

Решетов В.М.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва
(Самарский университет)

Московское шоссе, д. 34,
г. Самара, 443086,
Российская Федерация

vmresh@rambler.ru

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ АГРЕГАТОВ ГИДРОТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

В работе рассматриваются структура стендов для гидродинамической очистки агрегатов с целью обеспечения оптимальных параметров очистки и защиты насосной станции, особенности параллельного и последовательного подключения источника колебаний жидкости при создании пульсирующего давления и расхода в полости очищаемого гидроагрегата. При расчёте режимов гидродинамической очистки полостей агрегата на резонансных режимах используются электродинамические аналогии. Проведённые экспериментальные исследования подтвердили высокую эффективность процесса очистки.

Ключевые слова: *очистка; промывка; гидроагрегат; гидродинамическая очистка; электродинамические аналогии*

1 Введение

Повышение надежности и долговечности гидротопливных систем и их элементов сопровождается постоянным повышением требований к чистоте внутренних полостей систем и рабочих жидкостей [1, 2, 3]. Для обеспечения чистоты внутренних поверхностей гидротопливных систем используются различные методы повышения эффективности и сокращения трудоёмкости очистки трубопроводных систем и гидроагрегатов [4, 5, 6, 7].

Гидравлические агрегаты, силовые цилиндры с точки зрения обеспечения чистоты гидравлической системы являются источниками и накопителями загрязнений. Это объясняется наличием полостей и каналов сложной формы, трущихся поверхностей и практически очень малым расходом рабочей жидкости через агрегат.

Очистка внутренних полостей гидротопливных агрегатов, ранее осуществляющаяся с использованием стационарного потока жидкости, не отвечает современным требованиям промышленной чистоты внутренних поверхностей, что приводит к необходимости повторных промывок.

Одним из наиболее перспективных методов очистки полостей агрегатов является гидродинамическая очистка с использованием неустановившегося

(пульсирующего) потока рабочей жидкости. При этом возникающее в каналах и полостях агрегата перераспределение профиля скоростей, максимум которых смещается к стенкам каналов, возвратные пристеночные течения и вихреобразование приводит к значительному увеличению амплитуды касательного напряжения на стенках гидроагрегатов, определяющих значительное повышение эффективности процесса очистки. Так в исследованиях А.Н. Свиридова [8] отмечалось, что максимальное количество частиц (до 100%) отрывается от стенок непрямолинейных каналов только при создании пульсирующих потоков.

В тоже время очистке пульсирующим потоком жидкости могут быть подвержены агрегаты нечувствительные к колебаниям жидкости (т.е. не содержащие клапаны, подпружиненные элементы и т.п.).

2 Теоретические исследования

Все агрегаты можно разделить на три основных разновидности – это непроточные, проточные агрегаты с фиксированным объёмом полостей и гидроцилиндры с изменяющимся внутренним объёмом полостей при срабатывании.

Стенды для гидродинамической очистки агрегатов должны быть выполнены в

соответствии со структурой стендов для исследования собственных характеристик изделий [9, 10, 11] и в своём составе должны включать следующие элементы:

- блок подготовки жидкости БПЖ - источник постоянного расхода и давления (насосная станция НС в составе стенда или вынесенная в отдельно стоящем блоке);
- источник колебаний жидкости ИКЖ (генератор колебаний жидкости ГКЖ или пульсатор поршневого, дискового, пробкового или роторного типа);
- устройства акустической развязки УАР, защищающие насосную станцию от колебаний давления жидкости, а также устраняющие взаимовлияния динамических параметров НС и ИКЖ. (выполняются в виде ёмкости определенного объёма или гасителей колебаний);
- блок граничных условий БГУ, обеспечивающий оптимальные параметры процесса очистки;
- дроссели, краны и распределители, клапаны для регулирования статических и динамических параметров.

Возможны две схемы подключения источника колебаний жидкости (рисунок 1) – последовательное (а) и параллельное (б).

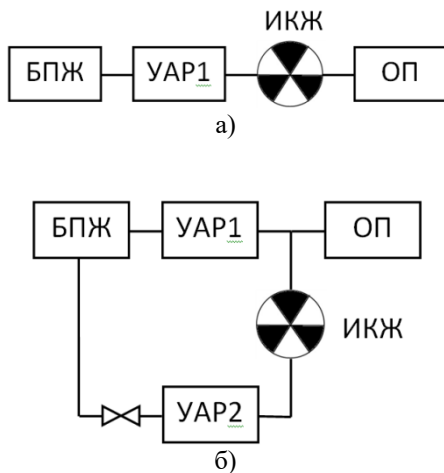


Рисунок 1. Структурные схемы подключения источника колебаний жидкости: а – последовательное, б – параллельное

Последовательное включение ИКЖ не может обеспечить такие высокие значения среднего давления и расхода рабочей жидкости как при параллельном включении.

К тому же расход через ИКЖ при последовательном включении очень мал. Поэтому для промывки гидроагрегатов используется параллельное включение ИКЖ. При этом статические параметры рабочей жидкости регулируются БПЖ, а амплитуда колебаний – дросселем на выходе ИКЖ.

Схема стенда, реализующего гидродинамическую очистку [6, 9] гидроцилиндра, с учётом вышеизложенного, представлена на рисунке 2.

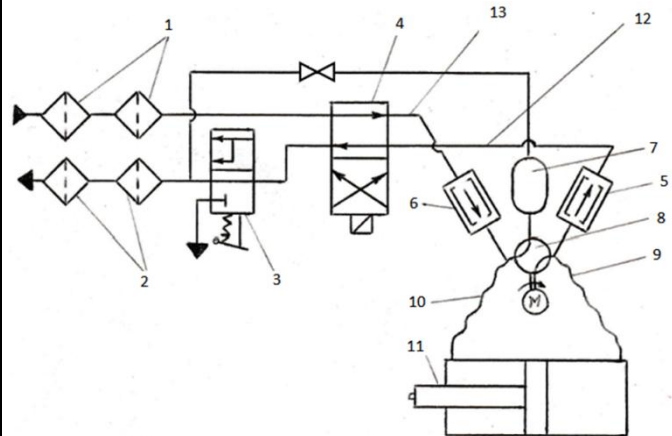


Рисунок 2. Принципиальная схема гидродинамической очистки гидроцилиндра

Наряду с такими традиционными элементами как фильтры высокого 1 и низкого 2 давления, пробоботборника 3 и гидрораспределителя 4 схема содержит гасители колебаний 5, 6 и сглаживающую ёмкость 7, выполняющие функции устройств акустической развязки, и генератор колебаний жидкости 8, связывающий магистрали подачи и слива жидкости 9 и 10 полостей гидроцилиндра 11 со сливной гидролинией. Очистка по предлагаемому способу осуществляется на стенде путём периодического сообщения гидролиний 9 и 10 с полостью 7 с частотой равной собственной частоте резонансной системы. При этом гасители колебаний 5 и 6 не пропускают колебания в магистрали 12 и 13, обеспечивая высокую эффективность работы генератора и предохраняя распределитель 4 и фильтры 1 и 2 от динамических нагрузок.

Для гидроагрегатов, как изделий с сосредоточенными параметрами ($\ell \leq \lambda/6$, где $\lambda = a/f$, здесь ℓ - длина канала, λ - длина волны, a - скорость звука, f - частота колебаний), наиболее эффективна промывка пульсирующим потоком на резонансном режиме.

Входное акустическое сопротивление резонансной системы определяется импедансом Z_c , представляющим собой отношение колебаний давления и расхода жидкости [12]:

$$Z_c = \frac{A_p}{A_G} = \text{Re} Z_M + J \text{Im} Z_c$$

где A_p - амплитуда колебаний давления;
 A_G - амплитуда колебаний расхода;
 $\text{Re} Z_M$ - вещественная часть импеданса магистрали;

$\text{Im} Z_c$ - мнимая часть импеданса системы.

При неизменных параметрах магистрали импеданс определяется двумя параметрами - частотой колебаний и величиной объема присоединенной полости, поскольку

$$\text{Im} Z_c = \frac{\rho \ell}{S} \omega - \frac{\rho a^2}{\omega V_{np}}$$

где ρ - плотность жидкости;

ℓ , S - длина и площадь сечения магистрали;

a - скорость звука;

V_{np} - приведенный объем полости;

ω - круговая частота колебаний.

При совпадении частоты возбуждаемых колебаний с собственной частотой резонансной системы, то есть при равенстве нулю мнимой части импеданса системы, амплитуды колебаний в полостях гидроагрегата становятся максимальны, а колебания давления перед источником колебаний минимальны. Это обеспечивает наилучшие режимы процесса очистки.

В качестве расчетной модели процессов, происходящих в системе стенда, предлагается электрическая схема (рисунок 3). Схема составлена по принципу электроакустических аналогий [11, 12, 13], в

которой давлению в гидравлической системе соответствует разность потенциалов в электрической цепи, а расходу - ток. При этом эквивалентом полости служит емкость (C), трубопровода - сопротивление (R) и индуктивность (L), источника колебаний - эквивалентный источник расхода.

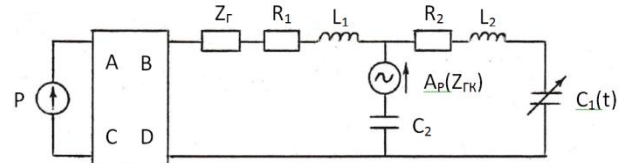


Рисунок 3. Динамический аналог стендовой системы

U_{AP1} выбирается таким образом, чтобы обеспечить условие $A_{p10} \approx 0$, тогда акустическим сопротивлением этой полости можно пренебречь и конденсатор C_2 из расчетной схемы исключить.

В связи с тем, что промывка гидроагрегата осуществляется при постоянном давлении, четырехполюсник входного участка может быть заменен эквивалентным источником давления.

Таким образом, расчетную схему можно представить в виде схемы, изображенной на рисунке 4, собственная частота такого колебательного контура определяется [11, 13] как

$$\omega_0 = \frac{1}{\sqrt{LC}}$$

где L - индуктивность соединительного трубопровода;

C - упругость жидкости в полости гидроагрегата.

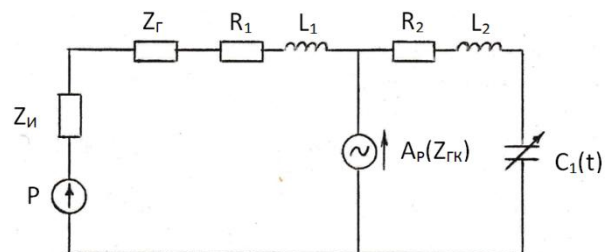


Рисунок 4. Расчетная схема

Величины L и C в соответствии с формулой определяются соотношениями:

$$L = \frac{\rho \ell}{S}, C = \frac{V_{np}}{\rho a^2}$$

Тогда собственная частота f_0 стеновой системы: подводный трубопровод - полость гидроагрегата:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{1}{\sqrt{LC}} = \frac{1}{2\pi} \frac{a}{\sqrt{V_{np} \sum \frac{l_i}{S_i}}}$$

Однако при очистке гидроцилиндров возникает необходимость перемещения поршня гидроцилиндра из одного крайнего положения в другое для выноса загрязнений, что приводит к изменению величины импеданса системы, а следовательно, и изменению собственной частоты резонансной системы. Кроме того с увеличением модуля импеданса соответственно растут и колебания давления на входе в систему, поскольку $A_p = |Z_c| A_G$.

При значительном уменьшении объёма полости (при перемещении поршня в крайнее положение) колебания давления перед источником колебаний значительно возрастут и могут достичь опасных значений. Кроме этого опасных значений может достичь и давление в полости гидроцилиндра, поскольку импеданс полости $Z_{II} = \frac{\rho a^2}{\omega V_{II}}$ и при уменьшении

объёма колебания давления в полости также возрастут.

Поэтому для обеспечения работы колебательной системы вблизи резонанса и исключения опасных колебаний давления при малых объёмах полостей перемещение поршня ограничивается, например, таким образом, чтобы изменение объёмов полостей гидроцилиндра происходили не более чем в 2 раза от среднего значения, при котором объёмы полостей равны между собой, т.е. при соотношении объёмов полостей как 3:1. А полный вынос загрязнений осуществлять после отключения ИКЖ при реализации нескольких полных циклов уборки - выпуска штока гидроцилиндра. Либо использовать автоматическое поддержание оптимальных значений частоты и уровня

колебаний давления при перемещении штока гидроцилиндра.

3 Экспериментальные исследования

Для подтверждения эффективности гидродинамической очистки на резонансных режимах и правильности выбора схемы очистки проводились экспериментальные исследования.

Исследования проводились по схеме (рисунок 5) моделирующей резонансную систему стэнда с гасителем колебаний и без него. В качестве гасителя колебаний использовался зауженный участок магистрали длиной $L=170$ мм с диаметром $d_y=4$ мм. Объём промываемой полости составлял 530 см³. При этом регистрировались амплитуды пульсаций A_p , давления нагнетания P_H и слива $P_{СЛ}$, частоты пульсаций f и расход G . Методика проведения эксперимента заключалась в снятии амплитудно-частотной характеристики системы (рисунок 6), изменяя частоту вращения вала гидромотора дросселем К3 при различных перепадах давления на генераторе колебаний, устанавливаемых краном К4.

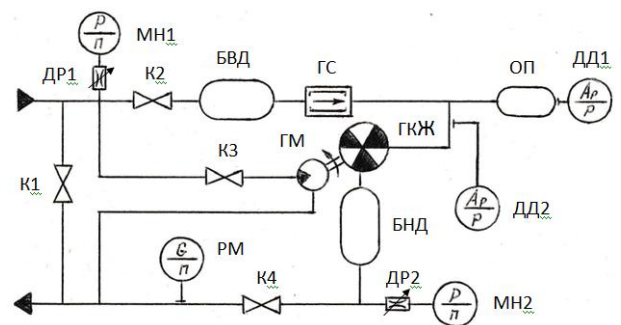


Рисунок 5. Экспериментальная схема с гасителем колебаний

БВД – баллон высокого давления; БНД – баллон низкого давления; ГКЖ – генератор колебаний жидкости; ГС – гаситель колебаний; ГМ – гидромотор; ДД1, ДД2 – датчик давления; ДР1, ДР2 – дроссель; К1...К4 – кран; МН1, МН2 – манометр; ОП – объект промывки; РМ - расходомер

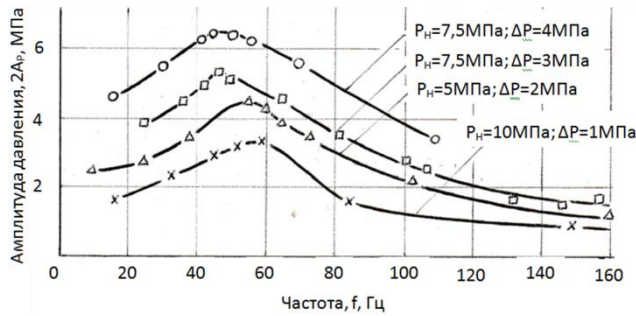


Рисунок 6. Зависимость амплитуды давления от частоты колебаний

Далее по полученным экспериментальным путём амплитуде давления определялась амплитуда расхода A_G в полости (рисунок 7)

$$A_G = \frac{A_p}{|Z_{II}|}, \text{ где } Z_{II} = -j \frac{\rho a^2}{\omega V_{II}}$$

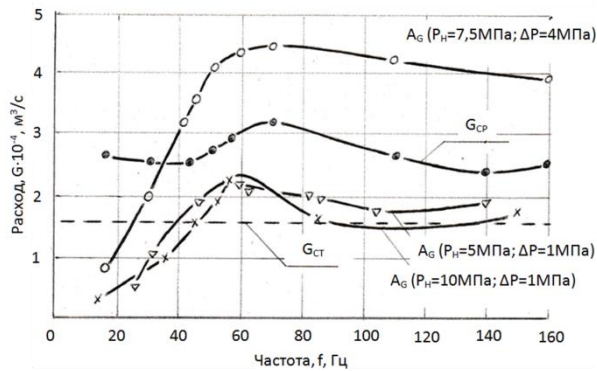


Рисунок 7. Зависимость мгновенного расхода от частоты колебаний

В результате экспериментальных исследований установлено следующее.

- на резонансном режиме наблюдается резкое увеличение амплитуды давления при уменьшении среднего расхода через генератор колебаний.

- мгновенный расход жидкости, представляющий собой сумму статического расхода и амплитуды колебаний расхода, также увеличивается, причем амплитудное значение расхода превосходит статическое в несколько раз. Отсюда и следует высокая эффективность гидродинамической очистки, поскольку расход A_G прямо пропорционально связан с касательными напряжениями трения жидкости на стенке τ , определяющими эффективность очистки [8, 9].

Кроме того установлено, что использование гасителя пульсаций обеспечивает независимое регулирование амплитуды колебаний изменением перепада давления на генераторе. Для данного эксперимента зависимость имеет вид $2A_p = \Delta P + 2,4$ [МПа].

Для обеспечения выноса крупных частиц загрязнений гидроагрегат рекомендуется располагать так, чтобы штуцера его были направлены вниз. Тем самым крупные частицы, находящиеся во взвешенном состоянии, выносятся за пределы полости агрегата, что повышает эффективность очистки

Список использованных источников

- [1] ГОСТ 17216-2001. Чистота промышленная. Классы чистоты жидкостей / Введ. 2003-01-01. - М.: Стандартинформ, 2008. - 8 с.
- [2] NAS 1638 "Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems," Aerospace Industries of America, Washington D.C., USA, 2001.
- [3] AS4059 "Aerospace fluid power - cleanliness classification for hydraulic fluids," SAE, Warrendale, Pa., USA, April 2001.
- [4] Белянин П.Н. Промышленная чистота машин / Белянин П.Н., Данилов В.М. - М.: Машиностроение, 1982. 224 с.
- [5] Тимиркеев Р.Г. Промышленная чистота и тонкая фильтрация рабочих жидкостей летательных аппаратов / Тимиркеев Р.Г., Сапожников В.М. - М.: Машиностроение, 1986. 152 с.
- [6] Санчугов, В.И. Снижение загрязнённости агрегатов гидропривода машин и механизмов на основе гидродинамической очистки / Санчугов В.И., Решетов В.М. // Известия Самарского научного центра РАН, т.13, № 6, 2011 г. - С.264-268.
- [7] Sanchugov, V.I., Reshetov V.M. Special features of internal surfaces cleaning processes control in pipelines and units of hydro-fuel systems - Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. PP. 618-627
- [8] Свиридов А.Н. Оценка эффективности промывки внутренних полостей изделий пульсирующим потоком / Свиридов А.Н. // Вестник машиностроения. - 1981. - №10. - с.33-35.
- [9] ГОСТ 31303-2006. Чистота промышленная. Метод очистки гидродинамический газовых и жидкостных систем машин и механизмов от загрязнителей / Введ. 2008-03-01. - М.: Стандартинформ, 2007. - 18 с.
- [10] Санчугов В.И. Технологические основы динамических испытаний и обработки гидросистем и

агрегатов : учебное пособие / Санчугов В.И – Самара: Самарский научный центр РАН, 2003. – 96 с.

[11] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. / Шорин, В.П. – М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.

[12] Гликман Б.Ф. Автоматическое регулирование жидкостных ракетных двигателей / Гликман Б.Ф. – М.: Машиностроение, 1989. - 296 с.

[13] Атабеков Г.И. Основы теории цепей / Атабеков Г.И. – СПб.: Издательство «Лань», 2009, 432 с.

INVESTIGATION OF SCHEMES FOR HYDRODYNAMIC CLEANING OF UNITS OF HYDRO-FUEL SYSTEMS

V.M. Reshetov

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

vmresh@rambler.ru

The paper considers the structure of stands for hydrodynamic cleaning of units in order to ensure optimal cleaning parameters and protection of the pumping station, the features of parallel and series connection of a source of fluid oscillations when creating a pulsating pressure and flow in the cavity of the cleaned hydraulic unit. When calculating the modes of hydrodynamic cleaning of the cavities of the unit in resonant modes, electrodynamic analogies are used. The conducted experimental studies have confirmed the high efficiency of the purification process.

Keywords: *cleaning; washing; hydraulic unit; hydrodynamic cleaning; electrodynamic analogies*

References

- [1] GOST 17216-2001. Industrial cleanliness. Liquid purity classes. / Introduction 2003-01-01. - Moscow: Standartinform Publ, 8 p.
- [2] NAS 1638 "Cleanliness requirements of parts used in Hydraulic systems," Aerospace Industries of America, Washington D.C., USA, 2001.
- [3] AS4059 "Aerospace fluid power - cleanliness classification for hydraulic fluids," SAE, Warrendale, Pa., USA, April 2001.
- [4] Belyanin P.N. Promyshlennaya chistota mashin [Industrial cleanliness of machines] / Belyanin P.N., Danilov V.M.. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1982. 224 p.
- [5] Timirkeev R.G. Promyshlennaya chistota i tonkaya fil'traciya rabochih zhidkostej letatel'nyh apparatov [Industrial purity and fine filtration of aircraft fluids] / Timirkeev R.G., Sapozhnikov V.M. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1986. 152 p.
- [6] Sanchugov, V.I. Snizhenie zagryaznyonosti agregatov gidroprivoda mashin i mekhanizmov na osnove gidrodinamicheskoy ochistki [Reducing the contamination of hydraulic drive units of machines and mechanisms based on hydrodynamic cleaning] / Sanchugov V.I., Reshetov V.M. // Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, t. 13, № 6, 2011 - P. 264-268.
- [7] Sanchugov, V.I., Reshetov V.M. Special features of internal surfaces cleaning processes control in pipelines and units of hydro-fuel systems - Procedia Engineering, 2017. Vol. 176. P. 618-627
- [8] Sviridov A.N. Ocenka effektivnosti promyvki vnutrennih polostej izdelij pul'siruyushchim potokom [Evaluation of the efficiency of washing the internal cavities of products with a pulsating flow] / Sviridov A.N. // Vestnik mashinostroeniya. - 1981. -№10. - p.33-35.
- [9] GOST 31303-2006. Chistota promyshlennaya. Metod ochistki gidrodinamicheskij gazovyh i zhidkostnyh sistem mashin i mekhanizmov ot zagryaznitelej [Industrial cleanliness. Hydrodynamic cleaning method of gas and liquid systems of machines and mechanisms from pollutants]/ Introduction 2008-03-01. - Moscow: Standartinform Publ, 2007. - 18 p.
- [10] Sanchugov V.I. Tekhnologicheskie osnovy dinamicheskikh ispytaniy i otrabotki gidrosistem i agregatov : uchebnoe posobie [Technological foundations of dynamic testing and testing of hydraulic systems and units: textbook] / Sanchugov V.I - Samara: Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences Publ, 2003. - 96 p.
- [11] Shorin, V.P. Ustranenie kolebanij v aviacionnyh truboprovodah [Elimination of vibrations in aviation pipelines] / Shorin, V.P. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1980. - 156 p.
- [12] Glikman B.F. Avtomaticheskoe regulirovanie zhidkostnyh raketnyh dvigatelej [Automatic regulation of liquid rocket engines] / Glikman B.F. - Moscow: Mashinostroenie Publ, 1989. - 296 p.
- [13] Atabekov G.I. Osnovy teorii cepej [Fundamentals of circuit theory] / Atabekov G.I. - St. Petersburg: «Lan'» Publ, 2009, 432 p.