

# ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ / TECHNOLOGIES AND MAINTENANCE MEANS IN AGRICULTURE

УДК 621.65.03:620.178.162

DOI: 10.15507/2658-4123.030.202003.426-447



## Оценка технического состояния круглых шестеренных гидронасосов навесных гидросистем тракторов

П. В. Чумаков<sup>1\*</sup>, А. В. Мартынов<sup>1</sup>, А. В. Коломейченко<sup>2</sup>,  
И. Х. Хасан<sup>3</sup>, А. С. Коломейченко<sup>4</sup>

<sup>1</sup>ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (г. Саранск, Россия)

<sup>2</sup>ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (г. Москва, Россия)

<sup>3</sup>Министерство науки и технологий (г. Багдад, Ирак)

<sup>4</sup>ФГБОУ ВО «Орловский ГАУ» (г. Орёл, Россия)

\*[pav-chumakov@yandex.ru](mailto:pav-chumakov@yandex.ru)

**Введение.** В условиях предприятий технического сервиса достоверная оценка технического состояния гидравлических шестеренных насосов навесных гидросистем тракторов является первоочередной задачей при внедрении в производство новых процессов ремонта. Отсутствие данных заводов-изготовителей о предельных значениях износов рабочих поверхностей деталей гидравлических насосов, при достижении которых принимается решение о ремонте, приводит к необходимости проведения дополнительных исследований. В связи с этим целью работы является поиск предельных значений износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов.

**Материалы и методы.** Лабораторные стендовые испытания бывших в эксплуатации круглых шестеренных гидронасосов осуществлялись по разработанной в ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии методике на гидравлическом стенде КИ-28097М-ГОСНИТИ. Контролируемым параметром при проведении стендовых испытаний является коэффициент подачи насоса.

**Результаты исследования.** В работе представлены результаты лабораторных, стендовых и микрометражных исследований бывших в эксплуатации круглых шестеренных гидронасосов. Получена математическая зависимость (модель) коэффициентов подачи круглых шестеренных гидронасосов от износов рабочих поверхностей их деталей. Методом крутого восхождения по полученной математической модели определены предельные значения износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов.

**Обсуждение и заключение.** По результатам входного стендового контроля бывших в эксплуатации круглых шестеренных насосов установлено, что 81 % исследуемых агрегатов эксплуатировался в запредельном состоянии. Установленные методом крутого восхождения предельные значения износов рабочих поверхностей деталей

© Чумаков П. В., Мартынов А. В., Коломейченко А. В., Хасан И. Х., Коломейченко А. С., 2020



Контент доступен по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License.  
This work is licensed under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

круглых шестеренных гидронасосов позволяют сделать заключение о необходимости их восстановления при ремонте на предприятиях технического сервиса.

**Ключевые слова:** гидравлический насос, коэффициент подачи, техническое состояние, износ, микрометр

**Для цитирования:** Чумаков, П. В. Оценка технического состояния круглых шестеренных гидронасосов навесных гидросистем тракторов / П. В. Чумаков, А. В. Мартынов, А. В. Коломейченко [и др.]. – DOI 10.15507/2658-4123.030.202003.426-447 // Инженерные технологии и системы. – 2020. – Т. 30, № 3. – С. 426–447.

## Evaluation of Technical Condition of Round Gear Hydraulic Pumps of Tractor Mounted Hydraulic Systems

P. V. Chumakov<sup>a\*</sup>, A. V. Martynov<sup>a</sup>, A. V. Kolomeychenko<sup>b</sup>,  
I. H. Hasan<sup>c</sup>, A. S. Kolomeychenko<sup>d</sup>

<sup>a</sup>National Research Mordovia State University (Saransk, Russia)

<sup>b</sup>State Scientific Center NAMI (Moscow, Russia)

<sup>c</sup>Ministry of Science and Technology (Baghdad, Iraq)

<sup>d</sup>Orel State Agrarian University (Orel, Russia)

\*pav-chumakov@yandex.ru

**Introduction.** In the technical service enterprises, the reliable estimation of a technical condition of hydraulic gear pumps of tractor mounted hydraulic systems is a priority in introducing new repair processes. The absence of data of manufacturing plants on limiting wear of working surfaces of hydraulic pump details, when the decision on repair is taken, leads to the necessity of carrying out additional researches. In this regard, the purpose of work is to find the limit wear values for working surfaces of details of round gear hydraulic pumps.

**Materials and Methods.** The laboratory tests of used round gear hydraulic pumps were carried out according to the method developed in the GOSNITI on the hydraulic bench of the KI-28097M-GOSNITI. The controlled parameter during tests is the pump delivery rate.

**Results.** The results of laboratory bench and micrometer studies of used round gear hydraulic pumps are presented in the work. The mathematical model of pump delivery rate dependence on statistically significant independent factors is obtained. The limit values for wear of working surfaces of round gear hydraulic pump details are determined by the steepest ascent method on the received mathematical model.

**Discussion and Conclusion.** According to the results of the input bench control of the used round gear pumps, 81% of the tested units were operated in the over-extreme limit state. The limit values for wear of working surfaces of round gear hydraulic pump details obtained by the steepest ascent method make it possible to make a conclusion about the necessity of their restoration in repairing at technical service enterprises.

**Keywords:** hydraulic pump, delivery rate, technical condition, wear, micrometry

**For citation:** Chumakov P.V., Martynov A.V., Kolomeychenko A.V., et al. Evaluation of Technical Condition of Round Gear Hydraulic Pumps of Tractor Mounted Hydraulic Systems. *Inzhenererennyye tekhnologii i sistemy* = Engineering Technologies and Systems. 2020; 30(3):426-447. DOI: <https://doi.org/10.15507/2658-4123.030.202003.426-447>

### Введение

Одним из основных агрегатов гидросистемы тракторов является гидравлический насос, который предназначен для преобразования части механиче-

ской энергии двигателя внутреннего сгорания трактора в энергию рабочей жидкости. При этом гидронасос способен приводить в движение одновременно несколько конечных элементов

гидросистемы (гидроцилиндров), а значит и рабочих органов машины.

Оценочным параметром технического состояния круглых шестеренных гидронасосов является коэффициент подачи  $\eta_Q$ . Согласно данным ряда источников коэффициент подачи новых шестеренных гидронасосов составляет 0,95...0,92 [1]. Для навесных гидросистем тракторов, согласно РТМ 70.0001.246-84, предельное значение коэффициента подачи принимается при его падении ниже 60 % от коэффициента подачи новых шестеренных гидронасосов [2].

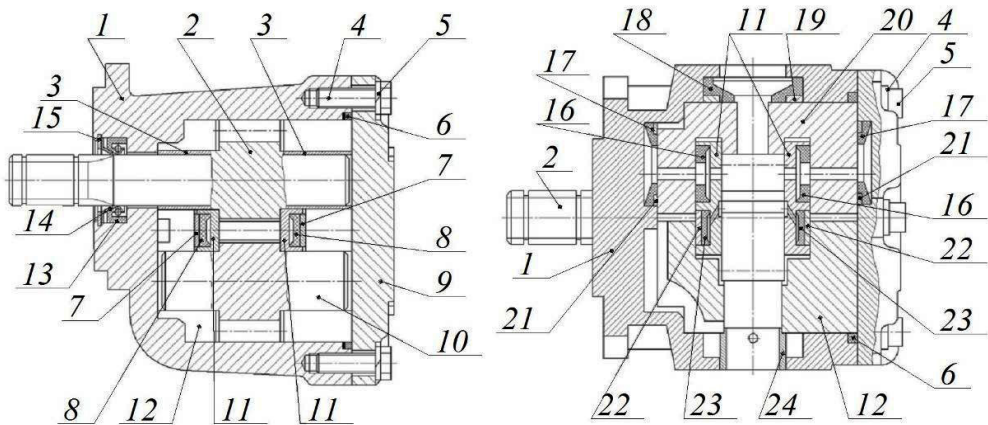
Согласно данным завода-изготовителя 80-процентный гамма-ресурс круглых шестеренных гидронасосов составляет 6 000 часов [3; 4]. Согласно исследованиям при работе шестеренных насосов в реальных условиях эксплуатации 80-процентный гамма-ресурс составляет 1 800...2 200 часов [5].

Конструкция круглых шестеренных гидронасосов представлена на рисунке 1.

Согласно устройству круглых шестеренных насосов, представленному на рисунке 1, поверхности под цапфами шестерен поджимной 20 и подшипниковой 12 полуобоймы являются наиболее нагруженными узлами.

Износ посадочных мест под цапфы приводит к незначительному повороту поджимной обоймы 20, в связи с чем происходит нарушение ее прижима к подшипниковой обойме 12. При этом между наружным диаметром шестерни ведомой 10 и поверхностью обоймы поджимной 20 образуется утечка рабочей гидравлической жидкости [6].

Зазор в сопряжении «поджимная обойма 20 – корпус 1» значительно снижает работоспособность насоса на холостом ходу. Здесь поджимная



Р и с. 1. Устройство круглого шестеренного насоса: 1 – корпус гидронасоса; 2 – шестерня ведущая; 3 – вкладыши; 4 – винты крепления крышки гидронасоса; 5 – шайбы; 6 – кольцо уплотнительное; 7, 19, 21 и 22 – пластина опорная; 8, 16, 17, 18, 23 – манжета торцевого уплотнения; 9 – крышка насоса; 10 – шестерня ведомая; 11 – пластики; 12 – обойма подшипниковая; 13 – манжета ведущей шестерни; 14 – кольцо опорное; 15 – стопорное; 20 – обойма поджимная; 24 – втулка центрирующая

Fig. 1. Structure of a round gear pump: 1 – hydraulic pump case; 2 – driving gear; 3 – liners; 4 – hydraulic pump cover mounting screws; 5 – washers; 6 – sealing ring; 7, 19, 21 and 22 – support plate; 8, 16, 17, 18, 23 – mechanical seal cuff; 9 – pump cover; 10 – driven gear; 11 – plates; 12 – bearing ring; 13 – driving gear cuff; 14 – support ring; 15 – locking ring; 20 – preload ring; 24 – centering sleeve

обойма 20, скользя по манжете 18, поворачивается относительно цапф ведомой 10 и ведущей 2 шестерен. Таким образом увеличивается угол между плоскостями сопряжения обойм. Описанные процессы происходят в связи с возникновением износов рабочих поверхностей деталей, а также релаксационных процессов материала манжеты радиального уплотнения.

С одной стороны, возникновение износов рабочих поверхностей деталей насосов способствует образованию зазора в сопряжении «обойма 20 – корпус 1», с другой, – возникновению зазора (за счет увеличения межцентрового расстояния) между камерой нагнетания и камерой ведомой и ведущей шестерен.

За счет усилия, создаваемого давлением камеры, обеспечивается герметичное прижатие платиков 11 к торцам ведомой и ведущей шестерен. Выражение для расчета силы поджатия платиков 11 к торцам шестерен 2, 10 запишется:

$$F_m = f_1 p_{\text{пр}} - f_2 p_{\text{щ}}, \quad (1)$$

где  $f_1$  – боковая площадь платика;  $p_{\text{пр}}$  – давление нагнетания;  $f_2$  – площадь контакта;  $p_{\text{щ}}$  – давление в щели уплотнения [7].

Так как  $f_2 / f_1 = 1,2 \dots 1,3 = \text{const}$ , то с повышением давления  $p_{\text{пр}}$  возрастает усилие прижима  $F_m$  [7]. Поэтому в круглых шестеренных насосах с увеличением усилия прижима уменьшается зазор в торцовом уплотнении, которое снижается с увеличением износа рабочих поверхностей деталей.

На основании проведенного анализа можно утверждать, что в период эксплуатации насоса его детали (корпус, шестерни, платики) испытывают напряжения, которые приводят к износам их контактирующих поверхностей, нарушению пространственной геометрии сопряжений и, как следствие, к образованию утечек и снижению объемной подачи агрегата.

В технической документации и технических требованиях на капитальный ремонт круглых шестеренных насосов отсутствуют данные о предельных значениях износов рабочих поверхностей деталей, при достижении которых дальнейшая эксплуатация агрегата не допустима. Однако значения предельных износов рабочих поверхностей деталей круглых гидравлических насосов необходимы для принятия решения об их восстановлении при ремонте. Целью работы является определение предельных значений износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов.

### Обзор литературы

В настоящее время существует множество способов восстановления рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов, которые имеют свои преимущества и недостатки [8–10]. Однако потребность восстановления определяется предельными значениями износов деталей [11–14]. В связи с этим необходимо обоснование подхода к определению предельных значений износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов с учетом наработки и критерия предельного состояния. Критерием предельного состояния круглых шестеренных гидронасосов является снижение коэффициента подачи менее 40 % [2].

По результатам исследования ряда авторов, снижение коэффициента объемной подачи шестеренных гидронасосов подчиняется закону, описываемому формулой [15–18]:

$$\eta(t) = \eta_0 - kt^\lambda, \text{ при } \eta_0 \geq \eta > \eta_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где  $\eta_0$ ,  $\eta_{\text{пр}}$  – номинальное (нормативное) и предельное значения коэффициента подачи гидронасоса соответственно;  $k$  – величина, характеризующая интенсивность снижения коэффициента подачи;  $\lambda$  – показатель степени, определяющий

характер изменения коэффициента подачи. Иллюстрация закона (2) приведена на рисунке 2.

По установленным при входном контроле значениям коэффициента подачи и наработки  $t_i$  средний остаточный ресурс шестеренных гидронасосов определяется по формуле [19; 20]:

$$t_{\text{ост}} = t_i \left[ \left( \frac{\eta_0 - \eta_{\text{пр}}}{\eta_0 - \eta_i} - 1 \right)^{\frac{1}{\lambda}} \right]. \quad (3)$$

С целью установления предельных значений размеров рабочих поверхностей деталей шестеренных гидронасосов по величинам износов [17; 18], а также соответствующим значениям на момент исследования наработок строится динамика изнашивания [19–22]:

$$u(t) = V_c t^\theta + Z + u_1, \quad (4)$$

где  $u(t)$  – износ рабочих поверхностей деталей, мкм;  $V_c$  – показатель скорости изменения износов рабочих поверхностей деталей  $u$  при  $t = 1$ , уменьшенный в  $\theta$  раз;  $t$  – наработка до предельного состояния гидронасоса (ресурс);  $\theta$  – показатель степени;  $Z$  – отклонение фактического изменения износов дета-

лей  $u$  от теоретической кривой;  $u_1$  – показатель, характеризующий приработку деталей [23].

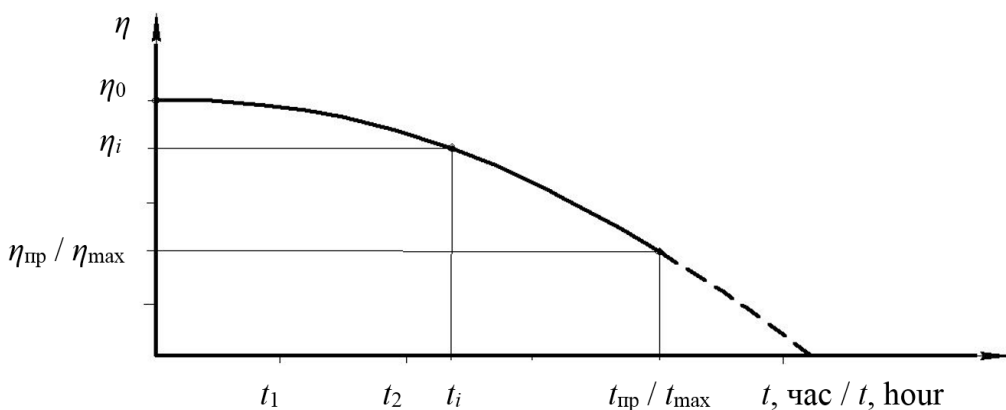
Наиболее правильным подходом в определении предельных и допустимых значений износов рабочих поверхностей деталей гидронасосов является множественная регрессия, которая показывает связь нескольких независимых переменных с зависимой переменной.

Зависимой переменной является параметр технического состояния гидронасоса (коэффициент подачи), а независимыми переменными – износы рабочих поверхностей деталей.

### Материалы и методы

Оценка технического состояния бывших в эксплуатации круглых шестеренных насосов осуществлялась по допустимому значению коэффициента подачи  $\eta_0$ . Допустимое значение коэффициента подачи составляет 0,5 от предельного [24]. Для круглых шестеренных насосов навесных гидросистем тракторов нормативное предельное значение коэффициента подачи составляет 0,4 [2]. Тогда допустимое значение коэффициента подачи составит 0,7.

Определение значения коэффициента подачи насоса осуществляется на стенде КИ-28097М-ГОСНИТИ по описанной ниже методике.



Р и с. 2. Характер зависимости изменения коэффициента подачи насоса от наработки  
F i g. 2. Character of dependence of change of pump delivery rate on operating time

Используя соответствующие приспособления, насос устанавливают на стенд. Гидроукав напорной секции насоса соединяют с дросселем стенда, а гидроукав всасывания – с баком стенда. Поворотом рукоятки дросселя стенда определяют максимальное давление, развиваемое насосом.

В экспериментальные исследования входили гидронасосы, максимально развиваемое давление которых превышало номинальное значение.

Поворотом рукоятки дросселя стенда устанавливается номинальное для испытуемого насоса давление. Обнулив счетчик циклов, рукоятку трехходового крана поворачивают в положение «включено». Выбрав начало отсчета на шкале счетчика жидкости, включают счетчик циклов, по которому фиксируется контрольный объем масла: для гидронасосов марки НШ 32А – 60 л; для НШ 50А – 100 л; для НШ 100А – 200 л. Выключив счетчик импульсов, по зависимости, представленной на рисунке 3,

определяют действительную подачу насоса  $Q_d$  отдельно для каждой модели.

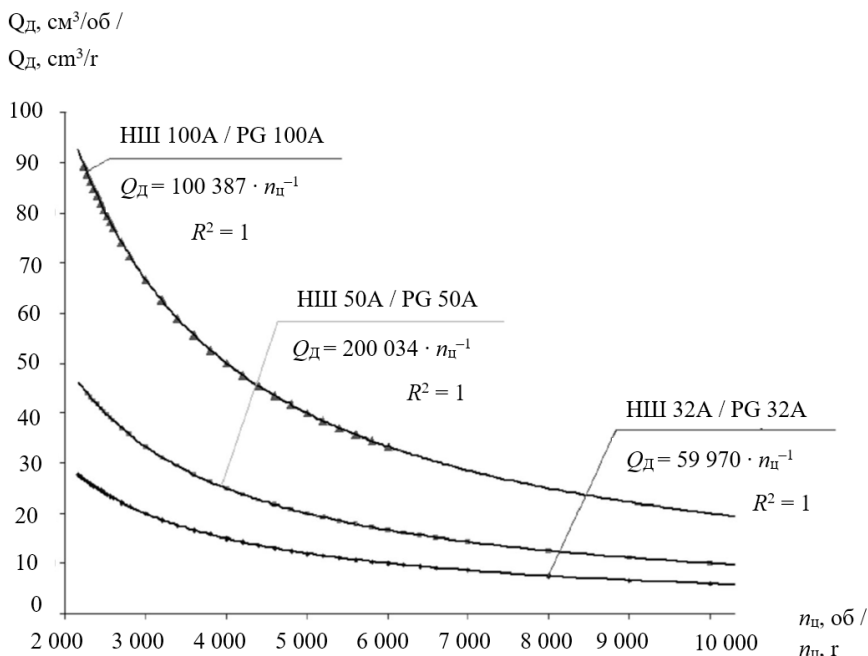
Затем по отношению действительной объемной подачи  $Q_d$  к теоретической объемной подаче  $Q_T$  определяется коэффициент подачи  $\eta_Q$ .

Для проведения микрометражных исследований приняты следующие поверхности: цапфы валов, наружный диаметр по вершинам зубьев, ширина зубьев шестерен, поверхности платиков, полуотверстия под цапфы валов поджимной обоймы, колодцы под шестерни валов поджимной обоймы.

### Результаты исследования

Статистические параметры результатов стендовых испытаний технического состояния круглых шестеренных гидронасосов для исследуемых моделей представлены в таблице 1.

Для определения отношения независимых выборок к одной генеральной совокупности в статистических исследованиях широкое применение нашел критерий Стьюдента ( $t$ -критерий). Од-



Р и с. 3. Зависимость действительной подачи шестеренных гидронасосов от числа циклов

F i g. 3. Dependence of the actual supply of gear hydraulic pumps on the number of cycles

Таблица 1

Table 1

**Статистические параметры выборок круглых шестеренных гидронасосов**
**Statistical parameters of samples of round gear hydraulic pumps**

Модель гидронасоса / Hydraulic pump model	$N$	$\bar{X}$	$\sigma$	Диапазон значений / Range of values		$p_w$
				$X_{\max}$	$X_{\min}$	
НШ 32А / PG 32А	50	0,3358	0,083	0,418	0,153	0,00000
НШ 50А / PG 50А	50	0,3327	0,082	0,415	0,152	0,00000
НШ 100А / PG 100А	50	0,3359	0,083	0,418	0,153	0,00000

нако для применения данного параметра необходима проверка нормальности распределения полученных выборок, которая осуществляется применением критерия Шапиро – Уилка ( $W$ ).

Нулевая гипотеза гласит: «распределение измерений для каждой исследуемой модели насосов близко к нормальному, альтернативная – нет. Если уровень значимости текущего значения  $W$ -критерия  $p_w$  выше принятого значения  $p = 0,05$ , то имеет место нулевая гипотеза и наоборот» [25].

Согласно результатам таблицы 1 уровень значимости  $W$ -критерия  $p_w < 0,05$ , что говорит об отличии распределения значений выборок  $\eta_o$  исследуемых гидронасосов от нормального распределения.

В данном случае для оценки возможности объединения независимых выборок возникает необходимость применения критериев непараметрической статистики, в частности критерия Краскела – Уоллиса ( $KW$ ). Согласно ре-

зультатам проверки выборок на расходимость критерий Краскела – Уоллиса составил  $p_{KW} = 0,4792$ , что больше порогового значения  $p = 0,05$  и подтверждает возможность их объединения.

Методом максимального правдоподобия с применением программы Statistica осуществлялось определение параметров закона распределения объединенной выборки  $\eta_o$ . Качество подгонки оценивалось по критерию Холландера – Прошана ( $HP$ ).

Гипотеза звучит так: «закон распределения коэффициента подачи насосов не согласуется с законом распределения Вейбулла, альтернативная – согласуется. Если уровень значимости текущего значения критерия  $p_{HP}$  ниже принятого значения  $p = 0,05$ , то имеет место нулевая гипотеза и наоборот» [25].

Коэффициент подачи насосов подчиняется закону распределения Вейбулла, параметры которого представлены в таблице 2. При помощи модуля «вероятностный калькулятор» про-

Таблица 2

Table 2

**Параметры закона распределения Вейбулла коэффициента подачи насосов**
**Parameters of the Weibull distribution law pump feed ratio**

Математическое ожидание функции / Expectation of function	$\mu$	0,3420
Параметры закона распределения Вейбулла / The parameters of the law of Weibull distribution	$\alpha$	0,3654
	$b$	5,2890
Критерий Холландера – Прошана / Hollander – Proshan Criterion	$p_{HP}$	0,1670

граммы Statistica определялось математическое ожидание двухпараметрической функции  $\mu$ .

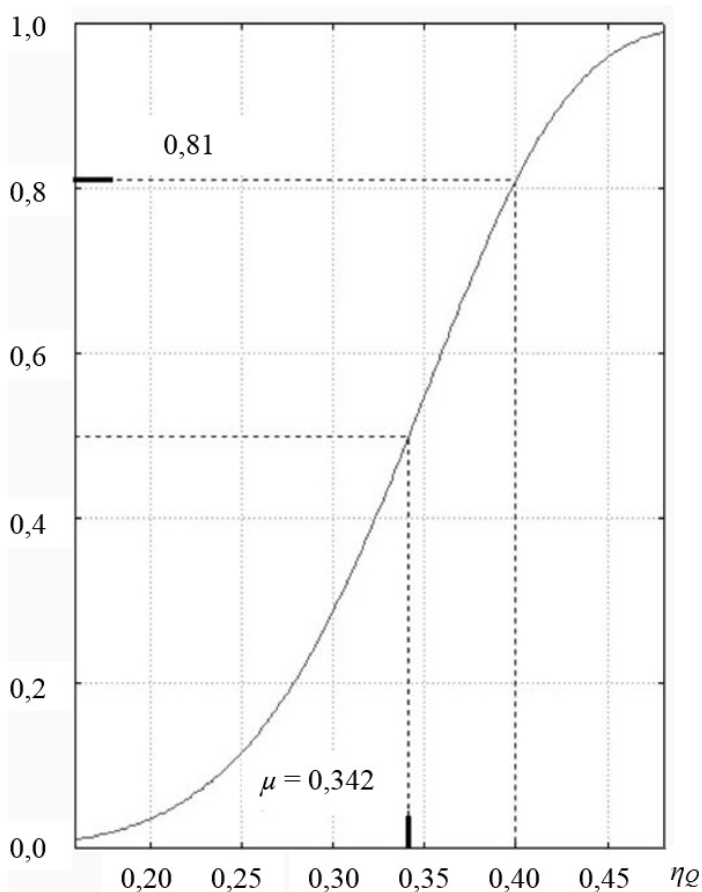
Согласно функции распределения коэффициента подачи, представленной на рисунке 4, доля эксплуатируемых в запредельном состоянии круглых шестеренных гидронасосов составляет 81 %.

Результаты микрометражных исследований рабочих поверхностей деталей шестеренных гидронасосов показали, что уровень значимости вариационных рядов износов менее 0,05, что отвергает нулевую гипотезу нормальности распределения выборок. В связи с этим

с целью сравнения выборок на расходимость применим критерий Краскела – Уоллиса ( $KW$ ) (таблица 3).

Согласно результатам проверки выборок на расходимость уровень значимости критерия Краскела – Уоллиса превышает значение 0,05, что отвергает гипотезу их расхождения.

Применив программное обеспечение Statistica, методом максимального правдоподобия определили параметры закона распределения объединенных выборок износов, а математическое ожидание функции – при помощи «вероятностного калькулятора». Оценка



Р и с. 4. Функция распределения коэффициента подачи насоса  
F i g. 4. Distribution function of the pump delivery rate



**Сравнение исследуемых выборок по  $KW$ -критерию**  
**Comparison of the studied samples by the  $KW$ -criterion**

Выборка / Sample	$KW$ -критерий / $KW$ -criteria
Износ цапфы ведомой шестерни $U_C^1$ , мкм / Wear of the axle driven gear $U_C^1$ , $\mu\text{m}$	0,0841
Износ цапфы ведущей шестерни $U_C^2$ , мкм / Wear of the lead gear axle $U_C^2$ , $\mu\text{m}$	0,0882
Износ полуотверстий под шестерню ведомую поджимной обоймы $U_p^1$ , мкм / Wear of half-holes for driven gear of pressure holder $U_p^1$ , $\mu\text{m}$	0,0785
Износ полуотверстий под шестерню ведущую поджимной обоймы $U_p^2$ , мкм / Wear of semi-holes for the drive gear of pressure holder $U_p^2$ , $\mu\text{m}$	0,0836
Износ по ширине зубьев ведомой шестерни $U_{SH,Z}^1$ , мкм / Wear over the width of the teeth of the driven gear $U_{SH,Z}^1$ , $\mu\text{m}$	0,0801
Износ по ширине зубьев ведущей шестерни $U_{SH,Z}^2$ , мкм / Wear over the width of the teeth of the drive gear $U_{SH,Z}^2$ , $\mu\text{m}$	0,0820
Износ рабочей поверхности пластика первого $U_{PL}^1$ , мкм / Wear of the working surface of the first plate $U_{PL}^1$ , $\mu\text{m}$	0,0880
Износ рабочей поверхности пластика второго $U_{PL}^2$ , мкм / Wear of the working surface of the second plate $U_{PL}^2$ , $\mu\text{m}$	0,0827
Износ по вершинам зубьев ведомой шестерни $U_{V,Z}^1$ , мкм / Wear on tips of driven gear teeth $U_{V,Z}^1$ , $\mu\text{m}$	0,0968
Износ по вершинам зубьев ведущей шестерни $U_{V,Z}^2$ , мкм / Wear on tips of drive gear teeth $U_{V,Z}^2$ , $\mu\text{m}$	0,0924
Износ колодцев под ведомую шестерню поджимной обоймы $U_K^1$ , мкм / Wear of wells for driven gear of pressure holder $U_K^1$ , $\mu\text{m}$	0,0946
Износ колодцев под ведущую шестерню поджимной обоймы $U_K^2$ , мкм / Wear of wells for the drive gear of the pressure cage $U_K^2$ , $\mu\text{m}$	0,1001

качества подгонки осуществлялась при помощи критерия Холландера – Прошана (HP). Статистические характеристики объединенных выборок и параметры законов распределения представлены в таблице 4.

В работе В. В. Конева и коллег для проведения регрессионного анализа рекомендуется применять круглые шестеренные гидронасосы, у которых зафиксированы значения коэффициентов

подачи и соответствующие значения износов деталей [24].

При проведении регрессионного анализа зависимой переменной принят коэффициент подачи шестеренного гидронасоса  $\eta_Q$ , а независимыми переменными:  $U_C^1$  – износ цапф шестерни ведомой, мкм;  $U_C^2$  – износ цапф шестерни ведущей, мкм;  $U_p^1$  – износ полуотверстий под шестерню ведомую обоймы поджимной, мкм;  $U_p^2$  – износ

Статистические характеристики объединенных износов рабочих поверхностей деталей бывших в эксплуатации гидронасосов

Statistical characteristics of combined wear of working surfaces of used hydraulic pump parts

Объединенные выборки / Combined samples	$\bar{X}$	Диапазоны износов / Wear ranges		$\sigma$	Параметры Вейбулла распределения / Parameters of the Weibull distribution		$\mu$	$P_{HP}$
		$X_{\max}$	$X_{\min}$		$a$	$b$		
$U_C^1$	14,5	4	42	7,76	16,44	2,00	13,70	0,581
$U_C^2$	15,9	4	38	7,35	18,05	2,34	15,40	0,622
$U_P^1$	136,0	32	367	81,43	154,00	1,80	125,60	0,461
$U_P^2$	139,1	32	389	83,20	157,54	1,81	128,60	0,449
$U_{SH.Z}^1$	79,6	18	224	41,70	90,14	2,04	75,30	0,779
$U_{SH.Z}^2$	82,4	16	235	44,08	93,33	1,99	77,60	0,774
$U_{PL}^1$	171,1	25	440	106,98	191,30	1,63	152,80	0,958
$U_{PL}^2$	174,2	26	446	106,91	195,20	1,67	156,70	0,959
$U_{V.Z}^1$	79,1	12	211	43,23	89,45	1,94	74,10	0,774
$U_{V.Z}^2$	81,8	16	219	43,12	92,69	2,03	77,38	0,685
$U_K^1$	31,9	8	72	15,28	36,15	2,25	30,72	0,706
$U_K^2$	35,1	10	81	16,47	39,82	2,31	33,98	0,707

полуотверстий под шестерню ведущую обоймы поджимной, мкм;  $U_{SH.Z}^1$  – износ по ширине зубьев шестерни ведомой, мкм;  $U_{SH.Z}^2$  – износ по ширине зубьев шестерни ведущей, мкм;  $U_{PL}^1$  – износ рабочей поверхности пластика первого, мкм;  $U_{PL}^2$  – износ рабочей поверхности пластика второго, мкм;  $U_{V.Z}^1$  – износ по вершинам зубьев шестерни ведомой, мкм;  $U_{V.Z}^2$  – износ по вершинам зубьев шестерни ведущей, мкм;  $U_K^1$  – износ колодцев под шестерню ведомую

обоймы поджимной, мкм;  $U_K^2$  – износ колодцев под шестерню ведущую обоймы поджимной, мкм.

Однородность исследуемых выборок проверяли по критерию Манна – Уитни. Статистические параметры вариационных рядов представлены в таблице 5.

Согласно результатам, представленным в таблице 5, уровень значимости критерия Манна – Уитни  $p_U$  для исследуемых выборок значительно превыша-

Статистические параметры и оценка однородности объединенных выборок  
 Statistical parameters and estimation of homogeneity of combined samples

Объединенные выборки / Combined samples	N	$\bar{X}$	Диапазон износа / Wear range		$\sigma$	$p_U$
			Xmax	Xmin		
$U_C^1$	120	14,800	4,000	42,000	8,79	0,790
$U_C^2$		16,900	2,000	47,000	11,42	0,681
$U_P^1$		143,000	39,000	365,000	75,37	0,311
$U_P^2$		145,000	25,000	380,000	86,10	0,577
$U_{SH.Z}^1$		80,500	11,000	200,000	45,68	0,926
$U_{SH.Z}^2$		81,600	16,000	209,000	46,75	0,821
$U_{PL}^1$		166,900	18,000	440,000	106,74	0,863
$U_{PL}^2$		176,500	44,000	439,000	95,45	0,550
$U_{V.Z}^1$		81,800	10,000	236,000	52,04	0,745
$U_{V.Z}^2$		85,400	10,000	210,000	45,45	0,595
$U_K^1$		32,820	4,000	108,000	22,72	0,481
$U_K^2$		35,200	8,000	110,000	18,50	0,817
$\eta_Q$		0,311	0,130	0,418	0,09	0,128

ет 5-процентный пороговый уровень, что говорит об их однородности.

Уравнение линейной множественной регрессии в натуральном масштабе имеет вид:

$$\begin{aligned} \eta_C = & \beta_0 + \beta_1 \cdot U_C^1 + \beta_2 \cdot U_C^2 + \\ & + \beta_3 \cdot U_P^1 + \beta_4 \cdot U_P^2 + \beta_5 \cdot U_{SH.Z}^1 + \\ & + \beta_6 \cdot U_{SH.Z}^2 + \beta_7 \cdot U_{PL}^1 + \\ & + \beta_8 \cdot U_{PL}^2 + \beta_9 \cdot U_{V.Z}^1 + \\ & + \beta_{10} \cdot U_{V.Z}^2 + \beta_{11} \cdot U_K^1 + \beta_{12} \cdot U_K^2. \end{aligned} \quad (5)$$

Корреляционный анализ уравнения (5) показал, что коэффициент мно-

жественной корреляции между зависимой и независимыми переменными равен  $R = 0,986$ , а коэффициент детерминации  $R^2 = 0,974$  ( $\bar{R}^2 = 0,971$ ), то есть полученное уравнение регрессии показывает 97-процентный разброс значений коэффициента подачи относительно среднего значения бывших в эксплуатации шестеренных гидронасосов.

В таблице 6 представлены значения попарных коэффициентов корреляции между зависимыми и независимыми факторами.

Согласно данным таблицы 6 наблюдается отсутствие связи между независимыми факторами, что позволяет их

Таблица 6  
Table 6

Попарные коэффициенты корреляции между факторами  
The values of pairwise correlation coefficients between the factors

Факторы / Factors	Коэффициенты корреляции / Correlation coefficient											$\eta_Q$		
	$U_C^1$	$U_C^2$	$U_P^1$	$U_P^2$	$U_{SH,Z}^1$	$U_{SH,Z}^2$	$U_{PL}^1$	$U_{PL}^2$	$U_{V,Z}^1$	$U_{V,Z}^2$	$U_K^1$		$U_K^2$	
$U_C^1$	1,00	0,95	0,93	0,95	0,95	0,99	0,94	0,94	0,96	0,92	0,94	0,93	0,93	-0,95
$U_C^2$	0,95	1,00	0,95	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96	0,96	0,94	0,96	0,95	0,94	-0,97
$U_P^1$	0,93	0,95	1,00	0,93	0,94	0,95	0,94	0,91	0,95	0,93	0,93	0,94	0,94	-0,96
$U_P^2$	0,94	0,97	0,93	1,00	0,99	0,96	0,96	0,95	0,97	0,93	0,94	0,95	0,95	-0,95
$U_{SH,Z}^1$	0,95	0,97	0,94	0,99	1,00	0,96	0,96	0,95	0,97	0,93	0,93	0,95	0,95	-0,95
$U_{SH,Z}^2$	0,99	0,97	0,95	0,96	0,96	1,00	0,95	0,95	0,97	0,9	0,95	0,94	0,94	-0,96
$U_{PL}^1$	0,94	0,95	0,94	0,96	0,97	0,95	1,00	0,95	0,98	0,92	0,93	0,94	0,94	-0,95
$U_{PL}^2$	0,94	0,96	0,91	0,95	0,95	0,95	0,95	1,00	0,95	0,92	0,94	0,93	0,93	-0,95
$U_{V,Z}^1$	0,96	0,96	0,95	0,97	0,97	0,97	0,98	0,95	1,00	0,93	0,94	0,95	0,95	-0,95
$U_{V,Z}^2$	0,92	0,94	0,93	0,93	0,93	0,93	0,92	0,93	0,93	1,00	0,92	0,90	0,90	-0,91
$U_K^1$	0,94	0,97	0,93	0,93	0,93	0,95	0,93	0,94	0,94	0,92	1,00	0,94	0,94	-0,94
$U_K^2$	0,93	0,96	0,94	0,95	0,94	0,94	0,94	0,93	0,95	0,90	0,94	1,00	0,94	-0,93
$\eta_Q$	-0,95	-0,97	-0,96	-0,95	-0,95	-0,96	-0,95	-0,95	-0,95	-0,91	-0,94	-0,93	-0,93	1,00

применять в многофакторном регрессионном анализе.

По результатам оценки неизвестных коэффициентов уравнения (5) выявлена их статистическая значимость, в связи с чем они приняты для дальнейшего анализа.

Коэффициенты статистической связи между независимыми факторами и зависимой переменной, полученные многофакторным регрессионным анализом, представлены в таблице 7.

Согласно результатам таблицы 7 для каждого независимого фактора уровень значимости критерия Стьюдента ( $p_i$ ) ниже принятого значения  $p_i = 0,005$ , что подтверждает связь коэффициента по-

дачи насоса НШ серии А от всех принятых для исследования износов рабочих поверхностей деталей.

Таким образом, математическая модель связи коэффициента подачи насоса и независимых факторов записывается:

$$\begin{aligned} \eta_Q = & 0,450879 - 0,005507 \cdot U_C^1 - \\ & -0,005588 \cdot U_C^2 - 0,000631 \cdot U_P^1 - \\ & 0,00043 \cdot U_P^2 + 0,000772 \cdot U_{SH,Z}^1 + \\ & +0,000776 \cdot U_{SH,Z}^2 - 0,000255 \cdot U_{PL}^1 - \\ & -0,000145 \cdot U_{PL}^2 + 0,000407 \cdot U_{V,Z}^1 + \\ & +0,000426 \cdot U_{V,Z}^2 + 0,000646 \cdot U_K^1 + \\ & +0,001159 \cdot U_K^2 \end{aligned} \quad (6)$$

Таблица 7

Table 7

**Коэффициенты статистической связи между независимыми факторами и зависимой переменной**

**Coefficients of the statistical relationship between independent factors and a dependent variable**

N = 120	Множественный регрессионный анализ: зависимая переменная $\eta_Q$ / Multiple regression analysis: dependent variable $\eta_Q$ $R = 0,986; R^2 = 0,974; F = 334,45; S_{v/\Sigma} = 0,015$					
	$b_i$	Стандартная ошибка $b_i$ / Standard error $b_i$	$\beta_i$	Стандартная ошибка $\beta_i$ / Standard error $\beta_i$	$t(107)$	$p_i$ -уровень / $p_i$ -level
Свободный член $\beta_0$ / Free member $\beta_0$	–	–	0,450879	0,005249	85,89374	0,000000
$U_C^1$	–0,536494	0,101716	–0,005507	0,001044	–5,27441	0,000001
$U_C^2$	–0,706618	0,110604	–0,005588	0,000875	–6,38873	0,000000
$U_P^1$	–0,526533	0,061685	–0,000631	0,000074	–8,53585	0,000000
$U_P^2$	–0,409875	0,157847	–0,000430	0,000165	–2,59665	0,010737
$U_{SH,Z}^1$	0,390446	0,160855	0,000772	0,000318	2,42731	0,016881
$U_{SH,Z}^2$	0,402034	0,125289	0,000776	0,000242	3,20886	0,001759
$U_{PL}^1$	–0,302038	0,094454	–0,000255	0,000080	–3,19772	0,001822
$U_{PL}^2$	–0,153396	0,064721	–0,000145	0,000061	–2,37012	0,019573
$U_{V,Z}^1$	0,234337	0,109213	0,000407	0,000189	2,14569	0,034159
$U_{V,Z}^2$	0,214251	0,053170	0,000426	0,000106	4,02955	0,000105
$U_K^1$	0,162526	0,068433	0,000646	0,000272	2,37496	0,019331
$U_K^2$	0,237451	0,066637	0,001159	0,000325	3,56335	0,000548

Высокая значимость полученной регрессии (6) подтверждена проверкой по критерию Фишера, согласно результатам которой расчетное значение составило  $F = 334,45$ , что значительно больше критического  $F_{кр} = 12,107$ .

Значение стандартной ошибки (меры рассеяния) экспериментальных значений относительно регрессионной прямой составило  $S_{v/\Sigma z} = 0,015$ , что отличается от среднего значения функции отклика, равного 0,016, менее чем на 5 %.

Проведенная оценка остатков по критерию Дарбина – Уотсона показала:  $d = 1,8 > DU - 12(d_{кр}) = 1,78$ , что подтверждает независимость остатков регрессионной модели (6) на 5-процентном уровне [26].

С целью проверки полученной регрессионной модели (6) на адекватность рассмотрим график распределения остатков, представленный на рисунке 5.

Из графика, представленного на рисунке 5, видно, что остатки функции отклика имеют нормальное распределе-

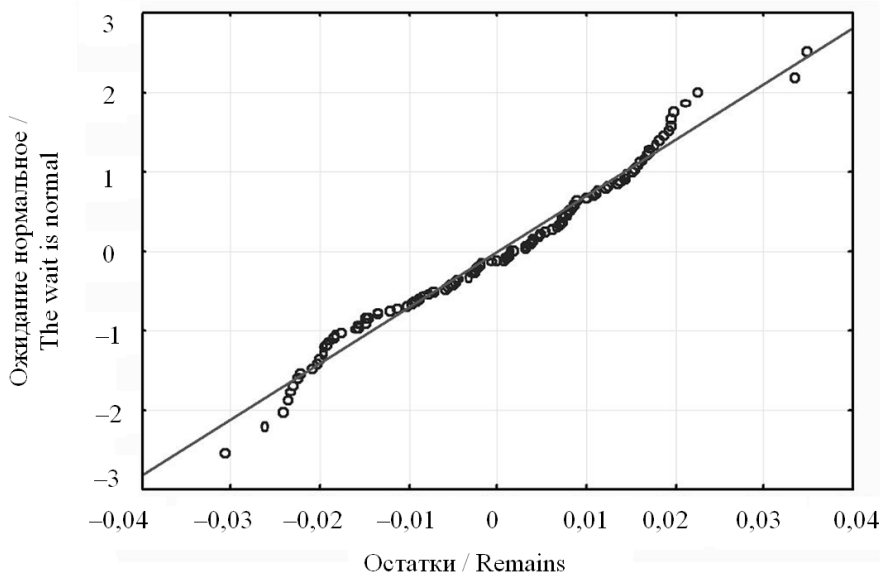
ние, что также подтверждает уровень значимости  $W$ -критерия, равный 0,062.

Из представленных на рисунке 6 экспериментальных величин остатков следует, что они разбросаны хаотически, слабо коррелированы между собой, а также отсутствует закономерность в их поведении.

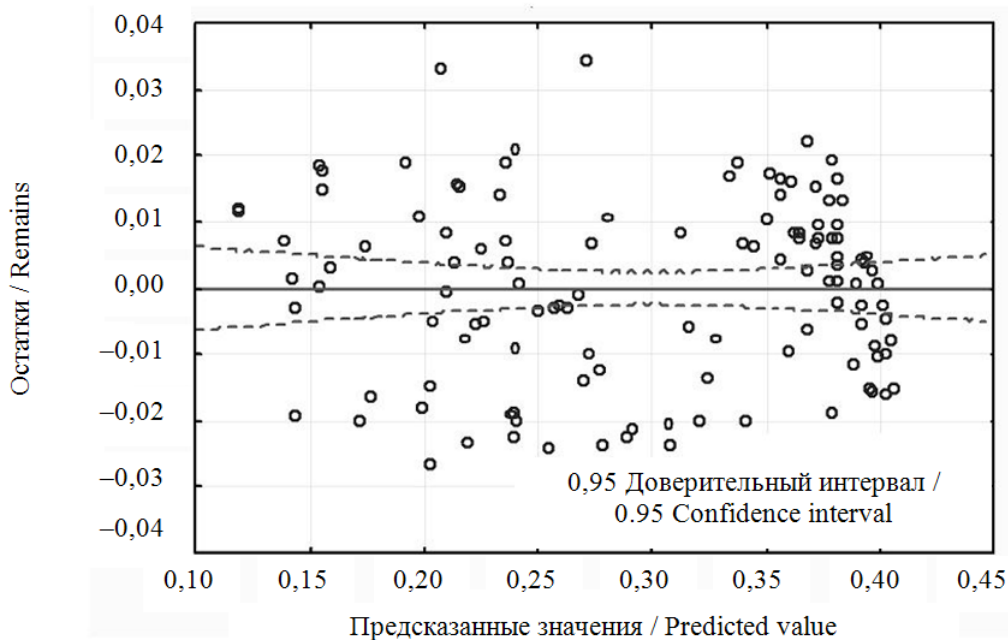
Согласно исследованным критериям полученная математическая модель (6) адекватно описывает связь коэффициента подачи насоса с независимыми факторами (износами).

Проверка регрессии (6) по среднему значению показала, что расчетное значение  $\eta_0 = 0,3112$  превышает среднее значение функции отклика  $\bar{\eta}_0 = 0,3111$ , полученного экспериментально, менее чем на 0,03 %.

Согласно анализу значений стандартизированного коэффициента регрессии независимых факторов по модулю  $|b_i|$  наибольшее влияние на зависимую переменную  $\eta_0$  оказывают: износ поверхности цапф шестерни ведущей ( $|b_i| = |0,706618|$ ); износ поверхности цапф



Р и с. 5. Графическая зависимость нормального распределения остатков  
F i g. 5. The graphical dependence of the normal distribution of the remains



Р и с. 6. Разброс экспериментальных величин остатков и удаленных остатков  
 Fig. 6. Spread of experimental values of remains and deleted refins

шестерни ведомой ( $|b_i| = |0,536494|$ ); износ поверхности подшипниковой полуобоймы под шестерню ведомую ( $|b_i| = |0,526533|$ ); износ поверхности подшипниковой полуобоймы под шестерню ведущую ( $|b_i| = |0,40985|$ ).

Из анализа принципа работы, конструктивных особенностей круглых шестеренных насосов и проведенных статистических исследований можно утверждать, что данные сопряжения являются ресурсоопределяющими для агрегата в целом.

Методом крутого восхождения найдем значения износов рабочих поверхностей деталей насоса, соответствующие предельному значению коэффициента подачи, равному  $\eta_Q = 0,4$ .

Произведение  $\beta_i \cdot \Delta X_i$  вычислялось по каждому фактору (табл. 8). Максимальное значение фактора составило

0,1257 для  $U_C^2$ , в связи с чем этот фактор принят за базовый.

Параметры метода крутого восхождения представлены в таблице 8, где:  $\lambda_{ш}$  – начальный шаг эксперимента;  $\mu$  – значение сдвига крутого восхождения по базовому фактору,  $\mu = 0,1$ ;  $\lambda_{ш}(\beta_i \cdot \Delta X_i)$  – шаг фактора.

Согласно таблице 8 предельное значение коэффициента подачи гидронасоса, равное 0,4, соответствует 11-му шагу. В связи с этим установлены предельные значения износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов: износ цапфы шестерни ведомой  $U_C^1 = 23$  мкм; износ цапфы шестерни ведущей  $U_C^2 = 25$  мкм; износ полуотверстий под шестерню ведомую поджимной обоймы  $U_p^1 = 202$  мкм; износ полуотверстий под шестерню ведущую поджимной обоймы  $U_p^2 = 203$  мкм;

Таблица 8  
Table 8

Параметры метода крутого восхождения  
The parameters of the steepest ascent method

Параметр / Parameter	$U_C^1$	$U_C^2$	$U_P^1$	$U_P^2$	$U_{Sh,z}^1$	$U_{Sh,z}^2$	$U_{PL}^1$	$U_{PL}^2$	$U_{r,z}^1$	$U_{r,z}^2$	$U_k^1$	$U_k^2$
	мкм / $\mu\text{m}$											
$X_{\text{min}}$	4	2	39	25	11	16	18	44	10	10	4	8
$X_{\text{max}}$	42	47	365	380	200	209	440	439	236	210	108	110
$\beta_i$	0,00551	0,00559	0,00063	0,0004	0,00077	0,00078	0,00026	0,00015	0,00041	0,00043	0,00065	0,00116
$\Delta X$	19	22,5	163	177,5	94,5	96,5	211	197,5	113	100	52	51
$X_{\text{очн}}$	23	24,5	202	202,5	105,5	112,5	230	241,5	123	110	56	59
$\beta_i \cdot \Delta X$	0,10463	0,1257	0,10285	0,07632	0,07488	0,07488	0,0538	0,02863	0,04599	0,0426	0,03359	0,0591
$\lambda_{\text{min}} = \mu /  \beta_{0i} $	18,15	17,89	158,48	232,57	126,2	128,87	392,19	689,83	245,7	234,74	154,8	82,29
$\lambda_{\text{min}}(\beta_i \cdot \Delta X_i)$	1,9	2,25	16,3	17,75	9,45	9,65	21,1	19,75	11,3	10	5,2	5,1
Опыты на линии восхождения / Experiments on the line of ascent												
1	4	2	39	25	11	16	18	44	10	10	4	8
2	5,9	4,25	55,3	42,75	20,45	25,65	39,1	63,75	21,3	20	9,2	13,1
–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
11	23,0	24,5	202,0	202,5	105,5	112,5	229,0	241,5	123,0	110,0	56,0	59,0
12	24,9	26,75	218,3	220,25	114,95	122,15	250,1	261,25	134,3	120	61,2	64,1
13	26,8	29	234,6	238	124,4	131,8	271,2	281	145,6	130	66,4	69,2
14	28,7	31,25	250,9	255,75	133,85	141,45	292,3	300,75	156,9	140	71,6	74,3
15	30,6	33,5	267,2	273,5	143,3	151,1	313,4	320,5	168,2	150	76,8	79,4
16	32,5	35,75	283,5	291,25	152,75	160,75	334,5	340,25	179,5	160	82	84,5



износ по ширине зубьев шестерни ведомой  $U_{SH.Z}^1 = 106$  мкм; износ по ширине зубьев шестерни ведущей  $U_{SH.Z}^2 = 113$  мкм; износ рабочей поверхности платика первого  $U_{PL}^1 = 229$  мкм; износ рабочей поверхности платика второго  $U_{PL}^2 = 242$  мкм; износ по вершинам зубьев шестерни ведомой  $U_{V.Z}^1 = 123$  мкм; износ по вершинам зубьев шестерни ведущей  $U_{V.Z}^2 = 110$  мкм; износ колодцев под шестерню ведомую поджимной обоймы  $U_K^1 = 56$  мкм; износ колодцев под шестерню ведущую поджимной обоймы  $U_K^2 = 59$  мкм. Коэффициент подачи гидронасосов при округленных значениях износов составил 0,398.

### Обсуждение и заключение

В результате проведенных стендовых испытаний бывших в эксплуатации круглых шестеренных гидрона-

сосов можно сделать вывод, что 81 % насосов эксплуатировался в запредельном состоянии.

По регрессионной модели связи коэффициента подачи круглых шестеренных гидронасосов с износами рабочих поверхностей деталей установлены их предельные значения:  $U_C^1 = 23$  мкм,  $U_C^2 = 25$  мкм,  $U_P^1 = 202$  мкм,  $U_P^2 = 203$  мкм,  $U_{SH.Z}^1 = 106$  мкм,  $U_{SH.Z}^2 = 113$  мкм,  $U_{PL}^1 = 229$  мкм,  $U_{PL}^2 = 242$  мкм,  $U_{V.Z}^1 = 123$  мкм,  $U_{V.Z}^2 = 110$  мкм,  $U_K^1 = 56$  мкм,  $U_K^2 = 59$  мкм. По этим значениям износов рабочих поверхностей деталей круглых шестеренных гидронасосов принимается решение об их восстановлении.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. **Величко, С. А.** Ресурс и допустимое значение коэффициента полезного действия шестеренных круглых гидронасосов / С. А. Величко, Ф. Х. Бурумкулов, П. А. Ионов // *Техника в сельском хозяйстве*. – 2011. – № 2. – С. 26–28. – URL: [http://foliant.ru/catalog/psulibr?SHOW\\_ONE\\_VOOK+4130E2](http://foliant.ru/catalog/psulibr?SHOW_ONE_VOOK+4130E2) (дата обращения: 06.08.2020).
2. **Величко, С. А.** Оценка показателей G-процентного ресурса новых и отремонтированных по новой технологии агрегатов навесных гидросистем тракторов / С. А. Величко, П. В. Сенин, А. В. Мартынов // *Энергоэффективные и ресурсосберегающие технологии и системы*. – 2016. – С. 77–87.
3. **Бурумкулов, Ф. Х.** Ресурсосбережение на основе повышения межремонтной наработки изделия / Ф. Х. Бурумкулов, С. А. Величко, П. В. Чумаков // *Труды ГОСНИТИ*. – 2012. – № 1. – С. 110–114.
4. **Величко, С. А.** Ремонт агрегатов машин с восстановлением показателей безотказности и долговечности на уровне нового изделия / С. А. Величко // *Труды ГОСНИТИ*. – 2013. – Т. 111, № 2. – С. 19–23. – Рез. англ.
5. **Басинюк, В. Л.** Система мобильного мониторинга гидропривода навесных устройств энергонасыщенных тракторов / В. Л. Басинюк, А. С. Калинин, И. Н. Усс [и др.] // *Наука и техника*. – 2013. – № 5. – С. 49–54. – URL: <https://sat.bntu.by/jour/article/view/231> (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.
6. **Сенин, П. В.** Восстановление круглых шестеренных гидронасосов типа НШ-К комбинированным методом / П. В. Сенин, Е. А. Нуязин, П. А. Ионов [и др.] // *Тракторы и сельхозмашины*. – 2012. – № 10. – С. 42–43. – Рез. англ.
7. **Рылякин, Е. Г.** Исследование интенсивности изнашивания ресурсопределяющих сопряжений гидронасосов / Е. Г. Рылякин // *Молодой ученый*. – 2014. – № 8. – С. 243–246. – URL: <https://moluch.ru/archive/67/11188> (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.

8. **Котомчин, А. Н.** Восстановление деталей узлов и агрегатов техники, работающих при гидробразивном изнашивании / А. Н. Котомчин, Е. Ю. Ляхов. – DOI 10.31044/1684-2561-2019-0-5-8-12 // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2019. – № 5. – С. 8–12. – URL: [http://www.nait.ru/journals/number.php?p\\_number\\_id=2924](http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=2924) (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.
9. **Коломейченко, А. В.** Износостойкость МДО-покрытий, сформированных на алюминиевых сплавах АОЗ-7 и АК7Ч / А. В. Коломейченко, В. Н. Логачев // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2006. – № 8. – С. 44–46. – URL: [http://www.nait.ru/journals/number.php?p\\_number\\_id=444](http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=444) (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.
10. **Хромов, В. Н.** Технология восстановления корпуса шестеренного насоса термопластическим деформированием / В. Н. Хромов, И. К. Сенченков, А. В. Коломейченко [и др.] // Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2006. – № 9. – С. 11–15. – URL: [http://www.nait.ru/journals/number.php?p\\_number\\_id=445](http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=445) (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.
11. **Коломейченко, А. В.** Анализ внутренних напряжений корпуса восстановленного шестеренного насоса / А. В. Коломейченко, В. Н. Логачев // Тракторы и сельхозмашины. – 2010. – № 7. – С. 33–34.
12. **Величко, С. А.** Восстановление шестерен гидронасосов НШ-А методом свободных ремонтных размеров / С. А. Величко, А. В. Мартынов // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 2. – С. 47–49.
13. **Бурумкулов, Ф. Х.** Повышение ресурса агрегатов созданием на рабочих поверхностях деталей наноструктурированных покрытий / Ф. Х. Бурумкулов, С. А. Величко, А. М. Давыдкин [и др.] // Технология металлов. – 2008. – № 1. – С. 2–7.
14. **Бурумкулов, Ф. Х.** Нанозлектротехнологии для повышения межремонтного ресурса агрегатов машинно-тракторного парка сельского хозяйства / Ф. Х. Бурумкулов, С. А. Величко, В. И. Иванов [и др.] // Труды ГОСНИТИ. – 2007. – Т. 99. – С. 85–94.
15. **Shia, L.** Numerical Simulation and Experimental Study on the Comparison of the Hydraulic Characteristics of an Axial-Flow Pump and a Full Tubular Pump / L. Shia, W. Zhanga, H. Jiaoa [et al.]. – DOI 10.1016/j.renene.2020.02.082 // Renewable Energy. – 2020. – Vol. 153. – Pp. 1455–1464. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148120302779?via%3Dihub> (дата обращения: 06.08.2020).
16. **Bedotti, A.** Dynamic Modelling of the Swash Plate of a Hydraulic Axial Piston Pump for Condition Monitoring Applications / A. Bedotti, M. Pastori, F. Scolari [et al.]. – DOI 10.1016/j.egypro.2018.08.077 // Energy Procedia. – 2018. – Vol. 148. – Pp. 266–273. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610218303709?via%3Dihub> (дата обращения: 06.08.2020).
17. **Gao, Y.** Wavelet Packet and Residual Analysis Based Method for Hydraulic Pump Health Diagnosis / Y. Gao, Q. Zhang. – DOI 10.1243/09544070JAUTO253 // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2006. – Vol. 220, no. 6. – Pp. 735–745. – URL: <https://journals.sagepub.com/doi/10.1243/09544070JAUTO253> (дата обращения: 06.08.2020).
18. **Casoli, P.** Overall Efficiency Evaluation of a Hydraulic Pump with External Drainage through Temperature Measurements / P. Casoli, F. Campanini, A. Bedotti [et al.]. – DOI 10.1115/1.4039084 // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. – 2018. – Vol. 140, Issue 8. – 9 p. – URL: <https://asmedigitalcollection.asme.org/dynamicsystems/article-abstract/140/8/081005/439974/Overall-Efficiency-Evaluation-of-a-Hydraulic-Pump?redirectedFrom=fulltext> (дата обращения: 06.08.2020).
19. **Frith, R. H.** Comparison of an External Gear Pump Wear Model with Test Data / R. H. Frith, W. Scott. – DOI 10.1016/0043-1648(95)06845-7 // Wear. – 1996. – Vol. 196, no. 1. – Pp. 64–71. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0043164895068457?via%3Dihub> (дата обращения: 06.08.2020).
20. **Battarra, M.** On the Assessment of Lumped Parameter Models for Gearpump Performance Prediction / M. Battarra, E. Mucchi. – DOI 10.1016/j.simpat.2019.102008 // Simulation Modelling Practice and Theory. – 2019. – Vol. 99. – Pp. 34–40. – URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1569190X19301418?via%3Dihub> (дата обращения: 06.08.2020).

21. **Нан, М.** Reliability Analysis of a Hydraulic Pump / М. Нан // Journal of Mechanical Engineering. – 2002. – Vol. 38, no. 1. – Pp. 10–15. – URL: [https://www.researchgate.net/publication/245444192\\_Reliability\\_analysis\\_of\\_a\\_hydraulic\\_pump](https://www.researchgate.net/publication/245444192_Reliability_analysis_of_a_hydraulic_pump) (дата обращения: 06.08.2020).

22. **Ткач, З.** Experimental Hydraulic Device for the Testing of Hydraulic Pumps and Liquids / Z. Tkáč, J. Kosiba, L. Hujó [et al.]. – DOI 10.24874/ti.2018.40.01.14 // Tribology in Industry. – 2018. – Vol. 40, no. 1. – Pp. 149–155. – URL: <http://www.tribology.rs/journals/2018/2018-1/2018-1-14.html> (дата обращения: 06.08.2020).

23. **Пумпур, Е. В.** Применение аддитивных технологий для ремонта гидропривода горных машин на примере шестеренного насоса НШ-32 / Е. В. Пумпур // Проблемы разработки месторождений углеводородных и рудных полезных ископаемых. – 2016. – № 1. – С. 311–314.

24. **Конев, В. В.** Экспериментальные исследования гидропривода строительно-дорожных машин / В. В. Конев, С. П. Пирогов, Д. М. Бородин [и др.] // Современные проблемы науки и образования. – 2015. – № 1. – С. 68. – URL: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=17665> (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.

25. **Боровиков, В. П.** Мнение профессионала / В. П. Боровиков // Автотранспортное предприятие. – 2010. – № 2. – С. 14–15.

26. **Боровиков, В. П.** Об асимптотическом распределении статистик, основанных на выборочных промежутках, с оцененными параметрами / В. П. Боровиков. – DOI 10.4213/tvp2791 // Теория вероятности и ее применения. – 1996. – Т. 41, № 1. – С. 181–186. – URL: [http://www.mathnet.ru/php/archive.phtml?wshow=paper&jrnid=tvp&paperid=2791&option\\_lang=rus](http://www.mathnet.ru/php/archive.phtml?wshow=paper&jrnid=tvp&paperid=2791&option_lang=rus) (дата обращения: 06.08.2020). – Рез. англ.

*Поступила 06.02.2020; принята к публикации 16.04.2020; опубликована онлайн 30.09.2020*

*Об авторах:*

**Чумаков Павел Васильевич**, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевицкая, д. 68), кандидат технических наук, Researcher ID: G-8320-2018, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8504-5907>, [pav-chumakov@yandex.ru](mailto:pav-chumakov@yandex.ru)

**Мартьянов Алексей Владимирович**, доцент кафедры технического сервиса машин Института механики и энергетики ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевицкая, д. 68), кандидат технических наук, Researcher ID: AAR-8786-2020, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4744-4373>, [martynov-230685@yandex.ru](mailto:martynov-230685@yandex.ru)

**Коломейченко Александр Викторович**, заведующий отделом Управления перспективных технологий Центра сельскохозяйственного машиностроения ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ» (125438, Россия, г. Москва, ул. Автомоторная, д. 2), доктор технических наук, профессор, Researcher ID: D-6053-2019, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3865-4486>, [a.kolomeychenko@nami.ru](mailto:a.kolomeychenko@nami.ru)

**Хасан Исмаил Халил**, научный сотрудник лаборатории материаловедения Министерства науки и технологий (765, Ирак, г. Багдад, аль-Джадрия), Researcher ID: C-5025-2019, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4560-1016>, [srorismael@gmail.com](mailto:srorismael@gmail.com)

**Коломейченко Алла Сергеевна**, заведующий кафедрой информационных технологий и математики ФГБОУ ВО «Орловский государственный аграрный университет» (302019, Россия, г. Орёл, ул. Генерала Родина, д. 69), кандидат экономических наук, доцент, Researcher ID: AAR-8498-2020, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7200-8819>, [alla.kolomeychenko@mail.ru](mailto:alla.kolomeychenko@mail.ru)

*Заявленный вклад соавторов:*

П. В. Чумаков – анализ литературных данных, разработка методики, анализ регрессионной модели; А. В. Мартьянов – статистическая обработка данных, получение регрессионной модели

связи объемной подачи круглых гидронасосов с износами рабочих поверхностей деталей; А. В. Колomeйченко – постановка задачи исследования, накопление статистических данных; И. Х. Хасан – проведение микрометражных исследований деталей круглых шестеренных гидронасосов; А. С. Колomeйченко – анализ и построение графических зависимостей распределения.

*Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.*

## REFERENCES

1. Velichko S.A., Burumkulov F.Kh., Ionov P.A. Resource and Permissible Value of Efficiency Coefficient of Gear Circular Hydraulic Pumps. *Tekhnika v selskom khozyaystve* = Machinery in Agriculture. 2011; (2):26-28. Available at: [http://foliant.ru/catalog/psulibr?SHOW\\_ONE\\_BOOK+4130E2](http://foliant.ru/catalog/psulibr?SHOW_ONE_BOOK+4130E2) (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
2. Velichko S.A., Senin P.V., Martynov A.V. Assessment of G-Percent Service Life of New and Repaired Tractor Mounted Hydraulic System Units Using a New Technology. *Energoeffektivnyye i resursoberegayushchie tekhnologii i sistemy* = Energy-Efficient and Resource-Saving Technologies and Systems. 2016; Pp. 77-87. (In Russ.)
3. Burumkulov F.H., Velichko S.A., Chumakov P.V. Resource-Based on the Basis of Increase of the Between-Repairs Operating Time of the Product. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2012; (1):110-114. (In Russ.)
4. Velichko S.A. Repair of Units of Cars with Restoration of Indicators of Non-Failure Operation and Durability at the Level of a New Product. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2013; 111(2):19-23. (In Russ.)
5. Basinyuk V.L., Kalinichenko A.S., Uss I.N., et al. Mobile Monitoring System for Suspension Hydraulic Drives of High-Power Tractors. *Nauka i tekhnika* = Science and Technology. 2013; (5):49-54. Available at: <https://sat.bntu.by/jour/article/view/231> (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
6. Senin P.V., Nuyanzin Ye.A., Ionov P.A., et al. Renewal of NSh-K Round Gear Type Hydraulic Pumps with the Use of Combined Method. *Traktory i selkhozmachiny* = Tractors and Agricultural Machinery. 2012; (10):42-43. (In Russ.)
7. Rylyakin Ye.G. Study of the Wear Rate of the Resource-Determining Conjugations of Hydraulic Pumps. *Molodoy uchenyy* = Young Scientist. 2014; (8):243-246. Available at: <https://moluch.ru/archive/67/11188> (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
8. Kotomchin A.N., Lyakhov Ye. Yu. Component Reconditioning of Joints and Units of Equipment, Operating under Hydroabrasive Wear Conditions. *Remont, Vosstanovlenie, Modernizatsiya* = Repair, Reconditioning, Modernization. 2019; (5):8-12. (In Russ.) DOI: <https://doi.org/10.31044/1684-2561-2019-0-5-8-12>
9. Kolomeychenko A.V., Logachev V.N. Wear Resistance of Micro Arc Oxidizing Coatings on Aluminium Alloys AO3-7 and AK7Ch. *Remont, Vosstanovlenie, Modernizatsiya* = Repair, Reconditioning, Modernization. 2006; (8):44-46. Available at: [http://www.nait.ru/journals/number.php?p\\_number\\_id=444](http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=444) (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
10. Khromov V.N., Senchenkov I.K., Kolomejchenko A.V., et al. Technology for Reconditioning the Case of Gear Pump by Thermoplastic Deformation. *Remont, Vosstanovlenie, Modernizatsiya* = Repair, Reconditioning, Modernization. 2006; (9):11-15. Available at: [http://www.nait.ru/journals/number.php?p\\_number\\_id=445](http://www.nait.ru/journals/number.php?p_number_id=445) (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
11. Kolomeichenko A.V., Logachev V.N. Analysis of Internal Stresses in the Body of Renovated Gear Pump. *Traktory i selkhozmachiny* = Tractors and Agricultural Machinery. 2010; (7):33-34. (In Russ.)
12. Velichko S.A., Martynov A.V. Recovery of Gears Of NSh-A Hydraulic Pumps Using Free Repair Sizes Method. *Traktory i selkhozmachiny* = Tractors and Agricultural Machinery. 2015; (2):47-49. (In Russ.)

13. Burumkulov F.Kh., Velichko S.A., Davydkin A.M., et al. Improvement in Service Life of Units by Means of Creating the Nanostructured Coatings on the Working Surfaces of Parts. *Tekhnologiya metallov*. 2008; (1):2-7. (In Russ.)
14. Burumkulov F.Kh., Velichko S.A., Ivanov V.I., et al. Nanoelectro-Technologies for Increasing the Overhaul Life of Aggregates of the Machinery and Tractor Fleet of Agriculture. *Trudy GOSNITI = Works of GOSNITI*. 2007; 99:85-94. (In Russ.)
15. Shia L., Zhanga W., Jiaoa H., et al. Numerical Simulation and Experimental Study on the Comparison of the Hydraulic Characteristics of an Axial-Flow Pump and a Full Tubular Pump. *Renewable Energy*. 2020; 153:1455-1464. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.renene.2020.02.082>
16. Bedotti A., Pastori M., Scolari F., et al. Dynamic Modelling of the Swash Plate of a Hydraulic Axial Piston Pump for Condition Monitoring Applications. *Energy Procedia*. 2018; 148:266-273. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.08.077>
17. Gao Y., Zhang Q. Wavelet Packet and Residual Analysis Based Method for Hydraulic Pump Health Diagnosis. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. 2006; 220(6):735-745. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO253>
18. Casoli P., Campanini F., Bedotti A., et al. Overall Efficiency Evaluation of a Hydraulic Pump with External Drainage through Temperature Measurements. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*. 2018; 140(8). 9 p. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4039084>
19. Frith R.H., Scott W. Comparison of an External Gear Pump Wear Model with Test Data. *Wear*. 1996; 196(1):64-71. (In Eng.) DOI: [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)06845-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06845-7)
20. Battarra M., Mucchi E. On the Assessment of Lumped Parameter Models for Gearpump Performance Prediction. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2019; 99:34-40. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2019.102008>
21. Han M. Reliability Analysis of a Hydraulic Pump. *Journal of Mechanical Engineering*. 2002; 38(1):10-15. Available at: [https://www.researchgate.net/publication/245444192\\_Reliability\\_analysis\\_of\\_a\\_hydraulic\\_pump](https://www.researchgate.net/publication/245444192_Reliability_analysis_of_a_hydraulic_pump) (accessed 06.08.2020). (In Eng.)
22. Tkáč Z., Kosiba J., Hujo L., et al. Experimental Hydraulic Device for the Testing of Hydraulic Pumps and Liquids. *Tribology in Industry*. 2018; 40(1):149-155. (In Eng.) DOI: <https://doi.org/10.24874/ti.2018.40.01.14>
23. Pumpur Ye.V. Application of Additive Technologies for Repair of Hydraulic Drive of Mining Machines on the Example of the Hsh-32 Gear Pump. *Problemy razrabotki mestorozhdeniy uglevodorodnykh i rudnykh poleznykh iskopaemykh = Problems of Hydrocarbon and Ore Mineral Deposits Development*. 2016; (1):311-314. (In Russ.)
24. Konev V.V., Pirogov S.P., Borodin D.M., et al. Experimental Study of Hydraulic Road Construction Machinery. *Sovremennye problemy nauki i obrazovaniya = Modern Problems of Science and Education*. 2015; (1):68. Available at: <https://www.science-education.ru/ru/article/view?id=17665> (accessed 06.08.2020). (In Russ.)
25. Borovikov V.P. Professional Opinion. *Avtotransportnoe predpriyatie = Motor Transport Company*. 2010; (2):14-15. (In Russ.)
26. Borovikov V.P. On the Asymptotic Distribution of Statistics Based on Sampling Intervals with Estimated Parameters. *Teoriya veroyatnosti i ee primeneniya = Theory of Probability and its Applications*. 1996; 41(1):181-186. (In Russ.) DOI: <https://doi.org/10.4213/tvp2791>

Received 06.02.2020; revised 16.04.2020; published online 30.09.2020

About the authors:

**Pavel V. Chumakov**, Associate Professor of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), Researcher ID: G-8320-2018, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8504-5907>, [pav-chumakov@yandex.ru](mailto:pav-chumakov@yandex.ru)



**Alexei V. Martynov**, Associate Professor of Institute of Mechanics and Power Engineering, National Research Mordovia State University (68 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), Researcher ID: AAR-8786-2020, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4744-4373>, [martynov-230685@yandex.ru](mailto:martynov-230685@yandex.ru)

**Alexander V. Kolomeychenko**, Chief of Advanced Technology Management Board, Agricultural Engineering Centre NAMI (2 Avtomotornaya St., Moscow 125438, Russia), D.Sc. (Engineering), Professor, Researcher ID: D-6053-2019, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3865-4486>, [a.kolomiychenko@nami.ru](mailto:a.kolomiychenko@nami.ru)

**Ismail H. Hasan**, Researcher of Material Science Laboratory, Ministry of Science and Technology (Al-Jadriya, Baghdad 765, Iraq), Researcher ID: C-5025-2019, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4560-1016>, [srorismael@gmail.com](mailto:srorismael@gmail.com)

**Alla S. Kolomeychenko**, Head of Information Technology and Mathematics Chair, Orel State Agrarian University (69 General Rodin St., Orel 302019, Russia), Ph.D. (Economics), Associate Professor, Researcher ID: AAR-8498-2020, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7200-8819>, [alla.kolomeychenko@mail.ru](mailto:alla.kolomeychenko@mail.ru)

*Contribution of the authors:*

P. V. Chumakov – literature data analysis, methodology development, regression model analysis; A. V. Martynov – statistical processing of data, obtaining a regression model of connection of volumetric feeding of round hydraulic pumps with wear of working surfaces of parts; A. V. Kolomeychenko – formulation of research agenda, statistical accumulation; I. H. Hasan – micrometer examination of round gear hydraulic pump components; A. S. Kolomeychenko – analysis and plotting of graphical distribution dependencies.

*All authors have read and approved the final manuscript.*