

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУЛЬСАЦИОННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ МАЛОРАСХОДНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Браун Е.А.,
Родионов Л.В.

Самарский национальный
исследовательский университет
имени академика С. П. Королёва

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

brayn2121@gmail.com
rodionov.lv@ssau.ru

Данная статья посвящена численному исследованию пульсационной производительности шестеренного насоса в программном комплексе Ansys CFX в двумерной постановке. В статье приведены численные данные насоса прототипа и модернизированного насоса с одинаковой удельной производительностью. Отличительными особенностями последнего является другое количество зубьев и другая ширина зубчатого колеса, а также наличие разгрузочных канавок. Результаты расчетов показывают эффективность предложенных модернизаций. Предложены рекомендации по проектированию малорасходных насосов.

Ключевые слова: шестеренный насос; малорасходный; пульсационная производительность; численное исследование

1 Введение

Объемные насосы нашли широкое применение ввиду их достоинств: надежности, относительной технологичности изготовления и дешевизны. Особенно широко распространены насосы шестеренного типа внешнего зацепления (далее ШНВЗ). Помимо достоинств ШНВЗ присущи следующие недостатки: большие пульсации расхода (следственно и пульсации давления), ввиду чего к объемным насосам (например, ШНВЗ) в т.ч. предъявляются строгие требования по ресурсу (ввиду повышенной виброактивности) и эргономике (ввиду повышенного шумоизлучения).

В мобильных малогабаритных системах своё место нашли малорасходные насосы низкого давления. Нередко такие насосы используются для перекачки среды с плотностью выше 900 кг/м^3 (например, воды). Такие насосы могут выполняться полностью или частично из композиционных и порошковых материалов, что:

- во-первых, позволяет проектировать конструкцию насоса с меньшими массогабаритными характеристиками;

- во-вторых, ввиду их малонапорности, позволяет конструировать такие насосы с меньшими зазорами и использовать для более текучих сред;

- в-третьих, даёт возможность работать с агрессивными средами.

Пульсации ШНВЗ формируются из следующих составляющих:

1) кинематические (геометрические) пульсации расхода $Q_{\text{кин}}$, происходящие от процесса зацепления зубьев [1];

2) геометрические пульсации давления запертого объема $Q_{\text{зо}}$ при соединении запертого объема с полостью нагнетания и всасывания через разгрузочные канавки [2, 3];

3) пульсации от обратного гидроудара, происходящие при раскрытии межзубового пространства в полость нагнетания [4];

4) импульсные утечки, возникающие из-за клиновой щели в полюсе зацепления на линии контакта шестерней, погрешностей резкого перемещения опорных втулок шестерней при запираии межзубового пространства ввиду отсутствия разгрузочных канавок [5, 6].

Пульсации насоса зависят не только от его геометрии, особенностей зацепления зубьев, зазоров и режимов работы [7], но и от акустических свойств присоединённой

гидравлической системы (активная нагрузка, емкостная или согласованная нагрузка) [8].

При проектировании новых перспективных насосов, доводке, а также модернизации имеющихся прототипов возникает вопрос с сохранением рабочего объема насоса при снижении их пульсационной активности, что достигается стандартными методами: изменением количества зубьев, разгрузкой запертого объема и пр. Проверку эффективности озвученных выше мероприятий возможно оценивать экспериментально, но намного быстрее и дешевле это осуществляется численными методами.

2 Цель и задачи исследования

На основе проведенного анализа научных работ поставлена цель - формирование рекомендаций по снижению колебательной активности при модернизации малорасходного насоса-прототипа на основе численного расчётов.

В работе анализируются кинематические пульсации ввиду того, что пульсации обратного гидроудара в малонапорных насосах и импульсные утечки (ввиду наличия разгрузочных канавок) имеют незначительный вес в суммарных пульсациях исследуемых насосов. Геометрические пульсации давления запертого объема были учтены, детальное описание моделирования предоставлено в другой работе [9].

3 Объект и предмет исследования

Предметом исследования является малонапорный, малорасходный шестерённый насос, в котором исследуется пульсационная производительность на базе гидродинамического расчёта.

Ранее авторами [9] как на натурном экспериментальном стенде, так и численно исследовались функциональные (прочностные, гидравлические) и эргономические (акустические) показатели

насоса-прототипа на гидравлическом масле НЛР-46.

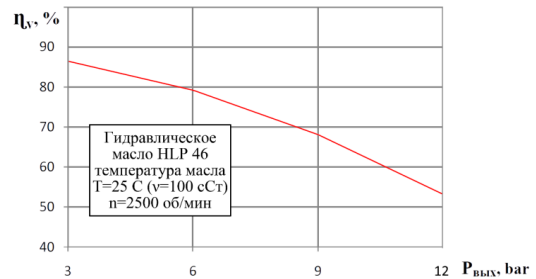
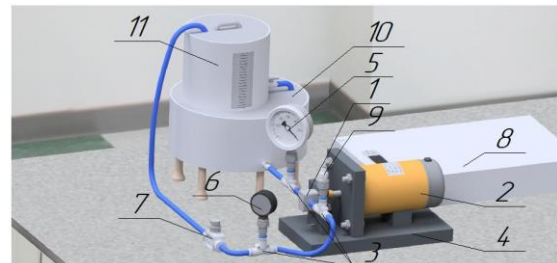


Рисунок 1. Зависимость КПД от $P_{\text{вых}}$

Полученные данные (рисунок 1) позволяют утверждать, что насос предназначен к длительной работе при объёмном КПД не ниже 0,5 (при $n=2500$ об/мин), выходном давлении до 1,3 МПа (при кинематической вязкости среды $46 \text{ мм}^2/\text{с}$ (для $+40^\circ\text{C}$)) [9-11].

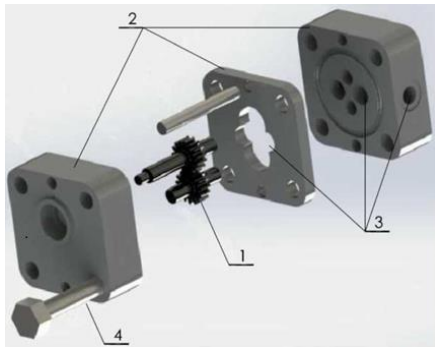
САД-модель стендовой системы (в составе которой исследовался насос-прототип (1)) представлена на рисунке 2. Система имеет традиционный нагрузочный дроссель игольчатого типа (7) и приводную систему с частотным преобразователем скорости вращения вала (8).



1 – шестеренчатый насосный агрегат;
 2 – приводной электродвигатель; 3 – тройники;
 4 – станина; 5 – вакуумметр; 6 – манометр;
 7 – дроссель; 8 – частотный преобразователь;
 9 – пьезометрический датчик давления;
 10 – расходный бак; 11 – мерный бак;
 Рисунок 2. САД-модель стендовой установки

Вид насоса-прототипа представлен на рисунке 3. Насос-прототип представляет из себя безподшипниковый вариант шестерённого насоса, в котором корпуса выполнены из композиционного материала полиэфирэфиркетон (ПЕЕК CF30) с 30%-ной

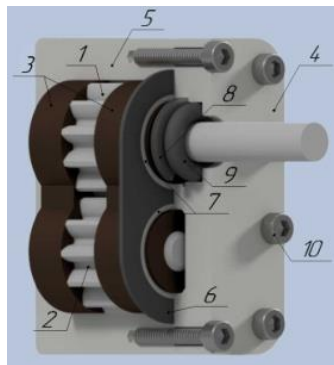
примесью углеволокна, роторы выполнены из углеродистой стали.



1 – система роторов, 2 – корпуса,
3 – система каналов, 4 – болт

Рисунок 3. Конструкция насоса-прототипа с $z=15$

Для исследования влияний геометрических размеров шестеренного насосного агрегата на характеристики насоса был смоделирован в САД-среде модернизированный шестеренчатый насос с тем же рабочим объемом, что и у насоса-прототипа, но другой шириной и количеством зубьев (рисунок 4). Параметры насосов приведены в следующем разделе.



1 – ведущая шестерня; 2 – ведомая шестерня;
3 – опорные втулки; 4 – крышка; 5 – корпус;
6 – уплотнительная манжета;
7 – шайба металлическая; 8 – кольцо стопорное;
9 – уплотнительное кольцо; 10 – винт;

Рисунок 4. Конструкция модернизированного насоса с $z=12$ (в разрезе)

4 Расчёт гидродинамики и пульсационной производительности насосов

4.1 Постановка задачи

Поставлена задача провести гидродинамический расчёт работы

шестеренчатого насоса-прототипа и модернизированного насоса в программном пакете Ansys CFX в 2D постановке, а так же разработать рекомендации на этапе модернизации насоса.

Испытание проводится без нагрузки для определения расхода и с нагрузкой (Поставлена задача провести гидродинамический расчёт работы шестеренчатого насоса-прототипа и модернизированного насоса в программном пакете Ansys CFX в 2D постановке, а так же разработать рекомендации на этапе модернизации насоса. Испытание проводится без нагрузки для определения расхода и с нагрузкой ($\overline{P_{вых}} = 0.13$ МПа) для определения давления как функции времени. Приняты следующие допущения:

- геометрические: длины входного и выходного каналов уменьшены для экономии расчетного времени;
- геометрия дросселя неизвестна, в связи с этим нагрузка задана за счёт уменьшения диаметра нагнетательного трубопровода;
- насос упрощён до каналов, в которых расположена рабочая жидкость, и двух шестеренчатых колёс;
- стенка между атмосферой и рабочим каналом бесконечно мала;
- частота вала привода постоянная;
- торцевые зазоры не учитываются.

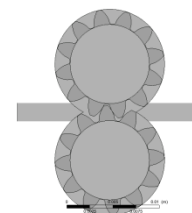


Рисунок 5. Геометрия шестерней и рабочей жидкости для расчета без нагрузки

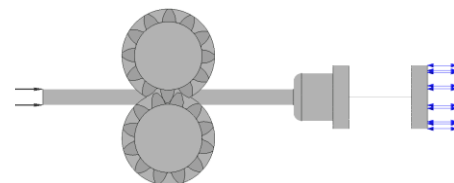


Рисунок 6. Геометрия шестерней и рабочей жидкости для расчета с нагрузкой

Данные о предметах исследования (насосе-прототипе и модернизируемом насосе) приведены в таблице 1.

Входной и выходной диаметры портов для насоса-прототипа $d_{н.пр}$ и для модернизированного насоса $d_{модерн}$ составляют 8 мм и 2 мм соответственно. Исследование проводилось при частоте вращения вала насоса $n=1500$ об/мин, нагрузка ($P_{блх} = 0.13$ МПа) реализована через канал, на выходе из насоса, диаметром $d=0,1$ мм.

Граничные условия для расчета:

На входе и выходе – атмосферное давление. Рабочая среда – вода.

Шестерни – твердое тело. Задано вращение, верхняя шестерня по часовой стрелке, нижняя против часовой стрелки при расположении входа слева, выхода из насоса справа. Частота вращения 1500 об/мин.

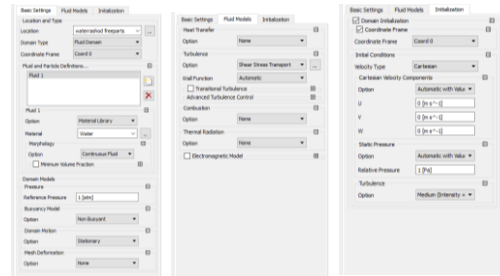


Рисунок 7 - Граничные условия рабочей жидкости

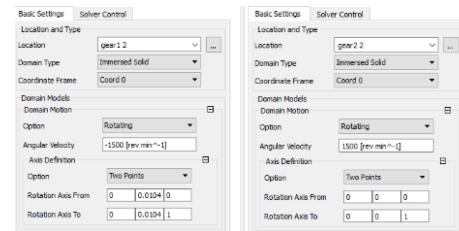


Рисунок 8 - Граничные условия шестеренных колес

4.2 Расчёт пульсаций расхода и давления за насосом

На основании гидродинамического расчёта получены временные зависимости и амплитудно-частотные характеристики расхода и давления за насосом (рисунки 9,10 – без нагрузки; рисунки 11,12 – с нагрузкой).

Таблица 1. Сравнительные данные насоса-прототипа и модернизируемого насоса

Параметр	Значения	
	для исходного насоса	для модернизируемого насоса
Рабочий объем, см ³ /об	0,215	
Модуль, мм	0,8	
Частота вращения вала привода, об/мин	1500	
Теоретический расход, л/мин	0.323	
Угол зацепления, град	20	
Количество зубьев	15	12
Делительный диаметр, мм	12	9,6
Наружный диаметр, мм	13,6	11,8
Диаметр впадин, мм	10	8,6
Ширина зубчатого венца, мм	3,5	4,4
Межосевое расстояние, мм	12,8	10,4

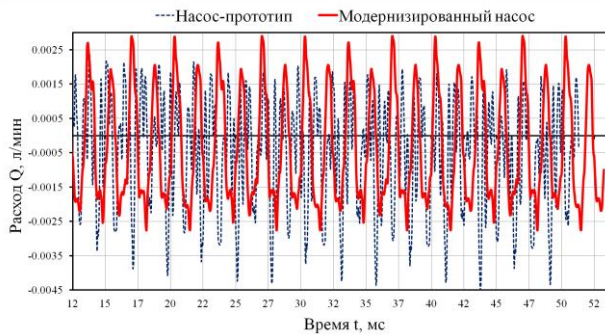


Рисунок 9. Временная зависимость переменной составляющей расхода ($Q_{\text{вых}}=0,27$ л/мин, без нагрузки)

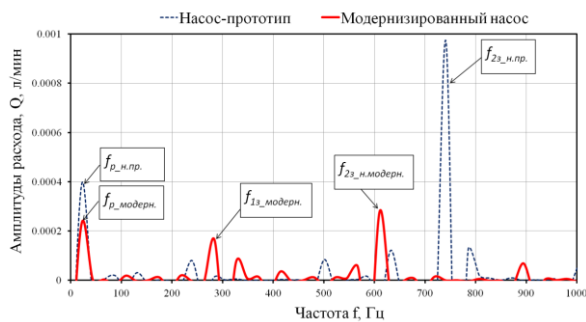


Рисунок 10. АЧХ расхода ($Q_{\text{вых}}=0,27$ л/мин, без нагрузки)

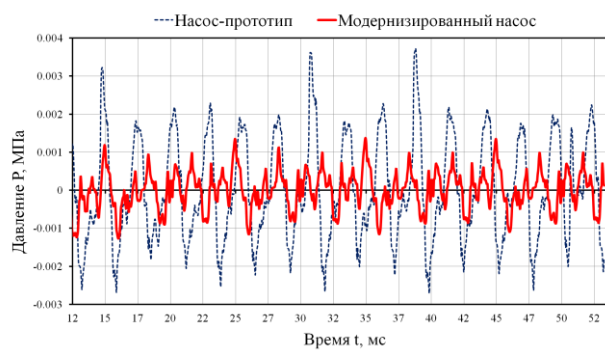


Рисунок 11. Временная зависимость переменной составляющей давления ($P_{\text{вых}}=0,13$ МПа, с нагрузкой)

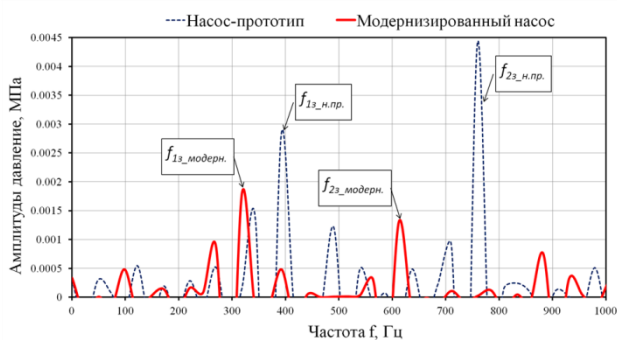


Рисунок 12. АЧХ давления ($P_{\text{вых}}=0,13$ МПа, с нагрузкой)

Частоты процессов, возникающих в насосе рассчитываются по классическим формулам. Роторная частота, характерная процессу вращения приводного вала:

$$f_p = \frac{n}{60} [\text{Гц}], \quad (1)$$

где n - обороты приводного вала в минуту.

При этом, частота рабочего процесса вытеснения жидкости:

$$f_z = \frac{n}{60} \cdot kz [\text{Гц}], \quad (2)$$

где k – коэффициент, связанный с колебательным процессом в насосе, z - количество зубьев на одном венце.

Согласно [12] $k=1$ для процесса переацепления зубьев и запираия объёма в межзубовом пространстве (соответствует 1-я зубцовая частота, индекс «з»), $k=2$ для процесса вытеснения (соответствует 2-я зубцовая частота, индекс «з»).

Таким образом, на рисунках 10, 12 изображены основные частоты, характерные насосу: роторная частота f_p , первая гармоника f_{1z} , вторая гармоника f_{2z} зацепления зубьев. Это основные частоты, определяющие периодичность процессов при работе насоса.

Динамический процесс также характеризует амплитуда пульсации. В виде одночислового параметра рассчитывалась усреднённая амплитуда пульсаций давления A_p .

На практике, для оценки динамической напряженности насоса в составе системы рационально использовать понятие неравномерности пульсации давления:

$$\sigma_p = \frac{A_{p_{\text{max}}} - A_{p_{\text{min}}}}{A_{p_{\text{max}}}} \cdot 100\%, \quad (3)$$

где $A_{p_{\text{max}}}$, $A_{p_{\text{min}}}$ – максимальное и минимальное значение амплитуды давления.

5 Анализ полученных результатов

Для анализа результатов гидродинамического расчёта насоса-прототипа и модернизируемого насоса сведены в единую таблицу 2 основные значения параметров оценки пульсационного процесса.

Таблица 1. Сравнительные данные насоса-прототипа и модернизируемого насоса

Анализируемые параметры		Значения	
		насос-прототип	модернизированный насос
Частоты	роторная f_p , Гц	25	
	1-я зубцовая гармоника $f_{1з}$, Гц	375	300
	2-я зубцовая гармоника $f_{2з}$, Гц	750	600
Усреднённая амплитуда пульсаций давления A_p , Па		4362	2851
Степень неравномерности пульсаций давления σ_p , %		28,8	20,5

По данным АЧХ расхода на выходе насоса видно (рисунок 12), что для насоса-прототипа амплитуда пульсации расхода на 1-й зубцовой гармонике частоты зацепления ($f_{1з}=375$ Гц) мала и не выделяется на фоне других амплитудных значений. Это может быть связано с тем, что для расхода основным процессом является именно процесс вытеснения. При этом амплитуда первой зубцовой гармоники соответствующей процессу образования запертого объема, в прототипе практически отсутствует, а в модернизированном слабо выражена, что объясняется отсутствием противодействия при работе насоса без нагрузки. Предложенные мероприятия (разгрузочные канавки), описанные детально в другой работе [2], дают эффект, так как пульсации как первой так и второй зубцовой гармоники, при работе насоса под нагрузкой снизились.

6 Заключение

Полученные при помощи гидродинамического расчёта данные о пульсационной производительности позволяют на предварительном этапе оценить не только амплитуду пульсаций давления, но и при необходимости её зависимость при изменении среды, радиального зазора, частоты вращения вала привода и пр. факторов.

Таким образом, использование программных пакетов численного расчёта гидродинамических процессов (в 2D постановке) при модернизации насоса помогает определить характеристики

пульсационной производительности. Уточнение данных возможно за счёт реализации нагрузки через дросселирование потока, а не заужением выходного канала.

Недостаток предложенного подхода заключается в том, что не учитывает акустические характеристики присоединённой (нагрузочной) системы, которые в зависимости от собственных свойств (активная нагрузка, ёмкостная или согласованная нагрузка) будут корректировать входной пульсационный сигнал.

Список использованных источников

- [1] Юдин Е. М. Шестеренчатые насосы. Основные параметры и их расчёт. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 1964. - 238 с.
- [2] Родионов Л. В., Разработка математической модели гидродинамики "запертого" объёма в шестеренном насосе [Текст] / Родионов Л. В., Белов Г. О., Будько М. В., Крючков А. Н., Шахматов Е. В. // Вестник Самарского Государственного Аэрокосмического Университета им. академика С.П. Королёва. – 2009. - № 19. – С. 189-193 с.
- [3] Foster, K., Computer Prediction of Cyclic Excitation Sources for an External Gear Pump / Foster, K., Tay-lor, R., & Bidhendi, I. M. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture – 1985. - № 199. – С. 175-180
- [4] Zhao, X.R.; Vacca, A., Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps Energies – 2019. - № 12. – С. 535 с.
- [5] Саенко В. П. Исследование зависимостей радиальных нагрузок, объемных и механический потерь от характера распределения жидкости в шестеренных насосах. - Дисс. канд. техн. наук - Харьков, 1964. - 188 с.
- [6] Kojima, E., Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump / Kojima, E., Masaaki Sh.// Bulletin of JSME – 1984. - № 232. – С. 2188-2195
- [7] 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. – С. 314 с.

[8] Шорин В.П., Устранение колебаний в авиационных трубопроводах - Москва: Машиностроение, 1980. - 156 с.

[9] Rodionov, L., A Gear Micropump without Bearings Production / Rodionov, L., Rekadze P. Stryczek J.// Applied Mechanics and Materials – 2015. - № 775. – С. 352-356

[10] Rodionov, L.V., Experimental research into noise emission of a gear micropump with plastic rotor / Rodionov, L., Rekadze P. // ATCES– 2017

[11] Rekadze P., Analysis of acoustic efficiency of applying polymeric materials in a pump/ Rekadze P. Rodionov, L.// 25th International Congress on Sound and Vibration – 2018. - № 775

[12] Родионов Л.В., Разработка метода расчета и улучшение динамических характеристик шестеренных насосов - [Место защиты: Сам. гос. аэрокосм. ун-т им. С.П. Королева]. - Самара, 2009. - 154 с. : ил.

NUMERICAL STUDY OF PULSATION PRODUCTIVITY OF A LOW-FLOW GEAR PUMP

**Braun E.A.,
Rodionov L.V.**

Samara National Research University

34, Moskovskoeshosse, Samara,
443086, Russian Federation

brayn2121@gmail.com
rodionov.lv@ssau.ru

This article is devoted to a numerical study of the pulsation performance of a gear pump in the Ansys CFX software package in 2D. The article presents numerical data of a prototype pump and an upgraded pump with the same specific performance. The distinctive features of the latter are a different number of teeth and a different width of the gear wheel, as well as the presence of discharge grooves. The results of calculations show the effectiveness of the proposed upgrades. Recommendations for the design of low-consumption pumps are offered.

Keywords: gear pump; low-cost; ripple performance; numerical investigation

References

- [1] Yudin, E. M. (1964) Gear pump. Osnovnye parametry i ikh raschet, Moscow: Machine building, - 238 p.
- [2] Rodionov, L. V., Belov, G. O., Bud'ko, M. V., Kryuchkov, A. N., Shakhmatov, E. V. (2009), "Razrabotka matematicheskoy modeli gidrodinamiki "zapertogo" ob'ema v shesterennom nasose", /. // Vestnik Samarskogo Gosudarstvennogo Aerokosmicheskogo Universiteta im. akademika S.P. Koroleva, No. 3, pp 189-193. (in Russian)
- [3] Foster, K., Taylor, R., & Bidhendi, I. M., (1985) Computer Prediction of Cyclic Excitation Sources for an External Gear Pump // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Management and Engineering Manufacture – 1985. - No. 199. – pp 175-180
- [4] Zhao, X.R.; Vacca, A., (2019) Theoretical Investigation into the Ripple Source of External Gear Pumps Energies – 2019. - № 12. – No. 535 p.
- [5] Saenko, V. P. (1964) Issledovanie zavisimostey radial'nykh nagruzok, ob'emnykh i mekhanicheskoy poter' ot kharaktera raspredeleniya zhidkosti v shesterennykh nasosakh. (Dissertatsiya kandidatkoj tekhnicheskikh nauk), - Khar'kov, 188 p.
- [6] Kojima, E., Masaaki Sh., (1984) Characteristics of Fluidborne Noise Generated by Fluid Power Pump, Bulletin of JSME, No. 232. – pp 2188-2195
- [7] Igolkin, A.A., Kryuchkov, A.N., Makar'yants, G.M., Prokof'yev, A.B., Prokhorov, S.P., Shakhmatov, E.V., Shorin, V.P., (2005) Snizhenie kolebaniy i shuma v pnevmogidromekhanicheskikh sistemakh, Samarskiy Gosudarstvennyy Aerokosmicheskij Universitet im. akademika S.P. Koroleva, No. 19. – 314 p.
- [8] Shorin, V.P., (1980) Ustranenie kolebaniy v aviatsionnykh truboprovodakh, Moscow: Machine build-ing, - 156 p.
- [9] Rodionov, L., Rekadze, P. Stryczek, J., (2015) Gear Micropump without Bearings Production, Applied Mechanics and Materials, No. 775. – pp 352-356
- [10] Rodionov, L., Rekadze, P., (2017) Experimental research into noise emission of a gear micropump with plastic rotor, ATCES
- [11] Rekadze, P. Rodionov, L., (2018) Analysis of acoustic efficiency of applying polymeric materials in a pump, 25th International Congress on Sound and Vibration.
- [12] Rodionov, L.V., (2009) Razrabotka metoda rascheta i uluchshenie dinamicheskikh kharakteristik shesterennykh nasosov - [Mesto zashchity: Sam. gos. aerokosmicheskij universitet im. S.P. Koroleva], Sama-ra - 154 p.