

# МЕТОД КОНТРОЛЯ ВЛИЯНИЯ НЕРАСТВОРЕННОГО ГАЗА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА

А.С. Лунев

Сибирский федеральный университет, г. Красноярск

Актуальность работы обусловлена тем, что рабочие жидкости гидравлического привода представляют собой смесь жидкости и нерастворенного газа. Такая смесь может образоваться при заполнении бака, работы системы и во время динамических процессов из-за разных скоростей растворения и выделения газа из жидкости при падении давления на отдельных участках течения рабочей среды. Задачей настоящей работы является создание аналитического метода контроля влияния количества нерастворенного газа на динамические процессы гидравлического привода самоходных машин, путем написания и анализа математической модели. Результаты математического моделирования подтверждены экспериментально на разработанном стенде.

*Ключевые слова:* динамические процессы, гидравлический привод, нерастворенный газ, гидравлическая схема, математическая модель.

## ВВЕДЕНИЕ

На динамику гидравлического привода оказывает влияние сжимаемость рабочих жидкостей. Количественно сжимаемость жидкости оценивается модулем объемной упругости. Нестационарные гидродинамические процессы по сравнению с тепловыми процессами, как правило, протекают значительно быстрее, что позволяет в динамике приводов применять локальный адиабатический модуль объемной упругости жидкости [1]. Рабочие жидкости гидравлического привода представляют собой двухфазную смесь жидкости и нерастворенного газа (обычно воздуха). Вследствие значительно большей сжимаемости воздуха по сравнению с сжимаемостью жидкости модуль объемной упругости двухфазной смеси меньше модуля объемной упругости жидкости, причем это проявляется существенно при малых давлениях [2]. Нерастворенный воздух увеличивает податливость гидропривода и обуславливает запаздывание нарастания давления в исполнительных элементах, что оказывает существенное влияние на быстродействие всей системы управления. Динамике механизмов с гидравлическим приводом посвящены работы [1-6]. Более полный список работ, посвященных динамике гидропривода можно найти в работах [1, 3].

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Метод контроля влияния газосодержания на динамические процессы гидропривода заключается в написании математической модели динамики гидропривода, ее анализ и выделения области допустимых значений газосодержания. Говорить о влиянии нерастворенного газа на динамические

процессы, мы можем по полученным результатам. Выделив по представленным графикам область оптимальной работы системы, волновые и переходные процессы гидравлического привода мы можем перевести в разряд управляемых. Поэтому контроль влияния количества нерастворенного газа имеет большое значение.

Рассмотрим влияние газосодержания в рабочей жидкости гидропривода на примере участка гидросистемы установки для освоения и ремонта нефтяных и газовых скважин УПА-60А (рис. 1). Так как гидромотор 13 работает при отключенных других гидродвигателях, и в более нагруженных нестационарных режимах, исследование влияния газосодержания на динамику гидропривода можно проводить по упрощенной гидросхеме установки УПА-60А, приведенной на (рис. 1).

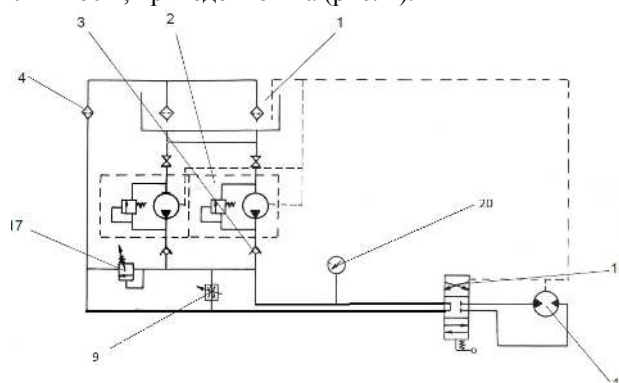


Рис. 1. Исследуемая гидросистема установки для освоения и ремонта скважин УПА 60/80.

Из бака 1 масло по всасывающим шлангам поступает в насосы 2, откуда по нагнетательному трубопроводу, на котором установлены обратные

клапаны 3, подается к гидрораспределителю 10, управляющему работой гидромотора 13.

При составлении математической модели гидропривода установки УПА-60А примем следующие допущения. Угловая скорость вращения вала насоса постоянна, это можно допустить, если приводной двигатель имеет регулятор оборотов и обеспечивает постоянную частоту вращения выходного вала [7,9]. Длина гидравлических магистралей сравнительно небольшая и поэтому влиянием волновых процессов на динамику гидропривода можно пренебречь. Длина всасывающих гидравлических магистралей (от бака до насосов) небольшая и их гидравлическим сопротивлением [10-13].

Уравнение расходов для напорной гидравлической магистрали (от насосов до гидромотора) можно записать в следующем виде

$$2Q_H = 2Q_K + Q_M + Q_{сж1},$$

где  $Q_H$  – подача одного насоса;  $Q_K$  – расход жидкости через предохранительный клапан;  $Q_M$  – расход жидкости на входе в гидромотор;  $Q_{сж1}$  – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали.

Подача насоса зависит от его рабочего объема и угловой скорости вращения вала:

$$Q_H = \frac{V_H \omega_H}{2\pi} \left[ 1 - (1 - \eta_{о.н}) \frac{p_{н2}}{p_{ном.н}} \right],$$

где  $V_H$  – рабочий объем насоса, равный изменению объема его полостей при повороте ротора на один оборот;  $\omega_H$  – угловая скорость вращения вала насоса;  $\eta_{о.н}$  – объемный коэффициент полезного действия насоса;  $p_{н2}$  – давление на выходе из насоса;  $p_{ном.н}$  – номинальное давление на выходе из насоса.

Расход жидкости через предохранительный клапан с коническим затвором и кромочным седлом можно определить по формуле [9]:

$$Q_K = \mu_K \pi [d_K - (h \sin 2\beta) / 2] h \sin \beta \sqrt{\frac{2(p_{к1} - p_{к2})}{\rho}},$$

где  $\mu_K$  – коэффициент расхода щели клапана;  $d_K$  – диаметр подводящего канала клапана;  $h$  – открытие дросселирующей щели клапана;  $\beta$  – угол образующего конуса дросселирующей щели клапана;  $p_{к1}$  – давление на входе в клапан, можно принять равным давлению на выходе из насоса  $p_{н2}$ , так как длина трубопровода, соединяющего клапан с насосом, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением;  $p_{к2}$  – давление на выходе из клапана, можно принять равным давлению на свободной поверхности жидкости в баке  $p_б$ , так как длина трубопровода, соединяющего клапан с баком, небольшая и можно пренебречь его гидравлическим сопротивлением;  $\rho$  – плотность жидкости.

Расход жидкости на входе в гидромотор зависит от его рабочего объема и угловой скорости вращения вала:

$$Q_M = \frac{V_M \omega_M}{2\pi} \left[ 1 + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{ном.м}} \right],$$

где  $V_M$  – рабочий объем гидромотора, равный изменению объема его полостей при повороте ротора на один оборот;  $\omega_M$  – угловая скорость вращения вала гидромотора;  $\eta_{о.м}$  – объемный коэффициент полезного действия гидромотора;  $p_{м1}$  – давление на входе в гидромотор;  $p_{ном.м}$  – номинальное давление на входе в гидромотор.

Расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$Q_{сж1} = \frac{V_{1л} + V_{1м}}{E_{пр1}} \frac{dp_{м1}}{dt},$$

где  $V_{1л}$  – объем напорной гидравлической магистрали;  $V_{1м}$  – объем полостей гидромотора, соединенных с напорной гидравлической магистралью;  $E_{пр1}$  – приведенный модуль упругости в напорной гидравлической магистрали.

Приведенный модуль упругости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$E_{пр1} = \frac{B_{см1}}{1 + \frac{d_1 B_{см1}}{\delta_1 E_1}},$$

где  $B_{см1}$  – модуль объемной упругости смеси в напорной гидравлической магистрали;  $d_1$  – внутренний диаметр напорного трубопровода;  $\delta_1$  – толщина стенки напорного трубопровода;  $E_1$  – модуль упругости материала стенки напорного трубопровода.

Модуль объемной упругости смеси в напорной гидравлической магистрали зависит от давления и газосодержания в напорной гидравлической магистрали [14]:

$$B_{см1} = \frac{(1 - \alpha_{г1})^A \sqrt{(B_{ж.0} + A p_0) / (B_{ж.0} + A p_{м1})} + \alpha_{г1} \left( \frac{p_0}{p_{м1}} \right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{г1}}{B_{ж.0} + A p_{м1}} \sqrt{(B_{ж.0} + A p_0) / (B_{ж.0} + A p_{м1})} + \frac{\alpha_{г1}}{n p_{м1}} \left( \frac{p_0}{p_{м1}} \right)^{\frac{1}{n}}}$$

Уравнение расходов для сливной гидравлической магистрали (от гидромотора до бака) можно записать в следующем виде:

$$\frac{V_M \omega_M}{2\pi} = Q_{сл} + Q_{сж2},$$

где  $Q_{сл}$  – расход рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали;  $Q_{сж2}$  – расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали.

Расход рабочей жидкости в сливной гидравлической магистрали можно найти по соотношению:

$Q_{сл} = \mu_{сл} S_{сл} [2(p_{м2} - p_б - \Delta p_{ин.сл} + \rho g z_{м2}) / \rho]^{1/2}$ ,  
где  $\mu_{сл}$  – коэффициент расхода сливного трубопровода;  $S_{сл}$  – площадь поперечного сечения сливного трубопровода;  $\Delta p_{ин.сл}$  – изменения давления в сливной магистрали, вызванные инерцией жидкости;  $z_{м2}$  – высота центра выходного патрубка гидромотора, измеренная от свободной поверхности жидкости в баке.

Коэффициент расхода сливного трубопровода можно определить по формуле:

$$\mu_{\text{сл}} = (\alpha_{\text{сл}} + \lambda_{\text{сл}} l_{\text{сл}} / d_{\text{сл}} + \xi_{\text{сл}})^{-1/2},$$

где  $\alpha_{\text{сл}}$  – коэффициент Кориолиса, учитывающий неравномерность распределения в поперечном сечении сливной гидравлической магистрали;  $\lambda_{\text{сл}}$  – гидравлический коэффициент трения в напорной гидравлической магистрали;  $l_{\text{сл}}$  – длина сливной магистрали;  $d_{\text{сл}}$  – внутренний диаметр сливного трубопровода;  $\xi_{\text{сл}}$  – коэффициент местного сопротивления в сливной гидравлической магистрали.

Изменения давления в сливной магистрали, вызванные инерцией жидкости, определяются соотношением:

$$p_{\text{ин.сл}} = \rho l_{\text{сл}} \frac{dv_{\text{сл}}}{dt},$$

где  $v_{\text{сл}}$  – скорость жидкости в сливной гидравлической магистрали.

Расход, связанный с сжимаемостью рабочей жидкости в напорной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$Q_{\text{сж2}} = \frac{V_{2л} + V_{2м}}{E_{\text{пр2}}} \frac{dp_{\text{м2}}}{dt},$$

где  $V_{2л}$  – объем сливной гидравлической магистрали;  $V_{2м}$  – объем полостей гидромотора, соединенных со сливной гидравлической магистралью;  $E_{\text{пр2}}$  – приведенный модуль упругости в сливной гидравлической магистрали;  $p_{\text{м2}}$  – давление на выходе из гидромотора.

Приведенный модуль упругости в сливной гидравлической магистрали можно определить по формуле:

$$E_{\text{пр2}} = \frac{B_{\text{см2}}}{1 + \frac{d_2 B_{\text{см2}}}{\delta_2 E_2}},$$

где  $B_{\text{см2}}$  – модуль объемной упругости смеси в сливной гидравлической магистрали;  $d_2$  – внутренний диаметр сливного трубопровода;  $\delta_2$  – толщина стенки сливного трубопровода;  $E_2$  – модуль упругости материала стенки сливного трубопровода.

Модуль объемной упругости смеси в сливной гидравлической магистрали зависит от давления и газосодержания в сливной гидравлической магистрали:

$$B_{\text{см2}} = \frac{(1 - \alpha_{\text{г2}})^A \sqrt{(B_{\text{ж.0}} + A p_0) / (B_{\text{ж.0}} + A p_{\text{м2}})} + \alpha_{\text{г2}} \left( \frac{p_0}{p_{\text{м2}}} \right)^{\frac{1}{n}}}{\frac{1 - \alpha_{\text{г2}}}{B_{\text{ж.0}} + A p_{\text{м2}}} \sqrt{(B_{\text{ж.0}} + A p_0) / (B_{\text{ж.0}} + A p_{\text{м2}})} + \frac{\alpha_{\text{г2}}}{n p_{\text{м2}}} \left( \frac{p_0}{p_{\text{м2}}} \right)^{\frac{1}{n}}},$$

Давление на выходе из насоса зависит от давления на входе в гидромотор, потерь давления в напорной магистрали и изменений давления в напорной магистрали, вызванных инерцией жидкости:

$$p_{\text{н2}} = p_{\text{м1}} + \Delta p_{\text{н}} + \Delta p_{\text{ин.н}} + \rho g z_{\text{м1}},$$

где  $\Delta p_{\text{н}}$  – потери давления в напорной гидравлической магистрали;  $\Delta p_{\text{ин.н}}$  – изменения давления в напорной магистрали, вызванные инерцией жидкости;  $z_{\text{м1}}$  – высота центра входного патрубка гидромотора,

измеренная от свободной поверхности жидкости в баке.

Потери давления в напорной гидравлической магистрали можно найти по формуле:

$$\Delta p_{\text{н}} = \left( \lambda_{\text{н}} \frac{l_{\text{н}}}{d_{\text{н}}} + \xi_{\text{н}} \right) \frac{\rho v_{\text{н}}^2}{2},$$

где  $\lambda_{\text{н}}$  – гидравлический коэффициент трения в напорной гидравлической магистрали;  $l_{\text{н}}$  – длина напорной магистрали;  $d_{\text{н}}$  – внутренний диаметр напорного трубопровода;  $\xi_{\text{н}}$  – коэффициент местного сопротивления в напорной гидравлической магистрали;  $v_{\text{н}}$  – скорость жидкости в напорной гидравлической магистрали.

Изменения давления в напорной магистрали, вызванные инерцией жидкости, определяются соотношением:

$$\Delta p_{\text{ин.н}} = \rho l_{\text{н}} \frac{dv_{\text{н}}}{dt}.$$

Скорость жидкости в напорной гидравлической магистрали, пренебрегая расходом  $Q_{\text{сж1}}$ , можно найти из соотношения:

$$v_{\text{н}} = \frac{4 Q_{\text{м}}}{\pi d_{\text{н}}^2}.$$

Уравнение движения вала насоса можно записать в виде:

$$J_{\text{пр.н}} \frac{d\omega_{\text{н}}}{dt} = M_{\text{пр.дв}} - 2 M_{\text{н}},$$

где  $J_{\text{пр.н}}$  – суммарный приведенный к валу насоса момент инерции ротора приводного двигателя и ротора коробки отбора мощности, вычисленный с учетом момента инерции ротора самого насоса;  $\omega_{\text{н}}$  – угловая скорость вращения вала насоса;  $M_{\text{пр.дв}}$  – приведенный к валу насоса крутящий момент приводного двигателя;  $M_{\text{н}}$  – потребный момент вращения вала насоса.

Суммарный приведенный к валу насоса момент инерции определяется соотношением:

$$J_{\text{пр.н}} = 2 J_{\text{н}} + (J_{\text{р1}} + J_{\text{р2}}) \left( \frac{\omega_{\text{р1}}}{\omega_{\text{н}}} \right)^2 + J_{\text{дв}} \left( \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{н}}} \right)^2,$$

где  $J_{\text{н}}$  – момент инерции ротора насоса;  $J_{\text{р1}}$  – момент инерции ротора коробки отбора мощности, передающей движение от вала приводного двигателя к валу коробки отбора мощности;  $J_{\text{р2}}$  – момент инерции первичного вала (с учетом момента инерции шестерен, закрепленных на нем) редукторного редуктора, передающего движение к валу насоса;  $\omega_{\text{р1}}$  – угловая скорость вращения ротора коробки отбора мощности;  $\omega_{\text{дв}}$  – угловая скорость вращения ротора приводного двигателя.

Потребный момент вращения вала насоса можно определить по формуле:

$$M_{\text{н}} = \frac{V_{\text{н}} (p_{\text{н2}} - p_{\text{н1}})}{2 \pi \eta_{\text{г.н}}},$$

где  $\eta_{\text{г.н}}$  – гидромеханический коэффициент полезного действия насоса.

Уравнение движения вала гидромотора можно записать в виде:

$$J_{\text{пр}} \frac{d\omega_{\text{м}}}{dt} = M_{\text{м}} - M_{\text{пр}},$$

где  $J_{пр}$  – приведенный к валу гидромотора момент инерции рабочего органа, приводимого в движение гидромотором, вычисленный с учетом момента инерции ротора самого гидромотора;  $\omega_m$  – угловая скорость вращения вала гидромотора;  $M_m$  – крутящий момент на валу гидромотора;  $M_{пр}$  – приведенный к валу гидромотора момент от действия нагрузки.

Приведенный к валу гидромотора момент инерции рабочего органа определяется соотношением:

$$J_{пр.м} = J_m + J_{р3} \left( \frac{\omega_{р2}}{\omega_m} \right)^2 + (J_{р4} + J_{р.о}) \left( \frac{\omega_{р.о}}{\omega_m} \right)^2,$$

где  $J_m$  – момент инерции ротора гидромотора;  $J_{р3}$  – момент инерции ротора первой ступени редуктора, передающего движение от вала гидромотора к ротору рабочего органа;  $J_{р4}$  – момент инерции ротора второй ступени редуктора, передающего движение от вала гидромотора к ротору рабочего органа;  $J_{р.о}$  – момент инерции ротора рабочего органа;  $\omega_{р2}$  – угловая скорость вращения ротора первой ступени редуктора;  $\omega_{р.о}$  – угловая скорость вращения ротора рабочего органа.

Крутящий момент на валу гидромотора можно определить по формуле:

$$M_m = \frac{V_m(p_{м1} - p_{м2})}{2\pi} \eta_{г.м},$$

где  $\eta_{г.м}$  – гидромеханический коэффициент полезного действия гидромотора.

Уравнение движения клапана можно записать в виде:

$$m_k \frac{d^2h}{dt^2} = S_k(p_{к1} - p_{к2})\psi_k - F_{пр},$$

где  $m_k$  – коэффициент расхода щели клапана;  $S_k$  – площадь поперечного сечения подводящего канала клапана;  $p_{к1}$  – давление на входе в клапана;  $p_{к2}$  – давление на выходе из клапана;  $\psi_k$  – экспериментальный коэффициент клапана;  $F_{пр}$  – сила пружины.

Силу пружины можно определить по линейной зависимости

$$F_{пр} = F_{пр.0} + c_{пр}h,$$

где  $F_{пр.0}$  – сила предварительного сжатия пружины;  $c_{пр}$  – жесткость пружины;  $h$  – удлинение.

Систему уравнений, представленных выше можно привести к форме Коши:

$$\begin{aligned} \frac{d\omega_h}{dt} &= \\ \frac{1}{J_{пр.н1}} [M_{пр.дв} - V_h(p_{м1} + \Delta p_h + \rho g z_{м1} - p_б) / \pi \eta_{г.н}], \\ \frac{d\omega_m}{dt} &= \frac{1}{J_{пр}} [V_m(p_{м1} - p_{м2}) \eta_{г.м} / 2\pi - M_{пр}], \\ \frac{dp_{м1}}{dt} &= \\ & \left( 2Q_h - 2Q_k - \right. \\ & \left. \frac{V_m \omega_m}{2\pi} \left[ 1 + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}} \right] E_{пр1} / (V_{1л} + V_{1м}), \right. \\ \frac{dp_{м2}}{dt} &= \left\{ \frac{V_m \omega_m}{2\pi} - Q_{сл} \right\} E_{пр2} / (V_{2л} + V_{2м}), \\ \frac{dh}{dt} &= v_k, \end{aligned}$$

$$\frac{dv_k}{dt} = [S_k(p_{к1} - p_{к2})\psi_k - F_{пр}] / m_k,$$

$$\text{где } J_{пр.н1} = J_{пр.н} + \rho l_h \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m}{2\pi} \left[ 1 + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}} \right] \frac{V_h}{\pi \eta_{г.н}},$$

$$\begin{aligned} Q_h &= \\ \frac{V_h \omega_h}{2\pi} [1 - & \\ - (p_{м1} + \Delta p_h + \Delta p_{ин.н} + \rho g z_{м1})(1 - \eta_{о.н}) / p_{НОМ.н}], & \\ Q_{сл} &= \mu_{сл} S_{сл} [2(p_{м2} - p_б - \Delta p_{ин.сл} + \rho g z_{м2}) / \rho]^{1/2}, \\ Q_{сж2} &= \\ \frac{V_m \omega_m}{2\pi} - \mu_{сл} S_{сл} [2(p_{м2} - p_б - \Delta p_{ин.сл} + \rho g z_{м2}) / \rho]^{1/2}, & \\ \Delta p_{ин.сл} &= \rho l_{сл} \frac{dv_{сл}}{dt}. \\ Q_h &= \\ \frac{V_h \omega_h}{2\pi} [1 - & \\ - (p_{м1} + \Delta p_h + \Delta p_{ин.н} + \rho g z_{м1})(1 - \eta_{о.н}) / p_{НОМ.н}], & \\ Q_k &= \\ \mu_k \pi [d_k - & \\ - (h \sin 2\beta) / 2] h \sin \beta [2(p_{м1} + \Delta p_h + \rho g z_{м1} - p_б) / \rho]^{1/2} & \end{aligned}$$

$$Q_m = \frac{V_m \omega_m}{2\pi} \left[ 1 + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}} \right],$$

$$\begin{aligned} \Delta p_{ин.н} &= \rho l_h \frac{dv_h}{dt}, \\ v_h &= \frac{4Q_m}{\pi d_h^2} = \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m \omega_m}{2\pi} \left[ 1 + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}} \right], \\ \frac{dv_h}{dt} &= \\ \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m}{2\pi} [1 + & \\ + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}}] \frac{d\omega_h}{dt} + \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m \omega_m}{2\pi} \left[ \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) / p_{НОМ.М} \right] \frac{dp_{м1}}{dt}, & \\ \frac{dv_h}{dt} \approx \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m}{2\pi} [1 + & \\ + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}}] \frac{d\omega_h}{dt}, & \\ \Delta p_{ин.н} \approx \rho l_h \frac{4}{\pi d_h^2} \frac{V_m}{2\pi} [1 + & \\ + \left( \frac{1 - \eta_{о.м}}{\eta_{о.м}} \right) \frac{p_{м1}}{p_{НОМ.М}}] \frac{d\omega_h}{dt}, & \end{aligned}$$

Результаты расчета полученной математической модели гидравлического привода установки для освоения и ремонта скважин УПА-60А представим в виде графиков, при изменении нагрузки от минимального значения до максимального значения по линейному закону.

На (рис. 2) приведен график зависимости угловой скорости вала гидромотора от времени при разном количестве содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости.

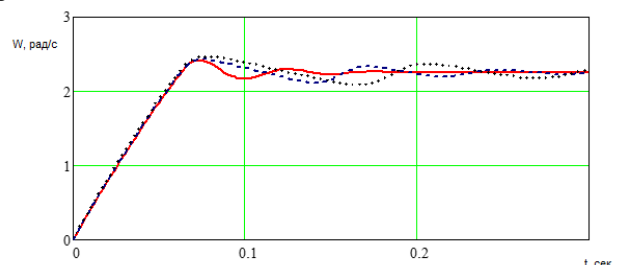


Рис. 2. Зависимость угловой скорости вала гидромотора от времени для трех значений газосодержания нерастворенного газа в жидкости: — 0%; ---- 3%; ···· 9%.

На (рис. 3) приведен график зависимости давления на входе в гидромотор от времени при разном

количестве содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости.

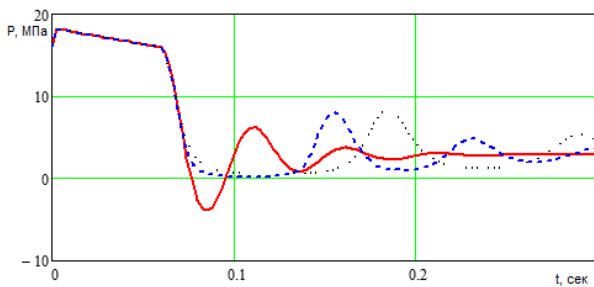


Рис. 3. Зависимость давления на входе в гидромотор от времени для трех значений газосодержания нерастворенного газа в жидкости: — 0 %; —·— 3 %; ···· 9 %.

На (рис. 4) приведен график зависимости давления на выходе из гидромотора от времени при разном количестве содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости.

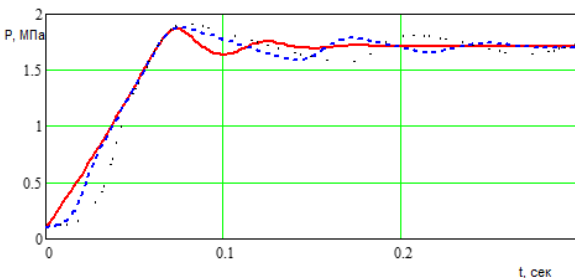


Рис. 4. Зависимость давления на выходе из гидромотора от времени для трех значений газосодержания нерастворенного газа в жидкости: — 0 %; —·— 3 %; ···· 9 %.

Из графиков следует, при увеличении содержания нерастворенного газа от 0 до 9 % уменьшается частота колебаний угловой скорости вала гидромотора и увеличивается время переходного процесса (рис. 2), аналогично ведут себя давление на входе в гидромотор (рис. 3) и давление на выходе из гидромотора (рис. 4).

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Контроль влияния нерастворенного газа осуществляется на основании результатов математической модели. Математическая модель гидропривода установки УПА 60А дает возможность показать, на сколько сильно содержание нерастворенного газа в рабочей жидкости влияет на динамические процессы. Предложенный метод контроля влияния позволяет дать рекомендации по оптимальному количеству содержания нерастворенного газа в рабочей жидкости гидравлической системы, тем самым позволяя на стадии проектирования, глубокой модернизации и/или ремонта исследовать влияние нерастворенного газа на динамику изменения параметров гидропривода, а также выбрать оптимальные значения этих параметров.

Результаты расчетов показывают, что при увеличении нагрузки на вал гидромотора со стороны рабочего органа, наличие нерастворенного газа в рабочей жидкости приводит к уменьшению частоты колебаний угловой скорости вала гидромотора, давления на входе в гидромотор и на выходе из гидромотора и к увеличению времени переходного процесса. Наибольшее влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости проявляется в начальный период вращения вала гидромотора.

Результаты математического моделирования подтверждены экспериментально на разработанном стенде, расхождение не превышает 14%.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Попов Д.Н. Механика гидро\_ и пневмоприводов. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
2. Метлюк Н.Ф., Автушко В.П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей. – М.: Машиностроение, 1980.
3. Мандраков Е.А., Никитин А.А. Динамика гидросистем: монография. – М.: ИНФРА\_М; Красноярск: Сиб. федер. Ун-т, 2014.
4. Коробочкин Б.Л. Динамика гидравлических систем станков. – М.: Машиностроение, 1976.
5. Динамика гидропривода / под ред. В.Н. Прокопьева. – М.: Машиностроение, 1972. – 292 с.
6. Никитин А.А., Мандраков Е.А. Влияние нерастворенного газа в рабочей жидкости на динамику гидропривода лесопогрузчика // Известия Томского политехнического университета. Математика и механика. Физика. Т. 325. № 2. – С. 65–71. 2014.
7. Попов Д.Н., Панаиотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика / под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
8. Гамынин Н. С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972.
9. Аппаратура объемных гидроприводов: Рабочие процессы и характеристики / Ю. А. Данилов, Ю. Л. Кирилловский, Ю. Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990.
10. Gorbeshko M.V. Development of mathematical models for the hydraulic machinery of systems controlling the moving components of water\_development works // Hydrotechnical construction. V. 31. – № 12. – P. 745–750, 1997.
11. Parr E.A. Hydraulics and pneumatics: a technician's and engineer's guide. 2d ed. – Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998.
12. Mobley R.K. Fluid power dynamics. – Oxford: Butterworth\_Heinemann, 1999.
13. Lunev A. S., Nikitin A. A., Kaizer Y. F., Lysyannikov A. V., Sokolov D. A. and Obvintseva V. Y., 2019 Comparative analysis of the dependence of the bulk elastic modulus of the liquid on pressure and gas factor J. Phys.: Conf. Ser. 1399 055083. 2019.

*Лунев Александр Сергеевич - старший преподаватель кафедры «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов», институт нефти и газа, Сибирский федеральный университет, Тел 8(923)303-03-33, e-mail: Allynev@mail.ru*

# METHOD FOR MONITORING THE EFFECT OF UNDISSOLVED GAS IN THE WORKING FLUID ON THE DYNAMIC PROCESSES OF THE HYDRAULIC DRIVE

A.S. Lunev

*Siberian Federal University, Krasnoyarsk.*

The relevance of the work is due to the fact that the hydraulic drive working fluids are a mixture of liquid and undissolved gas. Such a mixture can be formed when filling the tank and during dynamic processes due to different rates of dissolution and gas release from the liquid when the pressure drops in certain sections of the working medium flow. The task of this work is to create an analytical method for controlling the influence of the amount of undissolved gas on the dynamic processes of the hydraulic drive of self-propelled machines, by writing and analyzing a mathematical model. The results of mathematical modeling were confirmed experimentally on the developed stand.

*Keywords: dynamic processes, hydraulic drive, undissolved gas, hydraulic circuit, mathematical model.*

## REFERENCES

1. Popov D. N. Mechanics of hydraulic and pneumatic drives. - Moscow: MSTU n. a. Bauman. - 320 p, 2002
2. Metlyuk N. F., Avtushko V. P. Dynamics of pneumatic and hydraulic drives of automobiles. - Moscow: Mashinostroenie, 1980.
3. Mandrakov E. A., Nikitin A. A. Dynamics of hydraulic systems: monograph. - M.: infra-m; Krasnoyarsk: Sib. Feder. UNT, 2014. – 128 p.
4. Korobochkin B. L. Dynamics of hydraulic systems of machine tools. - M.: mechanical engineering, 1976.
5. Dynamics of hydraulic drive / ed. V. N. Prokopiev. - M.: Mashinostroenie, 1972.
6. Nikitin A. A., Mandrakov E. A. Influence of undissolved gas in the working fluid on the dynamics of the hydraulic drive of the log loader // Proceedings of Tomsk Polytechnic University. Mathematics and mechanics. Physics. Vol. 325. No. 2. - Pp. 65-71, 2014.
7. Popov D. N., Panaiotti S. S., Ryabinin M. V. Gidromekhanika / ed. by D. N. Popov. - Moscow: Publishing house of Bauman Moscow state technical University, 2002.
8. Gamynin N. S. Hydraulic drive of control systems. - Moscow: Mashinostroenie, 1972.
9. Equipment of volumetric hydraulic drives: Working processes and characteristics / Yu. a. Danilov, Yu. L. Kirillovsky, Yu. G. Kolpakov. - M.: Mashinostroenie, 1990.
10. Gorbeshko M. V. development of mathematical models of hydraulic machines of control systems for mobile elements of hydraulic structures // Hydrotechnical construction.. - V. 31. - no. 12. - Pp. 745-750, 1997.
11. Parr E. A. hydraulics and Pneumatics: guide for the technician and engineer. 2D edition. - Oxford: Butterworth-Heinemann, 1998. - 244 P.
12. Mobley R. K. dynamics of liquid power. - Oxford: Butterworth\_Heinemann, 1999.
13. Lunev A.S., Nikitin A.A., Kaiser I. F., Lysenkov A.V, Sokolov D.A. and Obvintseva, V. Y. comparative analysis of the dependence of the bulk modulus of the fluid pressure and gas factor J. Phys.: Conf. Serial. 1399 055083, 2019.

*Lunev Alexander Sergeevich -senior lecturer of the Department "Machinery and equipment of oil and gas fields", Institute of oil and gas, Siberian Federal University, Tel. 8 (923)303-03-33, e-mail: Allynev@mail.ru*