

О ДИНАМИКЕ СРАБАТЫВАНИЯ ЗАПОРНОГО ЭЛЕМЕНТА ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ ГИДРОИМПУЛЬСНОГО ПРИВОДА

Искович-Лотоцкий Р.Д., Севостьянов И.В.
Винницкий государственный технический университет

Основным элементом управления и регулирования вибропрессов с гидроимпульсным приводом является вибровозбудитель, определяющий закон изменения давления в рабочих полостях исполнительных гидроцилиндров и позволяющий изменять параметры нагружения по частоте, амплитуде и передаваемой энергии [1, 3].

В проведенных ранее теоретических исследованиях двухкаскадного двухходового и трехходового вибровозбудителя с золотниковыми запорными элементами [1, 2] (рис. 1) его математическая модель была представлена в виде системы дифференциальных уравнений движения клапанов первого и второго каскадов и баланса расходов рабочей жидкости в напорных и сливных магистралях. Такой подход является достаточно сложным, требует линеаризации основных нелинейных составляющих уравнений системы, решение которой осуществляется на ЭВМ методами численного интегрирования.

В работах [3, 4] предложен метод исследования, который основан на анализе динамики только основного запорного элемента второго каскада с учетом баланса расходов рабочей жидкости, причем такое допущение хорошо согласуется с экспериментально доказанной релейностью срабатывания клапана первого каскада. Решение системы нелинейных дифференциальных уравнений осуществляется как и в предыдущем случае численными приближенными методами.

Новый подход, рассмотренный в настоящей работе, позволяет представить математическую модель рабочего цикла срабатывания запорного элемента вибровозбудителя в виде дифференциального уравнения движения линейной неконсервативной одномассовой системы, совершающей свободные колебания под действием импульса внешних сил.

Для обоснования такого подхода необходимо подтвердить, что усилие, создаваемое на запорном элементе вибровозбудителя давлением рабочей жидкости в момент его срабатывания носит кратковременный (импульсный) характер, т. е. отношение длительности внешнего силового воздействия t_0 к периоду собственных колебаний приведенной массы запорного элемента T_k менее 0,18 [5]

$$\alpha = t_0 / T_k < 0,18 \quad (1)$$

В качестве примера рассмотрим рабочий цикл срабатывания шарикового однокаскадного вибровозбудителя (рис. 2) со следующими численными значениями параметров конструктивных элементов:

- диаметры первичной F_1 и вторичной F_2 площадей подъема, соответственно $D_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м и $D_2 = 16 \cdot 10^{-3}$ м;
- величина осевого перекрытия $x_n = 2 \cdot 10^{-3}$ м;
- конструктивный параметр подклапанной полости $l_1 = 10 \cdot 10^{-3}$ м;
- предварительное сжатие и жесткость пружины

упругого возврата шарикового запорного элемента $x_{ок} = 25,6 \cdot 10^{-3}$ м и $c_k = 61,4 \cdot 10^3$ Н/м;

- масса шарикового запорного элемента $m_k = 0,017$ кг;

- подача насоса $Q_n = 1,1 \cdot 10^{-3}$ м³/с;

- объем и диаметр рабочей полости одноциклового гидроаккумулятора $V_a = 4 \cdot 10^{-3}$ м³ и $D_a = 0,14$ м;

- длина и диаметр напорной гидролинии $l_0 = 0,5$ м и $D_0 = 12 \cdot 10^{-3}$ м.

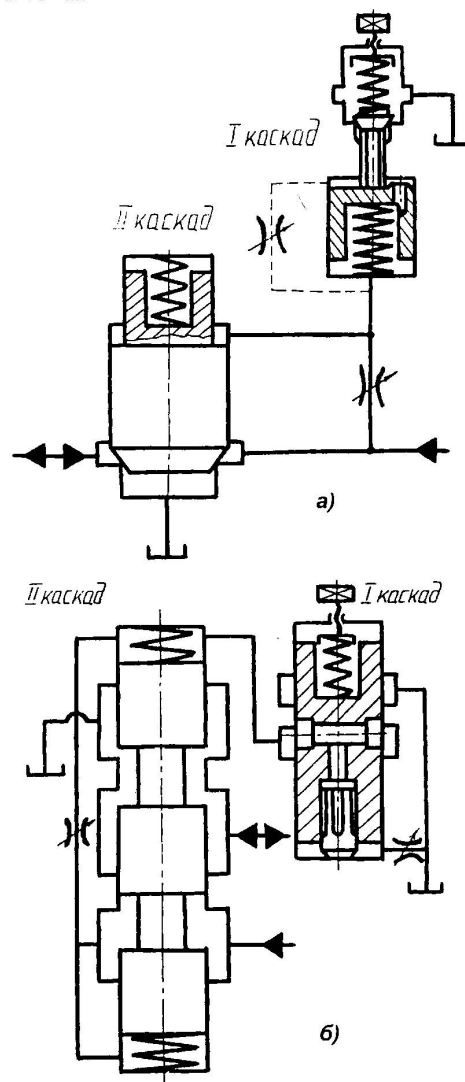


Рис. 1. Принципиальные схемы двухкаскадных двухходового (а) и трехходового (б), вибровозбудителей с золотниковыми запорными элементами.

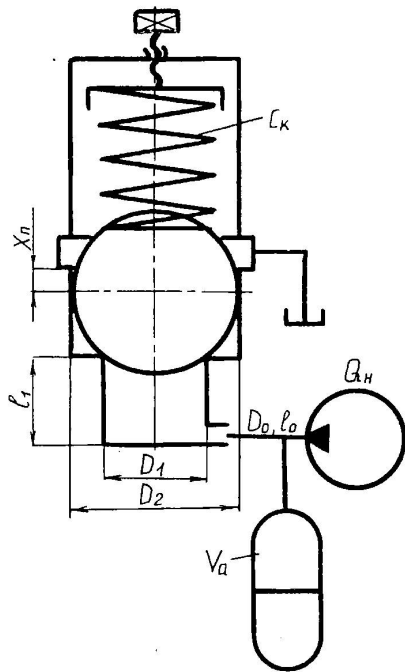


Рис. 2. Расчетная схема шарикового однокаскадного вибровозбудителя.

Характер изменения давления в подшариковой полости вибровозбудителя (рис. 3) можно условно представить тремя этапами:

I этап - возрастание давления от некоторой минимальной величины до настроенного давления срабатывания запорного элемента вибровозбудителя p_1 ;

II этап - изменение давления с момента нарушения герметичности посадки шарикового запорного элемента на седло и прохождения им осевого перекрытия x_n ;

III этап - соединение подшариковой полости со сливной и уменьшение давления в гидросистеме до величины p_2 .

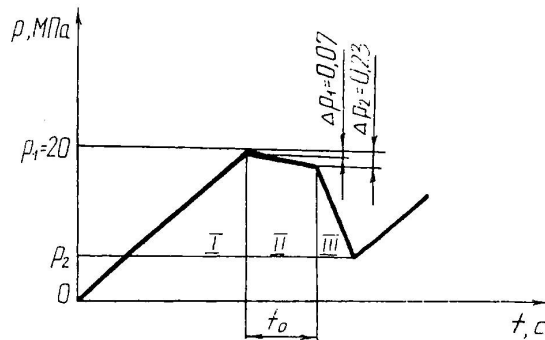


Рис. 3. Циклограмма изменения давления в подшариковой полости вибровозбудителя.

Давление p_1 можно определить из условия

$$p_1 = c_k x_{ок} / F_1 \quad (2)$$

Для рассматриваемого примера $p_1 = 20$ МПа.

Переходной процесс на II этапе рабочего цикла характеризуется уменьшением давления в подшариковой полости, вызванным увеличением первоначального сжимаемого объема гидросистемы, (рис. 4).

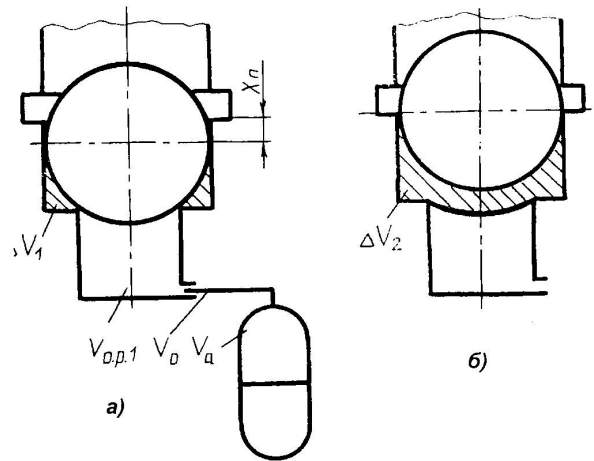


Рис. 4. Расчетные схемы для определения приращений сжимаемого объема гидросистемы вибровозбудителя: а) - в момент нарушения герметичности посадки запорного элемента на седло; б) - при прохождении перекрытия x_n .

Давление на II этапе определяем для двух положений запорного элемента: в момент приращения объема ΔV_1 при нарушении герметичности посадки запорного элемента на седло (рис. 4,а) и в момент приращения объема ΔV_2 за счет смещения запорного элемента на величину осевого перекрытия x_n (рис. 4, б).

Для расчетов используем известную зависимость [1]

$$\Delta p = \Delta V / \beta V_H \quad (3)$$

где β - коэффициент объемного сжатия для турбинных масел при температуре $t=20$ °С и давлении в гидросистеме $p=0-20$ МПа $\beta=6 \cdot 10^{-10}$ Па $^{-1}$ [6]. Тогда при $V_H=4,25 \cdot 10^{-3}$ м 3 имеем $\Delta V_1 = 1,8 \cdot 10^{-7}$ м 3 и $\Delta V_2 = 5,85 \cdot 10^{-7}$ м 3 .

Соответствующие уменьшения величины давления составят $\Delta p_1 = 0,07$ МПа и $\Delta p_2 = 0,23$ МПа.

На основании этих данных построена циклограмма изменения усилия на запорном элементе с учетом первичной F_1 и вторичной F_2 площади подъема (рис. 5).

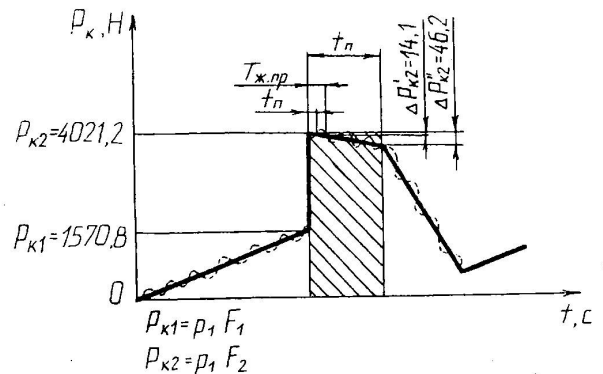


Рис. 5. Циклограмма изменения усилия на шариковом запорном элементе вибровозбудителя.

Продолжительность силового воздействия на шариковый запорный элемент с момента срабатывания до прохождения им осевого перекрытия x_n , или время открытия,

$$t_0 = x_{\pi} / v_{cp}, \quad (4)$$

где v_{cp} - средняя скорость движения запорного элемента, определяется суммарной подачей насоса Q_n и одноциклового гидроаккумулятора $Q_{a,cp}$

$$v_{cp} = (Q_n + Q_{a,cp}) / F_2 \quad (5)$$

Для предельного случая, когда подача гидроаккумулятора $Q_{a,cp} = 0$ и скорость $v_{cp} = v_{cp,min}$ определяется только подачей насоса ($Q_n = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$)

$$t_0 = x_{\pi} F_2 / Q_n = 3,66 \cdot 10^{-4} \text{ с.}$$

Период собственных колебаний массы m_k шарикового запорного элемента вибровозбудителя

$$T_k = 2\pi(m_k / c_{np})^{1/2}, \quad (6)$$

где c_{np} - приведенная жесткость гидромеханической упругой системы. Т.к. жесткость пружины упругого возврата c_k на порядок и более меньше приведенной жесткости рабочей жидкости $c_{ж,пр}$ в сжимаемом объеме V_n ($c_{ж,пр} \gg c_k$), то $c_{np} = c_{ж,пр} c_k / (c_{ж,пр} + c_k) = c_k / (c_{ж,пр} / c_k + 1) \approx c_k$.

Для рассматриваемого примера $T_k = 3,3 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, а отношение длительности силового воздействия t_0 к периоду T_k составляет $t_0/T_k = 0,11 < 0,18$. Условие (1) выполняется, что позволяет рассматривать рабочий цикл перемещения шарикового запорного элемента вибровозбудителя как свободные колебания линейной неконсервативной системы с одной степенью свободы (рис. 6), под действием приложенного в начальный момент времени $t = 0$ прямоугольного импульса силы с амплитудным значением P_{k2} (см. рис. 5). При этом ошибка в вычислениях составит менее 5% [5].

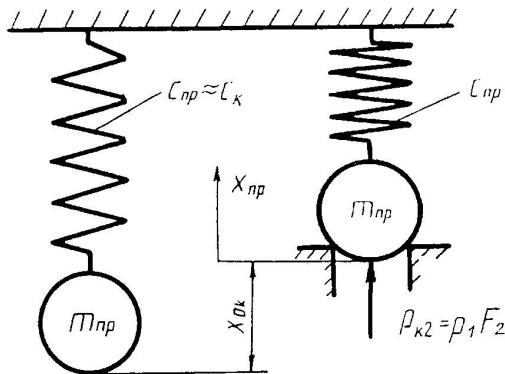


Рис. 6. Динамическая модель шарикового запорного элемента вибровозбудителя.

Очевидно, что при недостаточной подаче насоса Q_n , требуемый для обеспечения импульсного характера срабатывания запорного элемента суммарный расход $Q_c = Q_n + Q_{a,cp}$ может быть увеличен за счет подачи одноциклового гидроаккумулятора $Q_{a,cp}$ без увеличения Q_n .

Анализ циклограммы (см. рис. 5) позволяет сделать предположение, что продолжительность страгивания (подхвата запорного элемента вибровозбудителя t_n по вторичной площади F_2 в момент соединения осевых расточек диаметрами D_1 и D_2) можно определить как время, в течение которого гидросистема успела полностью отреагировать на приращение объема ΔV_1 , а максимальное время реакции гидросистемы равно полупериоду собственных колебаний массы рабочей жидкости $m_{ж}$ в объеме V_n с приведенной к площади F_1 запорного элемента жесткостью $c_{ж,пр}$.

$$t_n = 1/2 T_{ж,пр} = \pi(m_{ж} / c_{ж,пр}), \quad (7)$$

где $m_{ж} = \rho V_n = 3,82 \text{ кг}$, а $c_{ж,пр} = 1 / (1/c_{ж,а} + 1/c_{ж,о} + 1/c_{ж,о,р})$ - приведенная жесткость гидросистемы при последовательном соединении емкостей с рабочей жидкостью [6]. В общем случае жесткость рабочей жидкости в объеме V с площадью живого сечения F составляет $c_{ж} = F/V\beta$ [6].

Для рассматриваемого примера $t_n = 8,02 \cdot 10^{-7} \text{ с}$.

На циклограмме (см. рис. 5) пунктиром условно показан характер изменения усилия на шариковом запорном элементе вибровозбудителя с учетом собственных колебаний жидкости.

На графике (рис. 7) показана характеристика закона движения запорного элемента вибровозбудителя с учетом наложенных ограничений по перемещению (седло осевой расточки и предварительное сжатие пружины упругого возврата x_{0k}) при периодическом импульсном силовом воздействии. Пунктирной линией показана характеристика свободных затухающих колебаний массы m_{np} при отсутствии повторного импульсного силового воздействия и ограничения по перемещению.

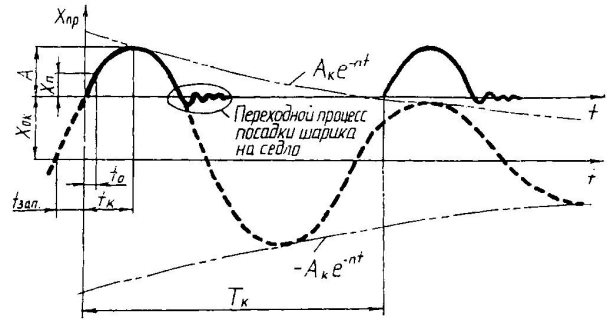


Рис. 7. Характеристика закона движения приведенной массы m_{np} запорного элемента вибровозбудителя.

Перемещение запорного элемента вибровозбудителя при свободных колебаниях линейной системы с одной степенью свободы с учетом вязкого трения описывается известным выражением [7]

$$x_{np} = e^{-nt} (C_1 \cos q_1 t + C_2 \sin q_1 t), \quad (8)$$

где $q_1 = (q^2 - n^2)^{1/2}$;

$$n = b/2m_{np};$$

$$q^2 = c_k/m_{np};$$

$C_1 = x_{np,0}$ и $C_2 = (x_{np,0} + n x_{np,0}') / q_1$ - постоянные интегрирования, определяемые из начальных условий;

b - коэффициент вязкого трения;

$x_{np,0}$ и $x_{np,0}'$ - соответственно перемещение и скорость в начальный момент времени $t = 0$.

Для известных начальных условий $x_{np,0} = x_{0k}$ и $x_{np,0}' = v_{cp}$ перемещение запорного элемента можно определить как

$$x_{np} = e^{-nt} [x_{np,0} \cos q_1 t + (x_{np,0}' + n x_{np,0}) q_1^{-1} \sin q_1 t] - x_{0k} \quad (9)$$

Продолжительность перемещения запорного элемента вибровозбудителя t_k в крайнее верхнее положение (полное открытие) обеспечивается при максимальном значении амплитуды A .

Для надежного соединения подшариковой полости со сливом в крайнем верхнем положении запорного элемента должно выполняться условие, которое накладывает определенные ограничения на выбор конструктивных параметров вибровозбудителя

$$A \gg x_n + \Delta_{min}, \quad (10)$$

где $\Delta_{\text{отп}}$ - величина открытия щели золотника, определяемая допустимыми потерями давления.

Принимая во внимание, что вязкое трение практически не оказывает влияние на процесс перемещения запорного элемента в период времени $t < T/4$ можно при проектировании выражение (8) рассматривать для случая $e^{\text{mt}} \cong 1$.

Переходной процесс, связанный с прохождением запорным элементом вибровозбудителя осевого перекрытия x_r в обратном направлении и посадкой его на седло осевой расточки в корпусе при $T/4 < t < T/2$ в настоящей работе не рассматривается.

Результаты приведенного выше анализа динамики срабатывания запорного элемента вибровозбудителя позволяют значительно упростить моделирование реальных систем гидроимпульсного привода при проведении научных исследований, а также разработать упрощенную методику инженерного проектирования подобного класса распределительной гидроаппаратуры.

ЛИТЕРАТУРА

1. Искович-Лотоцкий Р. Д., Матвеев И. Б., Крат В. А. *Машины вибрационного и виброударного действия*. - К. Техника, 1982. - 208 с., ил.
2. Пантелеев В. Ф. *Исследование гидросистемы периодического нагружения с клапанами-пульсаторами*. Дис... канд. техн. наук. 05.02.03. - М., 1978. - 216 с.
3. Матвеев И. Б., Искович-Лотоцкий Р. Д. *Новые виды элементов управления гидроимпульсным приводом*. - Вестн. машиностроения, 1976, № 3, с. 19 - 21.
4. Якубович В. П. *Однокаскадный клапан-пульсатор для гидроприводов циклического действия*. Дис... канд. техн. наук. 05.02.03. - Винница, 1994, - 215 с.
5. Пановко Я. Г. *Введение в теорию механического удара*. - М. Наука, 1977, - 224 с.
6. Башта Т. М. *Машиностроительная гидравлика. Справочное пособие*. - Машгиз, 1963.
7. Бидерман В. Л. *Прикладная теория механических колебаний*. - М. Высшая школа, 1972, - 416 с.