



ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА / TECHNOLOGIES AND MEANS OF AGRICULTURAL MECHANIZATION

УДК 62-82:620.1

DOI: 10.15507/0236-2910.028.201804.537-551



Моделирование напряженно-деформированного состояния в ресурсолимитирующем соединении объемного гидропривода

П. А. Ионов*, П. В. Сенин, А. В. Столяров
ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (г. Саранск, Россия)
*resurs-ime@yandex.ru

Введение. Статья посвящена исследованию напряженно-деформированного состояния распределительной пары агрегатов объемного гидропривода и поиску путей повышения его долговечности.

Материалы и методы. В процессе исследования были использованы общепринятые положения теорий трения, надежности, упругости, механизмов и машин, математического моделирования. Для моделирования напряженно-деформированного состояния была использована система инженерного анализа ANSYS. В качестве объектов исследования выбраны распределительные пары гидронасосов 313.3.112, ГСТ-112 и Sauer Danfoss 90R075.

Результаты исследования. Получены значения действительных контактных напряжений и длительно действующей эксплуатационной нагрузки в распределительных парах агрегатов объемного гидропривода: для гидронасоса 313.3.112 – 26,93 МПа; для гидронасоса ГСТ-112 – 22,21 МПа; для гидронасоса Sauer Danfoss 90R075 – 27,12 МПа. Установлено, что наибольшим нагрузкам подвержена область, расположенная со стороны нагнетания. Это является причиной одностороннего износа сферических поверхностей, довольно часто встречающегося у снятых с эксплуатации агрегатов. Значения контактных напряжений в соединениях, упрочненных методом электроискровой обработки, в среднем на 1,4–9,4 % ниже, чем в неупрочненных. В процессе электроискровой обработки идет перераспределение напряжений по поверхности, что приводит к снижению эксплуатационной нагрузки в соединениях.

Обсуждение и заключение. Проведенное исследование позволило смоделировать напряженно-деформированное состояние в новых и упрочненных распределительных парах агрегатов объемного гидропривода в эксплуатационных условиях, а также предложить пути повышения его долговечности. Установлено, что для повышения износостойкости ресурсолимитирующего соединения и, как следствие, долговечности агрегатов объемного гидропривода необходимо обеспечить в распределительных парах максимальную удельную нагрузку большую, чем максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка. Для решения данной задачи предложено создавать покрытия с высокими триботехническими свойствами методом электроискровой обработки.

© Ионов П. А., Сенин П. В., Столяров А. В., 2018



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

Ключевые слова: ресурсолимитирующее соединение, объемный гидропривод, моделирование, метод конечных элементов, несущая способность, эксплуатационная нагрузка, износостойкость, электроискровая обработка

Для цитирования: Ионов П. А., Сенин П. В., Столяров А. В. Моделирование напряженно-деформированного состояния в ресурсолимитирующем соединении объемного гидропривода // Вестник Мордовского университета. 2018. Т. 28, № 4. С. 537–551. DOI: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.028.201804.537-551>

Благодарности: Исследование проведено при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках государственного задания (направление: развитие компетенций), проект № 11.3416.2017/4.6 «Разработка технологий и средств повышения долговечности деталей, узлов, агрегатов машин и оборудования путем создания наноструктурированных покрытий источниками концентрированной энергии».

Modeling of Stress-Strain State in Connection Resource Defines of Volumetric Hydraulic Drive

P. A. Ionov*, P. V. Senin, A. V. Stolyarov

National Research Mordovia State University (Saransk, Russia)

**resurs-ime@yandex.ru*

Introduction. The article explores the stress-strain state of a distribution pair of aggregates of a volumetric hydraulic drive and the search for ways to increase its durability.

Materials and Methods. In the process of studying, the generally accepted principles of the theories of friction, reliability, elasticity, mechanisms and machines, and mathematical modeling were used. To simulate the stress-strain state, an engineering analysis system ANSYS was used. Distribution pairs of hydraulic pumps 313.3.112, GST-112 and Sauer Danfoss 90R075 were chosen as objects of study.

Results. As a result of the study there were obtained values of the real contact stresses and long-term current stress on the distribution of pairs of units of volumetric hydraulic drive: the 313.3.112 hydraulic pump is 26,93 MPa; for GTS-112 water pump is of 22.21 MPa for the Sauer Danfoss 90R075 hydraulic pump is 27,12 MPa. It is revealed that the area located on the discharge side is a subject to the greatest loads. This is the cause of one-sided wear of spherical surfaces, which is quite common in units decommissioned. The values of contact stresses in the joints hardened by the method of electric spark machining are on average 1.4 and 9.4 % lower than in not unhardened. In the process of electric spark machining there is a redistribution of stresses on the surface that leads to a decrease of the operating load in the connections.

Conclusions. The study allowed modelling the stress-strain state in new and hardened distribution pairs of volumetric hydraulic drive units under operating conditions and suggesting ways to increase its durability. It was established that to increase the wear resistance of a resolving compound and the durability of the volumetric hydraulic drive aggregates, it is necessary to ensure that in distribution pairs the maximum bearing capacity is greater than the maximum long-term operating load in these connections. To solve this problem, it is proposed to create coatings with high tribotechnical properties by the method of electric spark machining.

Keywords: resource-limiting compound, volumetric hydraulic drive, modeling, finite element method, bearing capacity, operating load, wear resistance, electrospark machining

For citation: Ionov P. A., Senin P. V., Stolyarov A. V. Modeling of Stress-Strain State in Connection Resource Defines of Volumetric Hydraulic Drive. *Vestnik Mordovskogo universiteta* = Mordovia University Bulletin. 2018; 28(4):537–551. DOI: <https://doi.org/10.15507/0236-2910.028.201804.537-551>



Acknowledgements: The study was conducted with the financial support of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (state task, direction: development of competencies) project № 11.3416.2017/4.6 “Development of technologies and tools to improve the durability of parts, assemblies, machines and equipment by creating nano-structured coatings sources of concentrated energy”.

Введение

Развитие, совершенствование и эффективное ведение сельского хозяйства невозможно без использования энергонасыщенной высокопроизводительной техники, которая должна уменьшать долю ручного труда в разнообразных технологических операциях. Анализ конструкций современной сельскохозяйственной техники показал, что на ее надежность наибольшее влияние оказывает объемный гидропривод. В трансмиссии современной техники объемный гидропривод применяется более чем в 35 % случаев, в то же время в доремонтный период эксплуатации на него приходится до 20 % отказов [1].

Основной причиной потери работоспособности объемного гидропривода является низкая износостойкость ресурсолимитирующего соединения агрегатов – распределительной пары [1–2]. Это объясняется высокой интенсивностью изнашивания материалов пары в условиях гидроабразивного износа и низкой несущей способностью соединения.

Применяемые в настоящее время методы и подходы к восстановлению работоспособности объемного гидропривода сводятся в основном к удалению следов износа или замене деталей распределительной пары на новые, т. е. не изменяют физико-механические свойства пары трения. Однако межремонтный ресурс объемного гидро-

привода остается низким [3]. Поэтому актуальной задачей является исследование и поиск путей повышения несущей способности распределительной пары аксиально-поршневых агрегатов объемных гидроприводов в различных режимах эксплуатации.

Известно, что одним из методов формирования покрытия с высокими триботехническими свойствами является электроискровая обработка (ЭИО)¹ [4].

Обзор литературы

В настоящее время повышением долговечности объемного гидропривода активно занимаются заводы-изготовители, отраслевые академические НИИ (ФГБНУ ФНАЦ ВИМ), научно-исследовательские лаборатории вузов.

Анализ и систематизация целого ряда работ российских (Ф. Х. Бурумкулов, А. В. Пузанов, С. А. Величко, Н. М. Балыков, Д. А. Галин, Н. В. Камчугов, А. М. Земсков) и зарубежных ученых (С. Вегнер, Дж. Бейкер, Дж. Ребель) показали, что единого мнения о механизме отказа объемных гидроприводов нет, а для повышения их долговечности применяются различные подходы²⁻³ [1–6].

Во всем мире проблема повышения долговечности соединений решается улучшением конструкций рабочих поверхностей; созданием новых материалов, обладающих высокими прочностными свойствами; применением компо-

¹ Электроискровые технологии восстановления и упрочнения деталей машин и инструментов (теория и практика) / Ф. Х. Бурумкулов [и др.]. Саранск : Красный Октябрь, 2003. 504 с.

² Там же.

³ Validation of the physical effect implementation in a simulation model for the cylinder block/valve plate contact supported by experimental investigations / S. Wegner [et al.] // 10th International Fluid Power Conference. 2016. No. 1. P. 269–282. URL: http://www.qucosa.de/fileadmin/data/qucosa/documents/19956/F-1_PDF_A_Validation%20of%20the%20physical%20effect%20implementation%20in%20a%20simulation%20model%20for%20the%20cylinder%20block%20valve%20plate%20contact%20supported%20by%20experimental%20investigations.pdf

зитных материалов. Например, детали распределительной пары зарубежных агрегатов объемного гидропривода изготавливают из двухслойных композиционных материалов с мягкой и твердой сторонами⁴. Для создания таких материалов применяют перспективные способы формирования покрытий на основе электронных, фотонных и ионно-плазменных источников энергии⁵.

Создание новой и модернизация существующей техники невозможны без проведения сложных конструктивных расчетов. Все чаще для этого используют метод конечных элементов. За последние несколько десятилетий данный метод зарекомендовал себя как средство моделирования условий эксплуатации изделий, в т. ч. исследования напряженно-деформированного состояния в подвижных и неподвижных соединениях [6–11]. В представленных работах метод конечных элементов был использован в качестве исследовательской базы для моделирования рабочих условий различных машин и поверхностей, работающих под нагрузкой.

С точки зрения изучения пар трения агрегатов методом конечных элементов вызывают интерес следующие исследования [6; 8–13]. В работе Я. А. Даршта и И. Н. Холкина [8] представлена подробная методика расчета гидростатических опор плунжеров аксиально-поршневых агрегатов с результатами модельных и натурных испытаний пар трения при повышенных давлениях (до 40 МПа). Итогом исследований стали значения контактных напряжений по критерию Мизеса в конструкции гидростатической опоры.

Важное значение имеет работа И. Н. Холкина и А. В. Пузанова [9]. Авторами установлено, что температурные напряжения составляют всего 2–5 % от общей величины напряжений, возникающих при контактном взаимо-

действии омываемых рабочей жидкостью пар трения. Т. е. с учетом того, что в современных машинах температура рабочих жидкостей постоянно контролируется и поддерживается в небольших интервалах, при моделировании эксплуатационных режимов гидромашин возможно принимать данный параметр за константу.

Изучению процессов, происходящих в распределительном узле гидроагрегатов, посвящены работы немецких ученых [6; 11], однако здесь исследователи ограничились анализом кинематики жестких тел, моделированием управляющих давлений и изменением геометрии сопрягаемых поверхностей деталей.

В работе А. В. Пузанова [12] проведены исследования гидромеханики распределительного узла аксиально-плунжерного гидроагрегата. Результаты анализа напряженно-деформированного состояния позволили изменить конструктивные параметры сопряженных поверхностей распределительного узла и обеспечить уменьшение деформации.

Аналогичные исследования, проведенные авторами данной статьи ранее, дали картину контактных напряжений в распределительной паре аксиально-поршневого гидронасоса [13]. Результаты исследования коррелируют с данными, полученными А. В. Пузановым.

Обзор проведенных исследований не позволяет определить значения фактической несущей способности, которые возникают в прецизионных парах трения современных гидроагрегатов в эксплуатационных условиях, и предложить пути повышения долговечности объемного гидропривода. Поэтому в научно-исследовательской лаборатории «Технологии и средства создания покрытий с заданными служебными свойствами» Мордовского государственного университета им. Н. П. Огарёва было

⁴ Там же.

⁵ Электроискровые технологии восстановления и упрочнения деталей машин и инструментов (теория и практика) / Ф. Х. Бурумкулов [и др.]. Саранск : Красный Октябрь, 2003. 504 с.



смоделировано напряженно-деформированное состояние в распределительной паре агрегатов объемного гидропривода с использованием современных систем инженерного анализа.

Изучение различных источников позволило из всех систем инженерного анализа, использующих метод конечных элементов, выделить оптимальную по всем критериям систему – ANSYS [14–15].

Материалы и методы

В процессе исследований были использованы общепринятые положения теорий трения, надежности, упругости, механизмов и машин, математического моделирования.

Еще И. В. Крагельский установил, что при упругом контакте пар трения интенсивность изнашивания определяется выражением⁶:

$$I = C_1 q_c \left[\frac{K f q_c \left(\frac{E}{(1-\mu) q_c} \right)^{1-\beta} t_y}{C_2 \sigma_T} \right], \quad (1)$$

где C_1 , C_2 , K , β – коэффициенты; σ_T – предел текучести материалов; E – приведенный модуль упругости материалов, МПа; q_c – контурное давление, МПа; f – коэффициент трения; t_y – параметр фрикционной усталости.

Из выражения (1) видно, что на интенсивность изнашивания оказывает прямое влияние контурное давление q_c , которое представляет собой не что иное, как нагрузку в соединении. На этот параметр исследователи повлиять не могут, т. к. он зависит от эксплуатационных условий, однако можно повысить способность пары трения выдерживать нагрузку и тем самым обеспечить большую износостойкость соединения.

Известно⁷ [3], что несущую способность пары трения можно определить из выражения:

$$P_{мп} = \frac{H_\mu r}{R_z^2} \left(1 - \frac{2\tau}{\sigma_0} \right) \geq \sigma_{z \max}, \quad (2)$$

где $P_{мп}$ – максимальная удельная нагрузка на пару трения; $\sigma_{z \max}$ – максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка на пару трения (фактическая нагрузка); H_μ – микротвердость мягкой поверхности; r – радиус закругления неровностей твердой поверхности; τ – прочность на срез адгезионной связи образующихся мостиков сварки; σ_0 – предел текучести деформируемой поверхности; R_z – средняя высота неровностей твердой поверхности, определяемая по десяти точкам.

Напряжения, возникающие на поверхности, зависят от модуля Юнга и согласно теории упругости⁸, определяются из выражения:

$$\sigma = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \begin{pmatrix} 1 & \nu/(1-\nu) & 0 \\ \nu/(1-\nu) & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-2\nu)/(2-2\nu) \end{pmatrix} \varepsilon, \quad (3)$$

где E – модуль упругости материала (модуль Юнга), МПа; ν – коэффициент Пуассона; ε – деформация поверхности.

Из выражений (2)–(3) следует, что увеличить несущую способность соединения можно изменением твердости и модуля упругости материалов рабо-

⁶ Электроискровые технологии восстановления и упрочнения деталей машин и инструментов (теория и практика) / Ф. Х. Бурумкулов [и др.]. Саранск : Красный Октябрь, 2003. 504 с.

⁷ Там же.

⁸ **Мейз Дж.** Теория и задачи механики сплошных сред / Пер. с англ. Е. И. Свешникова. М. : Либроком, 2016. 322 с.

чих поверхностей пар трения. Для этого целесообразно применять современные методы формирования покрытий с высокими триботехническими свойствами.

Таким образом, чтобы пара трения обладала лучшей износостойкостью, необходимо обеспечить такую несущую способность соединения, чтобы она была больше, чем максимальная эксплуатационная нагрузка, т. е. $P_{\text{мп}} \geq \sigma_{z \text{ max}}$.

При практической реализации предложенного подхода наибольшие сложности возникают в определении значения $\sigma_{z \text{ max}}$ для различных условий эксплуатации. Максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка в соединении определялась с помощью системы инженерного анализа ANSYS (лицензия № 624967). Для моделирования напряженно-деформированного состояния выбраны распределительные пары агрегатов объемного гидропривода: гидронасосов 313.3.112 (ОАО «Пневмостроймашина», Россия), ГСТ-112 (ПО «Гидросила», Украина) и Sauer Danfoss 90R075 (Германия).

На рис. 1 показаны созданные геометрические модели и схемы нагружения выбранных соединений. Соединения были подвержены нагружению, имитирующему работу в эксплуатационных условиях: давление в линиях всасывания и нагнетания, частота вращения деталей, крутящий момент на валу гидронасоса при установившихся номинальных режимах работы.

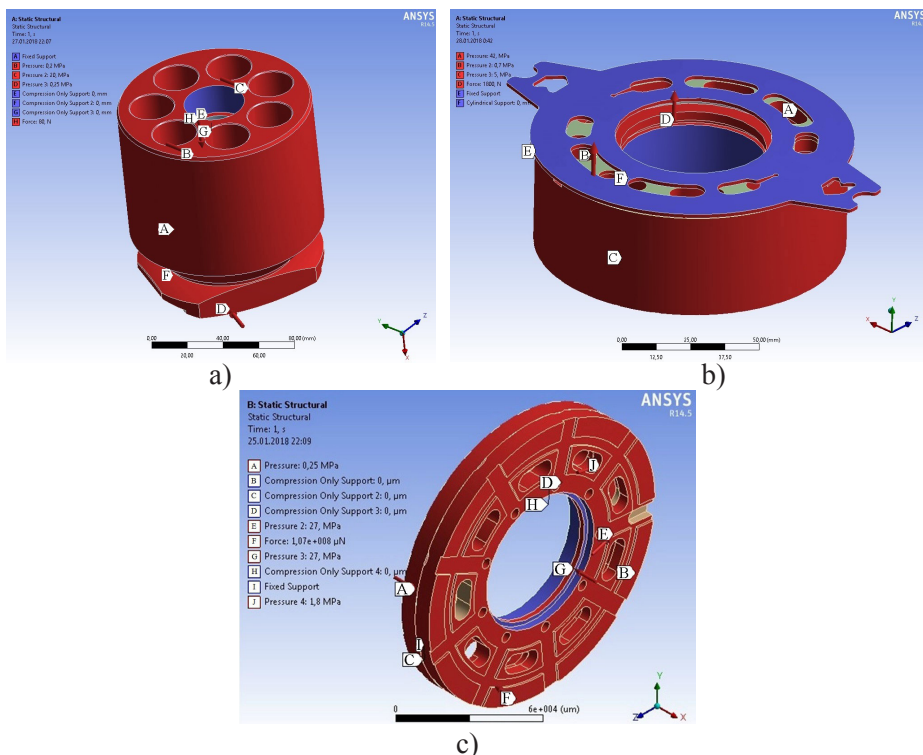
Для дальнейших расчетов были заданы свойства материалов деталей, наложены ограничения, созданы контакты и сымитирована модель поведения:

1. Для соединения «Блок цилиндров – распределитель» гидронасоса 313.3.112 (рис. 1, а): ограничение по перемещению вдоль осей X , Y , Z назначено для распределителя, который зафиксирован в пространстве и лишен всех степеней свободы; ограничение на блок наложено для его фиксации от

радиальных перемещений, поскольку в естественных условиях его перемещения ограничены деталями гидронасоса (шип, поршень, распределитель); поверхности, соответствующие линии нагнетания гидронасоса, нагружены давлением 20 МПа; в линии всасывания максимальное давление 0,2 МПа; давление дренажа 0,25 МПа; поджатие блока цилиндров к распределителю тарельчатыми шайбами заменено на силу в 80 Н;

2. Для соединения «Распределитель – блок цилиндров» гидронасоса Sauer Danfoss 90R075 (рис. 1, б): поверхности, соответствующие линии нагнетания гидронасоса, нагружены давлением 42 МПа; данному давлению соответствуют четыре канала блока. В линии всасывания максимальное значение давления составляет 0,7 МПа, приложено к четырем каналам (еще один канал находится в переходной зоне); поверхности дренажной полости нагружены давлением 5 МПа (это максимальное значение давления дренажа); поджатие распределителя и блока цилиндров обеспечивается пружиной с усилием 1,8 кН, прикладывается по всей площади контакта вдоль оси блока к распределителю; наружная кольцевая поверхность распределителя зафиксирована (контакт с крышкой и двумя штифтами);

3. Для соединения «Стальной – латунный распределители» гидронасоса ГСТ-112 (рис. 1, с): стальной распределитель жестко зафиксирован (контакт с задней крышкой гидронасоса), лишен шести степеней свободы; четыре отверстия в верхней части распределителя соответствуют линии всасывания, здесь приложена нагрузка 1,8 МПа; четыре отверстия в нижней части соответствуют линии нагнетания, приложена нагрузка в 27 МПа; другие поверхности стального распределителя нагружены давлением дренажной полости 0,25 МПа; латунный распределитель жестко связан с блоком цилиндров. В месте контакта торцевых



Р и с. 1. Геометрические модели распределительных пар: а) соединение «Блок цилиндров – распределитель» гидронасоса 313.3.112. Материалы: блок цилиндров – бронза БрО12; распределитель – сталь 38Х2МЮА; А – фиксация блока; В – давление всасывания, МПа; С – давление нагнетания, МПа; D – давление дренажа, МПа; E – контакт с центральным шипом; F – контакт с крышкой; G – контакт с поршнем; H – сила действия тарельчатых шайб, Н; б) соединение «Распределитель – напайка блока цилиндров» гидронасоса Sauer Danfoss 90R075. Материалы: распределитель – сталь инструментальная углеродистая по DIN C85W, аналог по ГОСТ 1435-99 сталь У9; напайка блока цилиндров – бронза оловянистая литейная по DIN GB-CuSn12Pb2Ni; А – давление нагнетания, МПа; В – давление всасывания, МПа; С – давление дренажной полости, МПа; D – усилие пружины, прижимающей распределитель, Н; E – фиксация распределителя; F – контакт с крышкой; в) соединение «Стальной – латунный распределители» гидронасоса ГСТ-112. Материалы: стальной распределитель – сталь Х12Ф1; латунный распределитель – латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1; А – давление в дренажной полости, МПа; В – контакт с блоком; С – контакт с задней крышкой; D – контакт с подшипником; E, G – давление в линии нагнетания, МПа; I – жесткая фиксация стального распределителя; J – давление в линии нагнетания, МПа; F – усилие прижатия распределителей пружиной, Н; H – контакт с кольцом

F i g. 1. The geometric model of the distribution of pairs: a) connection «Cylinder block – distributor» of the 313.3.112 hydraulic pump. Materials: cylinder block – bronze BrO12; distributor – steel 38Kh2MYuA; A – fixation of the cylinder; B – line pressure suction, MPa; C – pressure in the discharge line, MPa; D – drainage pressure, MPa; E – contact with central spike; F – contact with the back cover; G – contact with the piston; H – force from the plate-shaped shim, N; б) connection «Dispenser – solder the cylinder block» of Sauer Danfoss 90R075 hydraulic pump. Materials: distributor – carbon tool steel DIN C85W, analog according to GOST 1435-99 steel U9; solder the cylinder block – tin casting bronze DIN GB-CuSn12Pb2Ni; A – pressure in the discharge line, MPa; B – line pressure suction, MPa; C – drainage pressure, MPa; D – pressure force of the distributor spring, N; E – fixing the distributor; F – contact with rear cover; в) connection «Steel distributor – brass distributor» hydraulic pump GST-112. Materials: steel distributor – steel Kh12F1; brass distributor – brass LMtSKA-58-2-2-1-1; A – drainage pressure, MPa; B – contact with cylinder block; C – contact with the rear cover of the hydraulic pump; D – contact with tapered bearing; E, G – pressure in the discharge line, MPa; I – rigid fixation steel dispenser; J – pressure in the discharge line, MPa; F – contact force valve spring, N; H – ring contact

поверхностей распределителя и блока цилиндров сымитирован жесткий контакт; четыре отверстия верхней части распределителя нагружены давлением 1,8 МПа; для четырех нижних отверстий величина давления равна 27 МПа; остальные поверхности находятся в полости дренажа, к ним приложено давление 0,25 МПа; латунный распределитель при помощи пружины поджат к стальному распределителю с силой 1,726 кН. При расчете данного соединения использованы материалы как новых деталей, так и упрочненных методом электроискровой обработки (латунный распределитель упрочнен методом ЭИО в режимах, обеспечивающих максимальную твердость рабочей поверхности).

Определение значений действительных контактных напряжений проведено по критерию напряжений Мизеса, который основан на теории энергии формоизменения Мизес-Хенки (Mises-Hencky)⁹. В ней утверждается, что пластичный материал повреждается в тех местах, где напряжение становится равным предельному значению:

$$\sigma = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \leq [\sigma_0] \quad (4).$$

Момент исчерпания несущей способности контактной пары определяется условным пределом текучести σ_0 , при котором появляются первые остаточные деформации.

Закон распределения среднего значения напряжений, соответствующих максимальной длительно действующей эксплуатационной нагрузке, подчиняется нормальному закону с коэффициентом вариации $v \leq 1/3$. Следовательно, верхняя граница максимальной длительно действующей эксплуатационной нагрузки для соединения, отвечающей вероятности $p = 0,95$, находится из выражения:

$$\sigma_{zmax} = \bar{\sigma}_i + su_p,$$

где u_p – квантиль нормального распределения, отвечающий вероятности p ; s – стандартное отклонение давления.

Результаты исследования

В результате моделирования получены значения действительных контактных напряжений и длительно действующей эксплуатационной нагрузки σ_{zmax} в соединениях, перемещения и деформации в элементах, диаграммы напряжений на поверхностях распределительных пар агрегатов объемного гидропривода (табл. 1, рис. 2).

На диаграмме (рис. 2, а–b) отображаются напряжения в соединении «Блок цилиндров – распределитель» гидронасоса 313.3.112. Установлено, что зона *B* наибольших напряжений в блоке возникает на сферической поверхности в основном вокруг отверстий и имеет вид колец; значения напряжений находятся в интервале 31–69 МПа. В распределителе зоны *A* максимальных напряжений находятся в местах начала кольцевых щелей по обеим сторонам. Наибольшим нагрузкам подвержена область, расположенная со стороны нагнетания, что является причиной одностороннего износа сферических поверхностей, довольно часто встречающегося у снятых с эксплуатации агрегатов.

Для распределительной пары гидронасоса ГСТ-112 (рис. 2, с–d) происходит повышение напряжения в зоне, соответствующей нагнетанию. Для стального распределителя напряжения изменяются в диапазоне 20–47 МПа, для латунного распределителя – 40–93 МПа. Максимальные значения напряжений (зоны *A*, *B*) возникают вокруг овальных отверстий – 47 и 93 МПа соответственно. В зоне всасывания напряжения минимальны.

У распределителя гидронасоса Sauer Danfoss 90R075 (рис. 2, e) наибольшие значения в 55–68 МПа воз-

⁹ Там же.



**Значения действительных контактных напряжений
и длительно действующей эксплуатационной нагрузки**
Values of the real contact stresses and long-term current operational load

Распределительная пара / Distribution pair	Материал детали / Part material	Исследуемая поверхность / Tested surface	Среднее значение напряжений, МПа / The average value of stresses, MPa	σ_{zmax} / МПа / σ_{zmax} / MPa
«Блок цилиндров – распределитель» гидронасоса 313.3.112 / «Cylinder block – distributor» of 313.3.112 hydraulic pump	Бронза БрО12 / Bronze BrO12	Поверхность блока цилиндров / The surface of the block of cylinders	18,02	26,93
	Сталь 38Х2МЮА / Steel 38Kh2MYuA	Поверхность распределителя / The surface of the dispenser	15,78	
«Распределитель – напайка блока цилиндров» гидронасоса Sauer Danfoss 90R075 / «Dispenser – solder the block» of Sauer Danfoss 90R075 hydraulic pump	DIN C85W, аналог У9 / DIN C85W, analogue U9	Поверхность распределителя / The surface of the dispenser	18,14	27,12
	Бронза оловянистая DIN GB-CuSn12Pb2Ni / Tin bronze DIN GB-CuSn12Pb2Ni	Поверхность напайки блока цилиндров / The surface of the soldering block	16,39	
«Стальной – латунный распределители» гидронасоса ГСТ-112 / «Steel – brass valves» of GST-112 hydraulic pump	Сталь Х12Ф1 / Steel KH12F1	Поверхность стального распределителя / The surface of the steel dispenser	10,82	22,21
	Латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1 А / Brass LMtsSKA-58-2-2-1-1 А	Поверхность латунного распределителя / Surface of brass dispenser	14,86	

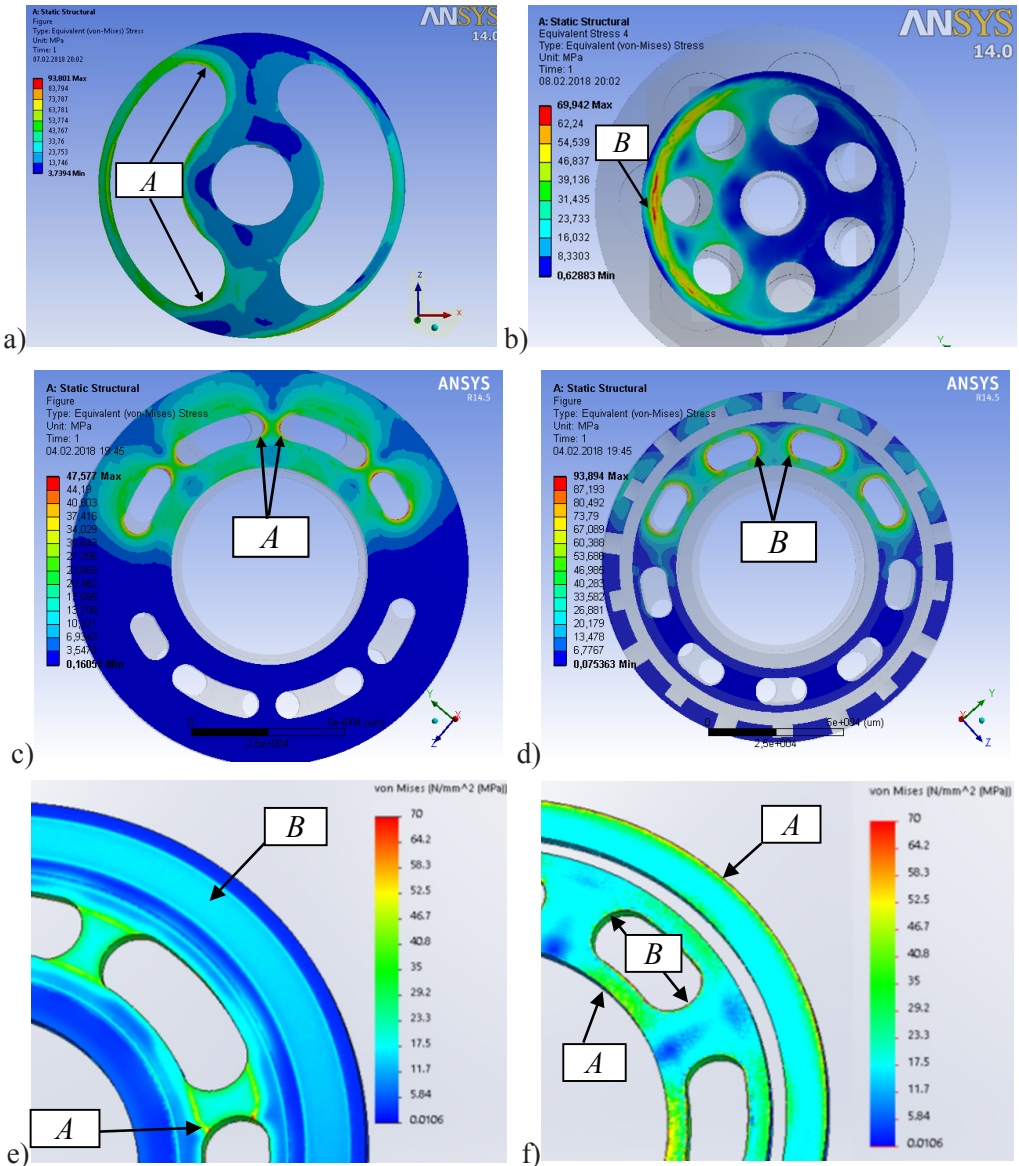
никают на перемычках окон по краям зоны *A*; отчетливо видны напряжения, возникающие в зоне *B* вдоль края распределителя (они имеют вид колец; значения напряжений находятся в диапазоне 17–22 МПа). Следует отметить возникновение кольцевых максимальных напряжений на поверхности напайки блока цилиндров по наружным и внутренним краям (зона *A*) и по внутренним краям вокруг окон (зона *B*). Как результат, на напайке блока цилиндров образуются завалы по краям (рис. 2, f).

Для бывших в эксплуатации агрегатов объемных гидроприводов были

проведены исследования топографии поверхности распределительной пары с помощью профилографа-профилометра английской фирмы «Тэйлор Хобсон» (рис. 3).

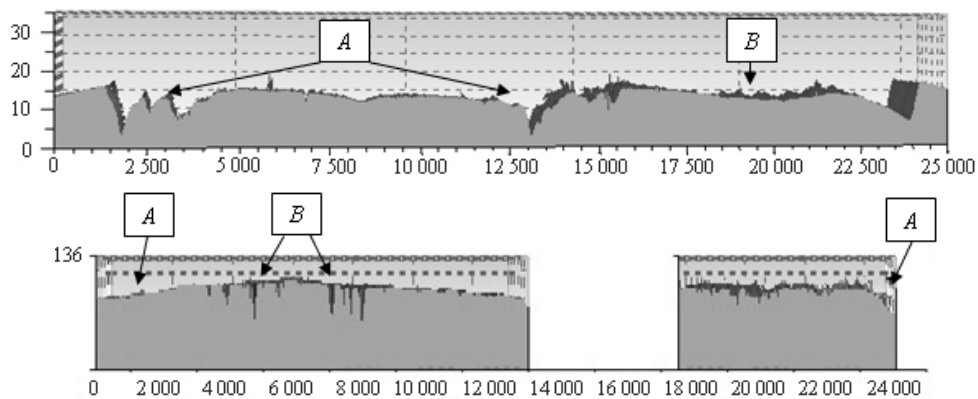
При сравнении профилограмм поверхностей распределителя и блока цилиндров с полученными диаграммами напряжений можно отметить, что области наибольших напряжений соответствуют местам максимального износа; это говорит о достоверности полученных результатов.

При моделировании напряженно-деформированного состояния для соединений с упрочненными поверх-



Р и с. 2. Диаграмма напряжений на поверхностях распределительных пар: распределителя (а) и блока цилиндров (б) гидронасоса 313.3.112; стального распределителя (с) и латунного распределителя (д) гидронасоса ГСТ-112; распределителя (е) и напайки блока цилиндров (ф) гидронасоса Sauer Danfoss 90R075; А, В – зоны с максимальными напряжениями

F i g. 2. Diagram of stresses on the surfaces of distribution pairs: distributor (a) and cylinder block (b) of 313.3.112 hydraulic pump; steel distributor (c) and brass distributor (d) of GST-112 hydraulic pump; distributor (e) and soldering cylinder block (f) of Sauer Danfoss 90R075 hydraulic pump; А, В – zone with maximum stresses



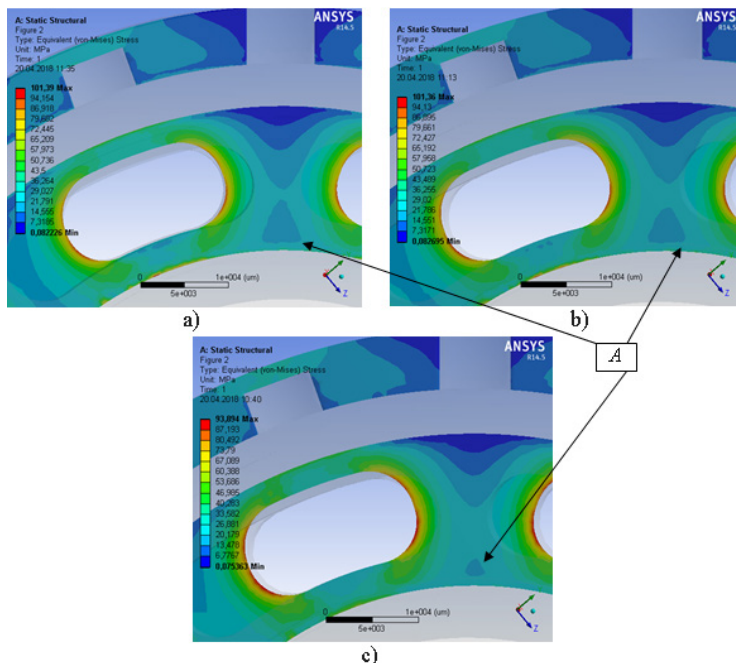
Р и с. 3. Профилотграммы поверхностей деталей гидронасоса Sauer Danfoss 90R075:
а) распределителя, б) напайки блока цилиндров

Fig. 3. The profilograms of surfaces of the parts of Sauer Danfoss 90R075 hydraulic pump:
a) rail, b) soldering of the cylinder block

ностями значения напряжений и эксплуатационной нагрузки изменяются (табл. 2, рис. 4).

Установлено, что средние значения контактных напряжений в соеди-

нениях, упрочненных методом ЭИО, в среднем на 1,4–9,4 % ниже, чем в эталонных. Площади зоны А контактных напряжений на рис. 4, а больше, чем аналогичные площади на рис. 4, б–с.



Р и с. 4. Участки латунных распределителей, упрочненных:
а) молибденом Mo ; б) латунью ЛМцСКА-58-2-2-1-1; в) эталонного

Fig. 4. Areas of hardened brass distributors:
a) molybdenum Mo ; b) brass LMtsSKA-58-2-2-1-1; c) reference

Значения контактных напряжений и эксплуатационной нагрузки в упрочненном методом ЭИО соединении «Стальной – латунный распределитель» гидронасоса ГСТ-112

The values of contact stresses and operating load in the reinforced by ESM connection «Steel-brass distributors» of GST-112 hydraulic pump

Распределительная пара / Distribution pair	Материал детали / Part material	Исследуемая поверхность / Tested surface	Среднее значение напряжений, МПа / The average value of stresses, MPa	σ_{zmax} , МПа / σ_{zmax} , MPa
«Стальной – латунный распределитель» гидронасоса ГСТ-112 / “Steel – brass dispenser” of GST-112 hydraulic pump	Сталь Х12Ф1 / Steel KH12F1	Поверхность стального распределителя (неупрочненная) / Surface of steel dispenser (not hardened)	11,32	20,19
	Латунь ЛМцСКА-58-2-2-1-1 А + ЭИО (Мо) / Brass LMtsSKA-58-2-2-1-1 A + Electrical discharge machining (Mo)	Поверхность латунного распределителя (упрочненная) / Surface of brass dispenser (hardened)	13,51	
	Сталь Х12Ф1 / Steel KH12F1	Поверхность стального распределителя (неупрочненная) / Surface of steel dispenser (not hardened)	11,27	21,43
	Латунь ЛМцСКА -58-2-2-1-1 А + ЭИО (ЛМцСКА-58-2-2-1-1 А) / Brass LMtsSKA-58-2-2-1-1 A + Electrical discharge machining (LMtsSKA-58-2-2-1-1 A)	Поверхность латунного распределителя (упрочненная) / Surface of brass dispenser (hardened)	14,34	

Это приводит к снижению средних напряжений на упрочненной поверхности латунного распределителя. В свою очередь, упрочнение молибденом приводит к серьезному снижению средних напряжений. Максимальные напряжения при упрочнении увеличиваются; для латунных распределителей это увеличение составляет 7 МПа, для стальных – 0,2 МПа.

Полученные результаты подтверждают предположение о том, что в процессе ЭИО происходит перераспределение напряжений по поверхности контактной пары, т. е. площади зон с большими значениями контактных напряжений становятся меньше, что приводит к снижению значений сред-

них контактных напряжений, а следовательно, и эксплуатационной нагрузки в соединениях.

Обсуждение и заключение

Проведенное исследование позволило смоделировать напряженно-деформированное состояние в новых и упрочненных распределительных парах агрегатов объемного гидропривода в эксплуатационных условиях, а также предложить пути повышения его долговечности.

Установлено, что:

1. Для повышения износостойкости ресурсолимитирующего соединения и, как следствие, долговечности агрегатов объемного гидропривода необходимо обеспечить в распределительных



парах максимальную удельную нагрузку (несущую способность) $P_{\text{мп}}$ бóльшую, чем максимальная длительно действующая эксплуатационная нагрузка $\sigma_{z \text{ max}}$:

$P_{\text{мп}} \geq 26,93$ МПа – для гидронасоса 313.3.112;

$P_{\text{мп}} \geq 22,21$ МПа – для гидронасоса ГСТ-112;

$P_{\text{мп}} \geq 27,12$ МПа – для гидронасоса Sauer Danfoss 90R075.

2. В процессе ЭИО происходит снижение средних значений контактных

напряжений и уменьшение максимальной длительно действующей эксплуатационной нагрузки в соединениях.

Полученные результаты являются определяющими при выборе способа технологического воздействия на рабочие поверхности ресурсолимитирующих соединений агрегатов объемного гидропривода. Для решения данной задачи предлагается создавать покрытия с высокими триботехническими свойствами методом ЭИО.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Новая технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин / П. В. Сенин [и др.] // Сельский механизатор. 2016. № 9. С. 30–33. URL: http://selmech.msk.ru/916.html#_Новая_технология_ремонта
2. Пузанов А. В. Гидромеханический анализ ходовой части аксиально-поршневой гидромашин // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. № 4 (52). С. 161–169. URL: <https://academuspub.com/ru/nauka/article/14363/view>
3. Величко С. А. Ремонт агрегатов машин с восстановлением показателей безотказности и долговечности на уровне нового изделия // Труды ГОСНИТИ. 2013. № 111. С. 19–23. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=18956289>
4. Analysis of electric pulsed processes in electrospark treatment of metallic surfaces in a gas medium / V. I. Ivanov [et al.] // Welding International. 2017. № 4. P. 312–319. DOI: <https://doi.org/10.1080/09507116.2016.1257244>
5. Ivantysynova M., Baker J. Power loss in the lubricating gap between cylinder block and valve plate of swash plate type axial piston machines // International Journal of Fluid Power. 2009. Vol. 10, Issue 2. P. 29–43. DOI: <https://doi.org/10.1080/14399776.2009.10780976>
6. Rebel J., Grätz U. Modellierung der Druckumsteuerung in einer Axialkolbenpumpe // Ölhydraulik und Pneumatik. 2001. Vol. 45, no. 4. P. 240–245. URL: <https://www.tib.eu/en/search/id/tema%3ATEMA20010500668/Modellierung-der-Druckumsteuerung-in-einer-Axialkolbenpumpe/#documentinfo>
7. Дородов П. В., Гусева Н. В. Совершенствование установки для исследования напряженно-деформированного состояния в плоских прозрачных моделях деталей сельскохозяйственной техники // Техника и оборудование для села. 2015. № 4. С. 10–13.
8. Даршт Я. А., Холкин И. Н. Исследование гидростатической опоры аксиально-поршневой насоса // Автоматизация и современные технологии. 2012. № 5. С. 20–25. URL: <http://www.mashin.ru/files/2012/05-2012.pdf>
9. Холкин И. Н., Пузанов А. В. Моделирование рабочих процессов аксиально-плунжерных гидромашин как часть методики виртуальной разработки и сопровождения изделий // САПР и графика. 2006. № 6. С. 84–88. URL: <https://sapr.ru/article/15934>
10. Анализ математических моделей и методов исследования напряженно-деформированного состояния многослойных конструкций / И. А. Донкова [и др.] // В мире научных открытий. 2015. № 4-1 (64). С. 515–525. URL: <http://journal-s.org/index.php/vmno/article/view/5972>
11. Deeken M. Simulation der Umsteuergeometrie von Schrägscheibeneinheiten mit Hilfe gangiger CAE-Tools // Ölhydraulik und Pneumatik. 2002. Vol. 46, no. 6. P. 374–377. URL: <http://publications.rwth-aachen.de/record/158556>

12. Пузанов А. В. Анализ гидромеханики распределительного узла аксиально-плунжерной гидромашин // Инженерный вестник. 2016. № 2. С. 5–8. URL: <http://engsi.ru/doc/834744.html>
13. Моделирование нагрузок в качающихся узлах регулируемых аксиально-поршневых гидромашин / А. П. Сенин [и др.] // Труды ГОСНИТИ. 2012. Т. 110, № 1. С. 148–153. URL: https://elibrary.ru/download/elibrary_21129849_20638558.pdf
14. Zhang J., Chao Q., Xu B. Analysis of the cylinder block tilting inertia moment and its effect on the performance of high-speed electro-hydrostatic actuator pumps of aircraft // Chinese Journal of Aeronautics. 2017. Vol. 31, Issue 1. P. 169–177. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2017.02.010>
15. Klein A., Grätz U., Schindler U. Hydraulikkreislauf, Elektromagnet und 3D-Mechanik in einem Modell. Ölhydraulik und Pneumatik. 2003. Vol. 47, Issue 3. P. 148–152.

Поступила 28.05.2018; принята к публикации 01.08.2018; опубликована онлайн 28.12.2018

Об авторах:

Ионов Павел Александрович, профессор кафедры технического сервиса машин, ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68/1), кандидат технических наук, ResearcherID: S-7146-2018, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9794-0071>, resurs-ime@yandex.ru

Сенин Петр Васильевич, заведующий кафедрой технического сервиса машин, ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68/1), доктор технических наук, ResearcherID: H-1219-2016, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, senin53@mail.ru

Столяров Алексей Владимирович, доцент кафедры технического сервиса машин, ФГБОУ ВО «МГУ им. Н. П. Огарёва» (430005, Россия, г. Саранск, ул. Большевикская, д. 68/1), кандидат технических наук, ORCID: ResearcherID: G-8460-2016, <http://orcid.org/0000-0001-5898-0150>, cabto@mail.ru

Заявленный вклад соавторов:

П. А. Ионов – формирование концепции исследования, анализ и интерпретация результатов процесса моделирования; П. В. Сенин – научное руководство, доработка текста; А. В. Столяров – разработка методики и проведение исследования, подготовка и первичный анализ литературных данных, верстка и редактирование текста.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

REFERENCES

1. Senin P. V., Ionov P. A., Stolyarov A. V., Zemskov A. M., Piyanzov S. V. New repair technology variable displacement axial piston hydraulic machines. *Selskiy mekhanizator* = Rural Machinist. 2016; 9:30–33. Available at: http://selmech.msk.ru/916.html#_Новая_технология_ремонта (In Russ.)
2. Puzanov A. V. Hydro-mechanical analysis of the chassis axial-piston hydraulic machine. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = Bryansk State Technical University Bulletin. 2016; 4(52):161–169. Available at: <https://academuspublish.com/ru/nauka/article/14363/view> (In Russ.)
3. Velichko S. A. Repair of aggregates of machines with restoration of indicators of reliability and durability at the level of a new product. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2013; 111:19–23. Available at: <https://elibrary.ru/item.asp?id=18956289> (In Russ.)
4. Ivanov V. I., Solovev S. A., Velichko S. A., Ignatkov D. A. Analysis of electric pulsed processes in electrospark treatment of metallic surfaces in a gas medium. *Welding International*. 2017; 4:312–319. DOI: <https://doi.org/10.1080/09507116.2016.1257244>
5. Ivantysynova M., Baker J. Power loss in the lubricating gap between cylinder block and valve plate of swash plate type axial piston machines. *International Journal of Fluid Power*. 2009; 10(2):29–43. Available at: <https://doi.org/10.1080/14399776.2009.10780976>
6. Rébel J., Grätz U. Modellierung der Druckumsteuerung in einer Axialkolbenpumpe. *Ölhydraulik und Pneumatik*. 2001; 45(4):240–245. Available at: <https://www.tib.eu/en/search/id/tema/%3ATEMA20010500668/Modellierung-der-Druckumsteuerung-in-einer-Axialkolbenpumpe/#documentinfo> (In Ger.)



7. Dorodov P. V., Guseva N. V. Improvement of the installation for investigation of stress-strain state in flat transparent models of parts of agricultural machinery. *Tekhnika i oborudovaniye dlya sela* = Machinery and Equipment for the Village. 2015; 4:10–13. (In Russ.)

8. Darst J. A., Kholkin I. N. The study supports the hydrostatic axial piston pump. *Avtomatizatsiya i sovremennye tekhnologii* = Automation and Modern Technology. 2012; 5:20–25. Available at: <http://www.mashin.ru/files/2012/05-2012.pdf> (In Russ.)

9. Holkin I. N., Puzanov A. V. Modeling of working processes of axial-plunger hydraulic machines as part of the method of virtual development and maintenance of products. *CAD and Graphics*. 2006; 6:84–88. Available at: <https://sapr.ru/article/15934> (In Russ.)

10. Donkova I. A., Gavrilova N. M., Stupnikov A. A., Platonenko Yu. A. Analysis of mathematical models and methods for the study of stress-strain state of multilayered structures. *V mire nauchnykh otkrytiy* = In the World of Scientific Discoveries. 2015; 4-1(64):515–525. Available at: <http://journal-s.org/index.php/vmno/article/view/5972> (In Russ.)

11. Deeken M. Simulation der Umsteuergeometrie von Schrägscheibeneinheiten mit Hilfe gangiger CAE-Tools. *Ölhydraulik und Pneumatik*. 2002; 46(6):374–377. Available at: <http://publications.rwth-aachen.de/record/158556> (In Ger.)

12. Puzanov A. V. The analysis of the hydro-mechanics of the distribution node of the axial-plunger hydraulic machine. *Inzhenernyy vestnik* = Engineering Bulletin. 2016; 2:5–8. Available at: <http://engsi.ru/doc/834744.html> (In Russ.)

13. Senin A. P., Burumkulov F. H., Ionov P. A., Stolyarov A. V. Modeling of the loads in the pumping nodes, variable displacement axial piston hydraulic machines. *Trudy GOSNITI* = Works of GOSNITI. 2012; 110(1):148–153. Available at: https://elibrary.ru/download/elibrary_21129849_20638558.pdf (In Russ.)

14. Zhang J., Chao Q., Xu B. Analysis of the cylinder block tilting inertia moment and its effect on the performance of high-speed electro-hydrostatic actuator pumps of aircraft. *Chinese Journal of Aeronautics*. 2017; 31(1):169–177. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cja.2017.02.010>

15. Klein A., Grätz U., Schindler U. Hydraulikkreislauf, Elektromagnet und 3D-Mechanik in einem Modell. *Ölhydraulik und Pneumatik*. 2003; 47(3):148–152. (In Ger.)

Received 28.05.2018; revised 01.08.2018; published online 28.12.2018

About authors:

Pavel A. Ionov, Professor, Chair of Technical Service of Machines, National Research Mordovia State University (68/1 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), ResearcherID: S-7146-2018, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9794-0071>, resurs-ime@yandex.ru

Petr V. Senin, Head, Chair of Technical Service of Machines, National Research Mordovia State University (68/1 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), D.Sc. (Engineering), ResearcherID: H-1219-2016, ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-3400-7780>, senin53@mail.ru

Aleksey V. Stolyarov, Associate Professor, Chair of Technical Service of Machines, National Research Mordovia State University (68/1 Bolshevistskaya St., Saransk 430005, Russia), Ph.D. (Engineering), ResearcherID: G-8460-2016, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-5898-0150>, cabto@mail.ru

Contribution of the authors:

P. A. Ionov – formulation of the study concept, analysis and interpretation of the results of the modeling process; P. V. Senin – scientific supervision, revision of the final text; A. V. Stolyarov – development of methodology and conducting of research, initial analysis of literature data, word processing and editing the text.

All authors have read and approved the final version of the paper.