

В.К. Акулич, Е.А. Камцев, канд.техн.наук,
Э.И. Астахов, В.В. Кудин, канд. техн.наук, доцент
(БПИ)

СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ИЗ УСЛОВИЯ МИНИМИЗАЦИИ ВИБРАЦИЙ

Большую группу объектов техники представляют свободно подвешенные физические тела с размещенным внутри механизмом привода рабочего органа. В частности, к таким объектам относятся ручные инструменты с механическим приводом (рис. 1). При работе инструмента корпус находится под действием реакций от сил инерции звеньев механизма, что вызывает продольные и угловые колебания корпуса.

В классической теории уравнивания механизмов [1] для устранения вибраций размещают на звеньях механизмов расчетные противовесы, посредством которых главный вектор и главный момент от сил инерции звеньев сводится к нулю. Однако это приводит к значительному увеличению массы механизма и к громоздкой, неконструктивной схеме механизма и инструмента. Авторами была предложена методика синтеза механизма на ЭВМ, в которой в качестве целевой функции принята величина вектора неуравно-

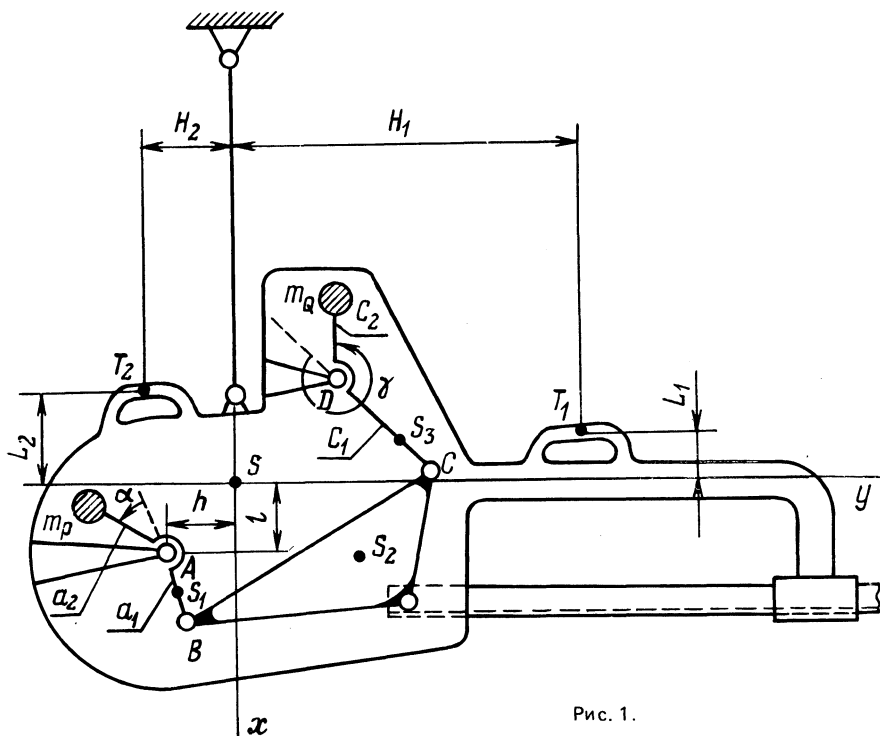


Рис. 1.

вешенных сил, действующих на опоры механизма [2]. Однако для ручных подвешенных инструментов такая методика не гарантирует обеспечение основного условия работы человека с инструментом — уровни вибраций на рукоятках не должны превосходить предельно допустимых норм. Поэтому в данной работе рассматривается синтез механизма привода из условия минимизации вибраций на рукоятках инструмента.

В качестве целевой функции приняты величины виброскоростей в точках T_1, T_2 передней и задней рукояток инструмента. Необходимо найти такие значения масс, моментов инерции и положения центров масс звеньев механизма, при которых виброскорости в точках T_1 и T_2 корпуса не превосходят допустимых. Покажем предлагаемую методику синтеза на примере ручной электропилы (рис. 1) с шарнирно-рычажным направляющим механизмом привода ABCD. Рассматриваем корпус пилы в виде твердого тела, совершающего вынужденные колебания в плоскости xSy под действием неуравновешенных сил инерции звеньев механизма. Главный вектор и главный момент сил инерции звеньев определяются аналитически в результате кинетостатического силового расчета механизма [3]. Приведем главный вектор сил инерции в точку A , отстоящую от центра масс S корпуса на расстоянии h по горизонтали и на расстоянии l по вертикали (рис. 2). При этом на корпус пилы будут действовать силы X, Y (проекции главного вектора) и главный момент M этих сил относительно точки A . При перманентном движении механизма величины X, Y, M являются периодическими функциями времени или обобщенной координаты (угла поворота кривошипа AB , рис. 1) механизма.

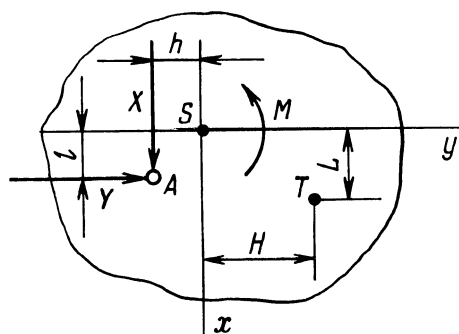


Рис. 2.

Поэтому их можно представить в виде гармонических рядов:

$$X = \sum_{k=1}^n X_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{Xk});$$

$$Y = \sum_{k=1}^n Y_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{Yk});$$

$$M = \sum_1^n M_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{мк}),$$

где $X_{ок}$, $Y_{ок}$, $M_{ок}$ — амплитудные значения k -х гармоник; ω_1 — основная частота (частота вращения кривошипа); $\varphi_{хк}$, φ_{yk} , $\varphi_{мк}$ — фазовые углы k -х гармоник; $k = 1, 2, \dots, n$ — порядковый номер гармоники.

$X_{ок}$, $Y_{ок}$, $M_{ок}$ определяются путем численного гармонического анализа по методике в [4], используя значения X , Y , M в 24-х положениях за один цикл. На каждой частоте $k \omega_1$ рассчитываются амплитудные значения виброскорости на передней (точка T_1) и на задней (точка T_2) рукоятках. Под действием сил

$$X_k = X_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{хк});$$

$$Y_k = Y_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{yk})$$

и момента

$$M_k = M_{ок} \cdot \cos(k \omega_1 t + \varphi_{мк})$$

точка T будет совершать гармонические колебания с частотой $k \omega_1$. Проекции виброскорости v точки на этой частоте будут равны:

$$v_x = \frac{F_{ок}^*}{mk\omega_1} \sin(k\omega_1 t + \psi_{хк});$$

$$v_y = \frac{F_{ок}^{**}}{mk\omega_1} \sin(k\omega_1 t + \psi_{yk}),$$

где m — масса всей пилы; $\frac{F_{ок}^*}{mk\omega_1}$ — амплитуда вертикальной виброскорости;

$\frac{F_{ок}^{**}}{mk\omega_1}$ — амплитуда горизонтальной виброскорости. Виброскорость v оп-

ределяется из выражения

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2}. \quad (1)$$

Силовые факторы $F_{ок}^*$ и $F_{ок}^{**}$ можно определить из уравнений в [4]:

$$F_{ок}^* = \sqrt{(P_{ок}^*)^2 + (M_{ок} \frac{H}{\rho_s^2})^2 - 2P_{ок}^* M_{ок} \frac{H}{\rho_s^2} \cos(\varphi_{мк} - \psi_{к1})};$$

$$F_{ок}^{**} = \sqrt{(P_{ок}^{**})^2 + (M_{ок} \frac{L}{\rho_s^2})^2 + 2P_{ок}^* M_{ок} \frac{L}{\rho_s^2} \cos(\varphi_{мк} - \psi_{к2})},$$

где

$$P_{OK}^* = \sqrt{[X_{OK}(1 - \frac{Hh}{\rho_s^2})]^2 + (Y_{OK} \frac{Hl}{\rho_s^2})^2 - 2X_{OK}Y_{OK}(1 - \frac{Hh}{\rho_s^2}) \times \dots}$$

$$\times \frac{Hl}{\rho_s^2} \cos(\varphi_{xk} - \varphi_{yk}) ;$$

$$P_{OK}^{**} = \sqrt{(X_{OK} \frac{Lh}{\rho_s^2})^2 + [Y_{OK}(1 + \frac{Li}{\rho_s^2})]^2 + 2X_{OK}Y_{OK} \frac{Lh}{\rho_s^2} (1 + \dots}$$

$$+ \frac{Li}{\rho_s^2}) \cos(\varphi_{xk} - \varphi_{yk}) .$$

Фазовые углы $\psi_{k1}, \psi_{k2}, \varphi_{xk}, \varphi_{yk}$ определяются из выражений:

$$\operatorname{tg} \psi_{k1} = \frac{X_{OK}(1 - \frac{Hh}{\rho_s^2}) \sin \varphi_{xk} - Y_{OK} \frac{Hl}{\rho_s^2} \sin \varphi_{yk}}{X_{OK}(1 - \frac{Hh}{\rho_s^2}) \cos \varphi_{xk} - Y_{OK} \frac{Hl}{\rho_s^2} \cos \varphi_{yk}} ;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{k2} = \frac{X_{OK} \frac{Lh}{\rho_s^2} \sin \varphi_{OK} + Y_{OK}(1 + \frac{Li}{\rho_s^2}) \sin \varphi_{yk}}{X_{OK} \frac{Lh}{\rho_s^2} \cos \varphi_{xk} + Y_{OK}(1 + \frac{Li}{\rho_s^2}) \cos \varphi_{yk}} ;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{xk} = \frac{P_{OK}^* \sin \psi_{k1} - M_{OK} \frac{H}{\rho_s^2} \sin \varphi_{mk}}{P_{OK}^* \cos \psi_{k1} - M_{OK} \frac{H}{\rho_s^2} \cos \varphi_{mk}} ;$$

$$\operatorname{tg} \psi_{yk} = \frac{P_{OK}^{**} \sin \psi_{k2} + M_{OK} \frac{L}{\rho_s^2} \sin \varphi_{mk}}{P_{OK}^{**} \cos \psi_{k2} + M_{OK} \frac{L}{\rho_s^2} \cos \varphi_{mk}} .$$

Синтез механизма проводится численным путем на ЭВМ. Для минимизации целевой функции (1) использовался один из безградиентных методов направленного поиска — метод поочередного изменения параметров (Гаусса—Зейделя) [5]. Варьируемыми параметрами являются массы звеньев m_1 ,

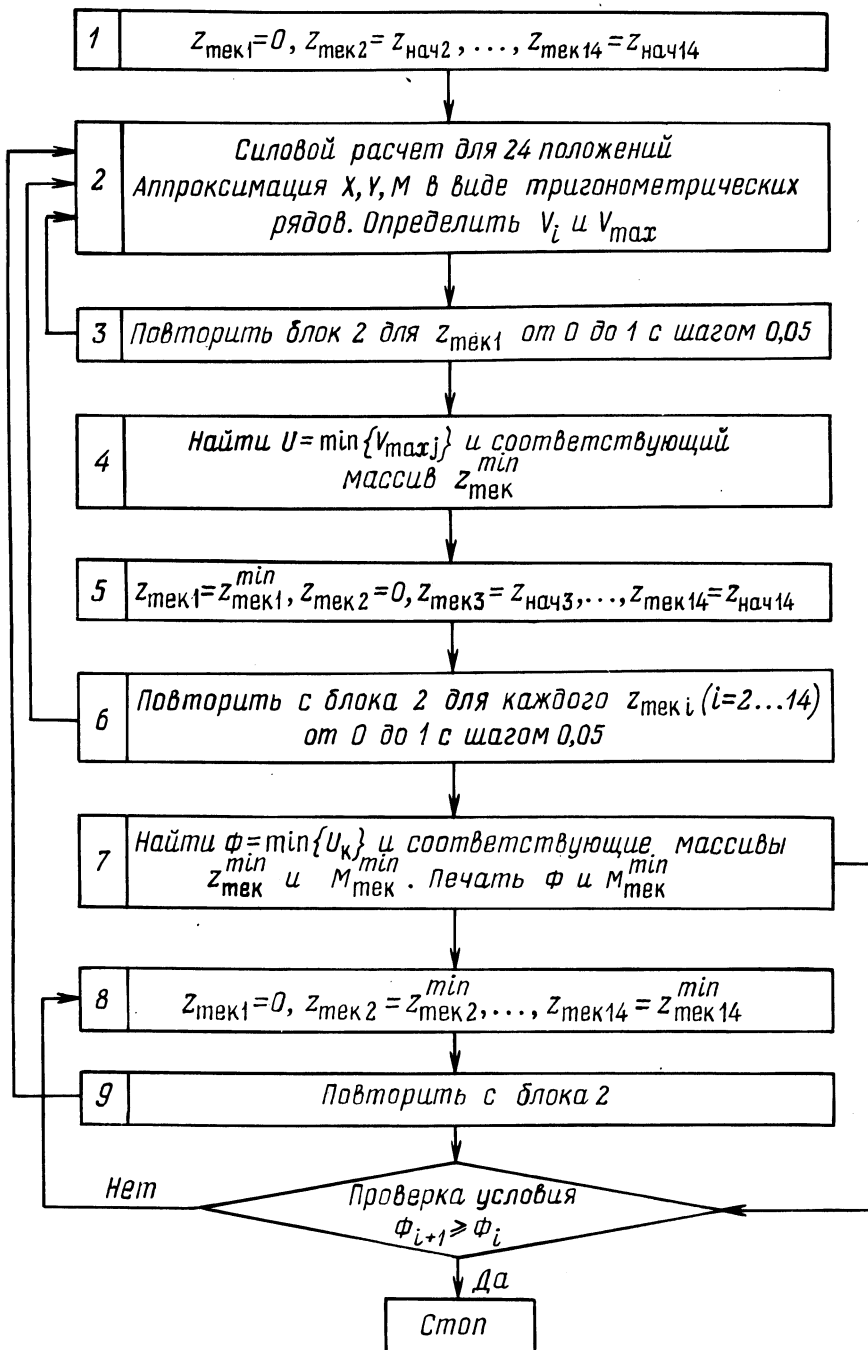


Рис. 3.

m_2, m_3 , моменты инерции I_{s1}, I_{s2}, I_{s3} , расстояния a_1 и c_1 , определяющие положения центров масс кривошипа s_1 и коромысла s_2 относительно осей вращения этих звеньев, а также массы противовесов m_p, m_q их линейные a_2 и c_2 и угловые α и γ координаты. Предварительно выполняется нормализация варьируемых параметров

$$z_{нач i} = \frac{M_{нач i} - M_{лев i}}{M_{прав i} - M_{лев i}},$$

где $z_{нач i}$ — начальное нормализованное значение i -го параметра: $M_{нач i}$ — начальное значение i -го параметра; $M_{лев i}, M_{прав i}$ — левое и правое (предельные) значения i -го параметра. В соответствии с этим формируются массивы $M_{лев}, M_{прав}, M_{нач}, z_{нач}$ по 14 элементов. Каждый из нормализованных параметров z_i может изменяться в пределах от 0 до 1. Кроме того, используются массивы текущих значений $z_{тек}$ и $M_{тек}$, причем переход от нормализованных значений $z_{тек i}$ к действительным значениям параметров $M_{тек i}$ выполняется следующим образом:

$$M_{тек i} = z_{тек i} (M_{прав i} - M_{лев i}) + M_{лев i}.$$

Алгоритм минимизации целевой функции (1), представленный в виде блок-схемы (рис. 3), реализован на ЭВМ "Минск-22М". В качестве начального приближения при динамическом синтезе механизма были приняты такие значения параметров, которые удовлетворяют условиям статического уравнивания в соответствии с методикой В.А. Щепетильникова [6].

В результате минимизации целевой функции получены следующие значения параметров: $m_1 = 2,2$ кг, $m_2 = 1$ кг, $m_3 = 1,065$ кг, $m_p = 1,7$ кг, $m_q = 1,2$ кг, $a_1 = 2,25$ мм, $c_1 = 19,5$ мм, $a_2 = 18,75$ мм, $c_2 = 13,5$ мм, $\alpha = 0,9425$ рад, $\gamma = 1,257$ рад, $I_{s1} = 0,00132$ кг·м², $I_{s2} = 0,003$ кг·м², $I_{s3} = 0,00213$ кг·м². При этом $v = 4,23$ см/с на основной частоте $f_1 = \frac{\omega_1}{2\pi}$, что удовлетворяет санитарно-гигиеническим нормам (допустимая $v = 4,3$ см/с). На более высоких частотах kf_1 значения v получились значительно меньше допустимых. Поскольку использованный алгоритм оптимизации может привести к локальному минимуму, были рассчитаны также и другие варианты решения задачи (при иных значениях параметров $M_{нач}$). Однако значение целевой функции $v = 4,23$ см/с оказалось наименьшим.

Предлагаемая методика оптимального синтеза позволяет на стадии проектирования подобрать так динамические параметры звеньев механизма, чтобы обеспечить вибробезопасность работы с подвешенным ручным инструментом.

Л и т е р а т у р а

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. — М.: Наука. 1975.— 640 с. 2. Динамический синтез направляющего рычажного механизма./В.К. Акулич, Э.И. Астахов, Е.А. Камцев, В.В. Кудин. — В сб. Машины и технология торфяного производства. Минск: Вышэйшая школа, 1980, вып. 10, с. 11—14. 3. Е.А. Камцев, В.К. Акулич. Кинестатический силовой расчет четырехзвенного шарнирно-рычажного механизма аналитическим методом. — В сб.: Теоретическая и прикладная механика. Минск.: Вышэйшая школа, 1981, вып. 8, с. 90. 4. Мэнли Р. Анализ и обработка записей колебаний. — М.: Машиностроение, 1972. — 368 с. 5. Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов. /Под ред. Ф.Л. Литвина. — Л.: Машиностроение, 1975. — 200 с. 6. Основы балансировочной техники. /Под ред. В.А. Щепетильникова. Т. 1. М.: Машиностроение, 1975. — 527 с.

УДК 674.048.5

Г.М. Хвесько, доцент, канд.техн.наук
(БТИ)

МОДУЛИ УПРУГОСТИ МОДИФИЦИРОВАННОЙ ДРЕВЕСИНЫ ПРИ СЖАТИИ ПОПЕРЕК ВОЛОКОН В РАЗЛИЧНЫХ ОБЛАСТЯХ ИЗМЕНЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА ОБЪЕМНОГО ЗАПОЛНЕНИЯ ПУСТОТ В ДРЕВЕСИНЕ

В работе [1] для древесины, модифицированной полимерами, не проникающими в стенки клеток, на основании принятой расчетной схемы поперечного сечения модифицированной древесины получены зависимости модуля упругости от коэффициента объемного заполнения пустот в древесине при сжатии ее в тангенциальном и радиальном направлениях.

$$E_t^* = E_t + \frac{2,63(1-\eta_1)(1-\sqrt{1-k})E_nE_t}{(1-\eta_2)(1,85+0,78\sqrt{1-k})E_t+1,42\eta_1\eta_2E_n}; \quad (1)$$

$$E_r^* = E_r + \frac{2,63(1-\eta_2)(1-\sqrt{1-k})E_nE_r}{(1-\eta_1)(1,85+0,78\sqrt{1-k})E_r+1,42\eta_1\eta_2E_n},$$

где E_t , E_r — модули упругости натуральной древесины в тангенциальном и радиальном направлениях, E_n — модуль упругости наполнителя (полимера); k — коэффициент объемного заполнения пустот в древесине полимером [2]; η_1 , η_2 — части площади поперечного сечения древесины, занимаемой стенками клеток, параллельных соответственно тангенциальному и радиальному направлениям [1].

В принятом в работе [1] подходе к рассмотрению вопроса о передаче усилия через полимер при сжатии модифицированной древесины поперек волокон при достижении определенного значения k формулы (1) будут давать завышенные значения модулей упругости E_t^* и E_r^* . Это следует из того, что ширина работающего участка полимера и стенок клетки, расположенных по-