

Рисунок 2 - Электрофильтр «ЭФА»

Важнейшим направлением решения этой задачи является снижение адгезии пыли как на поверхности осадительных, так и коронирующих электродов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попков, В.И., Левитов, В.И., Ларионов, В.П., Верещагин, И.П., Пашин, М.М. Состояние и перспективы научных исследований в области промышленного применения сильных электрических полей // *Электричество*. – 1977. – №9 – с. 1-8.
2. Алиев, Г.М.А., Гоник, А.Е. Электрооборудование и режимы питания электрофильтров. – М.: «Энергия», 1971. – 352 с.
3. Внутренние санитарно – технические устройства. // *Справочник проектировщика* под ред. И.Г. Старовойта. – Часть II. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: Стройиздат, 1977. – 502 с.
4. Ужов, В.Н. Очистка промышленных газов электрофильтрами. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1967. – 344 с.
5. Отчет о НИР «Разработка конструкции и организация производства электрофильтров для улавливания промышленных пылей». – Новополоцк. ПГУ. 2003 г. – с.

УДК 62-82.001

Горошко В.Ф.

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАНОЧНОГО ГИДРОПРИВОДА С ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ СКОРОСТИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В гидроприводах с дроссельным регулированием регулирование скорости выходного звена производится посредством изменения сопротивления участка трубопровода, по которому рабочая жидкость поступает в гидродвигатель (регулирование на входе) или идет на слив из гидродвигателя (регулирование на выходе). При обоих способах регулирования давление и расход насоса постоянны, постоянна также и потребляемая насосом мощность. Часть подаваемого насосом расхода постоянно сливается в бак через клапан, не выполняя никакой полезной работы. По этой причине к.п.д. гидроприводов низок и их применение оправдано только при малых мощностях гидродвигателя.

При разработке математических моделей гидроприводов нами приняты следующие упрощающие допущения:

- непрерывность функций, описывающих расходные и силовые характеристики элементов;
- отсутствие волновых процессов в рабочей жидкости, относительно небольшая протяженность магистралей;
- упругие, инерционные и демпфирующие свойства рабочей жидкости и элементов, представленные сосредоточенными параметрами;
- линейная зависимость от давлений внешних и внутренних утечек в гидросистеме;
- постоянные коэффициенты расходов гидравлических сопротивлений;
- кромки щелей клапанов и золотников прямые и острые, а диаметральные зазоры малы;
- отсутствие гидродинамических сил реакции струи в золотниках;
- постоянный угол истечения струи в клапане;
- частота вращения ротора насосов постоянна.

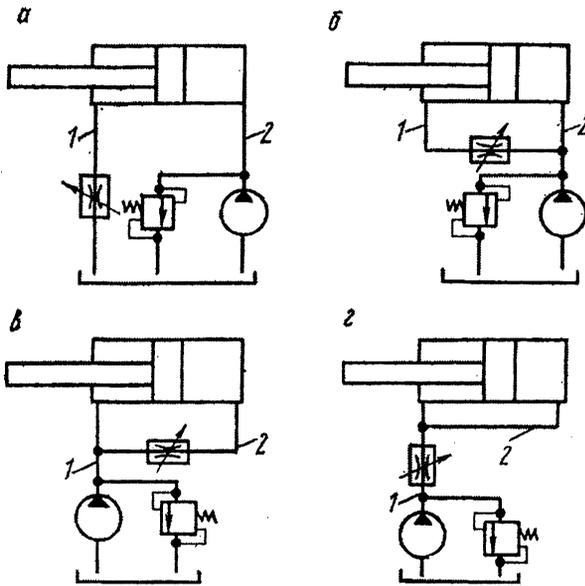


Рисунок 1.- Принципиальные схемы гидроприводов с дроссельным регулированием

На рисунке 1 приведены наиболее распространенные схемы гидроприводов с дроссельным регулированием, где цифрами 1 и 2 отмечены магистрали. Принимая в качестве искомым величины давления p_1 и p_2 в магистралях 1 и 2, перемещение (координата) X рабочего органа и ширину щели Z клапана, состояние всех гидроприводов может быть описано с учетом принятых выше допущений системой нелинейных дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{p}_1 = \frac{E}{V_1 - \alpha_1 \cdot F_1 \cdot x} (Q_1 - Q_3 - Q_5 + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot \dot{x} - \alpha_3 \cdot F_3 \cdot \dot{z} - q_1); \\ \dot{p}_2 = \frac{E}{V_2 + F_2 \cdot x - \alpha_2 \cdot F_1 \cdot x} (Q_2 + Q_4 - Q_6 - F_2 \cdot \dot{x} + \alpha_2 \cdot F_1 \cdot \dot{x} - \alpha_4 \cdot F_3 \cdot \dot{z} - q_2); \\ \ddot{x} = \frac{1}{m_1} \cdot (F_2 \cdot p_2 - F_1 \cdot (\alpha_1 \cdot p_1 + \alpha_2 \cdot p_2) - P); \\ \ddot{z} = \frac{1}{m_2} (F_2 \cdot \alpha_3 \cdot p_1 + F_3 \cdot \alpha_4 \cdot p_2 - \beta_1 \cdot \dot{z} - \beta_2 \cdot |\dot{z}| \cdot \dot{z} - c(h+z) - R), \end{cases} \quad (1)$$

где E – приведенный модуль упругости рабочей жидкости; V_1 и V_2 – объемы магистралей 1 и 2 при значении $X=0$; F_1 и F_2 – площади штоковой и бесштоковой полостей цилиндра;

ра; F_3 – площадь торца плунжера клапана; $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$, и α_4 – коэффициенты; Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 , и Q_6 – расходы; q_1 и q_2 – утечки;

P – сила сопротивления перемещению рабочего органа; m_1 и m_2 – приведенные массы рабочего органа и плунжера клапана; β_1 и β_2 – приведенные коэффициенты линейного и квадратичного сопротивлений демпферного канала клапана; c и h – жесткость и предварительное сжатие пружины клапана; R – гидравлическая сила реакции струи в клапане.

Значения $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4, Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6$ и R для каждой из приведенных на рисунке 1 схем гидроприводов приведены в таблице 1,

где Q_n – номинальная подача насоса при номинальном перепаде давлений p_n в его напорной и всасывающей полостях; k_n – коэффициент утечек; G – проводимость дросселя; μ – коэффициент расхода клапана; α – диаметр плунжера клапана; ρ – плотность рабочей жидкости; θ – угол истечения струи в клапане.

Значения q_1 и q_2 принимаем равными:

$$q_1 = k_1 \cdot p_1 - k_{12} \cdot (p_1 - p_2);$$

$$q_2 = k_2 \cdot p_2 + k_{12} \cdot (p_1 - p_2);$$

где k_1 и k_2 – коэффициенты внешних утечек из магистралей 1 и 2;

k_{12} – коэффициент внутренних утечек.

Значение силы сопротивления P принимаем равным

$$P = P_0 + \beta \cdot \dot{x} - y(t);$$

где P_0 и $y(t)$ – постоянная и переменная составляющие силы,

β – коэффициент вязкого трения.

Статическое состояние рассматриваемых гидроприводов (рисунок 1) может быть описано системой алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} Q_{10} - Q_{30} - Q_{50} + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot \dot{x}_0 - q_{10} = 0; \\ Q_{20} + Q_{40} - Q_{60} - F_2 \cdot \dot{x}_0 + \alpha_2 \cdot F_1 \cdot \dot{x}_0 - q_{20} = 0; \\ F_2 \cdot p_{20} - F_1 \cdot (\alpha_1 \cdot p_{10} + \alpha_2 p_{20}) - \beta \cdot \dot{x}_0 - P_0 = 0; \\ F_3 \cdot (\alpha_3 \cdot p_{10} + \alpha_4 \cdot p_{20}) - c \cdot (h + z_0) - R_0 = 0. \end{cases} \quad (2)$$

Четыре уравнения системы 2 содержат шесть неизвестных величин: $p_{10}, p_{20}, \dot{x}_0, z_0, h$ и G . Это указывает (косвенным образом) на то, двумя из шести неизвестных следует задаться. Это объясняется тем, что при настройке гидропривода на холостом или рабочем ходу регулирование давления p_{20} (p_{10}) клапаном в нагнетательной магистрали происходит за счет предварительного сжатия h пружины, а скорость \dot{x}_0 – посредством изменения проводимости G дросселя.

Таблица 1.

Коэффициенты	Схема а	Схема б	Схема в	Схема г
α_1	1	1	1	0
α_2	0	0	0	1
α_3	0			1
α_4	1			0
Q_1	0		$Q_H + k_H \cdot P_H - P_1 $	
Q_2	$Q_H + k_H \cdot P_H + P_2 $		0	
Q_3	$G \cdot \sqrt{p_1}$		$\text{Sign} p_1 - p_2 \cdot G \cdot \sqrt{ p_1 - p_2 }$	
Q_4	0		$\text{Sign} p_1 - p_2 \cdot G \cdot \sqrt{ p_1 - p_2 }$	
Q_5	0		$0,5 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot (z + z) \cdot \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}}$	
Q_6	$0,5 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot (z + z) \cdot \sqrt{\frac{2p_2}{\rho}}$		0	
R	$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot (z + z) \cdot p_2 \cdot \cos \theta$		$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot (z + z) \cdot p_1 \cdot \cos \theta$	
k_{12}^*	k_{12}		$k_{12} + \frac{0,5 \cdot G}{\sqrt{p_{10} - p_{20}}}$	
k_{11}	$k_{12}^* + k_1 + \frac{0,5 \cdot G}{\sqrt{p_{10}}}$	$k_{12}^* + k_1$	$k_{12}^* + k_1 + \frac{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot z_0}{\sqrt{2 \cdot p_{20} \cdot \rho}} + k_H$	
k_{22}	$k_{12}^* + k_2 + k_f + \sqrt{\frac{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot z_0}{2 \cdot p_{20} \cdot \rho}}$		$k_{12}^* + k_1$	
k_1	0		$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2p_{10}}{\rho}}$	
k_2	$\mu \cdot \pi \cdot d \cdot \sqrt{\frac{2p_{20}}{\rho}}$		0	
C^*	$C + 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot p_{20} \cdot \cos \theta$		$C + 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot p_{10} \cdot \cos \theta$	
F_3^*		$F_3 - 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot z_0 \cdot \cos \theta$		

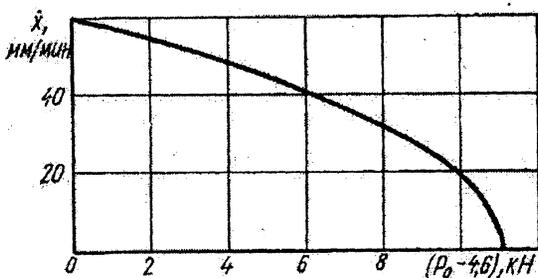


Рисунок 2. Зависимость скорости подачи бабки пыльного диска отрезного станка 8В66А от силы сопротивления

Как показывает практика, при решении алгебраических уравнений 2 следует задаваться значениями скорости \dot{x}_0 и давления p_{20} (p_{10}), поскольку значение h и G по результатам настройки определить часто невозможно. При заданных значениях p_{20} (p_{10}) и \dot{x}_0 определение значений p_{10} (p_{20}), z_0 , h и G при помощи ЭВМ не представляет затруднений и может быть произведено одним из итераци-

ОННЫХ МЕТОДОВ.

Необходимо отметить, что система алгебраических уравнений 2 может быть использована также для построения статических зависимостей гидроприводов, наибольший интерес из которых представляет зависимость скорости \dot{x}_0 рабочего органа от силы сопротивления P_0 . Как пример, на рисунке 2 приведены результаты расчета зависимости скорости подачи бабки пильного диска отрезного станка 8В66А от силы сопротивления. В гидроприводе подачи бабки станка 8В66А реализована схема б (рисунок 1). Анализ результатов показывает, что гидропривод станка 8В66А обладает малой жесткостью по скорости.

Для исследования собственных колебаний, в том числе оценки устойчивости, и построения амплитудно-частотных характеристик рассматриваемых гидроприводов может быть использована система линейных дифференциальных уравнений, получаемых линеаризацией системы (1).

$$\dot{x} \begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{1}{C_1} (-k_{11} \cdot x_1 + k_{12}^* \cdot x_2 + \alpha_1 \cdot F_1 \cdot x_3 - \alpha_3 \cdot F_3 \cdot x_4 - K_1 \cdot x_5); \\ \dot{x}_2 = \frac{1}{C_2} (k_{12}^* \cdot x_1 - k_{22} \cdot x_2 - (F_2 - \alpha_2 \cdot F_1) x_3 - \alpha_4 \cdot F_3 \cdot x_4 - K_2 \cdot x_5); \\ \dot{x}_3 = \frac{1}{m_1} (-\alpha_1 \cdot F_1 \cdot x_1 + (F_2 - \alpha_2 \cdot F_1) x_2 - \beta_0 \cdot x_3 + y \cdot (t)); \\ \dot{x}_4 = \frac{1}{m_2} (\alpha_3 \cdot F_3^* \cdot x_1 + \alpha_4 \cdot F_3^* \cdot x_2 - \beta_1 \cdot x_4 - c^* \cdot x_5); \quad x_5 = x_4, \end{cases} \quad (3)$$

где x_1 и x_2 – приращения давлений ($x_1 = p_1 - p_{10}$; $x_2 = p_2 - p_{20}$); x_3 – приращение скорости рабочего органа ($x_3 = \dot{x} - \dot{x}_0$); x_4 – скорость плунжера; x_5 – приращение ширины щели клапана ($x_5 = z - z_0$); k_{11} ; k_{12}^* и k_{22} – приведенные коэффициенты утечек; K_1 и K_2 – коэффициенты усиления клапана; F_3^* и c^* – приведенные с учетом гидродинамической реакции струи площадь торца плунжера и жесткость пружины клапана; C_1 и C_2 – гидравлические емкости магистралей 1 и 2.

$$C_1 = \frac{V_1}{E}; \quad C_2 = \frac{V_2}{E}.$$

Значения k_{12}^* ; k_{11} ; K_1 ; K_2 ; F_3^* и c^* приведены в таблице 1.

Собственные колебания гидроприводов описываются характеристическим уравнением:

$$S^5 + a_4 S^4 + a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0 = 0,$$

где S – оператор Лапласа; a_4, a_3, a_2, a_1 и a_0 – коэффициенты, значения которых находятся приравниванием нулю определителя системы (3).

$$\begin{vmatrix} -\left(S + \frac{k_{11}}{C_1}\right) & \frac{k_{12}^*}{C_1} & \frac{\alpha_1 F_1}{C_1} & -\frac{\alpha_3 F_3}{C_1} & -\frac{K_1}{C_1} \\ \frac{k_{12}^*}{C_2} & -\left(S + \frac{k_{22}}{C_2}\right) & \frac{\alpha_2 F_1 - F_2}{C_2} & \frac{\alpha_4 F_3}{C_2} & -\frac{K_2}{C_2} \\ \frac{\alpha_1 F_1}{m_1} & \frac{F_2 - \alpha_2 F_1}{m_1} & -\left(S + \frac{\beta}{m_1}\right) & 0 & 0 \\ \frac{\alpha_3 F_3}{m_2} & \frac{\alpha_4 F_3}{m_2} & 0 & -\left(S + \frac{\beta_1}{m_2}\right) & -\frac{\dot{n}^*}{m_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -S \end{vmatrix}.$$

Анализ коэффициентов вышеприведенного характеристического уравнения согласно критерию Льенара-Шипора показывает, что причинами возможной неустойчивости рассматриваемых гидроприводов с дроссельным регулированием могут быть «падающая» характеристика силы сопротивления ($\beta < 0$) и относительно большое значение коэффициента усиления K_1 (K_2). Последний зависит от диаметра d плунжера клапана и перепада давлений p_{10} (p_{20}) на входе-выходе клапана.

Исследование вынужденных колебаний в гидроприводах может быть приведено при помощи передаточных функций, получаемых как частные решения системы линейных дифференциальных уравнений (3) в пространстве изображений [2].

В частности влияние переменной составляющей $y(t)$ силы сопротивления на колебания скорости рабочего органа может быть исследовано при помощи передаточной функции вида:

$$W = \frac{1}{m_1} \cdot \frac{S^4 + b_3 S^3 + b_2 S^2 + b_1 S + b_0}{S^5 + a_4 S^4 + a_3 S^3 + a_2 S^2 + a_1 S + a_0}, \quad (4)$$

где b_3, b_2, b_1 и b_0 – коэффициенты, определяемые из определителя

$$\begin{vmatrix} -\left(S + \frac{k_{11}}{C_1}\right) & \frac{k_{12}^*}{C_1} & -\frac{\alpha_3 F_3}{C_1} & -\frac{K_1}{C_1} \\ \frac{k_{12}^*}{C_2} & -\left(S + \frac{k_{22}}{C_2}\right) & \frac{\alpha_4 F_3}{C_2} & -\frac{K_2}{C_2} \\ \frac{\alpha_3 F_3^*}{m_2} & \frac{\alpha_4 F_3^*}{m_2} & -\left(S + \frac{\beta_1}{m_2}\right) & -\frac{c^*}{m_2} \\ 0 & 0 & -1 & S \end{vmatrix}.$$

Амплитудно-частотные характеристики гидроприводов в соответствии с передаточной функцией (4) могут быть построены на основе зависимости:

$$A = \frac{1}{m_1} \sqrt{\frac{(b_0 - b_2 \omega^2 + \omega^4) + (b_1 \omega - b_3 \omega^3)^2}{(a_0 - a_2 \omega^2 + a_4 \omega^4)^2 + (a_1 \omega - a_3 \omega^3 + \omega^5)^2}}. \quad (5)$$

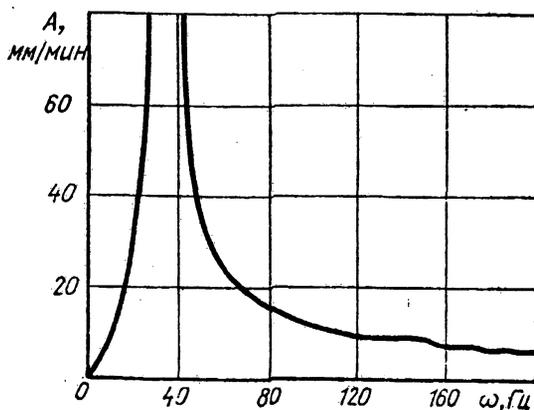


Рисунок 3. - Амплитудно-частотная характеристика гидропривода подачи отрезного станка 8В66А

На рисунке 3 приведены расчеты амплитудно-частотной характеристики гидропривода подачи бабки пильного диска станка 8В66А на холостом ходу согласно зависимости (5). Анализ характеристики показывает, что гидропривод имеет ярко выраженный резонансный пик в области 30...40 Гц, свидетельствующий о низкой демпфирующей способности гидропривода.

На рисунке 4 приведены результаты моделирования с учетом сил резания переходных процессов в гидроприводе станка 8В66А при ступенчатом уменьшении сил сопротивления на 0,5 кН. Сила сопротивления принималась равной:

$$P = T + P_{y0} \cdot \left(\frac{S_z}{S_{z0}} \right)^y - y(t),$$

где T – сила трения в направляющих бабки и уплотнениях поршня и штока цилиндра; P_{y0} и S_{z0} – радиальная составляющая сил резания и подача на зуб в установившемся режиме; S_z – подача на зуб; y – показатель степени; $y(t)$ – переменная составляющая сил сопротивления, равная

$$\begin{aligned} y(t) &= 0, && \text{при } t < 0, \\ y(t) &= 0,5 \text{ кН}, && \text{при } t \geq 0. \end{aligned}$$

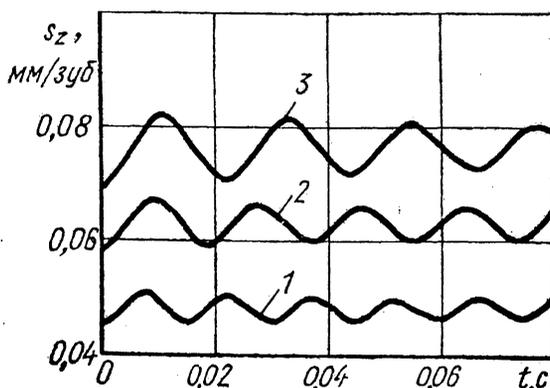


Рисунок 4. Переходные процессы в гидроприводе подачи отрезного станка 8В66А

Кривая 3 получена при значении $P_{y0} = 3,3$ кН, кривая 2 – $P_{y0} = 5,5$ кН, кривая 1 – $P_{y0} = 7,7$ кН. Во всех трех случаях сила трения принималась одинаковой и равной $T = 4,6$ кН.

Анализ полученных результатов показывает, что с увеличением радиальной составляющей P_{y0} силы резания, повышается жесткость системы, проявляющаяся в повышении частоты собственных колебаний и снижении уровня вынужденных колебаний.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коробочкин, Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М: Машиностроение. 1978 – 495 с.
2. Корн, Г., Корн, Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М: Наука. 1973 – 832 с.