

В.С. Хилов, канд. техн. наук

(Украина, Днепрпетровск, Национальный горный университет)

АНАЛИЗ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ РАЗОМКНУТОГО КОНТУРА ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ГИДРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА СПУСКО-ПОДЪЕМНЫХ ОПЕРАЦИЙ БУРОВОГО СТАНКА

Введение. Применение в буровых станках нового поколения электроприводов для автоматизации механизма спуско-подъемных операций требует учета влияния упругих звеньев не только в контурах регулирования тока и частоты вращения, а также и во внешних контурах давления, частоты вращения гидродвигателя и линейной скорости перемещения става [1–4].

Анализ публикаций. В работах [5–7] найдены динамические передаточные функции объекта управления привода спуско-подъемных операций. В зависимости от значений собственных частот колебаний электрогидромеханической системы дополнительные передаточные функции могут оказывать существенное влияние на переходные процессы не только во внутренних контурах, но и во внешних контурах. Зная численные значения частоты пропускания контура регулирования и собственные значения характеристических частот объекта управления, можно сделать вывод о необходимости учета влияния упругих свойств трансмиссии на динамику контуров управления.

Цель исследований – определение собственных частот колебаний, возникающих в контуре частоты вращения гидродвигателя электрогидромеханического привода. Зная характеристические частоты колебаний трансмиссии, можно исходную передаточную функцию высокого порядка разбить на ряд динамических звеньев с полиномами числителя и знаменателя не более второго порядка.

Результаты исследований. Для выявления собственных частот колебаний дополнительного динамического звена в исследуемом контуре [4], пренебрегая диссипативными силами в электрогидромеханической системе, получим передаточную функцию объекта управления контура частоты вращения гидродвигателя:

$$W'_{\text{оугд}}(p) = \frac{1}{T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot p} \cdot \frac{T_y^2 \cdot \gamma_{23} \cdot p^2 + 1}{T_y^2 \cdot p^2 + 1} =$$

$$= \frac{1}{T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot p} \cdot \frac{\sum_{n=0}^2 a'_{n4} \cdot p^n}{\sum_{n=0}^2 b'_{n4} \cdot p^n} = \frac{1}{T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot p} \cdot W'_4(p),$$

где коэффициенты числителя и знаменателя сведены в таблицу.

Коэффициенты полиномов числителя и знаменателя

n	a'_{n4}	b'_{n4}
0	1	1
1	0	0
2	$T_y^2 \cdot \gamma_{23}$	T_y^2

Здесь T_y - постоянная времени упругих колебаний канатно-полиспастовой системы; T_{M2} - механическая постоянная времени; γ_{23} - частичный коэффициент инерционности.

Из последней передаточной функции выделяем характеристические частоты колебаний

$$\omega_{14} = \frac{1}{T_y \cdot \sqrt{\gamma_{23}}}; \quad \omega_{24} = \frac{1}{T_y}.$$

Полиномы числителя и знаменателя позволяют аналитически рассчитать значения характеристических частот дополнительного динамического звена контура давления.

На рис.1 представлены частотные характеристики разомкнутого контура частоты вращения гидродвигателя привода спуско-подъемных операций.

Как следует из характера амплитудо-частотной характеристики объекта управления контура регулирования частоты вращения гидродвигателя влиянием упругих звеньев на динамику контура можно пренебречь, если частота упругих колебаний канатно-полиспастной системы не находится вблизи частот среза контура. При этом регулятор частоты вращения гидродвигателя должен обладать пропорциональной динамической характеристикой

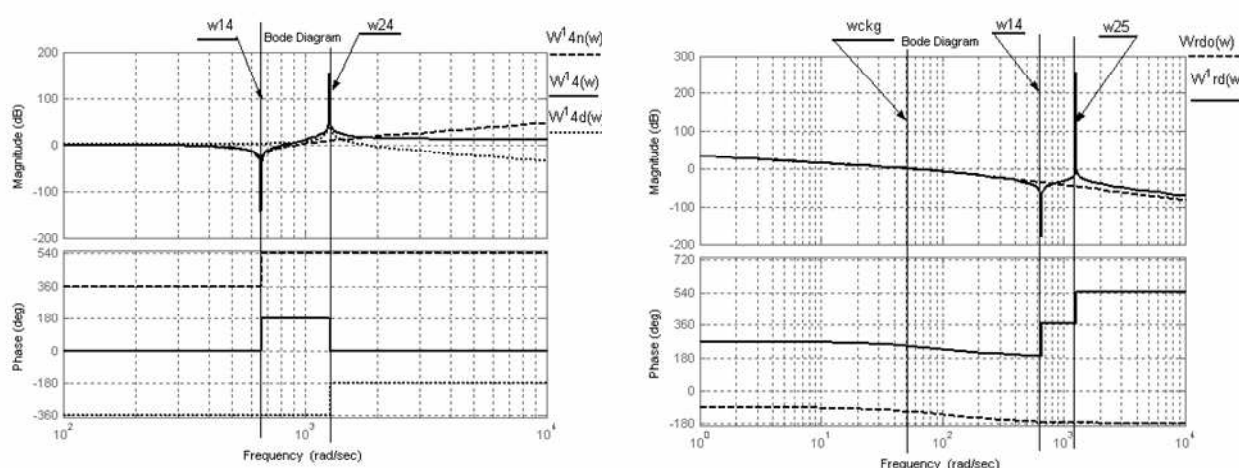


Рис.1. Логарифмические амплитудная и частотная характеристики: а) дополнительного динамического звена, обусловленного податливостью КПС при минимальной длине каната, минимальном весе става; б) разомкнутого контура частоты вращения гидродвигателя с учетом податливости КПС при максимальных длине каната, весе става и не учете диссипативных сил в канате (настройка на модульный оптимум)

$$W_{pчвгд}(p) = \frac{T_{M2} \cdot \gamma_{23}}{a_2 \cdot \sigma_2},$$

где a_2 – настроечный коэффициент контура регулирования частоты вращения гидродвигателя; σ_2 – суммарная малая постоянная времени контура гидродвигателя.

Передаточная функция разомкнутого оптимизированного контура регулирования частотой вращения гидродвигателя

$$W_{раз.к.д.}(p) = \frac{T_{M2} \cdot \gamma_{23}}{p \cdot a_2 \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})} \cdot \frac{1}{a_\partial \cdot [(a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})] \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_{M2} \cdot \gamma_{23} \cdot p},$$

где $a_c, b_c, a_T, a_\partial$ – коэффициенты настройки контуров скорости, тока и давления; ξ_{11}, ξ_{12} – коэффициенты демпфирования; T_{11}, T_{12} – постоянные времени; T_μ – малая постоянная времени внутреннего контура.

Передаточная функция замкнутого оптимизированного контура регулирования частотой вращения гидродвигателя

$$W_{замк.к.д.} = \frac{1}{p^2 \cdot a_2 \cdot a_\partial^2 \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})^2 + p \cdot a_2 \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12}) + 1}$$

Оригинал частоты вращения гидродвигателя

$$\omega_2(t) = 1 - e^{-\frac{t}{a_2 \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})}} \cdot \left(\cos \frac{t}{a_2 \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})} + \sin \frac{t}{a_2 \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12})} \right)$$

Постоянная времени колебаний частоты вращения вала гидродвигателя и коэффициент демпфирования

$$T_{\omega 2} = \sqrt{a_2} \cdot a_\partial \cdot (a_c \cdot b_c \cdot (a_T \cdot T_\mu + 2 \cdot \xi_{11} \cdot T_{11}) + 2 \cdot \xi_{12} \cdot T_{12}), \quad \xi_{\omega 2} = \frac{a_2}{2 \cdot \sqrt{a_2}}.$$

Выводы. Закономерность, проявившаяся в контурах тока, частоты вращения вала двигателя, давления в гидросистеме проявляется и в контуре частоты вращения вала гидродвигателя: характеристические частоты возбуждаются упругими колебаний канатно-полистпастной системы с частотой $1/T_y$. Так же характеристическая частота знаменателя ω_{24} дополнительного динамического звена контура вращения вала гидродвигателя $W_4(p)$ в точности совпадает с характеристической частотой числителя ω_{13} дополнительного динамического звена давления в гидросистеме $W_3(p)$.

Список литературы

1. Бешта А.С., Хилов В.С. Принципы построения системы управления электроприводом спуско-подъемных операций//Вісник КДПУ.– Кременчук: КДПУ. – 2004. – Вип.6(209). – С.24–29.
2. Привідна система спусково-підйомних операцій бурового верстату/Г.Г.Півняк, О.С.Бешта, В.С.Хілов, В.С.Федорейко//Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 45. – С.223–225.
3. Хилов В.С. Влияние упругих свойств трансмиссии и оборотной электродвижущей силы на динамику контура тока//Сборник научных трудов НГУ. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005. – № 22.– С.155–163.
4. Хилов В.С. Собственные частоты колебаний разомкнутого контура тока привода спуско-подъемных операций бурового станка//Гірнична електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005.– Вип. 74 – С.147–150.
5. Хилов В.С. Редукция передаточной функции объекта управления контура тока приводной системы бурового станка//Матеріали міжнародної конференції “Форум гірників – 2005”. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005.– Т.4. – С.202–212.
6. Хилов В.С., Заславская Л.И. Определение собственных частот колебаний разомкнутого контура давления привода спуско-подъемных операций бурового станка//Гірнична електромеханіка та автоматика. – Дніпропетровськ: НГУ. – 2005.– Вип. 75. – С.179–183.
7. Хилов В.С. Анализ частотных свойств контура тока привода спускоподъемных операций бурового станка//Известия ОрелГТУ. Серия «Информационные системы и технологии».– Орел: ОрелГТУ. – 2006. – Т.1(2). –С.229–234.