

АНАЛОГОВОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЁМНОГО НАСОСА: РАЗДЕЛЕНИЕ ИСТОЧНИКА КОЛЕБАНИЙ РАСХОДА И СИСТЕМЫ ПАССИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Рекадзе П. Д.

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

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

rekadze.pd@ssau.ru

В существующих моделях расчёта динамических характеристик объёмных насосов используются обобщённые параметры проточной части, такие как длина патрубка, характерный объём полостей, хотя проточная часть реального насоса включает в себя как источник колебаний расхода, так и разветвлённую систему пассивных элементов проточной части. Теоретическое исследование динамических характеристик объёмных насосов необходимо начинать с задачи узлового разделения источника колебаний расхода и системы элементов проточной части с целью моделирования парциальных динамических свойств насоса. Для разделения источника колебаний и системы элементов проточной части на примере шестерённого насоса внешнего зацепления применён экспериментальный подход с использованием свойства последовательного резонансного контура. Проведённое экспериментальное исследование с использованием динамических аналогий, приёмов классической логики и методов теории цепей позволило определить узел соединения источника колебаний и системы пассивных элементов проточной части на схеме замещения, а в графическом изображении проточной части насоса – определить соответствующее сечение.

Ключевые слова: насос; гидродинамика; проточная часть; схема замещения; источник колебаний расхода; узел; динамические аналогии

1 Введение

Объёмные гидронасосы – это механизмы преобразования механической энергии в гидравлическую, это важнейшие агрегаты систем силового гидропривода, они определяют эффективность системы, её надёжность и ресурс.

Шестерённый насос (ШН), как один из самых востребованных типов объёмных гидронасосов. Его работу в гидросистеме сопровождают интенсивные высокочастотные и высокоамплитудные колебания давления рабочей среды, вызывающие вибрацию корпусов и присоединённых трубопроводов, приводящие к повышенному износу подпятников, зубьев шестерён, разрушению вала ведущей шестерни ШН. При этом основными источниками высокочастотных (100...2000 Гц) и высокоамплитудных (до

40...60% от среднего давления) колебаний давления рабочей среды в насосе являются механизм вытеснения жидкости из межзубовых камер (МК) и процесс разгрузки запертого объёма (ЗО). Частотные свойства ШН определяют качественный и количественный характер колебаний давления за насосом, а значит и существенно влияют на срок службы.

Проточная часть ШН с точки зрения гидродинамики генерирует расход в виде периодической функции времени и представляет собой сложную комплексную проводимость для колебаний рабочей среды.

При исследовании характеристик насоса с конца XX века появилась возможность определять его установившиеся динамические (собственные) характеристики: пульсации расхода/давления и комплексную проводимость/сопротивление [1,2].

Указанные полости и каналы оказывают влияние не только на генерируемый расход ШН, но и на комплексную проводимость насоса. Теоретическое исследование динамических свойств объёмного насоса начинается с создания гидродинамической схемы замещения, в которой необходимо выделить активный элемент (источник колебаний расхода) и систему пассивных элементов проточной части, ограниченных выходным фланцем.

Анализ многочисленных работ, проведённый Ю.В. Кулешковым [3,4], показал, что на данный момент основная масса работ по расчёту, моделированию и экспериментальному определению колебаний рабочей среды за объёмным насосом характеризуется неоднозначными и порою противоречивыми результатами ввиду того, что:

1) разделение гидравлической цепи на участки в виде источника колебаний и системы элементов проточной части происходит условно [2], хотя в работах Е.М. Юдина [5] и D.N. Johnston [6] указывается, что в ШН пульсации потока возникают в области зацепления зубьев. При этом с использованием методов вариации нагрузок или второго источника характеристики насоса, как правило, определяются по методу эквивалентного генератора в сечении по фланцу напорного патрубка насоса или близкому к нему сечению. Такой подход допустим при экспериментальном определении собственных динамических свойств насоса, но при проектировании и детерминированном расчёте ресурса необходимо однозначное разделение источника колебаний и системы элементов проточной части;

2) модель насоса, генерирующего независимые колебания расхода, описывается с использованием понятия импеданса (комплексного сопротивления) [12,13], хотя согласно стандартизованным положениям динамики необходимо использовать понятие проводимости [14];

3) насос объёмного типа принимается рядом авторов и как источник колебаний давления [7], и как источник колебаний расхода [8,10,11], что противоречит классическим положениям динамики активных элементов [1,15]. При этом в программном продукте PRASP, разработанном университетом г. Бат [16], объёмный насос предлагается рассматривать по модели идеального источника колебаний расхода, пренебрегая зазорами и их изменением с течением времени;

4) в моделях расчёта динамических характеристик насоса используются обобщённые параметры проточной части, такие как длина патрубка и некий характерный объём полостей [16,17], хотя первые отечественные модели объёмных насосов [18] и их поздние программные реализации [19] характеризовались весьма обширным комплексом параметров работы насоса.

Периодический принцип вытеснения рабочей жидкости из рабочей клетки предопределяет переменный объём внутренних полостей, влияние которых также необходимо оценить в будущих работах в процессе расчёта комплексной проводимости насоса.

Решение комплекса проблем аналогового моделирования объёмных насосов со сложной системой разветвлённых проточных и непроточных каналов требует цикла соответствующих исследований, на одном из которых остановимся ниже.

2 Постановка задачи и метод исследований

В процессе совершенствования конструкции объёмного насоса, аналогового моделирования его элементов и при расчёте собственных динамических характеристик возникает необходимость разделить источник колебаний расхода и остальную систему элементов проточной части.

Таким образом, необходимо решить задачу: экспериментально определить узел разделения источника колебаний и системы

элементов проточной части и показать соответствующее сечение в графическом изображении проточной части насоса.

Решение такой задачи исключительно теоретическими и численными средствами моделирования гидродинамических процессов затруднительно, поскольку:

- необходимо экспериментальное обоснование и подтверждение разработанных положений;
- в численных подходах используются модели течения жидкости, с помощью которых невозможно выделить собственные динамические свойства насоса.

Однако совместное использование экспериментального подхода, приёмов классической логики, импедансного метода и свойств резонансного контура [1,20,21] позволяет решить такую проблему.

3 Разделение источника колебаний расхода и системы элементов проточной части насоса

Узел – это место соединения трёх или большего числа ветвей [1]. Насос представляет собой весьма сложную систему элементов гидродинамической цепи, состоящую из активного элемента – источника колебаний, соединяющегося с системой пассивных элементов проточной части: как минимум с ветвью каналов утечек и ветвью напорного патрубка.

При переходе от схемы замещения к техническому объекту появляется неопределённость в виде правильного выбора сечения, которое в схеме замещения будет играть роль узла разделения источника колебаний расхода и элементов проточной части.

Для решения задачи определения узла разделения источника колебаний расхода (на примере промышленного ШН внешнего зацепления с количеством зубьев на шестерне $z=10$) и системы элементов проточной части используем резонансное свойство стендовой системы в виде RLC-контура: это единственная стендовая система, комплексное сопротивление

которой $\text{Im}Z_{\text{ст.с.}}$ имеет пересечение с осью частот ($\text{Im}Z_{\text{ст.с.}}=0$), разграничивая при этом область инерционного и емкостного сопротивления. С использованием свойства последовательного резонансного контура возможно определить узел, соединяющий источник колебаний расхода и систему элементов проточной части на схеме замещения (а в графическом изображении проточной части – сечение), относительно которого начинается формирование комплексной проводимости ШН.

Итак, можно выдвинуть гипотезу, что острокромочное сечение проточной части насоса со стороны нагнетания (А-А) является сечением, относительно которого в схеме замещения возможно формировать комплексную проводимость источника колебаний расхода (рисунок 1, на примере ШН).

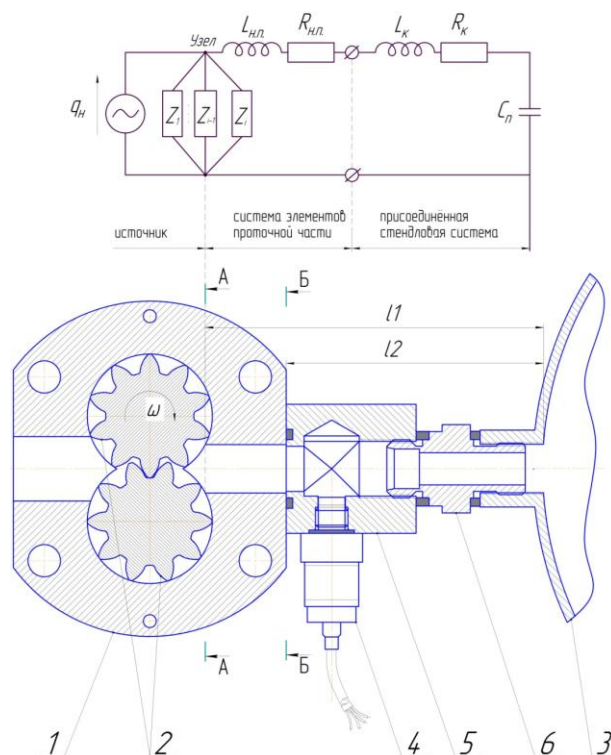


Рисунок 1. Гидродинамическая схема замещения ШН с присоединённой системой и их сечение: 1-корпус насоса, 2-шестерни, 3-полость, 4-датчик давления, 5-штуцер, 6-переходник

На схеме обозначены (рисунок 1):

q_n – переменная компонента расхода в области нагнетания;

Z_i – комплексные сопротивления системы полостей проточной части насоса;

$R_{н.п.}, L_{н.п.}$ – активное сопротивление и инерционность напорного патрубка длиной (l_1-l_2) ;

R_k, L_k – активное сопротивление и инерционность канала длиной l_2 ;

C_n – ёмкость полости на выходе насоса.

Опровергнуть или доказать правомерность выдвинутой гипотезы возможно методом доказательства «от противного». Предположим, что границей насоса как эквивалентного источника колебаний расхода является сечение по фланцу со стороны нагнетания (сечение Б-Б, см. рисунок 3), тогда комплексное сопротивление стендовой системы в виде колебательного контура без учёта участка канала длиной (l_1-l_2) будет таким же, что и комплексное сопротивление с длиной магистрали за насосом l_1 .

Для рассмотренной присоединённой стендовой системы с длинами каналов $l_1=100 \cdot 10^{-3}$ м, $l_2=79 \cdot 10^{-3}$ м полость на выходе насоса выполнена из стали толщиной стенки 4 мм и имеет геометрический объём, равный приведенному $V_{пр}=2 \cdot 10^{-3}$ м³. Полученные экспериментально амплитуды пульсаций давления в такой системе в диапазоне частот (83...417) Гц представлены на рисунке 2.

По данному графику можно отметить, что:

- амплитуды пульсаций давления имеют минимум в диапазоне частот (83...417) Гц,
- этот минимум характерен для резонансной частоты $f_p = (183 \pm 0,6) \text{ Гц}$ ¹.

Комплексное сопротивление системы $Z_{ст.с.}$, присоединённой к источнику колебаний со стороны нагнетания (рисунок 1), рассчитывается по формуле:

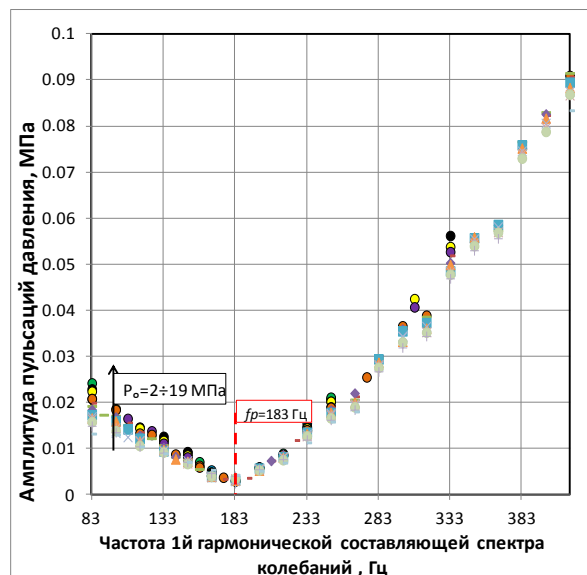


Рисунок 2. Амплитуды пульсаций давления «зубцовой» гармоники в эксперименте с полостью на выходе насоса (точками обозначены амплитуды при различных средних давлениях в напорной магистрали)

$$Z_{ст.с.}(j\omega) = \sqrt{ReZ_L^2 + \left(\frac{\omega^2 LC_n - 1}{\omega C_n}\right)^2} e^{j \arctg \frac{\omega^2 LC_n - 1}{\omega C_n ReZ_L}} \quad (1)$$

где ReZ_L – активное сопротивление канала;
 L – инерционность канала;
 C_n – ёмкость полости на выходе насоса;
 ρ – плотность рабочей среды;
 a – скорость звука;
 $V_{пр}$ – приведенный объём полости.

Частота резонанса f_p при этом:

$$f_p = \frac{1}{2\pi\sqrt{LC}} = \frac{1c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{Vl}} \quad (2)$$

Рассчитаем резонансную частоту, характерную для стендовой системы f_p с магистралью длиной l_1 и l_2 при $a = 1420 \text{ м/с}$ и $d_y = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:

$$f_p(l_1) = \frac{1}{2\pi \cdot 1420} \sqrt{\frac{\pi(14 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 100 \cdot 10^{-3}}} = 182,5 \text{ Гц}$$

$$f_p(l_2) = \frac{1}{2\pi \cdot 1420} \sqrt{\frac{\pi(14 \cdot 10^{-3})^2}{4 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 79 \cdot 10^{-3}}} = 211 \text{ Гц}.$$

Расчётная резонансная частота при длине

¹ Относительная погрешность определения зубцовой

магистральной l_2 на 17% больше ($\Delta = \frac{f_p(l_1) - f_p(l_2)}{f_p(l_1)} 100\% = 17\%$)

экспериментальной. Таким образом, гипотеза не верна и получается, что экспериментальная f_p и расчётная $f_p(l_1)$ частоты при длине магистрали l_1 совпадают, когда место разделения источника колебаний и последующей системы элементов конструкции насоса считать по сечению А-А (рисунок 1).

Итак, на схеме замещения определён соответствующий узел (а в графическом изображении проточной части шестерённого насоса определено сечение – в начале формирования напорного патрубка), относительно которого стало возможным впервые отделить источник колебаний расхода от системы последующих элементов проточной части, что также даёт возможность разработки гидродинамических схем замещения и расчёта характеристики комплексной проводимости конструкций как промышленных объёмных насосов, так и более сложных авиационных сдвоенных насосов со сложной системой разветвлённых проточных и непроточных каналов. Полученный вывод также согласуется с позицией D.N. Johnston и классической теорией ШН Е.М. Юдина.

4 Заключение

В работе проведено экспериментальное исследование конструкции шестерённого насоса с целью разграничения источника колебаний и системы элементов проточной части.

Достигнуты следующие результаты:

- на схеме замещения определён соответствующий узел, в графическом изображении проточной части шестерённого насоса определено сечение, относительно которого стало возможным впервые разделить источник колебаний расхода и систему последующих элементов проточной части;

- намечены пути дальнейшего развития аналогового моделирования динамических

свойств объёмных насосов, проектирования и детерминированного расчёта ресурса.

Список использованных источников

- [1] Атабеков Г.И. Основы теории цепей / Атабеков Г.И. – СПб.: Издательство «Лань», 2009, 432 с.
- [2] Шорин, В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах. / Шорин, В.П. – М.: Машиностроение, 1980. - 156 с.
- [3] Кулешков, Ю.В. и др. Анализ теоретических исследований пульсации мгновенной подачи шестерённого насоса, Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М. В. Красота, К. Ю. Кулешкова // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кіровоград: КНТУ, 2013. - Вип. 43, ч. 1. - С. 83-96.
- [4] Кулешков, Ю.В. и др., Анализ экспериментальных исследований пульсации мгновенной подачи шестерённого насоса / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К. Ю. Кулешкова // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. - Кіровоград: КНТУ, 2013. - Вип. 43, ч. 2. - С. 134-148.
- [5] Юдин, Е.М. Шестерённые насосы / Е.М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964. – 232 с.
- [6] Johnson, D.N. Fundamentals of Fluid-Borne Noise, Chapter 13 - Measuring Fluid-Borne Noise Characteristics using the Secondary Source Method / D.N. Johnson. - Centre for PTMC, University of Bath, April 2004.
- [7] Артюхов, А.В., Брудков, Л.И. Особенности частотных испытаний гидравлических насосов / А.В. Артюхов, Л.И. Брудков // В сб.: Вибрационная прочность и надёжность двигателей и систем летательных аппаратов, КуАИ - 1982 - вып. 9 - 12 - С. 17.
- [8] Bramley C., Johnston D.N. Comparison of methods for measuring pump flow ripple and impedance. In: ASME/BATH 2017 symposium on fluid power and motion control, Sarasota, FL, 16–19 October 2017, paper no. FPMC2017-4223. New York: ASME.
- [9] Ericson L. On Fluid Power Pump and Motor Design – Tools for Noise Reduction. PhD Thesis, Linköpings University, 2011.
- [10] Johnson, D.N., Drew, J.E. Measurement of positive displacement pump flow ripple and impedance / D.N. Johnson, J.E. Drew // ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. - 1991-1996. - Vol. 205-210. - 210(19). - P. 65-74.
- [11] Liu, J. Source flow ripple and source impedance measurement for different hydraulic pumps / J. Liu // Proceedings of the InterNoise 2018 - P. 1-7.
- [12] ISO 10767-1:2015. Hydraulic fluid power – Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 1. Method for determining

source flow ripple and source impedance of pumps, International Standards Organisation.

[13] Санчугов, В. И. Определение динамических характеристик шестерённого насоса по методу вариации нагрузок с использованием специальных стендовых систем / В. И. Санчугов, П. Д. Рекадзе // *Advanced Engineering Research*. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 130–141. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141>.

[14] ГОСТ Р 52002-2003 Электротехника. Термины и определения основных понятий [Текст] – Введ. 2003-07-01.

[15] Артоболевский, И.И., Бобровницкий, Ю.И., Генкин, М.Д. Введение в акустическую динамику машин / И.И. Артоболевский, Ю.И. Бобровницкий, М.Д. Генкин - М.: Гл. ред. физ.-мат. лит., 1979. – 296 с.

[16] N.N. PRASP – Pressure Ripple Analysis Software Package, User Guide and Reference Manual, Version 5.05.00, University of Bath, UK, 2018.

[17] De Freitas F.J.T., The generation and transmission of pressure fluctuations in pump suction lines - [Место защиты: University of Bath]. - Bath, 1982. - 311 с.

[18] Бердников, В.В. Прикладная теория гидравлических цепей / В.В. Бердников. М.: Машиностроение, 1977.

[19] Иголкин, А. А. Снижение колебаний и шума в пневмогидромеханических системах / Иголкин А.А., Крючков А.Н., Макарьянц Г.М., Прокофьев А.Б., Прохоров С.П., Шахматов Е.В., Шорин В.П. // Самарский Государственный Аэрокосмический Университет им. академика С.П. Королёва. - 2005. - № 19. - 314 с.

[20] Капица П. Л., Эксперимент. Теория. Практика; Статьи и выступления. – 4-е изд., испр. И доп. – М.: Наука. Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1987 – 496 с., ил. – (Наука. Мировоззрение. Жизнь).

[21] Ожерельева Т.А. Логические приемы и методы, применяемые при извлечении знаний // ИТНОУ. 2018. № 6. С. 69-77.

ANALOG MODELING OF THE HYDRODYNAMIC CHARACTERISTICS OF A POSITIVE-DISPLACEMENT PUMP: SEPARATION OF THE SOURCE OF FLOW FLUCTUATIONS AND THE SYSTEM OF FLOW PART PASSIVE ELEMENTS

P.D. Rekadze

Samara National Research University
(Samara University)

34, Moskovskoye shosse, Samara,
443086, Russian Federation

rekadze.pd@ssau.ru

The paper, using the example of an external gear pump, considers the solution of the problem of determining the node for separating the source of oscillations and the system of elements of the flow path is considered in order to simplify the study and analysis of hydrodynamic processes behind the source of oscillations. To separate the source of oscillations and the system of elements of the flow path, an experimental approach is used, during which the characteristic of pressure pulsations according to the "tooth" harmonic is determined behind the pump interacting with the serial RLC-circuit. An experimental study using dynamic analogies, methods of classical logic and methods of circuit theory made it possible to determine the connection node of the oscillations source and the system of elements of the flow path on the equivalent circuit, and in the graphic image of the flow part of the pump - to determine the corresponding section.

Keywords: pump; hydrodynamics; flow part; equivalent circuit; source of oscillations; node; dynamic analogies

References

- [1] Atabekov G.I. Osnovy teorii tsepey / Atabekov G.I. – SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2009, 432 p. (in Russian).
- [2] Shorin, V.P. Ustraneniye kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh / Shorin, V.P. - M.: Mashinostroyeniye, 1980. - 156 p (in Russian).
- [3] Kuleshkov, Yu.V. and etc. Analiz teoreticheskikh issledovaniy pul'satsii mgnovennoy podachi shesterennogo nasosa, Yu.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko, M.V. Krasota, K.Yu. Kuleshkova // Konstruyuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya sil's'kohospodars'kykh mashyn: zahal'noderzh. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. - Kirovograd: KNTU, 2013. - VIP. 43, part 1. - Pp. 83-96(in Russian).
- [4] Kuleshkov, Yu.V. et al., Analiz eksperimental'nykh issledovaniy pul'satsii mgnovennoy podachi shesterennogo nasosa / Yu.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko, M.V. Krasota, K. Yu. Kuleshkova // Konstruyuvannya, vyrobnytstvo ta ekspluatatsiya sil's'kohospodars'kykh mashyn: zahal'noderzh. mizhvid. nauk.-tekhn. zb. - Kirovograd: KNTU, 2013. - VIP. 43, part 2. - Pp. 134-148 (in Russian).
- [5] Yudin, Ye.M. Shesterennyie nasosy / Ye.M. Yudin. – M.: Mashinostroyeniye, 1964. – 232 p. (in Russian).
- [6] Johnson, D.N. Fundamentals of Fluid-Borne Noise, Chapter 13 - Measuring Fluid-Borne Noise Characteristics using the Secondary Source Method / D.N. Johnson. - Center for PTMC, University of Bath, April 2004.
- [7] Artyukhov, A.V., Brudkov, L.I. Osobennosti chastotnykh ispytaniy gidravlicheskikh nasosov / A.V. Artyukhov, L.I. Brudkov // In: Vibration strength and reliability of aircraft engines and systems, KuAI - 1982 - vol. 9 - 12 - P. 17 (in Russian).
- [8] Bramley C., Johnston D.N. Comparison of methods for measuring pump flow ripple and impedance. In: ASME/BATH 2017 symposium on fluid power and motion control, Sarasota, FL, 16–19 October 2017, paper no. FPMC2017-4223. New York: ASME.
- [9] Ericson L. On Fluid Power Pump and Motor Design - Tools for Noise Reduction. PhD Thesis, Linkopings University, 2011.
- [10] Johnson, D.N., Drew, J.E. Measurement of positive displacement pump flow ripple and impedance / D.N. Johnson, J.E. Drew // ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. - 1991-1996. - Vol. 205-210. - 210(19). - Pp. 65-74.
- [11] Liu, J. Source flow ripple and source impedance measurement for different hydraulic pumps / J. Liu // Proceedings of the InterNoise 2018 - Pp. 1-7.
- [12] ISO 10767-1:2015. Hydraulic fluid power – Determination of pressure ripple levels generated in systems and components, Part 1. Method for determining source flow ripple and source impedance of pumps, International Standards Organization.

- [13] Sanchugov, V. I., Rekadze, P. D. Determination of the dynamic characteristics of a gear pump by the method of load variation using special bench systems // *Advanced Engineering Research*. - 2022. - V. 22, No. 2. - Pp. 130–141. <https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141>.
- [14] GOST R 52002-2003 Elektrotehnika. Terminy i opredeleniya osnovnykh ponyatiy [Text] - Vved. 2003-07-01 (in Russian).
- [15] Artobolevsky, I.I., Bobrovitsky, Yu.I., Genkin, M.D. Vvedeniye v akusticheskuyu dinamiku mashin / I.I. Artobolevsky, Yu.I. Bobrovitsky, M.D. Genkin - M.: Gl. red. fiz.-mat. lit., 1979. – 296 p. (in Russian).
- [16] N.N. PRASP – Pressure Ripple Analysis Software Package, User Guide and Reference Manual, Version 5.05.00, University of Bath, UK, 2018.
- [17] De Freitas F.J.T., The generation and transmission of pressure fluctuations in pump suction lines - [Place of defense: University of Bath]. - Bath, 1982. - 311 p.
- [18] Berdnikov, V.V. Prikladnaya teoriya gidravlicheskikh tsepey / V.V. Berdnikov. M.: Mashinostroenie, 1977 (in Russian).
- [19] Igolkin, A.A. Snizheniye kolebaniy i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemakh / Igolkin A.A., Kryuchkov A.N., Makaryants G.M., Prokofiev A.B., Prokhorov S.P., Shakhmatov E. V., Shorin V.P. // *Samarskiy Gosudarstvennyy Aerokosmicheskiy Universitet im. akademika S.P. Korolova*. - 2005. - № 19. - 314 p. (in Russian).
- [20] P. L. Kapitsa, Eksperiment. Teoriya. Praktika; Stat'i i vystupleniya. - 4-ye izd., ispr. i dop. – M.: Nauka. Gl. red. Fiz.-mat. lit., 1987 – 496 p., il. – (Nauka. Mirovozzreniye. Zhizn') (in Russian).
- [21] Ozherel'eva T.A. Logicheskiye priyemy i metody, primenyayemyye pri izvlechenii znaniy // *ITNOU*. 2018. No. 6. Pp. 69-77 (in Russian).