

УДК 681.51

А. С. ШАГИНЯН, А. В. ЗАХАРОВ

АНАЛИЗ ДИНАМИКИ ПРИВОДА ГИДРОПИТАНИЯ ВИБРАЦИОННЫХ ИСТОЧНИКОВ СЕЙСМИЧЕСКИХ ВОЛН

Гидрофикация машин в последние годы получила значительное развитие. Ракетно-космическая техника и авиация, тракторы и сельскохозяйственные машины, станки и гидропрессы, строительная и дорожная техника — далеко не полный перечень областей технического применения гидравлических приводов.

В середине 60-х годов американской фирмой Сопоко (Коноко) был предложен метод "Вибросейс", на базе которого был создан аппаратный комплекс, позволяющий эффективно вести поиск и разведку полезных ископаемых и прежде всего нефти и газа [1].

В составе указанного комплекса фирмой Коноко были разработаны, а американской фирмой Geo Spase (Джео Спейс) совместно с фирмой Marz (Мерц) изготовлены первые в мире вибрационные источники сейсмических сигналов с электрогидравлическим следящим приводом дроссельного управления.

Высокие требования к точности воспроизведения опорных сейсмических сигналов, снижение нелинейных искажений формы излучаемых сигналов, точность синхронизации виброисточников при их группировании, стабильность АЧ- и ФЧ-характеристик по мощности излучения в широком диапазоне частот (от 4 до 200 Гц) — все это в значительной мере обусловило необходимость детального изучения динамических характеристик электрогидравлической системы виброисточников [2, 3] и их энергетических агрегатов—приводов гидропитания.

Известно, что точность воспроизведения заданных (входных) сигналов электрогидравлическими системами дроссельного управления обеспечивается стабилизацией ряда параметров и наличием значительного запаса по давлению.

Это можно показать из рассмотрения уравнения скоростной характеристики движения гидравлического исполнительного механизма (ГИМ) виброисточника [4]:

$$V = K_V \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_0}} X, \quad (1)$$

где V — скорость поршня, м/с; X — перемещение распределительного золотника, м; K_V — крутизна скоростной характеристики холостого хода, 1/с; Δp — перепад давления в полостях дифференциального цилиндра, Па; $p_0 = p_{нн} - p_{сл}$ — эффективное давление гидропитания, Па; $p_{нн}$ — давление в напорной магистрали (подводимое к золотнику), мПа; $p_{сл}$ — давление на сливе, Па.

Из уравнения (1) стабилизация скоростных характеристик ГИМ, которая с достаточной корректностью может быть идентифицирована с обеспечением необходимой точности воспроизведения электрогидравлической системой виброисточников задаваемых сейсмических сигналов, достигается условием поддержания постоянной величины эффективного давления гидропитания, т.е. когда $p_0 = p_{нн} - p_{сл} = \text{const}$. Это условие в существующих конструкциях вибрационных источников сейсмических сигналов типа СВ, разработанных и серийно выпускаемых Гомельским научно-производственным объединением "Сейсмотехника", обеспечивается системой гидропитания, в которой применяются насосы регулируемого расхода марок РНА1Д 250/320 и РНА1Д 125/320 Шахтинского завода "Гидропривод" (Россия). Это применение реализовано достаточно свособразно и малоэффективно: упомянутые насосы заблокированы на постоянный расход, а давление $p_{нн}$ на входе в гидроусилитель в электрогидравлической системе поддерживается предохранительно-сливным клапаном, установленным на заданное давление $p_{нн}$ путем сброса избыточного расхода через клапан на слив.

Принятое решение в устройстве системы гидропитания вибрационных источников их разработчики обосновывают тем, что элементы системы управления расхода с обратной

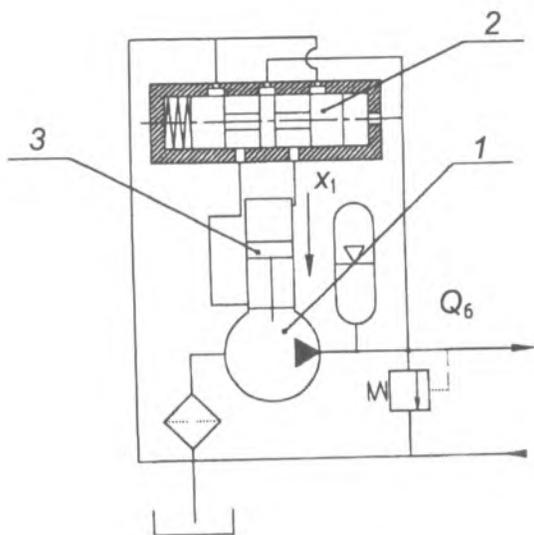


Рис. 1. Система управления насосом с постоянным давлением на выходе типа РНА1Д: 1 — насос; 2 — управляющий золотник; 3 — поршень цилиндра механизма регулирования подачи насоса

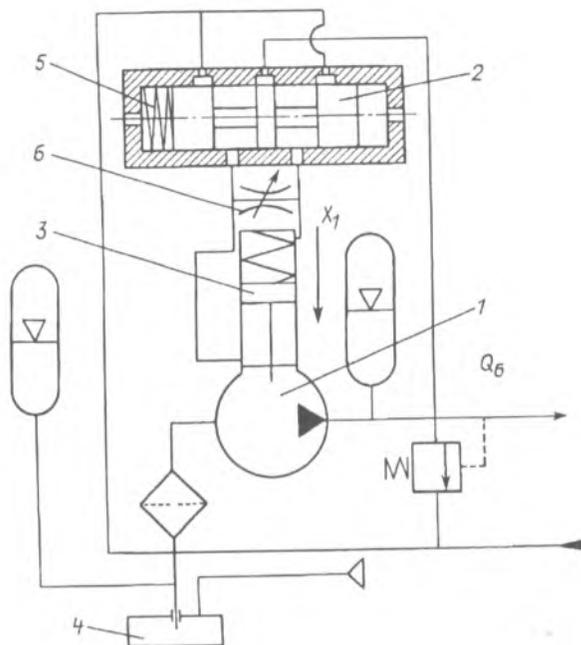


Рис. 2. Система управления гидропитанием сейсмодвижителей на базе насосов типа РНА1Д: 1 — насос; 2 — управляющий золотник; 3 — поршень цилиндра механизма регулирования подачи насоса; 4 — гидробак; 5 — эталонная пружина; 6 — регулируемый линейный дроссель

связью по давлению в насосах типа РНА1Д из-за частых изменений расхода с большой скоростью выходят из строя, т.е. в данном случае возникает необходимость снижения быстродействия системы управления насосов РНА1Д.

При использовании насосов РНА1Д по прямому назначению система управления с постоянным давлением на выходе насоса (рис. 1) имеет в своем составе регулируемый источник гидропитания, который управляется так, что создаваемый расход всегда равен расходу, потребляемому нагрузкой [5]. Управление насосом 1 осуществляется при помощи золотника 2, на один торец которого подается давление из напорной магистрали, а на другой действует усилие эталонной пружины. Как показано на схеме (рис. 1), давление в напорной магистрали используется в качестве давления питания золотника 2.

В начальный момент времени управляющий орган насоса должен быть настроен на максимальную величину подачи. Как только расход, создаваемый насосом, достигнет величины, достаточной для данной нагрузки и компенсации утечек внутри нагрузки, давление в напорной магистрали начнет возрастать. Когда давление увеличится до номинального значения, определяемого величиной поджатия эталонной пружины и площадью торца золотника, стабилизатор начнет функционировать, перемещая с помощью поршня 3 исполнительного механизма управляющий орган насоса. Если расход, потребляемый нагрузкой, равен нулю, то управляющий орган насоса перемещается в положение, соответствующее минимальному расходу, создавая только расход, необходимый для компенсации утечек.

В модели насосов типа РНА1Д поршень 3 цилиндра, приводящий в движение механизм регулирования подачи насоса, с одной стороны управляется жидкостью, подводимой через золотник 2, а с другой — пружиной, предназначенной для компенсации разности площадей штоковой и безштоковой полостей гидроцилиндра и потоком рабочей жидкости.

В описанную систему управления авторами настоящей работы были внесены некоторые конструктивные изменения (рис. 2), направленные на устранение приведенных выше недостатков.

В связи с тем что в гидросистеме вибрационных источников сейсмических сигналов имеется первоначальное давление подпора (давление в гидробаке $4 p_{сн} = 0,5$ мПа), возникает необходимость соединить гидробак с торцевой полостью управляющего золотника 2, в которой установлена эталонная пружина 5. Таким образом, начальный уровень срабатывания системы при изменении давления устанавливается на величину $p_{сн} = 0,5$ мПа, т.е. золотник управления в этом случае будет отслеживать сразу изменение эффективного давления $p_0 = p_{н} - p_{сн}$.

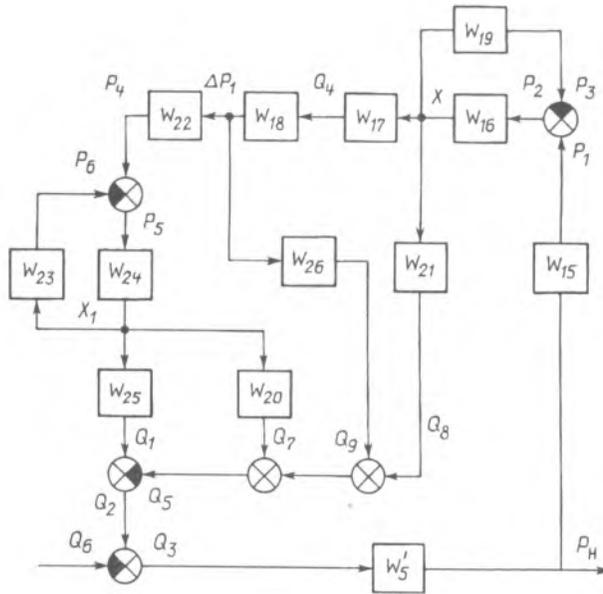


Рис.3. Структурная схема системы управления гидропитанием сейсмовибраторов на базе насосов типа РНА1Д

Кроме этого, в системе регулирования подачи насоса РНА1Д (рис. 2) между каналами, подводящими жидкость к полостям гидроцилиндра 3 (трубопроводами), установлен регулируемый линейный дроссель 6. Это дополнение в схеме позволяет отслеживать скорость изменения давления, сделать систему менее чувствительной к незначительным колебаниям давления и, как следствие, повысить ее устойчивость и долговечность.

Структурная схема данной системы управления (рис. 2) приведена на рис. 3. При выводе передаточных функций элементов системы использовались следующие обозначения [5, 6]: S — оператор дифференцирования, $1/c$; Q_1 — теоретический расход насоса, m^3/c ; Q_2 — расход через золотник гидроусилителя, m^3/c ; Q_3 — потери расхода на утечки, сжимаемость в гидравлической нагрузке, m^3/c ; X — перемещение золотника, m ; X_1 — перемещение управляющего органа насоса, m ; P_1 — сила, действующая на золотник от регулируемого давления, H ; P_2 — результирующая сила, действующая на управляющий золотник, H ; P_3 — сила поджатия пружины, H ; Q_4 — расход в управляющем органе насоса, m^3/c ; Q_5 — потери расхода на управление насосом, m^3/c ; P_4 — сила, действующая на управляющий орган подачи насоса от регулируемого давления, H ; P_5 — результирующая сила, действующая на управляющий орган подачи насоса, H ; P_6 — сила поджатия пружины управляющего органа подачи насоса, H ; Q_6 — расход, потребляемый рабочим гидроцилиндром, m^3/c ; Q_7 — потери расхода на перемещение управляющего золотника системы управления насосом, m^3/c ; Q_8 — потери расхода на перемещение управляющего органа подачи насоса, m^3/c ; Q_9 — расход жидкости через линейный дроссель, m^3/c ; ΔP_1 — перепад давления в системе управления насосом, Pa .

Передаточные функции системы имеют следующий вид [5, 6].

Звено преобразования потерь расхода в давление в напорной магистрали, в котором в качестве гидравлической нагрузки используется гидроцилиндр [2, 7]:

$$W_5'(S) = \frac{P_H}{Q_3} = \frac{1}{\left(\frac{SF_2^2}{C_{ж}} + K_y + K_p \right)},$$

где F_2 — полезная площадь поршня рабочего гидроцилиндра, m^2 ; $C_{ж}$ — жесткость жидкости, H/m ; K_y — коэффициент утечек рабочего гидроцилиндра, $m^3/(c \cdot Pa)$; K_p — коэффициент потерь расхода от наличия вязкого трения в рабочем гидроцилиндре, $m^3/(c \cdot Pa)$ [2, 7].

Звено преобразования давления в систему в силу на торце золотника механизма управления:

$$W_{15}(S) = \frac{P_1}{P_H} = F_3$$

(F_3 — эффективная площадь торца управляющего золотника, m^2).

Звено преобразования результирующей силы на золотнике механизма управления в перемещение золотника:

$$W_{16}(S) = \frac{X}{P_2} = \frac{1}{\frac{m_3}{C_1} S^2 + \frac{h_1}{C_1} S + 1}$$

Здесь C_1 — коэффициент жесткости эталонной пружины управляющего золотника, Н/м; h_1 — коэффициент вязкого трения золотника, Н·с/м; m_3 — масса золотника, кг.

Звено преобразования перемещения золотника механизма управления в расход, поступающий к управляющему органу насоса, преобразуется в линейную зависимость, так как величина нагрузки в механизме управления пренебрежимо мала:

$$W_{17}(S) = \frac{Q_4}{X_2} = K_{14},$$

где K_{14} — коэффициент расхода через управляющий золотник в зависимости от перемещения управляющего золотника, м²/с.

Звено преобразования расхода, поступающего к управляющему органу насоса, в давление в системе управления подачей насоса:

$$W_{18}(S) = \frac{\Delta p_1}{Q_4} = \frac{1}{\left(\frac{SF_4^2}{C_2} + \frac{SF_4^2}{C_x} + K_{12} + K_{13} \right)}$$

(F_4 — полезная площадь поршня гидроцилиндра механизма управления насосом, м²; C_2 — жесткость пружины управляющего органа насоса, Н/м; C_x — жесткость жидкости, Н/м; K_{12} — коэффициент утечек гидроцилиндра, м³/(с·Па); K_{13} — коэффициент потерь расхода на вязкое трение в гидроцилиндре механизма управления насосом, м³/(с·Па)).

Звено преобразования перемещения золотника механизма управления в силу сжатия эталонной пружины механизма управления:

$$W_{19}(S) = \frac{P_3}{X_2} = C_1.$$

Звено преобразования перемещения управляющего органа подачи насоса в расход, поступающий к управляющему органу насоса:

$$W_{20}(S) = \frac{Q_7}{X_1} = F_4 S.$$

Звено преобразования перемещения золотника механизма управления в расход, поступающий на торец золотника:

$$W_{21}(S) = \frac{Q_8}{X} = F_3 S.$$

Звено преобразования давления в системе управления подачей насоса в усилие на управляющем органе насоса:

$$W_{22}(S) = \frac{P_4}{\Delta p_1} = F_4.$$

Звено преобразования перемещения управляющего органа насоса в силу сжатия пружины в гидроцилиндре управляющего органа насоса:

$$W_{23}(S) = \frac{P_6}{X_1} = C_2.$$

Звено преобразования результирующей силы на управляющем органе насоса в его перемещение:

$$W_{24}(S) = \frac{X_1}{P_5} = \frac{1}{\frac{m_4}{C_2} S^2 + \frac{h_2}{C_2} S + 1}$$

(m_4 — эффективная масса подвижных частей механизма управления подачей насоса, кг; h_2 — коэффициент вязкого трения в управляющем органе насоса, Н·с/м).

Звено преобразования перемещения управляющего органа насоса в теоретический напор насоса:

$$W_{25}(S) = \frac{Q_1}{X_1} = K_{15}$$

(K_{15} — коэффициент расхода насоса в зависимости от перемещения поршня цилиндра привода механизма регулирования расхода, $\text{м}^3/\text{с}$).

Звено преобразования давления в системе в расход через линейный дроссель:

$$W_{26}(S) = \frac{Q_9}{\Delta p_1} = K_{16},$$

где K_{16} — коэффициент расхода линейного дросселя, $\text{м}^3/(\text{с} \cdot \text{Па})$ [8].

Используя теоремы преобразования структурных схем [6] систем управления, записываем выражение общей передаточной функции (замкнутой системы) для схемы, приведенной на рис. 3:

$$W_{\text{общ}}(S) = \frac{-W_5(1 + W_{24}W_{23})(1 + W_{19}W_{16})}{1 - W_5\{[(W_{25} - W_{20})W_{24}W_{22}] - W_{26}\}W_{17}W_{18} - W_{21}W_{16}W_{15}}$$

Подставив в полученное выражение общей передаточной функции $W_{\text{общ}}(S)$ значения параметров насосов РНА1Д 250/320 и РНА1Д 125/320 и преобразовав указанные выражения в частотную форму [6], получим амплитудно-частотные характеристики давления в системе управления привода гидросистемы источника сейсмических сигналов (рис. 4, а, б).

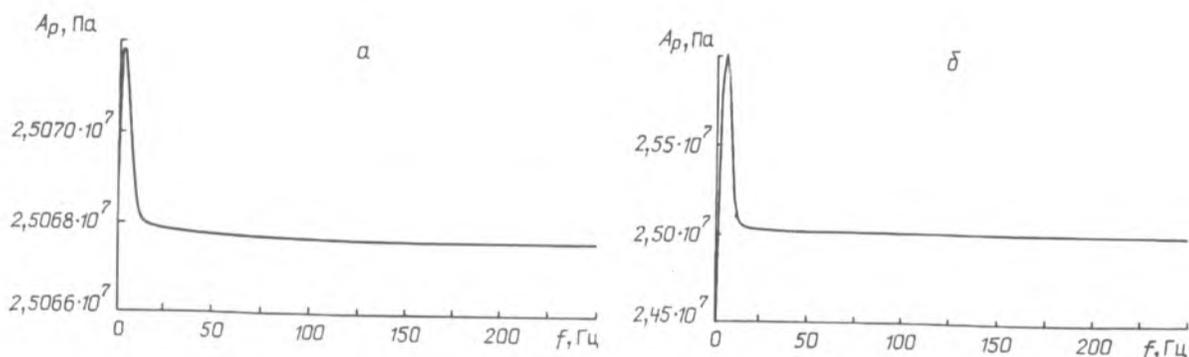


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика давления насосов РНА1Д 125/320 (а) и РНА1Д 250/320 (б)

На графиках, изображенных на рис. 4, а, б, видно, что в рабочем диапазоне частот сейсмодвижителя (4—200 Гц) АЧХ давления насосов РНА1Д 125/320 и РНА1Д 250/320 практически не имеют отклонения от номинального значения. Исходя из этого, можно сделать следующие выводы.

1. Система обеспечивает заданные требования по стабилизации и поддержанию постоянного давления на выходе насоса.

2. Данная система управления является теоретически более предпочтительной по сравнению с системой управления, поддерживающей давление с помощью предохранительного клапана, так как в систему поступает такое количество масла, которое необходимо в данный момент для перемещения гидравлической нагрузки (реактивной массы виброисточника).

3. Отпадает необходимость ставить на сейсмодвижатель дополнительные маслоохладители для охлаждения рабочей жидкости, сливаемой через предохранительный клапан.

Summary

The paper presents a dynamic calculation of a hydraulic drive for seismic waves vibration sources. Physical and mathematical models are considered. A calculation of the main dynamic characteristics for pumps with constant outlet pressure of the RNA1D type produced by PA "Hydroprivod" (Snahty, Russia) is made using a mathematical model. The expediency of their application in seismic waves vibration sources is grounded.

Литература

1. Пат. США 3159233.
2. Шагинян А.С. В кн.: Исследование Земли невзрывными сейсмическими источниками. М., 1981. С.184—190.
3. Уотерс К. Отражательная сейсмология. М., 1981.
4. Хохлов В. А., Прокофьев В. Н., Борисова Н. А. и др. Электрогидравлические следящие системы // Под ред. д. т. н., проф. В. А. Хохлова. М., 1971.
5. Льюис Э., Стерн Х. Гидравлические системы управления. М., 1966.
6. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем. М., 1987.
7. Шагинян А. С. // Методика геофизических исследований в нефтегазоносных районах / Сб. науч. тр. ВНИГНИ. М., 1981. Вып. 235.
8. Вильнер Я. М. и др. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Мн., 1976.

*Гомельский государственный технический
университет
им П. О. Сухого*

*Поступила в редакцию
08.01.98*