

## О ПАРАМЕТРАХ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ ДЛЯ ПОДВОДНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

DOI: 10.18572/2686-8598-2019-2-2-14-32

Н.И. Сидняев\*, М.А. Бережнова

*Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана*

*Москва, 105005, Россия*

*Sidn\_ni@mail.ru, mari.berezh@mail.ru*

**Аннотация:** В статье излагается перспективы использования жидкости в качестве рабочего тела в гидравлических системах для подводных технических средств на базе новых компонентов, обладающих способностью эффективно работать в среде морская вода, и обеспечивающих качественное повышение надежности и безопасности. Показано, что наибольшее влияние на состав гидравлической жидкости оказывают температура и давление, скорость движения воды или воздуха, наличие в воде твердых частиц, пузырьков воздуха.

**Ключевые слова:** Рабочие жидкости, масла, гидравлические системы, математические модели, рабочая жидкость, морская вода, гидропневмоавтоматика

## ABOUT THE PARAMETERS OF THE WORKING FLUID FOR UNDERSEA HYDRAULIC SYSTEMS

Sladkova L.A, Grigoriev P.A.

*Russian University of transport.*

*125432, Russia, St. Obraztsova, House 9*

*rich.cat2012@yandex.ru*

**Abstract:** The article describes the prospects for the use of liquid as a working fluid in hydraulic systems for underwater equipment based on new components that have the ability to work effectively in the environment of sea water, and providing a qualitative increase in reliability and safety. It is shown that the greatest influence on the composition of the hydraulic fluid is temperature and pressure, the speed of water or air, the presence of solid particles in the water, air bubbles.

**Key words:** Working fluids, oils, hydraulic systems, mathematical models, working fluid, sea water, hydropneumatics.

## Введение

Свойства рабочих жидкостей и газов оказывают решающее влияние на параметры и работоспособность систем гидроавтоматики, поэтому рабочие жидкости и газы можно рассматривать как один из основных их элементов. Конструктивное исполнение, статические и динамические характеристики элементов электрогидравлических (электропневматических) систем зависят от физических и химических свойств рабочих жидкостей. Параметры жидкости и газа определяют ту внешнюю локальную среду, в которой работают детали устройств гидропневмоавтоматики. Рабочие жидкости (газы) при работе подводных автоматических систем подвержены воздействиям температур, давлений, скоростей и ускорений, изменяющихся в широких пределах, поэтому предъявляются высокие требования к их физико-химическим свойствам. При выборе рабочей жидкости необходимо учитывать внешние условия работы подводного устройства в целом и влияние изменения их на физико-химические свойства жидкостей как энергоносителя системы.

Выбор жидкости с позиции требования ее чистоты зависит от того, в каких подводных системах или устройствах должна она использоваться.

Эти требования могут быть полярно противоположны: в одних случаях жидкость должна содержать в большом количестве посторонние твердые частицы, в других — недопустимо содержание в ней даже частиц размером в несколько микрометров. Так, например, известны исследования, проводимые в США в последние годы, когда искусственно изменялись физические свойства жидкостей путем добавления к ним гипса, желатина, угля, крахмала и других примесей, придавая таким образом жидкости электрическую чувствительность. Такие суспензии использовались в локально работающих устройствах, например в электрогидравлических вибраторах, для нормальной работы которых необходимо было устранить острые углы и дросселирование потока по пути движения, а также фильтры. Совершенно очевидно, что эти требования невозможно выполнить в применяемых электрогидравлических системах автоматике, принцип работы элементов которых основан как раз на дросселировании потока жидкости.

Более того, к рабочей жидкости таких автоматических систем предъявляются очень жесткие требования относительно ее чистоты, так как наличие твердых примесей способствует выходу из строя прецизионных трущихся элементов. Чтобы жидкость была работоспособной, системы гидроавтоматики предусматривают в своей структуре наличие фильтров, а также специальных фильтров тонкой очистки. Эти меры позволяют не пропускать в систему частицы размером более 3—5 мкм. В дальнейшем мы будем рассматривать только те устройства, в которых в качестве рабочих жидкостей применены технически чистые рабочие жидкости гидросистем.

1. В пневматических устройствах в качестве рабочего газа в настоящее время используется почти исключительно воздух. Основные требования к чистоте воздуха и к устройствам для его подготовки зависят в некоторой мере от диапазона давлений питания, принятых в пневмоавтоматике. Таких диапазонов три [8].

Низкий диапазон (0,0012—0,005 МПа) используется для питания струйных устройств, а также мембранных вычислительных приборов низкого давления. В этом диапазоне давлений питания резко уменьшаются потребляемая мощность и расход воздуха в системе, что позволяет применить более компактные источники питания или продлить при фиксированной емкости время их работы. Кроме того, в вычислительных устройствах необходимо получение линейных пневмосопротивлений. Между тем линейная зависимость между перепадом давлений и расходом воздуха сохраняется

лишь при ламинарном течении, которое на низком давлении возможно получить при гораздо больших диаметрах капилляров.

Это позволяет избежать засорения дросселей, упростить конструкцию и повысить точность вычислительных устройств. При подготовке воздуха для пневматических систем необходимо позаботиться об очистке его от пыли, влаги и паров масла, которые могут вызвать засорение капилляров. Если воздух не содержит паров масла (например, при питании от вентилятора), то при больших проходных сечениях дросселей в системах подготовки воздуха не обязательно применять фильтры тонкой очистки. Однако при наличии узких дросселирующих отверстий (менее м) тонкая очистка воздуха уже необходима.

Средний (нормальный) диапазон (0,118—0,175 МПа) используется для питания мембранных управляющих и регулирующих приборов. Очень часто давление питания в них выбирают 0,14 МПа.

Высокий диапазон (0,4—1,0 МПа) применяется для питания поршневых и мембранных исполнительных устройств.

2. При работе систем на нормальных и высоких давлениях быстрое расширение воздуха в момент истечения из сопл вызывает резкое его охлаждение и приводит к выделению влаги и к обмерзанию сопл. Содержание влаги в воздухе нарушает работу устройств пневмоавтоматики, поэтому в системе подготовки воздуха в этом случае необходимо предусмотреть устройство для его сушки (дегидратор). Напротив, быстрое сжатие воздуха в поршневых приводах вызывает резкое повышение его температуры и может привести при наличии паров масла к вспышке последних.

В случае работы системы на низких давлениях ввиду больших проходных сечений влияние этих факторов значительно менее существенно.

Таким образом, возможность обмерзания элементов конструкций устройств пневмоавтоматики определяется двумя факторами: выделением влаги (конденсацией паров воды, находящихся в воздухе) и снижением на этом участке абсолютной температуры до значения ниже 273 К. Температура, при которой происходит конденсация паров воды, называется точкой росы и является информативным параметром содержания в сжатом воздухе водяных паров. Однако чаще пользуются понятием влагосодержания  $d$ , которое характеризуется отношением массы паров воды во влажном воздухе к массе сухого воздуха и выражается в г/кг. Аналогично, вводится понятие маслосодержание газа  $d'$ , характеризующее содержание паров масла в сжатом газе (воздухе).

Условие исключения конденсации паров воды в сжатом воздухе

$$d < 622 \frac{p_{i,i}}{p_a - p_{i,i}} \quad (1)$$

а паров масла

$$d' < \psi \frac{p_{i,i}}{p_a - p'_{i,i}} \quad (2)$$

где  $p_a$  — абсолютное давление сжатого воздуха;  $p_{i,i}$ ,  $p'_{i,i}$  — парциальные давления (упругость) насыщенных водяного и масляного пара соответственно;  $\psi = R/R_i$  — коэффициент, зависящий от молекулярной структуры масел;  $R$ ,  $R_i$  — соответственно газовые постоянные воздуха и паров масла;  $R = 287$  Дж/(кг·К),  $R_i = 8314/G_i$ , где  $G_i$

— молекулярный вес химических соединений, из которых состоят масляные пары. Для компрессорных масел  $G_i = 210 \div 400$ . Для парциального давления (кПа) насыщенного водяного пара

$$p_{i, \dot{a}} = \exp(A + B/T_{\dot{a}}),$$

где  $p_{\dot{a}}$  — абсолютное давление сжатого воздуха;  $p_{i, \dot{a}}, p'_{i, \dot{a}}$  — парциальные давления (упругость) насыщенных водяного и масляного пара соответственно;  $\psi = R/R_i$  — коэффициент, зависящий от молекулярной структуры масел;  $R, R_i$  — соответственно газовые постоянные воздуха и паров масла;  $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ,  $R_m = 8314/G_m$ , где  $G_m$  — молекулярный вес химических соединений, из которых состоят масляные пары. Для компрессорных масел  $G_m = 210 \div 400$ . Для парциального давления (кПа) насыщенного водяного пара

$$p_{н.п} = \exp(A + B/T_{\dot{a}})$$

где  $A = 22$ ,  $B = -6143$  при  $T_{\dot{a}} < 273 \text{ К}$  и  $A = 18,93$ ,  $B = 5300$ , при  $T_{\dot{a}} \geq 273 \text{ К}$ . Значение  $p_{i, \dot{a}}$  для выбранных типа масляных паров и диапазона температур, как правило, находится экспериментально (рис. 1).

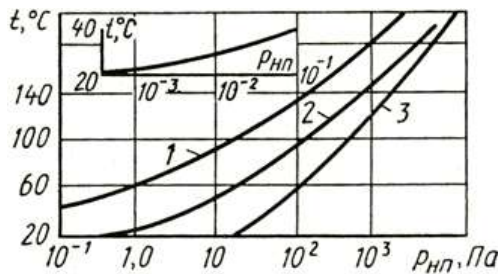


Рис. 1. Зависимость давления насыщенных паров минеральных масел от температуры:

1 — компрессорное масло; 2 — индустриальное 50 А; 3 — индустриальное 20 А

В свою очередь, уменьшение температуры сжатого газа при его расширении определяется термодинамическими процессами и условиями течения газа. При надкритическом истечении воздуха в выхлопных трубах промышленных пневмосистем температура газа  $T_{ав}$  на участке выхлопа в первом приближении определяется по формуле [3]

$$T_{ав} = 0,84T_{ап} \quad (3)$$

а при подкритическом режиме истечения — по формуле

$$T_{ав} = T_{ап} \left( \frac{p_{а0}}{p_{ап}} \right)^{(n-1)/n} \quad (4)$$

где  $T_{ап}$  — абсолютная температура газа в сечении трубопровода с абсолютным давлением  $p_{ап}$ ;  $p_{а0}$  — абсолютное давление среды, в которую истекает газ (атмосферное давление);  $n$  — показатель политропы.

Например, максимальное понижение температуры в полости выхлопа пневмоцилиндров и пневмомоторов можно найти из (4), положив в нем  $n = 1,25 \div 1,38$  для цилиндров,  $n = 1,26 \div 1,36$ , для поршневых и шестеренных пневмомоторов, для шиббер-

ных и лопастных пневмомоторов и  $P_{\text{ан}}$  равным магистральному давлению питания. Если же скорости перемещения поршня пневмоцилиндра или поворота вала пневмомотора относительно невелики, то показатель политропы  $n$  берут ниже указанных выше значений.

В дросселирующих устройствах (редукционных клапанах, коротких капиллярах, жиклерах) температура воздуха  $T_{\text{а2}}$  на выходе из сужения ориентировочно определяется по формуле

$$T_{\text{а2}} = T_{\text{а1}} \left[ 1 - \frac{k-1}{k} \frac{1}{1+\xi_{\text{п}}} \left( \frac{P_{\text{а2}}}{P_{\text{а1}}} - 1 \right) \right] \quad (5)$$

где  $P_{\text{а1}}$ ,  $P_{\text{а2}}$  — абсолютное давление на входе и выходе дросселя соответственно;  $T_{\text{а1}}$ ,  $T_{\text{а2}}$  абсолютная температура воздуха на входе и выходе дросселя соответственно;  $k=1,4$  показатель адиабаты;  $\xi_{\text{п}}$  — коэффициент сопротивления дросселя.

Соотношения (1) — (5) позволяют оценить возможность обмерзания соответствующих устройств пневмоавтоматики.

С целью уменьшения потерь (при обеспечении ламинарности потока) вместо воздуха возможно использование других газов, обладающих меньшей вязкостью, например гелия. Принципиальная схема подготовки воздуха [8] для систем, работающих в области средних и высоких давлений, показана на рис. 2. Очищенный от пыли фильтром 1 воздух попадает в комп-рессор 2, где сжимается. Компрессор приводится в движение от электрического двигателя 3. От компрессора сжатый воздух проходит через водяной холодильник 4, вода в который поступает по линии 5 и сбрасывается в канализационную систему 6. Водяной холодильник 4 служит для конденсации водяных и масляных паров, содержащихся в воздухе. Благодаря охлаждению воздуха из него выпадает конденсат.

Влажность воздуха на выходе из холодильника 4 уменьшается на 70—80%. Далее воздух попадает в ресивер 8, служащий для аккумуляирования запасов сжатого воздуха и сглаживания пульсаций. На ресивере 8 установлен предохранительный клапан 7, ограничивающий максимальное значение давления в ресивере. Наличие в схеме ресивера позволяет периодически отключать компрессор. При отключении компрессора питание системы пневмоавтоматики осуществляется сжатым воздухом, накопленным в ресивере. В ресивере 8 также конденсируется некоторое количество воды и масла. Вода и масло из него периодически удаляются при помощи вентиля 9. Управление вентилем 9 осуществляется электрической автоматической системой (на схеме не показанной). Из ресивера воздух попадает в маслоотделитель 10, в котором очищается от оставшихся паров масла. Очищенный воздух поступает в силикагелевый двухступенчатый дегидратор 11, обеспечивающий глубокую осушку воздуха.

В дегидраторе воздух проходит через пористую капиллярную структуру каналов адсорбента, в качестве которого используется силикагель. При этом благодаря пониженному парциальному давлению в капиллярах адсорбента там происходит конденсация паров, содержащихся в воздухе. Получаемый на выходе дегидратора воздух используют для питания устройств пневмоавтоматики, работающих при температурах ниже . При помощи регулятора давления 12 поддерживается постоянное требуемое давление воздуха в линии. При отсутствии дегидратора с выхода 12 воздух поступает в ресивер 13 и далее через распределительную гребенку, последовательно проходя фильтры 14, редукторы 15, поступает к пневматическим устройствам.

Наилучшим по степени очистки воздуха от посторонних частиц является фильтр, содержащий фильтрующую ткань марки ФПП. Эта ткань термоустойчива, не смачивает

ся водой, задерживает частицы размером не менее 0,1 мкм и обладает малым сопротивлением потоку. Например, ткань марки ФПП-15-1,5 имеет перепад давления на одном слое 15 Па (1,5 мм вод. ст.). Однако ткань марки ФПП реагирует на пары масла и под их действием разбухает.

В схемах подготовки воздуха необходимо предусматривать глушители, предназначенные для борьбы с шумом, возникающим при выходе воздуха с большими скоростями истечения в атмосферу. Этот шум может переходить в сильный свист и неблагоприятно воздействовать на обслуживающий персонал, поэтому на выходе воздуха в атмосферу ставят глушители, принцип действия которых основан на максимальном уменьшении в них скорости воздуха. В свою очередь, резкое уменьшение скорости потока воздуха приводит к понижению его температуры и вызывает конденсацию в глушителе паров воды и масла, находящихся в воздухе. Вследствие этого воздух, попадающий в окружающую среду из глушителя, содержит меньшее количество паров воды и масла.

Принципиальная схема подготовки воздуха для питания систем струйной пневмоавтоматики от сети высокого давления представлена на рис. 2, а. Эту схему используют в том случае, когда в реальных условиях имеется цепь высокого давления воздуха и необходимо организовать питание приборов низкого давления.

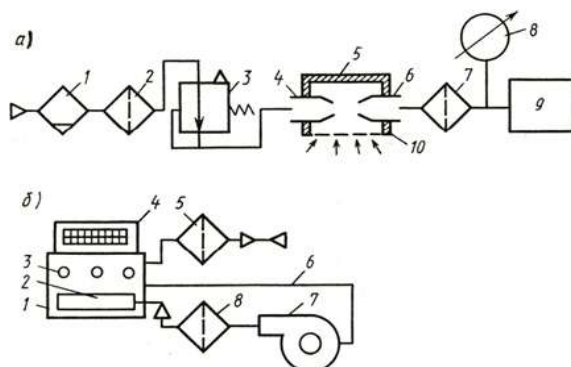


Рис. 2. Принципиальные схемы питания сжатым воздухом струйных систем автоматики

Из линии высокого давления воздух через маслоотделитель 1 и фильтр 2 проходит в редуктор 3. Редуктор 3 понижает давление и поддерживает на своем выходе его постоянное значение в соответствии с настройкой. Выход редуктора 3 подключен к питающему соплу 4 эжектора, содержащего питающее 4 и приемное 6 сопла, корпус 5 и фильтр 10. Проходя через питающее сопло 4 малого диаметра, воздух попадает в приемное сопло большего диаметра, при этом внутри корпуса 5 эжектора струя создает разрежение. Благодаря создаваемому струей разрежению через фильтр 10 эжектора подсасывается атмосферный воздух и тем самым увеличивается общий расход воздуха. После эжектора воздух вторично очищается от пыли фильтром 7 из ткани ФПП и поступает к устройствам 9 струйной пневмоавтоматики. При помощи манометра 8 контролируется величина давления питания, а также корректируется настройка редуктора 3.

Для питания струйных устройств пневмоавтоматики можно также использовать маломощные вентиляторы [8] (рис. 3, б).

Воздух от вентилятора 7 проходит через фильтр 8 с тканью ФПП и поступает к блоку 2 струйных пневматических элементов, размещенному в герметическом кожухе 1.

В кожухе 1 предусмотрены штуцера 3 для входных и выходных сигналов. Внутренняя полость кожуха 1 сообщается с атмосферой через фильтр 5 с тканью ФПП. Из герметичного кожуха 1 воздух по трубопроводу 6 поступает на всасывающий вход вентилятора 7, тем самым замыкая контур циркуляции. Для регистрации наличия сигналов на входе и выходе струйных устройств служит индикатор 4.

2. Рассмотрим более подробно основные свойства рабочих жидкостей, наиболее широко применяемых в электрогидравлических системах управления — минеральных масел и некоторых синтетических жидкостей. Характеристики других рабочих жидкостей изложены, например, в работе [2]. Так как рабочую жидкость можно рассматривать как элемент систем электрогидроавтоматики, то необходимо оценить статические и динамические свойства данного элемента. Рабочие жидкости гидростатом являются упругими телами, для которых в первом приближении справедлив закон сжатия Гука. Упругие деформации (сжимаемость жидкостей в том числе и морских), вызванные изменением давления, под которым находится жидкость, влияют на жесткость гидравлической системы, и на ее динамические характеристики. Сжимаемость жидкости оценивается коэффициентом относительного объемного сжатия  $\beta$  характеризующего изменение относительного объема жидкости при изменении давления на величину  $dp$  [2]:

$$\beta = -\frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (6)$$

где  $dp$  — изменение давления, действующего на жидкость;  $V$  — первоначальный объем;  $dV$  изменение объема жидкости при изменении давления на величину  $dp$ . Так как изменяется объем жидкости, то при этом изменяется и ее плотность  $\rho$  на величину  $d\rho$

$$-dV/V = d\rho/\rho \quad (7)$$

Выражение (7) характеризует относительную деформацию жидкости.

Величину, обратную коэффициенту объемного сжатия, называют модулем объемной упругости:

$$\zeta = \frac{1}{\beta} = -V \frac{dp}{dV} \quad (8)$$

Значение  $\zeta$  зависит от типа жидкости, давления и температуры.

Для минеральных масел значение  $\zeta$  при  $20^\circ\text{C}$  и атмосферном давлении составляет  $\zeta = (0,135 \div 0,175) \cdot 10^4$  МПа, что соответствует  $\beta = (74 \div 57) \cdot 10^{-11} \text{ м}^2/\text{Н}$ . Отметим, что для стали  $\zeta = 2 \cdot 10^5$  МПа, т. е. более чем в 100 раз больше модуля объемной упругости минеральных жидкостей.

С увеличением температуры жидкости модуль объемной упругости (8) уменьшается, а с повышением давления — увеличивается. Для жидкостей на минеральной основе при увеличении температуры от  $10$  до  $20^\circ\text{C}$  значение  $\zeta$  уменьшилось от  $18 \cdot 10^2$  до  $6 \cdot 10^2$  МПа, а для синтетической жидкости уменьшилось от  $10^3$  до  $3 \cdot 10^2$  МПа при этих же изменениях температуры.

При увеличении давления, действующего на жидкость, от  $0$  до  $65$  МПа минеральное масло сжимается на  $4,2\%$ , а силиконовая жидкость — на  $6\%$  своего первоначального объема.

В общем случае зависимость  $\zeta$  от  $p$  нелинейная, однако для некоторых минеральных масел ее можно представить в виде [15]

$$\sigma = Ap + B \quad (9)$$

где  $A$  и  $B$  — коэффициенты, зависящие от температуры и типа жидкости.

Объемная деформация при сжатии нарушает термодинамическое равновесие в жидкостях, не содержащих нерастворенного газа, и сопровождается процессом восстановления равновесия. Процесс восстановления равновесия уменьшает давление, противодействующее изменению объема. Поэтому значение модуля объемной упругости жидкости  $\sigma$  зависит от скорости деформации. При очень быстрых деформациях (при очень быстрых изменениях давления, действующего на жидкость) установление равновесия не успевает следовать за изменением объема. В этом случае значение  $\sigma$  максимально и соответствует так называемому, адиабатному модулю объемной упругости  $\sigma_a$ .

При очень медленных деформациях (при медленных изменениях давления, действующего на морскую жидкость) установление равновесия успевает следовать за изменением объема. В этом случае для данной жидкости значение минимально и соответствует так называемому изотермическому модулю объемной упругости  $\sigma_i$ , поэтому для адиабатного и изотермического процессов изменения состояния жидкости значения коэффициентов  $A$  и  $B$  в (9) различны (табл. 1).

Для минеральных масел (например, трансформаторного, индустриального и др.) при увеличении избыточного давления до 40 МПа плотность  $\rho$  жидкости практически не меняется. Кроме того, в [2] показано, что и в диапазоне давлений от 0 до 60 МПа изменением значений модуля объемной упругости жидкости  $\sigma$  и  $\beta$  можно пренебречь. Следовательно, в этих диапазонах давлений жидкость можно считать практически несжимаемой.

Таблица 1. Влияние температуры на плотность и модуль объемной упругости минеральных масел

Тип жидкости	Параметры	Температура, °C			
		20	40	60	80
ГМ-50И	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	850	839	821	798
	$A_a$	20	19,125	18,625	16,875
	$A_i$	12	11	10,125	8,5
	$B_a$ , МПа	1890	1795	1605	1360
	$B_i$ , МПа	1215	1170	1080	960
АМГ-10	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	835	823	802	779
	$A_a$	12,75	12,375	10,925	9,875
	$A_i$	9,08	10,25	9,25	7,6
	$B_a$ , МПа	1680	1495	1333	1185
	$B_i$ , МПа	1497	1310	1100	1010
Индустриальное-20	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	872	861	845	822
	$A_a$	15,75	12,52	12,0	10,0
	$A_i$	12,75	10,7	9,36	7,75
	$B_a$ , МПа	1880	1740	1533	1255
	$B_i$ , МПа	1590	1500	1380	1190

Примечание. Индекс (a) соответствует адиабатному процессу, индекс «i» — изотермическому.

Однако на значение  $\sigma$  оказывает существенное влияние наличие в жидкости нерастворенного газа в виде пузырьков, так называемой газовой составляющей (фазы Г) [15]. Газовоздушная составляющая (фаза Г) выделяется в различных участках проточной части системы гидроавтоматики, одновременно частично растворяясь в жидкости и образуя совместно с растворенным в ней воздухом так называемую фазу Р. В работающем гидропроводе всегда имеются фазы Г и Р с непрерывным переходом одна в другую, причем количественное содержание фазы Г оценивается отношением  $V_{Г0}/V_{C0}$ , где  $V_{C0}$  и  $V_{Г0}$  — соответственно полный объем смеси и фазы Г



в начальных по давлению и температуре условиях. Наличие в рабочей жидкости газозоудной составляющей значительно понижает ее модуль упругости вследствие того, что сжимаемость воздуха (газа) в тысячи раз больше сжимаемости самих рабочих жидкостей.

Газозоудная составляющая уменьшает жесткость гидропровода (повышается податливость рабочих органов гидродвигателя под действием внешней нагрузки), нарушает плавность движения приводимых узлов, определяет динамические свойства системы (вносит запаздывание в действие гидравлической системы и может в некоторых случаях привести к возникновению автоколебаний в системе). Поэтому рассмотрим более подробно упругие свойства жидкости как элемента систем при наличии в ней фазы Г. Что же касается фазы Р, то экспериментально доказано, что наличие фазы Р не меняет рассматриваемые свойства рабочих жидкостей. Однако еще раз необходимо подчеркнуть, что фаза Р и фаза Г взаимосвязаны и влияют одна на другую.

Диапазоны изменения адиабатного и изотермического модулей объемной упругости смеси  $\psi_{ca}$  и  $\psi_{ci}$  отличаются друг от друга. Например, для минерального масла АМГ-10 при изменении давления, под которым оно находится, и фиксированной температуре (60°C) значения  $\psi_{ca}$  и  $\psi_{ci}$  приведены в табл. 3.

Из табл. 2 и 3 видно, что для чистых жидкостей адиабатный модуль объемной упругости всегда больше изотермического, в то время как при содержании в них газозоудной составляющей (фазы Г) соотношения между  $\psi_{ca}$  и  $\psi_{ci}$  неоднозначны и зависят как от давления, так и от процентного содержания фазы Г в жидкостях. Наличие фазы Г в масле при давлениях до 10 МПа существенно уменьшает модуль объемной упругости жидкости.

В ряде случаев влияние сжимаемости нерастворенной газозоудной смеси, а также деформации стенок трубопроводов трудно учесть, поэтому расчеты ведутся из условия среднего значения коэффициента сжимаемости  $\beta$  (среднего значения модуля объемной упругости  $\psi$  данного типа жидкости).

При применении жидкости в гидросистемах обычно используют специальные меры по дегазации жидкости, чтобы отношение  $\bar{V}_{r0}$  объема нерастворенного газа к полному объему смеси не превышало 0,001. Содержание в жидкости растворенного газа (фаза Р) в обычных эксплуатационных условиях практически не меняет ее упругих свойств.

Оценим динамические характеристики деформации рабочей жидкости, т. е. изменение во времени давления в жидкости при изменении ее объема (плотности). Как уже отмечалось, объемная деформация нарушает термодинамическое равновесие в жидкости; и сопровождается процессом восстановления равновесия.

Таблица 2. Влияние давления на величину адиабатного и изотермического модулей упругости газожидкостных смесей (рабочая жидкость — масло АМГ-10 при температуре 60°C

Давление $p$ , под которым находится жидкость (смесь), МПа	$\bar{V}_{r0} = V_{r0}/V_{c0}$							
	0		0,005		0,05		0,5	
	$\psi_{cy}$ , МПа		$\psi_{cy}$ , МПа		$\psi_{cy}$ , МПа		$\psi_{cy}$ , МПа	
	$\psi_a$	$\psi_{ci}$	$\psi_{ca}$	$\psi_{ci}$	$\psi_{ca}$	$\psi_{ci}$	$\psi_{ca}$	$\psi_{ci}$
2,5	1360	1180	1110	1080	440	600	50	80
5,0	1387	1200	1280	1180	860	960	120	240
10,0	1442	1260	1400	1250	1180	1180	320	600
20,0	1552	1350	1550	1340	1420	1320	700	1020
40,0	1770	1540	1770	1530	1720	1520	1240	1400

Примечание.  $V_{Г0}, V_{С0}$  — начальные объемы газовой составляющей и смеси.

При быстрых деформациях на основании (8) можно показать, что в линейном приближении скорость изменения давления  $p$  в жидкости будет пропорциональна скорости изменения объемной деформации  $\Delta V/V$

$$\frac{dp}{dt} = \psi_a \frac{d(\Delta V/V)}{dt} \quad (10)$$

где  $\psi_a$  — адиабатный модуль объемной упругости жидкости, соответствующий более быстрым деформациям, при которых установление равновесия не успевает следовать за изменением объема. При этом, поскольку установление равновесия не успевает следовать за изменением объема, знак минус в (10) исчезает. Процесс восстановления равновесия в жидкости уменьшает давление в ней, противодействующее изменению объема. Для скорости уменьшения давления в состояниях, близких к равновесному, можно записать

$$\frac{dp}{dt} = -\frac{1}{\tau_p}(p - p_0) = -\frac{1}{\tau_p}(p - \psi_n \frac{\Delta V}{V}) \quad (11)$$

где  $p_0$  — равновесное давление при данной деформации;  $\tau_p$  — время релаксации;  $\tau_p^{-1}$  коэффициент пропорциональности между скоростью уменьшения давления  $p$  и разностью  $(p - p_0)$   $\psi_n$  — изотермический модуль объемной упругости жидкости, соответствующий очень медленным деформациям, когда восстановление равновесия полностью следует за изменением объема жидкости.

Объединяя выражения (10) и (11), имеем

$$\frac{dp}{dt} = \psi_n \frac{d(\frac{\Delta V}{V})}{dt} - \frac{1}{\tau_p}(p - \psi_n \frac{\Delta V}{V}) \quad (12)$$

Переходя в (12) к изображениям по Лапласу при нулевых начальных условиях, находим передаточную функцию для жидкостного звена:

$$W(s) = \frac{p(s)}{\frac{\Delta V}{V}(s)} = \psi_n \frac{1 + \tau_p \frac{\psi_a}{\psi_n} s}{1 + s\tau_p} \quad (13)$$

где  $S$  — оператор Лапласа.

Предположим, что к жидкости приложен сигнал, гармонически (с частотой  $\omega$ ) деформирующий ее с достаточно малыми амплитудами  $a_2$ , т.е.  $\Delta V/V = a_2 e^{i\omega t}$ , где  $i = \sqrt{-1}$ . На основании (13) имеем амплитудно-частотную и фазочастотную характеристики жидкостного звена:

$$\psi = \sqrt{\frac{\psi_n^2 + \psi_a^2 \omega^2 \tau_p^2}{1 + \omega^2 \tau_p^2}} \quad \varphi = \arctg \left[ \frac{(\psi_a - \psi_n) \omega \tau_p}{\psi_n + \psi_a \omega^2 \tau_p^2} \right]$$

где  $\omega$  — частота деформации жидкости;  $\psi$  — модуль объемной упругости;  $\varphi$  сдвиг фазы между  $\Delta V/V$  и  $p$ . При этом давление в жидкости изменяется по закону  $p_2 = a_2 \psi e^{i(\omega t + \varphi)}$ . Следовательно, при гармоническом режиме деформации имеем сдвиг фаз  $\varphi$  между деформацией и давлением. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики жидкости представлены на рис. 4.

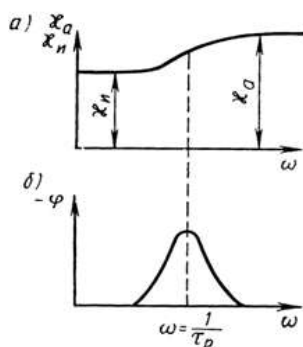


Рис. 4. Амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики рабочей жидкости

При малых частотах деформации  $\psi$  стремится к  $\psi_n$  а при больших — к  $\psi_a$ , а  $\varphi$  в том и в другом случае стремится к нулю.

Далее найдем передаточную функцию жидкостного звена, когда его входной величиной является изменение давления  $p$ , а выходной — объемный расход  $Q_{сж}$ , обусловленный деформацией (сжимаемостью) рабочей жидкости. Для этого, дифференцируя правую и левую части выражения (12) и помня, что  $Q_{сж} = d\Delta V/dt$ , получим

$$\frac{d^2 p}{dt^2} = \frac{\psi_a}{V} \frac{dQ_{сж}}{dt} - \frac{1}{\tau_p} \left( \frac{dp}{dt} - \frac{\psi_n}{V} Q_{сж} \right) \quad (14)$$

Переходя в (14) к изображениям по Лапласу при нулевых начальных условиях, находим передаточную функцию для этого случая:

$$W(s) = \frac{Q_{сж}(s)}{p(s)} = \frac{V}{\psi_n} \frac{s(s\tau_p + 1)}{\left( \frac{\psi_a}{\psi_n} \tau_p s + 1 \right)} \quad (15)$$

По абсолютной величине время релаксации  $\tau_p$  для многих чистых рабочих жидкостей гидросистем весьма мало (порядка  $10^{-8}$  с) и в первом приближении жидкостное звено «изменение относительного объема  $\Delta V/V$  — изменение давления» (см. соотношение (13)) можно считать безынерционным. В свою очередь, при  $\tau_p = 0$  передаточная функция (15) преобразуется к виду

$$W(s) = \frac{Q_{сж}(s)}{p(s)} = \frac{V}{\psi_n} s \quad (16)$$

т. е. имеем идеальное дифференцирующее звено с коэффициентом передачи

$$k = V/\zeta_{II}$$

Однако наличие в жидкости воздушно-газовой составляющей существенно увеличивает значение времени релаксации  $\tau_p$  и в этом случае уже необходимо знать частотную характеристику рабочей жидкости.

Следует отметить, что в настоящее время не существует установившейся методики определения  $\tau_p$  для смесей жидкостей, в том числе и для рабочих жидкостей, содержащих газовоздушную составляющую. Изучение влияния газовоздушной составляющей в рабочей жидкости (фазы Г) на динамику работы и другие параметры гидропривода проведено, например, в работах [14]. Рис. 5 в качестве примера иллюстрирует снижение показателей быстродействия (рис. 5, б—г) и энергетических показателей (рис. 5, а, д) гидроприводов при наличии в рабочей жидкости нерастворенного воздуха.

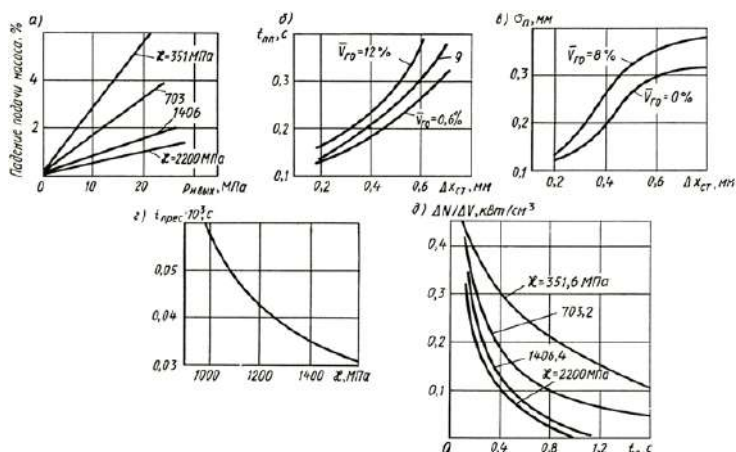


Рис. 5. Влияние газовоздушной составляющей жидкости на характеристики гидросистем

Уменьшение модуля объемной упругости вследствие наличия фазы Г в жидкости существенно уменьшает подачу насоса при одном и том же выходном давлении  $P_{н.вых}$  насоса (рис. 5, а).

Наличие в жидкости нерастворенного воздуха вследствие увеличения ее сжимаемости увеличивает показатель колебательности гидропривода, время переходного процесса и величину перерегулирования  $\sigma_{II}$  (рис. 5, б, в). Характеристики рис. 5, б, снимались для золотникового гидравлического усилителя при входном ступенчатом перемещении управляющего золотника  $\Delta x_{ст} = 0,2 \div 1,5$  мм, причем в качестве выходного сигнала принималось перемещение штока выходного каскада силового цилиндра. Начальный объем каждой полости цилиндра составлял 60 см<sup>3</sup>. Как следует из рис. 5, б, в, наличие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости увеличивает перерегулирование  $\sigma_{II}$  до 20% и время переходного процесса  $t_{п.п}$  до 30%.

Присутствие нерастворенного воздуха в рабочей жидкости снижает производительность гидрооборудования. В качестве примера на рис. 5, г показано увеличение времени прессования  $t_{прес}$  гидравлического пресса при снижении  $\zeta$  (увеличении фазы Г в жидкости) и прочих равных условиях. В свою очередь, сжимаемость жидкости, заполняющей рабочий объем гидравлического исполнительного механизма, требу-

ет дополнительных затрат мощности на ее сжатие. Это обстоятельство иллюстрирует рис. 5, д, на котором показана потеря мощности  $\Delta N$  на элемент объема  $\Delta V$  в гидроприводе с давлением 21 МПа и объемом гидроцилиндра 16,4 см<sup>3</sup> в зависимости от  $\psi$  и времени срабатывания  $t_c$  гидродвигателя.

Газовоздушная составляющая в рабочей жидкости при работе устройств гидроавтоматики может вызвать такое неприятное явление, как кавитация жидкости. Это явление заключается в том, что в результате снижения давления в движущейся жидкости возникают газовые и паровоздушные пузырьки, которые далее с большой скоростью разрушаются внутри жидкости. При этом возникают местные гидравлические микроудары, вызывающие повышенные шум, вибрацию и разрушение стенок конструкций, находящихся в контакте с рабочей жидкостью. Кавитация жидкости снижает подачу насоса, увеличивает динамические нагрузки на отдельные детали элементов гидросистем и в конечном итоге приводит к снижению надежности гидропривода. Для исключений кавитации создают дополнительный подпор рабочей жидкости на входе в насос, уменьшают допустимую скорость жидкости на входе в насос, а также скорости движения исполнительных органов гидродвигателей.

В связи с существенным влиянием сжимаемости жидкости на показатели работы гидравлических систем автоматики предусматривают специальные меры по удалению нерастворенной газовоздушной составляющей (фазы Г) из рабочей жидкости. При этом принудительное удаление растворенного воздуха (фазы Р) в негерметичных системах гидроавтоматики нецелесообразно, так как, согласно закону Генри, недонасыщенная растворенным воздухом жидкость все равно будет интенсивно растворять порции воздуха, что может ухудшить физико-химические свойства масел.

Влияние сжимаемости жидкости на динамику работы устройств гидроавтоматики учитывается (как уже отмечалось выше) дополнительной составляющей объемного расхода  $Q_{сж}$  жидкости при заполнении рассматриваемого объема, вызванной деформацией рабочей среды. При пренебрежении временем релаксации  $\tau_p$  с учетом (2.16) можно записать

$$Q_{сж} = \frac{V}{\psi_{ж}} \frac{dp}{dt} \quad (2.17)$$

где  $dp/dt$  — скорость изменения давления;  $V = V_{г} + V_{ж}$  — суммарный объем рабочей жидкости;  $V_{г}$  и  $V_{ж}$  — объем нерастворенного газа и жидкости соответственно.

В ряде случаев вводят понятие гидравлическая жесткость. Для его пояснения рассмотрим схему, состоящую из цилиндра 1 в виде стакана с абсолютно жесткими стенками и поршня 2 (рис. 6, а). Если на поршень площадью  $F_{п}$  подействовать силой  $\Delta P$ , то благодаря упругости жидкости и газа поршень переместится на величину  $\Delta y$

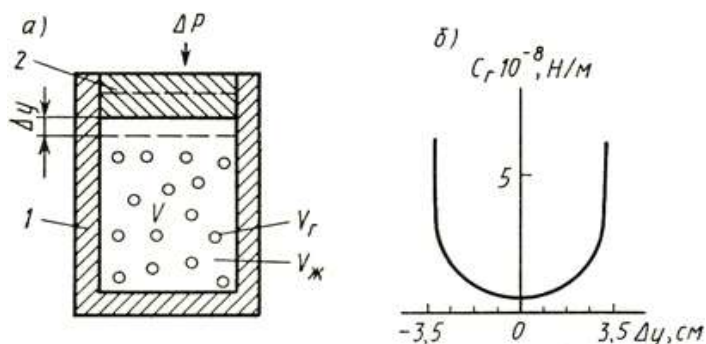


Рис. 6. К учету влияния сжимаемости морской жидкости (фазы Г) на динамику работы гидравлических устройств

Перепишем (8) в приращениях, рассматривая абсолютные значения модуля объемной упругости:

$$\Psi = V \frac{\Delta p}{\Delta V}$$

где  $\Delta p$  — приращение давления;  $\Delta V$  — изменение объема.

В данном случае  $\Delta p = \frac{\Delta P}{F_u}$ ;  $\Delta V = F_u \Delta y$ . Тогда

$$\Psi = \frac{V \Delta p}{F_u^2 \Delta y} \quad \text{или} \quad \frac{\Delta p}{\Delta y} = \frac{x F_u^2}{V}$$

Поскольку отношение силы к перемещению характеризует жесткость, последнее выражение можно записать в виде

$$c_r = \frac{x F_u^2}{V} \quad (18)$$

где  $c_r$  — гидравлическая жесткость для такого простейшего гидроцилиндра.

Рассмотрим далее гидроцилиндр, в котором поршень находится между полостями  $V_1$  и  $V_2$  которые заполнены жидкостью под давлением. Тогда гидравлическая жесткость одной половины гидроцилиндра на основании (18) равна  $c_{r1} = x F_u^2 / V_1$  а другой половины —  $c_{r2} = x F_u^2 / V_2$ , где  $V_1$  и  $V_2$  соответствующие объемы полостей гидроцилиндра.

Суммарная гидравлическая жесткость данного гидроцилиндра равна сумме жесткостей его рабочих камер:

$$c_r = c_{r1} + c_{r2} = x F_u^2 \left( \frac{1}{V_1} + \frac{1}{V_2} \right) \quad (19)$$

Учитывая, что объем каждой рабочей камеры гидроцилиндра соответственно равен  $V_1 = (y_{\max} + \Delta y) F_u$ ,  $V_2 = (y_{\max} - \Delta y) F_u$ , где  $y_{\max}$  — максимальная величина смещения поршня из нейтрального положения, имеем

$$c_r = x F_u^2 \left( \frac{1}{y_{\max} + \Delta y} + \frac{1}{y_{\max} - \Delta y} \right)$$

На рис. 6, б в качестве примера показана зависимость  $c_r = f(\Delta y)$  при  $y_{\max} = 35 \cdot 10^{-3}$  м,  $F_u = 0,207$  м<sup>2</sup> и  $\Psi = 500$  Мпа.

Как видно из графика рис. 6, б, минимальная величина суммарной жесткости имеет место при среднем (нейтральном) положении поршня. Для этого случая при  $V_1 = V_2 = V$  из (2.19) для наименьшей гидравлической жесткости имеем

$$c_{r \min} = 2 \Psi F_u^2 / V \quad (20)$$

где  $V = F_{II} y_{\max}$  — объем одной полости гидроцилиндра при среднем положении поршня, или половина суммарного объема рабочих полостей гидроцилиндра. Скорость распространения упругих колебаний в жидкости равна скорости звука и определяет скорость передачи сигналов в рабочей среде. В свою очередь, скорость передачи управляющих сигналов является одним из основных критериев, характеризующих качество работы систем автоматики, поэтому оценим влияние параметров рабочей жидкости на скорость распространения звука в ней. Для жидкости справедливо соотношение

$$a = \sqrt{\frac{\Psi_a}{\rho}} \quad (21)$$

где  $a$  — скорость звука в жидкости;  $\rho$  — плотность жидкости.

В настоящее время в практике анализа гидравлических систем автоматики адиабатный модуль объемной упругости  $\Psi_a$  экспериментально определяется по скорости распространения звука в рабочих жидкостях, т. е.  $\Psi_a = \rho a^2$ .

Связь между адиабатным и изотермическим модулями объемной упругости можно получить из известных термодинамических соотношений

$$c_p - c_V = \frac{T_a \alpha \Psi_{II}}{\rho} \quad \text{и} \quad \frac{c_p}{c_V} = \frac{\Psi_a}{\Psi_{II}}$$

откуда

$$\Psi_a = \frac{\Psi_{II}}{1 - \frac{T_a \alpha \Psi_{II}}{\rho c_p}} \quad \text{или} \quad \Psi_a = \Psi_{II} \left( 1 + \frac{T_a \alpha \Psi_{II}}{\rho c_V} \right) \quad (22)$$

В этих выражениях  $c_p$  и  $c_V$  — удельные теплоемкости жидкости при постоянном давлении и постоянном объеме соответственно;  $T_a$  — абсолютная температура;  $\alpha$  — коэффициент теплового расширения.

В ряде случаев при анализе и синтезе электрогидравлических систем автоматического регулирования при передаче импульса давление по трубопроводу необходимо учитывать динамические характеристики гидравлических связей — трубопроводов, заполненных рабочей жидкостью. Допустим, нас интересует характер изменения давления на выходе длинного трубопровода с жидкостью при гармоническом изменении давления на его входе. Тогда для закрытого с одного конца круглого трубопровода (гидропровод без истечения) амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики, качественно характеризующие его динамику, имеют вид:

$$A(\omega) = 1 / \sqrt{\operatorname{ch}^2 \frac{a_1 l}{a} - \sin^2 \frac{\omega_1 l}{a}}, \quad \varphi(\omega) = \operatorname{arctg} \left( \operatorname{th} \frac{a_1 l}{a} \operatorname{tg} \frac{\omega_1 l}{a} \right),$$

где

$$\omega_1 = \sqrt{\left( \sqrt{\omega^4 + 4b^2 \omega^2} + \omega^2 \right) / 2}, \quad a = \sqrt{\left( \sqrt{\omega^4 + 4b^2 \omega^2} - \omega^2 \right) / 2};$$

$$a = \sqrt{\psi_a / \rho}; \psi_a = \frac{\psi}{1 + \frac{\psi d}{\psi_{тр} \delta_0}}; b = 16\nu / d^2.$$

Здесь  $\omega$  — частота колебаний;  $l, d, \delta_0$  — соответственно длина, внутренний диаметр и толщина гидропровода;  $\nu, \rho$  — кинематический коэффициент вязкости и плотность жидкости;  $\psi_{тр}$  — модуль Юнга первого рода для материала трубопровода;  $a$  — скорость звука в жидкости;  $\psi$  — истинный модуль упругости жидкости.

Следовательно, частотные характеристики гидропровода зависят как от модуля объемной упругости жидкости, так и от ее вязкости. С увеличением вязкости при фиксированной температуре уменьшается скорость звука, увеличиваются потери на трение, вследствие чего амплитудная частотная характеристика ухудшается.

В случае течения маловязкости жидкости (например, керосина) по трубопроводу амплитудно-частотная характеристика гидропровода в первом приближении определяется как

$$A(\omega) = 1 / \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\omega l}{a} (1 - \beta_1^2)}$$

где  $\beta_1 = k\psi_a / a$ ;  $k$  - коэффициент пропорциональности.

В пневматических системах автоматики в качестве рабочей среды используется, как правило, воздух. Статические свойства воздуха характеризуются теми же показателями и единицами измерения, что и для рассмотренных капельных рабочих жидкостей гидросистем.

Как уже отмечалось, скорость распространения звука в рабочих жидкостях оказывает существенное влияние на динамические характеристики гидро- и пневмоприводов. В свою очередь, скорость звука зависит от упругости и плотности среды и представляет собой скорость распространения в упругой среде малых возмущений. Связь между скоростью звука и свойствами сжимаемой жидкости выражается формулой

$$a = \sqrt{dp/d\rho} \quad (23)$$

где  $d\rho$  — изменение плотности рабочей среды при изменении давления на величину  $dp$ .

При политропном характере течения газа записываем в виде:  $p_a / \rho^n = \text{const}$  где  $n$  — показатель политропы. Продифференцируем это выражение:

$$\frac{\rho^n dp_a - p_a n \rho^{n-1} d\rho}{\rho^{2n}} = 0$$

откуда

$$\frac{dp_a}{d\rho} = \frac{p_a}{\rho} n, \quad \frac{dp_a}{d\rho} = nRT_a \quad (24)$$



Тогда скорость звука в идеальном газе находим из (23) с учетом (24), имея в виду, что давление в данном случае выражается в абсолютных единицах, т. е.  $p = p_a$  :

$$a = \sqrt{\frac{dp_a}{d\rho}} = \sqrt{nRT_a} \quad (25)$$

Предположим, что процессы изменения параметров потока из-за малых возмущений происходят настолько быстро, что можно пренебречь теплообменом между частицами газа. Тогда при малых деформациях, создаваемых звуковой волной, можно пренебречь силами трения и процесс считать адиабатным, положив в (25)  $n = k$ , где  $k$  — показатель адиабаты. В этом случае скорость распространения звука в газе определяется физическими свойствами газа и температурой:  $a = \sqrt{kRT_a}$ , а для воздуха при  $k=1,4$ ,  $R = 287$  Дж/(кг·К) будет  $a \approx 20\sqrt{T_a}$ . При  $T_a = 290$  К скорость звука в воздухе  $a \approx 331,4$  м/с. Для практических оценок в среднем для гидросистем можно принять скорость прохождения сигналов 1000 м/с. Скорость же звука в воде составляет 1450 м/с. Таким образом, пневматические сигналы распространяются в воздухе со значительно меньшими скоростями, чем в жидкости. Только водород и гелий составляют отрядное исключение, приближаясь к жидкостям по скорости звука в них. Скорость звука в водороде составляет 1260 м/с, а в гелии 970 м/с. Приведенные цифры, с одной стороны, объясняют в среднем меньшее быстродействие пневмосистем по сравнению с гидросистемами, а с другой стороны, определенно говорят в пользу применения гелия и водорода в пневмоавтоматике.

В практике построения систем пневмоавтоматики часто требуется передавать сигнал давления по трубопроводу конечной длины. В этом случае в результате сжимаемости рабочей среды (воздуха) и трения сигнал давления изменяется по величине времени во времени по длине трубопроводов. Пневматические каналы вызывают запаздывание в передаче давления и тем самым влияют на динамические характеристики системы. В общем случае в первом приближении динамику трубопровода с газом можно охарактеризовать последовательным соединением звена чистого запаздывания и апериодического звена первого порядка с постоянной времени  $T$  [8]:

$$T \frac{dp_{\text{вых}}}{dt} + p_{\text{вых}} = k(t - \tau)p_{\text{вх}}$$

где  $\tau$  — время чистого запаздывания;  $k$  — коэффициент пропорциональности. Как показывают эксперименты,  $\tau = k_1 x / a$ , где  $x$  — длина трубопровода;  $a$  — скорость звука в газе;  $k_1$  — коэффициент пропорциональности (для прямоугольного канала сечением  $(1,5 \times 1,5) \cdot 10^{-3}$  м.  $k_1 = 1,2$ . При  $0,1 \leq x \leq 0,9$  м. для прямоугольного канала с сечением  $(1,5 \times 1,5) \cdot 10^{-3}$  м.  $T = 15,5 \cdot 10^{-10} x$  с.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В гидравлических системах подводных аппаратов находят применение в большей или в меньшей степени вода, керосин, морская вода, минеральные масла и специальные огнестойкие жидкости. Выбор того или иного типа жидкостей определяется тем, насколько полно они удовлетворяют следующим эксплуатационным требованиям.

1. Вязкотемпературные характеристики жидкости должны обеспечить нормальное функционирование систем гидроавтоматики во всем рабочем диапазоне темпера-

туры.

2. Хорошая смазывающая способность жидкостей. Во всем рабочем диапазоне температур и давлений жидкость должна сохранять смазывающую способность и химическую стойкость. Смазывающая способность жидкости имеет особенно большое значение для быстроперемещающихся деталей гидросистем и для гидравлических узлов маломощных электрогидравлических преобразователей, в которых невыполнение этого требования может привести к появлению большой зоны нечувствительности. Следует, однако, иметь в виду, что плохая смазываемость жидкостей на кремниевой основе проявляется лишь для скользящих друг по другу поверхностей из чугуна и стали. При других комбинациях материалов скользящих поверхностей (например, сталь — бронза) смазывающее свойство силиконов удовлетворительно. С этой точки зрения наименее пригодны вода, жидкости на кремниевой основе, спиртоглицерин.

3. Требование пожаро- и взрывобезопасности и нетоксичности рабочей жидкости. Жидкость должна быть безопасна в пожарном отношении. Это естественное требование становится особенно актуальным в тех случаях, когда система работает вблизи открытого пламени, электрических разрядов и в авиационных установках. Подобным условиям в наивысшей степени удовлетворяют синтетические жидкости на кремниевой основе (силиконы), а также вода. Из жидкостей при рабочих температурах не должны выделяться пары, так как они могут разрушить изоляцию в электрических элементах системы, привести к нарушению сплошности потоков в гидравлических элементах и увеличить опасность взрыва. С этой точки зрения наиболее подходящие силиконовые жидкости, позволяющие работать при температурах до .

4. Жидкость не должна разрушать уплотнений и вызывать коррозию деталей гидросистемы, так как это приводит к быстрому выходу системы из строя. Вредное воздействие на кожаные и резиновые уплотнения оказывают вазелиновое масло и велосит, если уплотнения не подвергнуты специальной обработке. Резиновые уплотнения разрушаются также маслами на кремниевой основе. Вода и спиртоглицериновые смеси способствуют коррозии металлических деталей. Силиконовые жидкости, применяемые в устройствах, работающих при высокой температуре, вступают в химическое взаимодействие с некоторыми металлами, поэтому трубопроводы делаются из нержавеющей стали со сварными соединениями, что повышает стоимость гидравлических устройств.

5. Способность жидкости растворять воздух должна быть минимальной. Растворимость воздуха в рабочих жидкостях гидросистем снижает их эксплуатационные качества.

6. Содержание механических примесей и влаги должно быть определенным. Даже незначительное присутствие морской воды в минеральных маслах вызывает интенсивные отложения на элементах гидросистем, появляющихся вследствие окисления масла. При этом поверхностное натяжение масла существенно уменьшается, что может привести к усиленному пенообразованию. Ухудшаются деэмульгирующие свойства масла, что способствует беспрепятственному участию воды в окислительных процессах.

Работа выполнена в рамках ФЦП «Разработка принципов создания гидравлических систем и компонентов подводных технических средств с рабочим телом - морская вода» Государственный контракт №13411.1400099.09 011.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Marshakov I.K., Vvedenskij A.V., Kondrashin V.YU., Bokov G.A. Anodnoe rastvorenie i selektivnaya korrozija splavov. Voronezh: Izd-vo Voronezh. gos. un-ta, 1988. 205 s.
2. Isaev N. I. Teoriya korrozijnyh processov: Uchebnik dlya vuzov / N. I. Isaev. - M.: Metallurgiya, 1997. - 368 s.
3. Dostizheniya nauki o korrozii i tekhnologiya zashchity ot nee: Korroziionnoe rastreskivanie metallov / Tien Dzh.K., Davidson Dzh.M., Tompson A.U. i dr. ; Red. M. Fontana, R. Stejl; Per. s angl. pod red. V.S. Sinyavskogo. - M.: Metallurgiya, 1985. - 487s.
4. Falicheva A.I. Korrozija metallov i protivokorroziionnaya zashchita. - Voronezh: Centr.-CHernozem. kn. izd-vo, 1981. - 111s.
5. Tekhnika bor'by s korroziej: Per. s pol. / R. Y. Uhnevich, V. Bogdanovich, E. Valashkovskij i dr. : Pod red. A.M. Suhotina. - L.: Himiya. Leningr. otd-nie, 1980. - 224s.
6. Bekman V. Katodnaya zashchita ot korrozii: spravochnik : per. s nem./ V. Bekman, V. Shvenk. - M.: Metallurgiya, 1984. - 496 s.
7. Gal'vanicheskie pokrytiya v mashinostroenii: spravochnik : v. 2 t./V. I. Ignat'ev [i dr.]; pod red. M. A. Shlugera. - M.: Mashinostroenie, 1985. T. 1. 240 s.
8. Zhukov, A. P. Osnovy metallovedeniya i teorii korrozii: ucheb. dlya sred. spec. ucheb. zavedenij/ A. P. Zhukov, A. I. Malahov. - M.: Vyssh. shk., 1991. - 166 s.
9. Zashchita truboprovoda ot korrozii: ucheb. posobie dlya vuzov/ F. M. Mustafin [i dr.]. - SPb.: Nedra, 2005 – 2007. T. 1. - 2005. - 617 s.
10. Iossel' Y.A. Matematicheskie metody rascheta elektrohimicheskoy korrozii i zashchity metallov: spravochnik/ YA. Iossel', G. E. Klenov. - M.: Metallurgiya, 1984. – 271s.
11. Korrozija: spravochnik : per. sangl./ Pod red. L. L. Shrajera. - M.: Metallurgiya, 1981. - 631 s.
12. Stepanov, I. A. Antikorroziionnaya sluzhba predpriyatij: spravochnik/ I. A. Stepanov, N. Ya. Savel'eva, O. L. Figojskij. - M.:
13. Sidnyaev N.I., Govor S.A. Destrukciya metallicheskih poverhnostej gidravlicheskih sistem v morskoy vode. Trudy mezhdunarodnogo simpoziuma «Nadezhnost' i kachestvo»: v 2-h T./ Pod red. N.K. Yurkova.-Penza: Izd-vo PGU, -2t. 2014, S.199-202.
14. Sidnyaev N.I., Gornjakov I.N. Prikladnye raschety vneshnih nagruzok na morskije sooruzheniya/Fundamental'nye problemy sistemnoj bezopasnosti: Sb. nauchn. st. Vyp. 4 /Vychislitel'nyj centr im. A.A. Dorodnicyna RAN. –M.:OAO «VPK «NPO mashinostroeniya», Reutov, 2014. S. 377-387.
15. Sidnyaev N.I. Gidrodinamicheskie osobennosti pri podvodnom vzryve//Voprosy oboronnoj tekhniki. Seriya 16: Tekhnicheskie sredstva protivodejstviya terrorizmu. 2013. №11-12. S.70-79.
16. Il'ina Yu.S., Sidnyaev N.I., Krylov D.A., Fedotov A.A. Obzor i analiz issledovanij teplomassoobmena v stratificirovannoj morskoy vode v usloviyah termicheskoy konvekcii // Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii – 2013, vyp. 2. URL: <http://engjournal.ru/catalog/appmath/hidden/612.html>.
17. Krylov D.A., Sidnyaev N.I., Fedotov A.A. Obtekanie koleblyushchegosya kryla potokom ideal'noj neszhimaemoj zhidkosti. Inzhenernyj zhurnal: nauka i innovacii, 2013, vyp. 2. URL: <http://engjournal.ru/catalog/appmath/hidden/607.html>
18. Prokof'ev V. N., Nejman V. G., Lazunova I. A. Vliyanie davleniya v rabochej zhidkosti na dinamicheskie svojstva gidroprivoda//Izvestiya vuzov. Mashinostroenie, 1968, № 1