционирования блока технологического воздействия имеет вид:

$$\Phi = \Psi_{no}(t) \cup \Psi_{pu}(t).$$

Таким образом получена универсальная кинематическая модель функционирования технологического модуля, позволяющая получить кинематику движения предмета обработки и режущего инструмента для любой детали. Использование полученной модели может облегчить и ускорить процесс проектирования роторного оборудования и разработки принципиально новых схем обработки изделий.

**Список литературы: 1.** Ищенко А.Л. Разработка методов структурного и параметрического синтеза технологических систем непрерывного действия для сборочных процессов: Автореферат диссертации на ... к. т. н..-Донецк, 1998, - 199 с.

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ОЧИСТНОГО КОМБАЙНА

Петрушкин Г.В., Шевчук М.В. (каф. ГМ, ДонГТУ, г.Донецк, Украина)

Известно, что эффективность работы очистного комбайна определяется, в частности, его производительностью и сортностью добываемого угля. Одним из способов повышения производительности комбайна и улучшения сортности добываемого угля является поддержание на заданном уровне оптимального соотношения скорости перемещения комбайна  $V_{п}$  и скорости резания  $V_{р}$ . На рисунке изображена принципиальная схема привода исполнительного органа очистного комбайна, позволяющего реализовать автоматическое поддержание требуемого соотношения  $V_{п}$  к  $V_{р}$ .

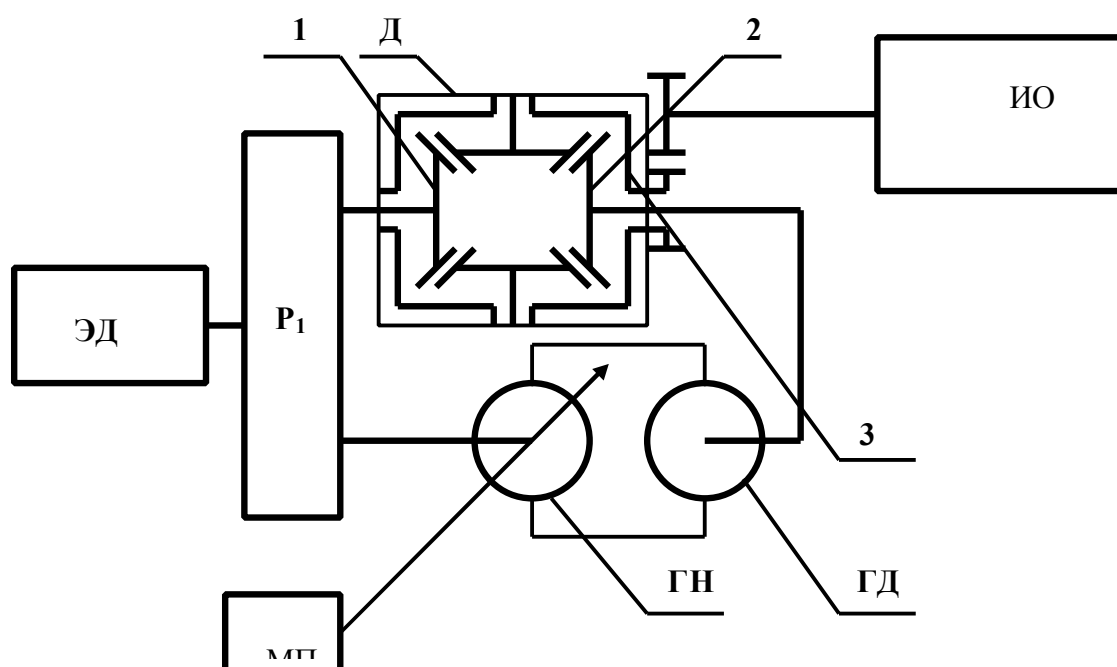


Рис. Схема привода исполнительного органа очистного комбайна

Привод исполнительного органа содержит электродвигатель ЭД, который соединен через редуктор  $P_1$  с входным звеном 1 дифференциала Д и, кроме того, приводит в работу гидронасос ГН с регулируемой производительностью, гидравлически связанный с гидродвигателем ГД. Производительность гидронасоса ГН изменяется пропорционально скорости перемещения комбайна за счет соответствующей связи с механизмом перемещения МП. Ротор гидродвигателя ГД соединен со вторым входным звеном 2 дифференциала Д. Выходное звено (водило) 3 дифференциала Д соединяется через зубчатую передачу с исполнительным органом (шнеком) ИО комбайна. Таким

образом, вращение от электродвигателя ЭД передается двумя потоками на входное звено 1 дифференциала Д и через гидropередачу ГН – ГД на второе входное звено 2 дифференциала Д, а с выходного звена 3 вращение передается на исполнительный орган ИО.

При нулевой скорости перемещения сигнал от механизма перемещения МП к гидронасосу ГН отсутствует и его производительность равна нулю. Вследствие этого скорость вращения ротора гидродвигателя ГД и входного звена 2 дифференциала Д равны нулю и вращение от электродвигателя ЭД передается только на входное звено 1 дифференциала Д, а с выходного звена 3 на исполнительный орган ИО.

С увеличением скорости комбайна сигнал от механизма перемещения МП комбайна возрастает, соответственно увеличивается производительность гидронасоса ГН, вследствие чего увеличивается скорость вращения ротора гидродвигателя ГД и соответственно входного звена 2 дифференциала Д, который суммирует скорости вращения входных звеньев 1 и 2 на выходном звене 3. Так как последнее кинематически связано с исполнительным органом ИО, то увеличивается также скорость резания. При уменьшении скорости подачи комбайна сигнал от механизма перемещения МП комбайна уменьшается, соответственно уменьшается производительность гидронасоса Н, скорость вращения ротора гидродвигателя ГД, входного звена 2 и выходного звена 3 дифференциала Д, связанного с исполнительным органом ИО. При дальнейшем уменьшении скорости подачи комбайна производительность гидронасоса ГН сначала достигнет нуля, а затем поток жидкости будет реверсирован и производительность насоса будет возрастать, вследствие чего увеличится скорость вращения ротора гидродвигателя ГД и входного звена 2 дифференциала Д в обратную сторону. Дифференциал Д вычитает из скорости вращения входного звена 1 скорость вращения входного звена 2, вследствие чего скорости вращения выходного звена 3 и кинематически с ним связанного исполнительного органа уменьшаются, т.е. уменьшается скорость резания.

Таким образом, предлагаемая конструкция привода исполнительного органа поддерживает постоянным соотношение между скоростями перемещения и резания, а, следовательно, толщину снимаемой стружки. При выборе оптимального значения последней, позволяющей повысить производительность комбайна и улучшить сортность добываемого угля, необходимо руководствоваться рекомендациями, изложенными в [1].

**Список литературы:** 1. Позин Е.З., Меламед В.З., Тон В.В. Разрушение углей выемочными комбайнами. – М.: “Недра”, 1984. – 286 с.

## НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОНСТРУКЦИИ

**Ретивова Л. Д., Никитин А.И.** (каф. Механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия)

Проектирование любой конструкции начинается с предварительного этапа, на котором в зависимости от требований, предъявляемых к будущей конструкции, определяются её общие параметры и характеристики [1].

Дальность полета является одним из самых главных требований, предъявляемых к ЛА. Как обеспечить максимальную дальность полёта и от чего зависит эта характеристика?

В работе рассмотрен частный случай летательного аппарата-ЛА с ракетным двигателем. При некоторых упрощающих допущениях движение центра масс реактивного ЛА можно рассматривать как движение точки переменной массы [2]. В случае изменения массы точки только за счёт отделения частиц (сделанная выше оговорка о типе двигателя) её прямолинейное движение в горизонтальной плоскости описывается уравнением вида:

$$-Q - \frac{dM}{dt} V_r = Ma \quad (1)$$

где  $Q = \frac{1}{2} C_x \rho S v^2$  - сила лобового сопротивления,  $F$ -равнодействующая внешних сил,

приложенных к точке,  $V_r$ -относительная скорость излучаемых частиц,  $\left| \frac{dM}{dt} \right|$  - секундный расход массы излучающего центра.

При горизонтальном движении ЛА в любой момент времени

$$Mg = \frac{1}{2} C_y \rho S v^2 \quad (2)$$

$C_x$  и  $C_y$  соответственно коэффициент лобового сопротивления, и коэффициент подъёмной силы. Учитывая (2), уравнение (1) примет вид:

$$M \frac{dv}{dt} = -\frac{Mg}{K} - \frac{dM}{dt} V_r \quad (3)$$

где  $K = \frac{C_y}{C_x}$  - аэродинамическое качество ЛА.

Уравнение (3) зависит от вида функции  $M(t)$ , т.е. от закона изменения массы точки. В общем случае закон изменения массы имеет вид:  $M = M_0 f(t)$ , где  $f(t)$  - монотонно убывающая функция от 1 до 0,  $M_0$  - начальная масса ЛА. В теоретических работах наибольшее применение получили два закона изменения массы: линейный закон и показательный закон изменения массы [1]. В данной работе, кроме линейного и показательного законов изменения массы, предлагается еще один закон:  $f(t) = \frac{1}{1 + \alpha t}$ . По виду функции назовем его гиперболическим законом изменения массы ( $\alpha$  - постоянный коэффициент).

Для линейного закона изменения массы имеем:

$$\frac{dv}{dt} = -\frac{g}{K} + \frac{\alpha V_r}{1 - \alpha t} \quad (4)$$

Для того чтобы проинтегрировать (4), нужно знать, как будет изменяться аэродинамическое качество ЛА, соответствующее выбранному режиму полёта. Аэродинамическое качество  $K$  есть функция угла атаки  $\alpha$  и числа Маха  $Ma$ . При горизонтальном полете ЛА угол атаки остается величиной постоянной. Зависимость аэродинамического качества от числа Маха на области всех возможных скоростей будет иметь сложный вид, определяемый экспериментально для каждого ЛА. Следовательно, в общем случае уравнение (4) проинтегрировать невозможно. Однако есть интервалы скоростей, на которых  $K$  приблизительно постоянно [2]. В этом случае после интегрирования (4) получим:

$$v = v_0 - \frac{gt}{K} - V_r \ln(1 - \alpha t) \quad (5)$$

Интегрируя (5), получим закон движения на активном участке полёта:

$$S = (v_0 + V_r)t - \frac{gt^2}{2K} + \frac{V_r}{\alpha}(1 - \alpha t) \ln(1 - \alpha t) \quad (6)$$

Решим исходя из (6) следующую экстремальную задачу. Пусть задан относительный запас массы, т.е.  $\frac{M_e}{M_0} = (1 - \alpha t_1) = f_e$  ( $M_e$  - масса ЛА без топлива,  $t_1$  - время активного полёта), тогда

$$t_1 = \frac{1 - f_e}{\alpha} \quad (7)$$

Подставляя (7) в (6), получим зависимость  $S(\alpha)$ . Найдя экстремум этой функции, получим:

$$S_{A1} = \frac{K[(1 - f_e)(v_0 + V_r) + V_r f_e \ln(f_e)]^2}{2g(1 - f_e)^2} \quad (8)$$

Аналогичным образом решим задачу нахождения  $S_a$  для показательного и гиперболического законов изменения массы. В случае показательного закона:

$$S_{A2} = \frac{K(2v_0 - V_r \ln(f_e))^2}{8g} \quad (9)$$

Для гиперболического закона:

$$S_{A3} = \frac{K[(1 - f_e)(v_0 - V_r) - V_r \ln(f_e)]^2}{2g(1 - f_e)^2} \quad (10)$$

Из выражений (8 – 10) видно, что дальность активного полёта растёт с увеличением качества  $K$  и относительной скорости отбрасываемых частиц  $V_r$  [2]. На практике  $V_r$  зависит от конструкции сопла двигателя и скорости протекания реакции окисления топлива [3]. Качество  $K$  зависит от конструкции ЛА (форма фюзеляжа, крыла, хвостового оперения).

Для определения оптимального режима изменения массы ЛА построим зависимости  $S_A(f_e)$  для различных законов изменения массы при следующих условиях:  $v_0 = 660$  м/с (сверхзвуковая скорость)  $K=3$  и  $V_r = 2500$  м/с (для реальных ракет  $V_r$  составляет 2000-3000 м/с) [3]. Из трёх законов изменения массы наиболее оптимальным является предложенный в данной работе – гиперболический (рис.1, верхняя кривая). Менее выгоден показательный закон (рис.1, средняя кривая).

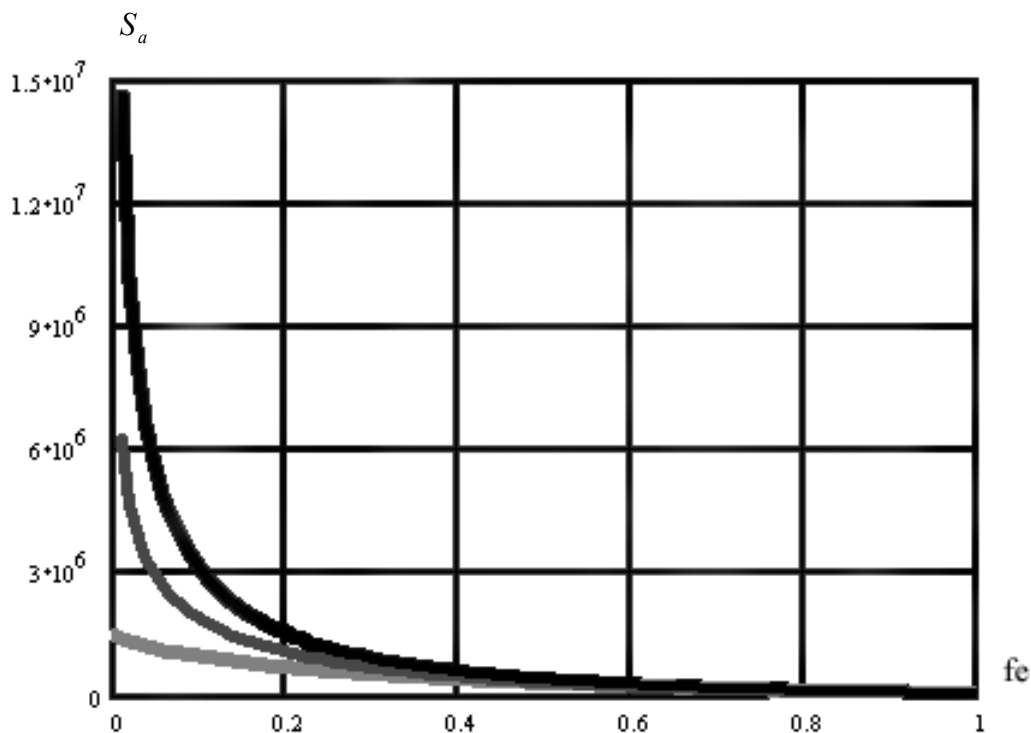


Рис.1.

Реализация различных законов изменения массы ЛА связана с конструкцией реактивного двигателя. Из-за особенностей устройства ракетных двигателей на твёрдом топливе регулировать секундный расход топлива в таком двигателе трудно. Для выполнения этой задачи возможно применение профилированной груши (препятствия, на пути истечения газов в сопле), вдувание газов в область критического сечения с целью его уменьшения, впрыск в камеру сгорания катализатора или ингибитора, использование звуковых колебаний для увеличения скорости реакции, специальное профилирование поверхности горения [3]. В жидкостных ракетных двигателях регулировка секундного расхода осуществляется намного проще: изменяется секундный расход жидкого топлива или окислителя (т.е. режим их подачи в камеру сгорания). Итак, для реальных конструкций двигателей ЛА решение оптимизационной задачи, как видно, требует учёта факторов, связанных непосредственно с проблемами технической реализации различных законов изменения массы.

**Список литературы:** 1. Верещагин В.А. Методы исследования движения реактивных аппаратов, Пермь; 1968. 2. Космодемьянский А. А. Курс теоретической механики, ч.2.-М.: Просвещение,1966. 3. Фриденсон Е. С. Основы ракетной техники, М.:Изд. Минобороны СССР,1973.

## О МОДЕЛИРОВАНИИ И ИССЛЕДОВАНИИ НЕКОТОРЫХ ЗАДАЧ МЕХАНИКИ С ПОМОЩЬЮ КОМПЬЮТЕРНОЙ ТЕХНИКИ

**Ретивова Л.Д., Раздабара А.Т.** (*кафедра механики, ТРТУ, г. Таганрог, Россия*)

Использование компьютерной техники в научных и прикладных задачах механики стало обычным явлением. Однако до настоящего времени компьютерная техника еще недостаточно используется, так как находится на стыке информатики и классической механики.

В данной работе разработана программа для моделирования и качественного исследования движения механических систем в частных случаях. Программа содержит средства для составления дифференциального уравнения и его решения, позволяет проводить качественный анализ решения в зависимости от различных значений начальных параметров движения.

В работе рассматривается несколько задач, для анализа решения которых разработана программа на языке Паскаль с использованием стандартных модулей графического вывода на экран, ориентированных на работу в среде операционной системы Microsoft Windows 95/98.

1. В качестве первой задачи с помощью программы на экран компьютера выводится траектории движения механической системы в зависимости от параметров движения в ограниченной задаче Ньютона.

Траектория движения тела под действием силы тяготения Земли определяется начальными условиями и имеет вид:

$$r = \frac{p}{1 + e \cos(\varphi - \varphi_0)}, \quad (1)$$

где  $p, e, \theta$  - соответственно параметр, эксцентриситет и истинная аномалия исходной орбиты.

В зависимости от значения параметра  $e$  возможны следующие три типа траекторий:

1.  $e < 1$ , при  $V_0 = \sqrt{2gR} < 11,2 \text{ км/с}$ ; траекториями точки являются различные эллипсы в зависимости от параметра  $p$ ;
2.  $e = 1$ , при  $V_0 = \sqrt{2gR} = 11,2 \text{ км/с}$ ; траекториями будут параболы;
3.  $e > 1$ , при  $V_0 = \sqrt{2gR} > 11,2 \text{ км/с}$ ; траектории имеют форму гипербол;
4.  $e = 0$ , при  $V_0 = \sqrt{gR} = 7,9 \text{ км/с}$ ; траекториями являются окружности (рис. 1).

2. В качестве второй задачи с помощью программы, содержащей средства для качественного анализа ее решения, определяются траектории выхода летательного аппарата из сферы действия планеты или спуска на поверхность Земли с местной круговой скоростью. Результаты анализа выдаются на экран компьютера (пример приведен на рис. 2).

Полагаем, что аппарат предварительно выведен на планетоцентрическую орбиту и ее траектория движения определяется уравнением (1).

В некоторый момент времени  $t_0$  аппарат переводится в плоскости орбиты на программу полета с местной круговой скоростью

$$V = \sqrt{\mu/r}, \quad (2)$$



где  $r$  - расстояние от центра планеты,  $\mu$  - постоянная Гаусса.

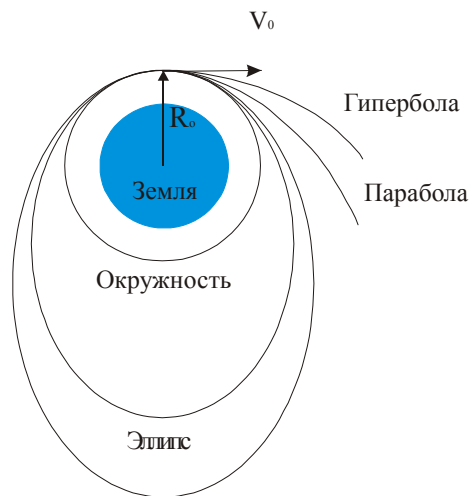


Рис. 1. Траектории движения ЛА по орбите в зависимости от начальной скорости

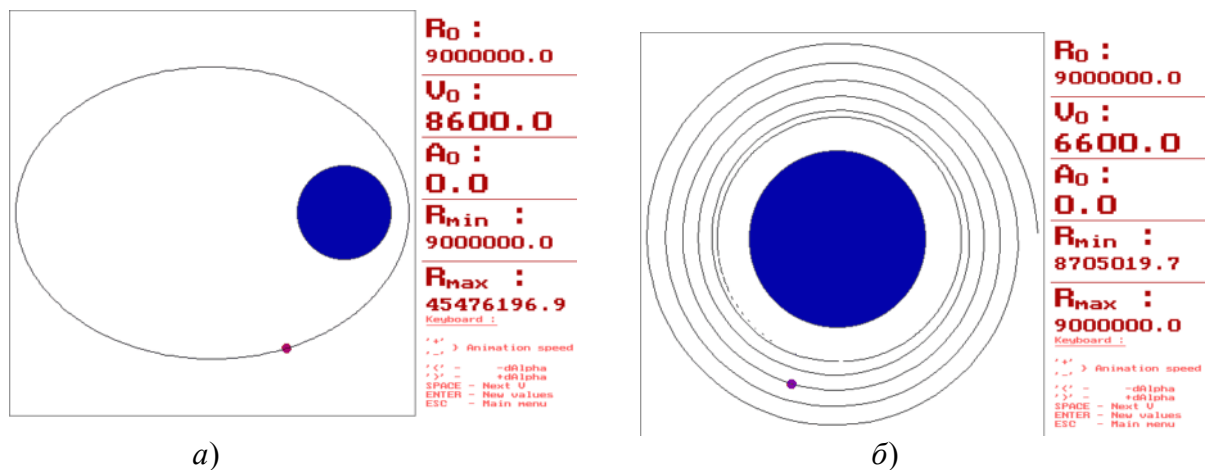


Рис. 2. Эллиптическая (а) и спиральная (б) траектории движения ЛА

Скорость аппарата в точке отлета с исходной орбиты (1) может быть равна орбитальной или при помощи импульса реактивной тяги скорректирована до величины местной круговой скорости. Дальнейшее движение аппарата по программе скорости (2) поддерживается касательной реактивной тягой. Положение аппарата определяется полярными координатами  $\varphi, r$  с полюсом в центре планеты. Дифференциальные уравнения движения аппарата по траектории перехода имеют вид:

$$m(\ddot{r} - r\dot{\varphi}^2) = -\frac{\mu m}{r^2} \mp V_1 \frac{dm}{dt} \frac{\dot{r}}{v}, \quad (3)$$

$$m(r\ddot{\varphi} + 2\dot{r}\dot{\varphi}) = \mp V_1 \frac{dm}{dt} \frac{r\dot{\varphi}}{v},$$

где  $V_1$  – эффективная скорость.

Первый знак в системе (3) удерживается при перелете на внешнюю орбиту. Одно из уравнений системы дифференциальных уравнений (3) можно заменить таким дифференциальным равенством (4):

$$r^2 r\varphi - r^3 \varphi^3 + \mu\varphi - r^2 r\varphi - 2rr^2 \varphi = 0 \quad (4)$$

Уравнение (4) и программа полета аппарата с местной круговой скоростью (2) приводят к следующему равенству, выражающее траекторию выхода аппарата из сферы действия планеты и представляет собой логарифмическую спираль (рис. 2, б):

$$r = r_o \exp[(\varphi - \varphi_0) \operatorname{ctg} \psi], \quad (5)$$

где  $\psi$  – постоянный спиральный угол, который образует вектор скорости аппарата с направлением радиуса-вектора, котангенс которого равен:

$$\operatorname{ctg} \psi = \frac{V_r}{V_\varphi} = \frac{e_1}{\sqrt{\mu - e_1^2}}$$

Для круговой орбиты  $\psi = \pi/2$ .

Безимпульсный переход аппарата с эллиптической орбиты (1) на логарифмическую спираль (5) возможен в окрестности апоцентра, и чем больше  $e$ , тем ближе к апоцентру. Для круговой орбиты  $\psi = \pi/2$ , т.е. спираль (5) вырождается в ту же круговую орбиту. Для параболической орбиты  $\psi = 0$  это может иметь место только в бесконечности. Для эллиптической орбиты радиус-вектор точки отлета без импульса реактивной тяги определяется по формуле

$$r_o = \frac{p}{1 - e^2}.$$

Переход из других точек исходной орбиты на логарифмическую спираль (5), а также с круговой орбиты возможен только с использованием импульса реактивной тяги в момент отлета.

Разработанная программа позволяет расширить алгоритмически число задач рассмотренного типа для их качественного исследования с привлечением большого числа реальных данных.

**Список литературы:** 1. Никитин Н.Н. Теоретическая механика. - М, Высшая школа, 1990. 2. Верещагин В.А. Методы исследования движения летательных аппаратов. Пермь, 1968.