

$$E_n = \frac{N_p}{Q\Delta^\circ ШР}, \quad (4)$$

Этот показатель (при соблюдении постоянного удельного давления в зоне размола) не зависит от типа размалывающих машин, а определяется видом волокна и его сопротивляемостью размолу.

Следовательно, после проведения теоретических исследований в ходе апробации модели процессов размола и взаимодействия рабочих органов (гарнитуры) для получения качественной волокнистой массы, пригодной по всем свойствам и характеристикам для связующей добавки, определены оптимальные режимы работы технологического оборудования с позиции минимальной энергоемкости его работы.

Литература

Жигульская А.И., Самсонов Л.Н. Минимальная энергоемкость работы размольного оборудования в производстве связующей добавки торфяных горшочков. Горный информационно-аналитический бюллетень №12, 2003.

УДК 634.0.31

Механико-математическая модель рубильной машины с барабанным режущим рабочим органом

Таяновский Г.А., Хамицевич М.В.

Белорусский национальный технический университет, г. Минск

Рубильные машины в условиях торфоразработок используются для измельчения на топливную щепу предварительно разделанной на допустимые по размеру части скорчеванной пневой древесины. Динамическая система рубильной машины с барабанным режущим органом включает: привод режущего барабана; привод подающего вальца; привод пластинчатого конвейера; привод метателя. Приводы испытывают значительные динамические нагрузки при взаимодействии с исходным древесным материалом. При проектном выборе параметров приводов этих машин необходимо учитывать уровень их динамической нагруженности.

На стадии проектирования рубильной машины оценить величины динамических нагрузок в приводах ее активных рабочих органов можно путем моделирования. При составлении динамической системы и математическом описании ее функционирования приняты

следующие допущения: динамическая система трансмиссии может быть представлена в виде дискретной с сосредоточенными массами, связанными безинерционными упруго-демпфирующими связями [1]; учитывается продольная и поперечная жесткости перерабатываемой пачки пневой древесины; толщина пачки перерабатываемого древесного материала по длине изменяется как монотонная случайная функция.

Рабочий процесс рубильной машины является нестационарным и состоит из повторяющихся неустановившихся процессов загрузки пневой нерубленой массы в приемный порт машины с участием подающих рабочих органов, измельчения ножевым режущим барабаном, загрузки полученной щепы метателем в бункер-накопитель.

На схеме динамической системы рубильной машины обозначено (рисунок 1): $M_d(\omega, h)$ – момент двигателя, зависящий от угловой скорости и положения рейки топливного насоса; $I_{\bar{a}}, I_{\bar{n}}, I_{j_1}, I_{j_2}, I_{\bar{o}}, I_{\bar{\delta}}, I_{\bar{\epsilon}}, I_{\bar{a}}$ – моменты инерции, приведенные к валу двигателя, соответственно: двигателя с ведущими частями муфты сцепления; ведомой части муфты сцепления; ведущего шкива клиноременной передачи; ведомого шкива клиноременной передачи; ротора метателя; режущего ротора; подвижных деталей приемного конвейера; прижимного вальца; $M_c(t)$ – момент трения в муфте сцепления; M_{pn} – момент трения в контакте клиновых ремней со шкивом; M_p – момент сопротивления резанию, приложенный к режущему ротору; $M_{\bar{o}}, M_{\bar{k}}$ – крутящий момент, развиваемый соответственно, вальцом и приемным конвейером; $m_{\bar{a}}$ – масса измельчаемой древесины; C_{ij} – приведенные к валу двигателя жесткости частей привода между соответствующими сосредоточенными массами динамической системы; k_{ij} – приведенные к валу двигателя коэффициенты неупругого сопротивления относительно повороту масс динамической системы при крутильных колебаниях; $k_{\bar{a}}, C_{\bar{a}}$ – коэффициент неупругого сопротивления и жесткость подвески прижимного подающего вальца.

Схема динамического взаимодействия с измельчаемой древесиной режущего и подающих рабочих органов показана на рис. 2.

$$I_1 = I_{\ddot{a}}; \quad I_3 = I_{\dot{l}_1}; \quad I_4 = I_{\dot{l}_2}; \quad I_5 = I_{\ddot{o}}; \quad I_6 = I_{\dot{\delta}}; \quad \omega_2 = \omega_{\bar{n}};$$

$$\omega_3 = \omega_{\dot{l}_1}; \quad \omega_4 = \omega_{\dot{l}_2}; \quad \omega_5 = \omega_{\ddot{o}}; \quad \omega_6 = \omega_{\dot{\delta}}.$$

Дифференциальные уравнения движения масс расчетной динамической системы (рисунок1) имеют вид:

$$I_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_{\ddot{a}}(\omega, h) - M_{\dot{\delta}}(t);$$

при включении муфты сцепления ее момент определяется из выражений:

$$M_{\dot{\delta}}(t) = k_{\dot{\delta}} \cdot t; \quad k_{\dot{\delta}} = \frac{M_{\bar{n}\max}}{T_{\ddot{a}\ddot{e}\ddot{e}}};$$

или

$$M_{\dot{\delta}}(t) = M_{\dot{\delta}\max} \left(1 - e^{-k_{\dot{\delta}}^* t}\right).$$

$$I_2 \cdot \dot{\omega}_2 = M_{\bar{n}}(t) - M_{23} - k_{23} \cdot (\omega_2 - \omega_3);$$

после кинематического замыкания муфты сцепления $\omega_1 = \omega_2$ и

$$(I_1 + I_2) \cdot \dot{\omega}_1 = M_{\ddot{a}}(\omega, h) - M_{23};$$

$$(I_1 + I_2) \cdot \dot{\omega}_2 = M_{\ddot{a}}(\omega, h) - M_{23};$$

$$I_3 \cdot \dot{\omega}_3 = M_{23} - M_{34} + k_{23} \cdot (\omega_2 - \omega_3) - k_{34} \cdot (\omega_3 - \omega_4);$$

$$I_4 \cdot \dot{\omega}_4 = M_{34} - M_{45} - M_{46} + k_{34} \cdot (\omega_3 - \omega_4) - k_{45} \cdot (\omega_4 - \omega_5) - k_{46} \cdot (\omega_4 - \omega_6) - M_{\dot{l}_1};$$

$$I_5 \cdot \dot{\omega}_5 = M_{45} - M_{\ddot{o}} + k_{45} \cdot (\omega_4 - \omega_5);$$

$$I_6 \cdot \dot{\omega}_6 = M_{46} - M_{\dot{\delta}} + k_{46} \cdot (\omega_4 - \omega_6) - M_{f\dot{\delta}};$$

$$\dot{M}_{23} = c_{23}(\omega_2 - \omega_3); \quad \dot{M}_{34} = c_{34} \left(\omega_3 - \omega_4^{\ddot{a}} \cdot \frac{1}{1 - \delta_{\dot{\delta}\ddot{r}}} \right);$$

$$M_{34} = M_{\dot{\delta}\ddot{r}\max} \cdot \left(1 - e^{k_{\dot{\delta}\ddot{r}} \delta_{\dot{\delta}\ddot{r}}}\right),$$

откуда

$$\delta_{\dot{\delta}\ddot{r}} = \frac{\omega_3 - \omega_4^{\ddot{a}}}{\omega_3} = -\frac{1}{k_{\dot{\delta}\ddot{r}}} \cdot \ln \left(\frac{M_{\dot{\delta}\ddot{r}\max} - M_{34}}{M_{\dot{\delta}\ddot{r}\max}} \right),$$

где $\delta_{\partial r}$ – проскальзывание ремней клиноременного привода режущего ротора, тогда действительная угловая скорость вращения 4-ой массы динамической системы определится из выражения

$$\omega_4^{\dot{i}} = \omega_4 (1 - \delta_{\partial r}), \quad \omega_4 = \frac{\omega_4^{\dot{i}}}{1 - \delta_{\partial r}};$$

$$\dot{M}_{45} = c_{45} (\omega_4 - \omega_5); \quad \dot{M}_{46} = c_{46} (\omega_4 - \omega_6)$$

$$m_{\dot{a}} \cdot \dot{v}_{\dot{a}} = P_{\tau} \cdot \cos \varphi - P_N \cdot \sin \varphi + \frac{M_{\dot{a}}}{r_{\dot{a}}} + \frac{M_{\dot{e}}}{r_{\dot{e}}} - F_N;$$

$$\dot{F}_N = c_{\dot{a}i} (\dot{i}_{\dot{n}o\delta} - v_{\dot{a}}),$$

где $m_{\dot{a}}$ – масса подаваемого материала, является уменьшающейся переменной величиной. Уменьшение массы прямо пропорционально частоте вращения, числу ножей режущего барабана, площади поперечного сечения материала и его плотности, при допущении о постоянстве плотности по длине измельчаемого материала; P_{τ} , P_N – тангенциальная и нормальная составляющие усилия резания; φ – угол встречи ножа с материалом.

$$I_{\dot{a}} \cdot \dot{\omega}_{\dot{a}} = M_{\dot{a}} (\omega_{\dot{a}}) - R_{\dot{a}} \cdot \varphi_{\dot{a}\max} \cdot (1 - e^{k_{\dot{a}}\delta_{\dot{a}}});$$

$$I_{\dot{e}} \cdot \dot{\omega}_{\dot{e}} = M_{\dot{e}} (\omega_{\dot{e}}) - R_{\dot{e}} \cdot \varphi_{\dot{e}\max} \cdot (1 - e^{k_{\dot{e}}\delta_{\dot{e}}}),$$

где $\varphi_{\dot{a}\max}$ – коэффициент сцепления выступов прижимного вальца с материалом; $\hat{e}_{\dot{e}}, \delta_{\dot{e}}$ – коэффициент аппроксимации кривой и буксование вальца относительно материала; $\hat{e}_{\dot{e}}, \delta_{\dot{e}}$ – коэффициент аппроксимации кривой и проскальзывание конвейера относительно материала.

$R_{\dot{a}} = R_{\dot{e}}$ определяются жесткостью пачки пневой древесины между подающими рабочими органами.

Уравнение движения рычага с прижимным вальцом представляет собой уравнение равновесия моментов относительно точки O_{δ} :

$$c_{\dot{a}} \cdot (h_{\dot{a}} - h_{\min}) + k_{\dot{a}} \cdot \omega_{\delta} \cdot \text{sign } \omega_{\delta} + m_{\delta \ddot{a}} \cdot \frac{d^2 q_{\dot{a}}}{dt^2} +$$

$$+ I_{\delta \ddot{a}} \cdot \frac{1}{l_{\dot{a}}} \cdot \frac{d^2 q_{\dot{a}}}{dt^2} - c_{\dot{a}} \cdot \frac{l_n}{l_{\dot{a}}} \cdot (h_{\dot{a}} - h_{\min}) - k_{\dot{a}} \cdot \frac{l_A}{l_{\dot{a}}} \cdot \frac{dq_{\dot{a}}}{dt} = 0;$$

$$R_{\dot{a}} = R_{\dot{e}} = c_{\dot{a}} (h_{\dot{a}} - h_{\min}) + k_{\dot{a}} \cdot \omega_{\delta} \cdot \text{sign } \omega_{\delta},$$

где $q_{\dot{a}}$ – ордината толщины подаваемого материала.

Момент двигателя берется из описания его скоростной характеристики [1].

Моменты и угловые скорости роторно-плунжерных гидромашин, используемых для привода подающих рабочих органов рубильной машины, а также другие необходимые величины определяются из следующих зависимостей [1]:

$$M_{i_1} = \frac{\Delta p_{i_1} \cdot q_{\dot{\alpha} i_1} \cdot \eta_{i_1}}{2\pi} - \text{момент, необходимый на привод насоса;}$$

$$q_{\dot{\alpha} i_1} = \frac{\pi d_{i_1}^2}{4} \cdot Z_{i_1} \cdot D_{i_1} \cdot \text{tg } \beta_{i_1} - \text{удельная подача насоса;}$$

$$\omega_{i_1} = \omega_4 = \frac{\eta_{0i_1} Q_{i_1}}{q_{Ti_1}} - \text{угловая скорость насоса;}$$

$$M_{i_2} = \frac{\Delta p_{i_2} \cdot q_{Ti_2} \cdot \eta_{i_2}}{2\pi};$$

$$q_{Ti_2} = \frac{\pi d_{i_2}^2}{4} \cdot Z_{i_2} \cdot D_{i_2} \cdot \text{tg } \beta_{i_2}; \quad \omega_{i_2} = \omega_{\dot{a}} = \frac{\eta_{0i_2} Q_{i_2}}{q_{Ti_2}};$$

$$\delta_{\dot{a}} = \frac{\omega_{\dot{a}} \cdot r_{\dot{a}} - v_{\dot{a}}}{\omega_{\dot{a}} \cdot r_{\dot{a}}} - \text{безразмерная величина проскальзывания кон-}$$

вейера относительно материала;

$$M_{\dot{a}} = M_{M_{\dot{a}}} = \frac{\Delta p_{M_{\dot{a}}} \cdot q_{TM_{\dot{a}}} \cdot \eta_{M_{\dot{a}}}}{2\pi}; \quad q_{TM_{\dot{a}}} = \frac{\pi d_{M_{\dot{a}}}^2}{4} \cdot Z_{M_{\dot{a}}} \cdot D_{M_{\dot{a}}} \cdot \text{tg } \beta_{M_{\dot{a}}};$$

$$\omega_{\hat{a}} = \omega_{M_{\hat{a}}} = \frac{\eta_{0M_{\hat{a}}} Q_{M_{\hat{a}}}}{q_{TM_{\hat{a}}}}; \quad \delta_{\hat{e}} = \frac{\omega_{\hat{e}} \cdot r_{\hat{e}} - v_{\hat{a}}}{\omega_{\hat{e}} \cdot r_{\hat{e}}};$$

$$M_{\hat{e}} = M_{M_{\hat{e}}} = \frac{\Delta p_{M_{\hat{e}}} \cdot q_{TM_{\hat{e}}} \cdot \eta_{M_{\hat{e}}}}{2\pi};$$

$$q_{TM_{\hat{e}}} = \frac{\pi d_{M_{\hat{e}}}^2}{4} \cdot Z_{M_{\hat{e}}} \cdot D_{M_{\hat{e}}} \cdot \text{tg} \beta_{M_{\hat{e}}}.$$

Мгновенная секундная объемная производительность рубильной машины в период измельчения материала равна

$$q_{\delta\hat{a}} = S_{\substack{\hat{c}\hat{a}\hat{a}\hat{d} \\ \hat{i}\hat{a}\hat{d}\hat{d}\hat{i}\hat{i}\hat{a}}} \cdot h_{\hat{a}} \cdot v_{\hat{a}};$$

Момент трения торца материала о межножевую поверхность ба-
рабана $M_{f\hat{d}} = F_N \cdot f_{\hat{a}\hat{d}}$. Сила резания $\bar{P}_{\tau} + \bar{P}_N = \bar{P}_{\delta\hat{a}\hat{c}}$. Удельная,
на единицу ширины s материала, сила резания

$$p_{\delta\hat{a}} = p(\alpha) \cdot a_{\rho} \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_t; \quad a_{\rho} \cdot a_w \cdot a_s \cdot a_t,$$

здесь произведение поправочных коэффициентов, соответствен-
но, на степень затупления ножей, на влажность пневой древесины,
на случай использования мороженой пневой древесины, на породу
пневой древесины. Тогда

$$P_{\delta\hat{a}\hat{c}} = p_{\delta\hat{a}} \cdot h_{\hat{a}} \cdot s; \quad P_{\tau} = P_{\delta\hat{a}\hat{c}} \cdot \cos \varepsilon; \quad P_N = P_{\delta\hat{a}\hat{c}} \cdot \sin \varepsilon;$$

$\dot{l}_{\hat{n}\hat{d}\hat{d}} = n_{\hat{i}\hat{i}\hat{a}\hat{e}\hat{e}} \cdot l_{\hat{u}\hat{a}\hat{u}} \cdot \omega_6$ – скорость укорочения древесины в
направлении подачи (см. рисунок 3);

Объемная часовая производительность рубильной машины учи-
тывает структуру рабочего цикла и определяется из выражения

$$Q_{M_{\hat{a}}} = \frac{k_{\substack{\hat{d}\hat{a}\hat{c}\hat{d}\hat{u}\hat{e}\hat{e}\hat{a}\hat{i}\hat{e}\hat{y} \\ \hat{i}\hat{a}\hat{n}\hat{u}\hat{i}\hat{i}\hat{e} \\ \hat{u}\hat{a}\hat{u}}} T_{\hat{\delta}}}{T_{\hat{\delta}}} \int_0^{T_{\hat{\delta}}} n_{\hat{i}\hat{i}\hat{a}\hat{e}\hat{e}} \cdot l_{\hat{u}\hat{a}\hat{u}} \cdot \omega_{\hat{a}} \cdot h_{\hat{a}} \cdot s \cdot dt; \quad M_{\hat{\delta}} = P_{\tau} \cdot r_{\hat{i}\hat{a}\hat{e}\hat{e}};$$

Некоторые необходимые вспомогательные величины определя-
ются из следующих выражений (см. рисунок 3):

$$OD = A - h_{\hat{a}}; \quad \sin \varepsilon = \frac{OD}{R} = \frac{A - (h_{\hat{a}} - \omega_6 \cdot R \cdot t_{\delta\hat{a}\hat{c}})}{R},$$

при $\arcsin \frac{A}{R} > \varepsilon > \arcsin \frac{A-h_a}{R}$; $h_a^* = h_a - \omega_6 \cdot R \cdot t_{\delta a \zeta}$;

$$\alpha + \beta + \varphi = \pi; \quad \cos \varepsilon = \frac{\sqrt{R^2 - (A-h_a)^2}}{R};$$

Длина щепы $l_a \approx h_a \cdot \frac{1}{\cos \varepsilon} = \frac{h_a \cdot R}{\sqrt{R^2 - (A-h_a^*)^2}}$;

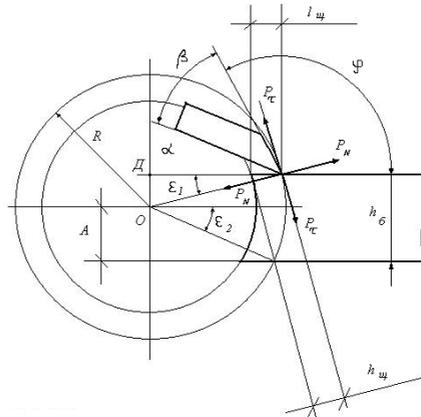


Рис. 3. Схема к определению параметров резания

Для роторного метателя с радиальными лопастями, в первом приближении: $M_{щ} = m_{щ} \cdot \omega_s^2 \cdot f_{mp} \cdot R_{л} \cdot ((R_{л} + r_6)/2)$, где $m_{щ}$ – масса щепы, взаимодействующая с лопастями ротора метателя; r_6 – радиус вала ротора метателя.

Разработанная механико-математическая модель рубильной машины, предназначенной для переработки на топливную щепу скорчеванной на торфяной залежи пневой древесины, позволяет выполнять многовариантный предпроектный параметрический анализ динамики ее рабочего процесса, с целью последующего выбора рациональных конструктивных и режимных параметров.

Литература

Тарасик В.П. Математическое моделирование технических систем: Учебник для вузов. – Мн.: ДизайнПРО, 1997. – 640 с.