Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова.
1986, т. 108

УДК 622.232.82

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПРИВОДА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА КОМБАЙНА ГПК

Б. С. МАХОВИКОВ

Уравнения движения привода исполнительного органа комбайна ГПК с учетом колебательных свойств трансмиссии зубчатого редуктора режущей части для случая движения коронки сверху вниз имеют вид [3–5]:

$$
\begin{aligned}
&T_{э1}\dot{M}_1+M_1=(\nu_1\omega_{01})^{-1}(\omega_{01}-\omega_1);\\
&(K_1K_3-K_2^2)u_р^{-1}\dot{\omega}_1=K_1u_р\eta_р M_1+K_2\Big(c_{1M}+c_{2M}\frac{V_П}{\omega_К}\Big)-\bar{c}_n(K_1+K_2)\theta-\beta(K_1+K_2)u_р^{-1}\omega_1+\beta(K_1+K_2)\omega_К;\\
&(K_1K_3-K_2^2)\dot{\omega}_К=\bar{c}_n(K_2+K_3)\theta-\beta(K_2+K_3)\omega_К+\beta(K_2+K_3)u_р^{-1}\omega_П-K_2u_р\eta_р M_1-K_3\Big(c_{1M}+c_{2M}\frac{V_П}{\omega_К}\Big)+f_1(t);\\
&\dot{\theta}=u_р^{-1}\omega_1-\omega_К;\\
&T_{э2}\dot{M}_2+M_2=(\nu_2\omega_{02})^{-1}(\omega_{02}-\omega_2);\qquad\qquad (1)\\
&J_П\dot{\omega}_2=M_2-\omega_{НП}\eta_{ГМН}^{-1}p_П;\\
&T_{гп}\dot{p}_П+p_П=k_У^{-1}\Big[\omega_{НП}\omega_2-\varepsilon_{g-p}Q^0_{g-p}-2F_{ПВ}L_В^{-1}\ell(\rho_П)V_П\Big];\\
&T_П\dot{V}_П+V_П=(c_{2Т}L_В)^{-1}\Big\{(c_{1р}p_П-c_{2р})\Big[2\ell(\rho_П)-f_ш\Big(d_{ош}\frac{b^2-a^2}{(L-\rho_П)^2}-d_ц\Big)\Big]-c_{1Т}L_В\omega_К^{-1}+GL_1(\rho_П)\Big\}+f_2(t);\\
&\dot{\rho}_П=\ell(\rho_П)L_В^{-1}V_П,
\end{aligned}
$$

где $T_{э1}$ и $T_{э2}$ – электромагнитные постоянные времени электродвигателей режущей и подающей частей; ν_1 и ν_2 – коэффициенты крутизны рабочих ветвей их механических характеристик; ω_{01} и ω_{02} – синхронные угловые скорости; ω_1 и ω_2 – их текущие значения; M_1 и M_2 – текущие значения моментов на валу; K_1, K_2 и K_3 – приведенные моменты инерции масс коронки трансмиссии и ротора двигателя режущей части; $u_р$ и $\eta_р$ – передаточное число и КПД редуктора; $\bar{c}_n$ – приведенная жесткость трансмиссии; β – коэффициент диссипативных потерь в редукторе; $V_П$ и $\omega_К$ – линейная и угловая скорости коронки; θ – угол закручивания эквивалентного вала трансмиссии режущей части; c_{1M}, c_{2M}, $c_{1Т}$ и $c_{2Т}$ – постоянные, зависящие от сопротивляемости массива резанию, конструкции коронки, типа, количества, схемы набора и степени затупления резцов; $J_П$ – момент инерции масс, приведенных к валу электродвигателя подающей части; $\omega_{НП}$ и $\eta_{ГМН}$ – удельный объем и гидромеханический КПД насоса подающей части; $p_П$ – давление в гидросистеме подачи; $k_У$ – коэффициент утечек; $c_{1р}$ и $c_{2р}$ – конструктивные постоянные гидроцилиндров вертикальной подачи с площадью поршня $F_{ПВ}$; $L_В$, a и b – конструктивные параметры рычажной системы подающей части [4]; $d_ц$ и $d_{ош}$ – диаметры цапф подвески гидроцилиндров вертикального качания

и стрелы; $f_{ш}$ – коэффициент трения скольжения в шарнирах; L_0 – наибольшая длина гидроцилиндра вертикальной подачи; $\rho_{п}$ – текущее значение хода поршня; G – сила тяжести стрелы; $T_{гп}=W/EK_{у}$ и $T_{п}=J_{c}/L_{0}^{2}C_{гт}$ – постоянные времени гидропривода подающей части и рычажной системы; W и E – объем и модуль упругости рабочей жидкости гидропривода; J_{c} – момент инерции стрелы; $\ell(\rho_{п})$ и $L_{1}(\rho_{п})$ – плечи приложения усилий гидроцилиндров и силы G относительно оси шарнира стрелы в турели; $Q_{g\text{-}p}$ и $\varepsilon_{g\text{-}p}$ – паспортное значение расхода и степень открытия дросселя-регулятора.

Система уравнений (I) нелинейна. Для некоторого ее упрощения можно пренебречь величиной K_2 (так как $K_2 \ll K_1$ и K_3) и принять $\ell(\rho_{п})=\ell=\text{const}$ и $L_{1}(\rho_{п})=L_{1}=\text{const}$, что допустимо в достаточно широком диапазоне изменения $\rho_{п}$. При таких допущениях девятое уравнение системы (I) исключается, второе и седьмое становятся линейными, а третье и восьмое остаются нелинейными, так как одно из них содержит слагаемое с членом $V_{п}/\omega_{к}$, а другое $\omega_{к}^{-1}$.

Приравняв все производные, а также $f_1(t)$ и $f_2(t)$ нулю и решив полученную систему алгебраических уравнений, находим параметры равновесного движения привода M_{1}^{0}, ω_{1}^{0}, $\omega_{к}^{0}$, θ^{0}, M_{2}^{0}, ω_{2}^{0}, $\rho_{п}^{0}$ и $V_{п}^{0}$. Умножив и разделив каждую из переменных на ее значение при равновесном движении, приводим полученную систему уравнений к безразмерному виду с единичными начальными условиями и размерным временем.

Задаваясь различными видами внешних возмущений $f_1(t)$ и $f_2(t)$, в результате интегрирования полученной системы уравнений на ЭЦВМ, например методом Рунге-Кутта, строим переходные процессы в приводе. При динамических исследованиях приводов исполнительных органов горных машин преимущественный интерес представляют переходные процессы при набросе нагрузки

$$f_1(t)=\begin{cases} 0 & \text{при } t < t_0, \\ к\left(C_{1м}+C_{2м}\dfrac{V_{п}}{\omega_{к}}\right) & \text{при } t \geqslant t_0; \end{cases}$$

$$f_2(t)=\begin{cases} 0 & \text{при } t < t_0, \\ к\left(\dfrac{C_{1т}}{\omega_{к}}+C_{2т}V_{п}\right) & \text{при } t \geqslant t_0 \end{cases}$$

и ударе

$$f_1(t)=\begin{cases} 0 & \text{при } t_0 > t > t_0+\Delta t, \\ к_1 & \text{при } t_0 \leqslant t \leqslant t_0+\Delta t; \end{cases}$$

$$f_2(t)=0,$$

действующем в течение заданного времени Δt. Они позволяют выявить ожидаемые динамические нагрузки в элементах привода для расчетов на прочность и оценить влияние различных конструктивных изменений на надежность привода и расход режущего инструмента. Первое из таких возмущений имитирует ступенчатое изменение сопротивляемости массива или резкое уменьшение отжима пласта, а второе – действие на исполнительный орган единичного твердого включения в пласте угля.

В процессе решения системы уравнений движения привода на ЭЦВМ может оказаться, что на каком-то из шагов интегрирования машина останавливается. Это, как правило, связано с недостаточной устойчивостью системы, что в реальных условиях работы привода выражается в прерывистом характере вращения коронки или в незатухающей вибрации всего исполнительного органа комбайна. При этом неустойчивость может проявиться при малых возмущениях или только при больших отклонениях $f_1(t)$ и $f_2(t)$ от нуля.

Анализ устойчивости привода при малых возмущениях выполняется на основе системы уравнений (I) после ее линеаризации.

С учетом принятых допущений в результате линеаризации системы уравнений в безразмерном виде получаем

$$
\begin{aligned}
&(T_{э1}\,s+1)\,\Delta\bar{M}_1 + \kappa_{12}\,\Delta\bar{\omega}_1 = 0;\\
&(T_{p1}\,s+1)\,\Delta\bar{\omega}_1 - \kappa_{21}\,\Delta\bar{M}_1 - \Delta\bar{\omega}_K + \kappa_{24}\,\Delta\bar{\theta} = 0;\\
&(T_{p2}\,s-1)\,\Delta\bar{\omega}_K - \kappa_{32}\,\Delta\bar{\omega}_1 - \kappa_{34}\,\Delta\bar{\theta} + \kappa_{38}\,\Delta\bar{V}_П = 0;\\
&s\,\Delta\bar{\theta} - \kappa_{42}\,\Delta\bar{\omega}_1 + \kappa_{43}\,\Delta\bar{\omega}_K = 0;\\
&(T_{э2}\,s+1)\,\Delta\bar{M}_2 + \kappa_{56}\,\Delta\bar{\omega}_2 = 0;\\
&s\,\Delta\bar{\omega}_2 - \kappa_{65}\,\Delta\bar{M}_2 + \kappa_{67}\,\Delta p_П = 0;\\
&(T_{гп}\,s+1)\,\Delta p_П - \kappa_{76}\,\Delta\bar{\omega}_2 + \kappa_{78}\,\Delta\bar{V}_П = 0;\\
&(T_П\,s+1)\,\Delta\bar{V}_П - \kappa_{83}\,\Delta\bar{\omega}_K - \kappa_{87}\,\Delta p_П = 0,
\end{aligned}
\qquad (2)
$$

где $s=d/dt$ – оператор дифференцирования; $\kappa_{12}=\dfrac{\omega_1^0}{M_1^0\,\nu_1\,\omega_{01}}$; $T_{p1}=\dfrac{K_э}{\beta}$;

$\kappa_{21}=\dfrac{u_p\,\eta_p\,M_1^0}{\beta\,\omega_K^0}$; $\kappa_{24}=\dfrac{\bar{c}_п\,\theta^0}{\beta\,\omega_K^0}$; $T_{p2}=K_1\left[\dfrac{c_{2M}V_П^0}{\omega_K^{02}}-\beta\right]^{-1}$; $\kappa_{32}=\beta\left[\dfrac{c_{2M}V_П^0}{\omega_K^{02}}-\beta\right]$; $\kappa_{34}=\dfrac{\bar{c}_п\,\theta^0}{\omega_K^0}\left[\dfrac{c_{2M}V_П^0}{\omega_K^{02}}-\beta\right]^{-1}$;

$\kappa_{38}=\dfrac{c_{2M}V_П^0}{c_{2M}V_П^0-\beta\omega_K^{02}}$, $\kappa_{42}=\kappa_{43}=\dfrac{\omega_K^0}{\theta^0}$; $\kappa_{56}=\dfrac{\omega_2^0}{M_2^0\,\nu_2\,\omega_{02}}$; $\kappa_{65}=\dfrac{M_2^0}{J_П\,\omega_2^0}$; $\kappa_{67}=\dfrac{v_{нп}\,p_П^0}{J_П\omega_2^0\,\eta_{гмн}}$;

$\kappa_{76}=\dfrac{v_{нп}\,\omega_2^0}{p_П^0\,\kappa_у}$; $\kappa_{78}=\dfrac{2F_{пв}\,\ell\,V_П^0}{\kappa_у L_в\,p_П^0}$; $\kappa_{83}=\dfrac{c_{1т}}{c_{2т}\,\omega_K^0\,V_П^0}$; $\kappa_{87}=\dfrac{c_{1р}\,p_П^0}{c_{2т}L_в V_П^0}\left[2\ell-f_ш\left(d_{ош}\dfrac{b^2-a^2}{(L_0-\ell_П)^2}-d_ц\right)\right]$.

На основе системы уравнений (2) находим характеристическое уравнение вида

$$a_0 s^8 + a_1 s^7 + a_2 s^6 + a_3 s^5 + a_4 s^4 + a_5 s^3 + a_6 s^2 + a_7 s + a_8 = 0, \qquad (3)$$

где $a_0 \div a_8$ являются алгебраическими выражениями из коэффициентов при переменных системы уравнений (2). Характеристическое уравнение (3) при помощи любого из известных критериев [I] позволяет сделать заключение об устойчивости системы. Наиболее удобным для анализа устойчивости систем уравнений высоких порядков является алгоритм Рауса.

Вместе с тем система уравнений (2) позволяет на основе метода Д-разбиений [I] оценить допустимые границы изменения отдельных динамических параметров привода, в пределах которых система сохраняет устойчивость. Так, например, выделив в коэффициентах характеристического уравне-

ния (3) постоянные времени T_{p1} и T_{p2}, так как только они содержат в себе приведенные к концу выходного вала трансмиссии момента инерции двигателя режущей части K_3 и коронки K_1, находим допустимые границы изменения величин K_1 и K_3. Так как T_{p1} и T_{p2} входят в коэффициенты уравнения (3 нелинейно, то определение области устойчивости сводится к решениям систем из двух квадратных уравнений при различных значениях частоты ω. Результаты соответствующих расчетов применительно к исполнительному органу комбайна ГПК приведены на рис.I. Область устойчивости привода находится над кривой (заштрихована). Точкой на графике отмечены параметры серийного комбайна (момент инерции коронки равен 27,3 кг·м^2, а двигателя режущей части 0,745 кг·м^2). Из рис.I следует, что при сохранении прочих конструктивных и динамических параметров привода постоянными, уменьшение момента инерции двигателя режущей части в 4 раза приведет к потере устойчивости системы. Такое возможно, например, при замене асинхронного двигателя объемным гидромотором с такой же механической характеристикой. На поле K_1-K_3 имеется еще одна область неустойчивости, которая на рис.I не показана, так как смещена на два порядка и потому практического значения не имеет.

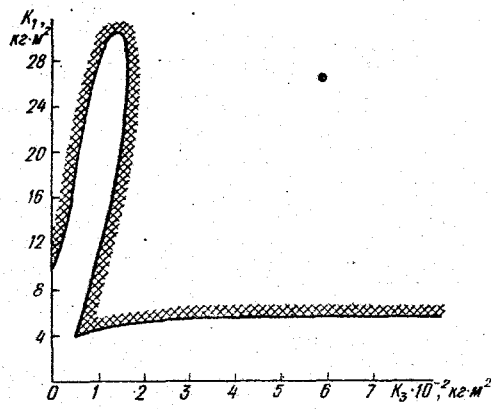


Рис.I. Область устойчивости привода при изменениях моментов инерции коронки K_1 и двигателя режущей части K_3

Если привод исполнительного органа комбайна устойчив при малых отклонениях от состояния равновесия и неустойчив при больших внешних возмущениях, то для обеспечения его устойчивости и в этих условиях следует повысить жесткость трансмиссии режущей части, что подтверждается расчетами и может быть достигнуто увеличением диаметра вала, соединяющего редуктор с коронкой. Понижение жесткости трансмиссии за счет установки дополнительной упругости, как иногда рекомендуется делать, не повышает устойчивости привода при больших внешних возмущениях, создаваемых твердыми включениями в массиве угля.

Выделив в коэффициентах характеристического уравнения (3) приведенную жесткость трансмиссии $\bar{c}_n$, являющуюся сомножителем в коэффициентах K_{24} и K_{34}, находим, что она входит в уравнение (3) линейно. Построение области устойчивости в плоскости одного комплексного параметра [I] позволило установить, что устойчивость привода исполнительного органа комбайна ГПК при малых возмущениях обеспечивается в диапазоне $1{,}82 \cdot 10^4 < \bar{c}_n < 4{,}51 \cdot 10^6$ Н·м/рад. Известно, что приведенная жесткость трансмиссии режущей части этого комбайна в серийном исполнении составляет $3{,}68 \cdot 10^5$ Н·м/рад.

Устойчивость работы привода исполнительного органа горного комбайна существенно зависит от качества исполнения и степени износа редуктора режущей части и связанных с ними внутренних потерь энергии, учитываемых в математической модели привода (I) коэффициентом диссипативных потерь β. В соответствии с данными работы [2] величина β для редукторов исполнительных органов добычных и проходческих комбайнов в наших обозначениях может быть определена ориентировочно по формуле

$$\beta = (0{,}30 \div 0{,}42)\sqrt{K_1 \bar{c}_n} \,. \qquad (4)$$

Для определения допустимого по условиям устойчивости предела изменения β преобразуем систему (2), разделив каждое из уравнений на соответствующую постоянной времени и обозначив $A_\beta = \beta / K_3$ и $B_\beta = \beta / K_1$. Выразив коэффициенты уравнения (3) через эти величины, находим, что A_β и B_β входят в них нелинейно, т.е. определение области устойчивости по величине β в плоскости одного комплексного параметра невозможно. Поэтому область устойчивости целесообразно строить в плоскости двух параметров A_β и B_β решением систем двух квадратных уравнений. Область устойчивости по параметру β представлена на рис.2. Она ограничена положительными направлениями осей A_β и B_β и кривой I. Точкой на рис.2 показаны параметры привода исполнительного органа комбайна ГПК, соответствующие величине $\beta = 1{,}332 \cdot 10^3$ (кг·м^2)/с, найденной с учетом выражения (4). Так как величины K_1 и K_3 входят и в другие коэффициенты системы (2), то судить о допустимом изменени β можно по точке пересечения кривой I и линии 2, исходящей из начала координат с угловым коэффициентом, равным K_3 / K_1. Отсюда следует, что увеличение коэффициента диссипативных потерь в 2,5 раза приводит к потере устойчивости привода исполнительного органа комбайна ГПК.

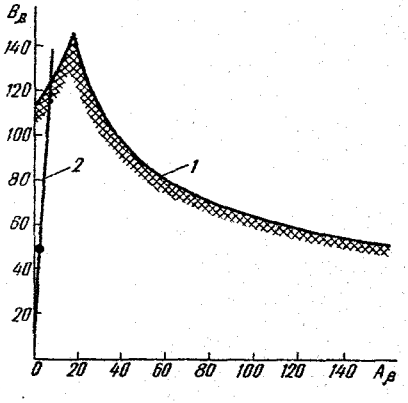


Рис.2. Исследование влияния диссипативных потерь в редукторе исполнительного органа на устойчивость работы привода

На основе выполненных исследований можно сделать вывод, что приводы исполнительных органов добычных и проходческих горных машин при номинальных математических ожиданиях нагрузок могут оказаться неустойчивыми при малых или больших возмущениях, что в условиях непрерывных стохастических возмущений, характерных для их кормальной работы, приводит к снижению надежности машины за счет перегрузок узлов и деталей и к увеличению расхода режущего инструмента. Поэтому на стадии конструирования приводов целесообразно производить анализ динамических свойств математических моделей и расчеты на ЭЦВМ переходных процессов при стандартных единичных возмущениях и на их основе подбирать оптимальные значения динамических параметров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воронов А.А., Титов В.К., Новогранов Б.Н. Основы теории автоматического регулирования и управления. М., Высшая школа, 1977.

2. Докукин А.В., Красников Ю.Д., Хургин З.Я. Статистическая динамика горных машин. М., Машиностроение, 1978.

3. Маховиков Б.С., Кабанов О.В., Гринберг Я.П. Совершенствование приводов исполнительных органов горных машин. – Изв. вузов. Горный журнал, 1981, № 12.

4. Маховиков Б.С. Уравнения движения гидротурбинного привода исполнительного органа механогидравлического комбайна. – Изв. вузов. Горный журнал, 1981, № 7.

5. Нагаев Р.Ф., Маховиков Б.С., Подозеров К.Н. К расчету упругих крутильных колебаний трансмиссий зубчатых редукторов. – Изв. вузов. Горный журнал, 1984, № 9.