

Подставляя обобщенные перемещения из (3) в (2), получим формулы для напряжений, выраженных через крутящий момент:

$$\tau_{xy} = -12,02Tz; \tau_{xz} = 19,54Ty.$$

Формулы для напряжений в зависимости от рассогласования s_{xp} :

$$\tau_{xy} = -452 \cdot 10^6 s_{xp} z; \tau_{xz} = 735 \cdot 10^6 s_{xp} y.$$

Наибольшие касательные напряжения:

$$\tau_{xy}^{\max} = -452 \cdot 10^6 s_{xp} \cdot 1 = -452 \cdot 10^6 s_{xp};$$

$$\tau_{xz}^{\max} = 735 \cdot 10^6 s_{xp} \cdot 0,725 = 533 \cdot 10^6 s_{xp}.$$

Величина предельного рассогласования перемещений тележек, приходящегося на кручение, при которой в горизонтальной части порталной опоры касательные напряжения достигают предела текучести:

$$s_{xp} = \tau_{\max} / 533 \cdot 10^6 = \tau_m / 533 \cdot 10^6 = \\ = 150 \cdot 10^6 / 533 \cdot 10^6 = 0,28 \text{ м},$$

где $\tau_m = 0,6\sigma_m = 150 \text{ МПа}$, $\sigma_m = 250 \text{ МПа}$ – предел текучести стали 20 [2, приложение 1, с. 646].

Наибольшие напряжения изгиба возникают в стойке порталной опоры:

$$\sigma_{\max} = \frac{37,6 \cdot 10^6 s_{xp}}{W_z} = \\ = \frac{37,6 \cdot 10^6 \cdot 0,28}{2,56 \cdot 10^6 \cdot 10^{-8} / 0,725} = 298 \text{ МПа},$$

где $W_z = \frac{J_z}{y_{\max}}$ – осевой момент сопротивления.

Так как напряжение больше предела текучести, то необходимо соответственно уменьшить рассогласование за счет кручения s_{xp} :

$$s_{xp}^{\text{умоч}} = \frac{250}{298} 0,28 = 0,23 \text{ м}.$$

Крутящий момент:

$$T_{\text{умоч}} = 37,6 \cdot 10^6 s_{xp}^{\text{умоч}} = 37,6 \cdot 10^6 \cdot 0,23 = \\ = 8,65 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Усилия, приложенные к тележкам при рассогласовании их перемещений:

$$F = \frac{T_{\text{умоч}}}{h_b} = \frac{8,65 \cdot 10^6}{15} = 577 \text{ кН}.$$

Возможное рассогласование перемещений тележек за счет изгиба стоек и горизонтальной части порталной опоры:

$$s_{\text{изз}} = \frac{F[2(l_{cm})^3 + l_z^3]}{3EJ_z} = \frac{577 \cdot 10^3 [2 \cdot 20^3 + 9^3]}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 2,56 \cdot 10^6 \cdot 10^{-8}} = \\ = 0,63 \text{ м},$$

где $l_{cm} = 20 \text{ м}$, $l_z = 9 \text{ м}$ – длины стойки и горизонтальной части опоры; $E = 200 \text{ ГПа}$ – модуль продольной упругости материала опоры.

Предельное суммарное рассогласование перемещений тележек:

$$s = s_{xp}^{\text{умоч}} + s_{\text{изз}} = 0,86 \text{ м}.$$

ВЫВОД: Рассогласование перемещений тележек до одного метра приведет к появлению необратимых пластических деформаций порталной опоры даже при холостом перемещении кратцера.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Кондратюк В.Ф. Методическое пособие к расчетно-проектировочной работе «Исследование деформаций кручения рам мобильных горных машин» для студентов специальности Т 05.01.00 — «Горные машины и оборудование». Ч. 1 / Бел. гос. политех. акад. — Минск, 2001. — 14 с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. — Киев: Наукова думка, 1988. — 736 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРОПРИВОДА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ ПРИ НЕУСТОЯВШЕМСЯ РЕЖИМЕ ДВИЖЕНИЯ

Зинкевич В.И., Анисько С.М.

It Is Considered particularities of change to velocities of piston from time for area of runaway under separate influence of mass mechanically rolling elements of machine and power of technological resistance. Accounting formulas and graphs of results of study are Brought.

Гидравлические приводы получают все более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства (технологические машины-автоматы, транспортные машины), что тесно связано с проведением комплексной автоматизацией

производственных процессов. Анализ исследований по динамике гидроприводов различного назначения показывает сложность процессов, происходящих в потоке жидкости при ее взаимодействии с твердыми телами. Управления переход-

ных процессов в гидравлических приводах, как правило, нелинейны.

В работе исследовалась динамическая нагруженность объемного поршневого гидропривода технологической машины на участке разгона. Объемный поршневой гидропривод (рис. 1) состоит из гидроцилиндра 1, насоса 2, распределителя 3, тормозного устройства 4, переливного клапана 5, соединительных трубопроводов и сливного бака.

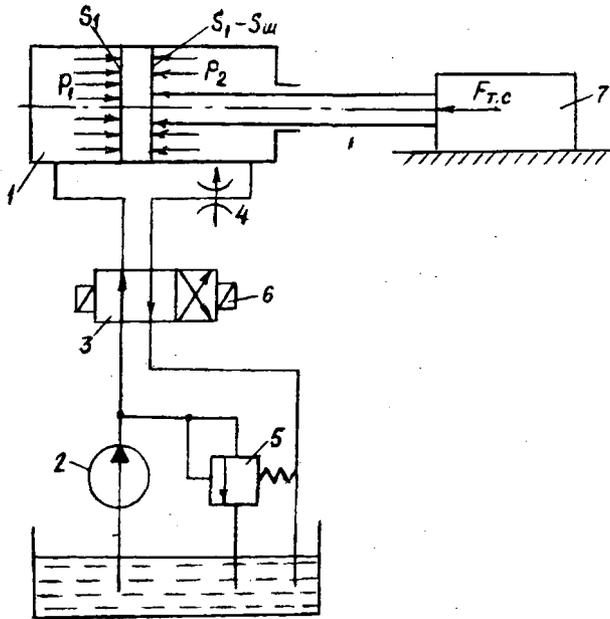


Рис. 1. Схема поршневого гидропривода

Двухпозиционный четырехлинейный распределитель 3 показан в позиции, соответствующей передвижению поршня слева направо (рабочий ход технологической машины 7). Переключение распределителя из одной позиции в другую происходит от электромагнитов 6. Тормозное устройство 4 (регулируемый дроссель) включено в линию, которая при рабочем ходе является сливной.

При математическом описании динамических процессов в гидроприводе выбрана наиболее простая динамическая модель, которая адекватна исследуемым процессам. В качестве звена приведения взят поршень, к которому приведена масса рабочей жидкости на рассматриваемом участке и масса механически подвижных элементов машины. В этой модели введен ряд допущений: жидкость рассматривается несжимаемой и сосредоточенной в одном объеме, учитывается только один режим течения.

Дифференциальное уравнение движения звена приведения имеет вид:

$$m_n \frac{dv}{dt} = F_g - F_c, \quad (1)$$

Приведенная к поршню движущая сила и сила сопротивления

$$F_g = p_1 S_1;$$

$$F_c = F_{т.с} + p_2 (S_1 - S_{ш})$$

Давление p_1 в напорной полости зависит от давления на выходе из насоса p_n и от потерь давления в напорной линии Δp_1 , т.е.

$$p_1 = \Delta p_n - \Delta p_1$$

Давление p_2 в сливной полости зависит от потерь давления в сливной линии Δp_2 и потерь давления в тормозном устройстве Δp_T , т.е.

$$p_2 = \Delta p_2 + \Delta p_T$$

Потери давления Δp_1 и Δp_2 зависят от скорости течения жидкости, которая при постоянном расходе пропорциональна величине скорости поршня v

$$\Delta p_1 = A_1 v + B_1 v^2$$

$$\Delta p_2 = A_2 v + B_2 v^2,$$

где A_1, A_2, B_1, B_2 — постоянные коэффициенты.

Потери давления в тормозном устройстве:

$$\Delta p_T = B_T \frac{v^2}{f_T^2},$$

где B_T — экспериментальный коэффициент, f_T — площадь проходного сечения в тормозном устройстве.

Общая приведенная масса m_n находится из условия равенства кинетических энергий массы механических частей поршня m и массы жидкости m_1 в напорном и сливном трубопроводах

$$m_n = m + m_1 \frac{v_{т.р.}^2}{v^2}, \quad (2)$$

Уравнение баланса мгновенных объемных расходов жидкости представляет собой алгебраическую сумму входного $Q_{вх}$ и выходного $Q_{вых}$ расходов. Для рабочего хода поршня расход на выходе из насоса связан со скоростью поршня соотношением:

$$Q_{вых} = v S_1$$

а расход на входе связан со скоростью жидкости в трубопроводах:

$$Q_{вх} + v_{т.р.} f$$

$$\text{Откуда } \frac{v_{т.р.}}{v} = \frac{S_1}{f},$$

где $S_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$, d_1 — диаметр поршня, f — площадь проходного сечения трубопровода.

Начальные данные к расчету: $d_1 = 0,065 \text{ м}$,

$$d_{ш} = 0,02 \text{ м}, \quad f = 0,785 \text{ см}^2, \quad f_T = 0,1 \text{ см}^2, \\ m_1 = 0,02 \text{ кг},$$

$$A_1 = 2 \cdot 10^6 \frac{\text{НС}}{\text{М}^3}, \quad A_2 = 17 \cdot 10^6 \frac{\text{НС}}{\text{М}^3},$$

$$B_1 = 4 \cdot 10^6 \frac{\text{HC}^2}{\text{M}^4}, \quad B_2 = 15 \cdot 10^6 \frac{\text{HC}^2}{\text{M}^4}$$

$$B_T = 4,810^{-4} \text{HC}^2, \quad P_H = 4,710^6 \text{ПА}$$

Учитывая принятые исходные данные получаем:

$$m_n = m + m_1 \frac{v_{\text{TP}}^2}{v^2} = m + m_1 \frac{S_1^2}{f^2} =$$

$$= m + 0,02 \left(\frac{33,16}{0,785} \right)^2 = m + 35,687,$$

$$F_g = (p_n - A_1 v - B_1 v^2) S_1 = (4,7 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6 v - 4 \cdot 10^6 v^2) 3316 \cdot 10^{-6} =$$

$$= 15582 - 6632v - 13264v^2$$

$$F_c = F_{T.C} + \left(A_2 v + B_2 v^2 + B_T \frac{v^2}{f^2} \right) (S_1 - S_w) =$$

$$= F_{T.C} + \left(17 \cdot 10^6 v + 15 \cdot 10^6 v^2 + 4,8 \cdot 10^{-4} \frac{v^2}{0,1^2 (10^{-4})^2} \right) \times$$

$$\times (3316 - 314) \cdot 10^{-6} = F_{T.C} + 51034v + 59439v^2$$

После подстановки значений m_n , F_g , F_c в уравнение (1) окончательно имеем:

$$(m + 35,687) \frac{dv}{dt} = 15582 - 57666v - 72703v^2 - F_{T.C}, \quad (3)$$

На основании уравнения (3) рассчитаны различные варианты изменения скорости поршня от времени, т.е. быстроедействие машины, при раздельном влиянии массы механически подвижных элементов машины m и силы технологического сопротивления $F_{T.C}$. Составлена программа расчетов на ПЭВМ, на основании которой выполнены построения, представленные на рис. 2 и рис. 3. Анализ результатов исследования при разгоне машины позволяет установить следующее:

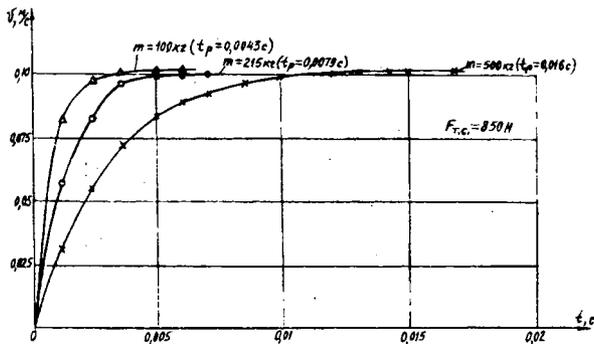


Рис. 2.

1. При постоянной силе технологического сопротивления и переменной массе скорость поршня с ростом массы убывает (рис.2). Причем, уменьшение скорости наблюдается до определенных пределов, т.е. до момента времени, которое соответствует концу времени разгона t_p .

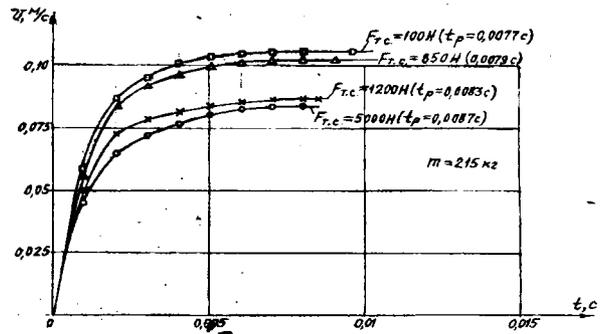


Рис. 3.

2. При постоянной массе и переменной силе скорость поршня по мере увеличения массы убывает (рис. 3). Если для каждого опыта исследования скорость поршня в начале времени разгона резко возрастает, то к концу времени разгона эти колебания уменьшаются.

ЛИТЕРАТУРА:

1. Динамика машин и управления машинами. Справочник / Под ред. Г.В.Кулейнина. — М.: Машиностроение, 1988. — 240 с.
2. Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод мобильных машин: теория систем автоматического управления: Учеб. пособие / Под ред. Н.В.Богдана. — Минск: НПО «Пион», 2001. — 396 с.
3. Коловский М.З. Динамика машин. — Л.: Машиностроение, 1989. — 263 с.