УДК 53.082.13

# ИССЛЕДОВАНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ МЕТОДАМИ ИНСТРУМЕНТАЛЬНОГО КОНТРОЛЯ

**Столяров А.В., Червяков С.В., Киселев Д.Н.**

*ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарёва», Саранск, e-mail: cabto@mail.ru*

Сегодня аксиально-поршневые гидромашины являются наиболее распространенными в мобильной технике, они по сравнению с другими поршневыми гидромашинами, отличаются компактностью и меньшей массой. Однако их ресурс в условиях эксплуатации составляет не более 3000 моточасов, а доля отказов из-за износов в паре «распределитель – блок цилиндров» составляет более 93 %. Поэтому исследование причин износов в паре «распределитель – блок цилиндров» является актуальной задачей. Для этого могут быть использованы как классические методики инструментального контроля (например: профилографы-профилометры для определения глубины износа), так и прогрессивный метод конечных элементов (для определения напряженно-деформированного состояния). В настоящее время исследованием напряженно-деформированного состояния различных деталей занимается достаточно большое количество авторов. Проведение данных исследований позволяет определить места, которые будут подвергаться наибольшим нагрузкам, установить значение критерия Мизеса – Хенки и значения максимальной несущей способности исследуемых поверхностей. В дальнейшем полученные данные позволяют предложить методы восстановления изношенных деталей или выбрать пути повышения износостойкости и долговечности соединений. Для подтверждения достоверности данных по напряженно-деформированному состоянию полученных методом математического моделирования в программном комплексе Ansys для распределителя и блока цилиндров аксиально-поршневого насоса 313.3.112, они сравнивались с данными, полученными методом инструментального контроля при помощи профилографа-профилометра «Тэйлор Хобсон». Полученные в результате данные показывают соответствие получаемых картин контактных напряжений и мест износов на исследуемых поверхностях распределителя и блока цилиндров аксиально-поршневых гидронасосов 313.3.112.

**Ключевые слова: износ, качающий узел, моделирование, метод конечных элементов, контактные напряжения, пара трения**

# STUDYING THE RELIABILITY OF MATHEMATICAL MODELING BY METHODS OF INSTRUMENTAL CONTROL

**Stolyarov A.V., Chervyakov S.V., Kiselev D.N.**

*National Research Mordovia State University, Saransk, e-mail: cabto@mail.ru*

Today, axial-piston hydraulic machines are the most common in mobile technology, compared with other piston hydraulic machines, they are compact and less mass. However, their service life under operating conditions is no more than 3,000 hours, and the share of failures due to wear in the «distributor – cylinder block» pair is more than 93 %. Therefore, the study of the causes of wear in the pair «distributor – cylinder block» is an urgent task. For this, both classical instrumental control methods (for example: profilographs-profilometers for determining the depth of wear) and the progressive finite element method (for determining the stress-strain state) can be used. At present, quite a large number of authors are engaged in the study of the stress-strain state of various parts. Conducting these studies allows to determine the places that will be subjected to the greatest loads, to establish the value of the von Mises-Henki criterion and the values of the maximum bearing capacity of the surfaces under study. In the future, the data allow us to suggest methods for restoring worn parts or to choose ways to improve the wear resistance and durability of joints. To confirm the reliability of the data on the stress-strain state obtained by the method of mathematical modeling in the Ansys software package for the distributor and cylinder block of an axial-piston pump 313.3.112 were compared with data obtained by the method of instrumental control using a Taylor Hobson profilometer. The resulting data shows the correspondence of the obtained patterns of contact stresses and places of wear on the studied surfaces of the distributor and the cylinder block of axial-piston hydraulic pumps 313.3.112.

**Keywords: resource, wear, pumping unit, modeling, finite element method, contact stresses, friction pair**

Исследование технического состояния агрегатов, снятых с эксплуатации, позволяет разрабатывать методики проведения ремонтных операций для восстановления деталей, а проведение инструментальных исследований износов рабочих поверхностей способствует определению технологии ремонта, которую можно применить. Однако на сегодняшний момент данные методики выбора ремонтных воздействий все еще занимают продолжительное время. Для того чтобы снизить время проведения натурных исследований, в настоящее время используют математическое моделирование методом конечных элементов, в частности его можно применить для определения напряженно-деформированного состояния ресурсоопределяющих соединений. Для аксиально-поршневых гидромашин, выбранных нами для проведения исследований, таковым соединением является пара «распределитель – блок цилиндров» [1–3]. Исследование ее напряженно-деформированного состояния и сравнение полученных

данных с результатами инструментального контроля позволит, на наш взгляд, подтвердить достоверность получаемых данных и использовать в дальнейшем результаты моделирования как наиболее быстрый способ определения мест, наиболее подверженных износу.

Современные методы математического моделирования с использованием программных средств, как показывают исследования [4–6] используются сегодня для исследований гидроаппаратуры и в частности для аксиально-поршневых гидронасосов различных марок. Данные исследования направлены на определение несущей способности пар трения, что позволяет в будущем выбирать методы проведения ремонтных воздействий. Это позволяет ускорить процесс разработки технологий ремонта агрегатов, ведь на сегодня выход из строя гидронасосов занимает одно из первых мест по отказам в мобильной технике.

Однако работ, которые были бы посвящены исследованиям достоверности результатов математического моделирования напряженно-деформированного состояния, в настоящий момент практически нет. В связи с этим целью нашей работы стало подтверждение результатов моделирования контактных напряжений в паре «распределитель – блок цилиндров» при помощи профилографирования изношенных поверхностей данного соединения и сравнения полученных результатов.

## Материалы и методы исследования

Для проведения исследований напряженно-деформированного состояния было взято соединение распределителя с блоком цилиндров (рис. 1).

Рассматриваемая геометрическая модель нагружена следующим образом: поверхность полости высокого давления А нагружена давлением в 20 МПа, что соответствует номинальному режиму работы). Поверхность полости всасывания Б нагружалась давлением 0,08 МПа. Поверхности дренажной полости С нагружались давлением 0,2 МПа (максимальное значение давления дренажа). Поджатие распределителя к блоку цилиндров Д осуществляется пружинным контактом с усилием 80 Н, направлена вдоль оси блока цилиндров к распределителю. Блок цилиндров жестко зафиксирован Е, кроме вращения вокруг своей оси. Момент от вала насоса передается поршнями на блок и составляет 356 Нм, распределяется он равномерно между поршнями.

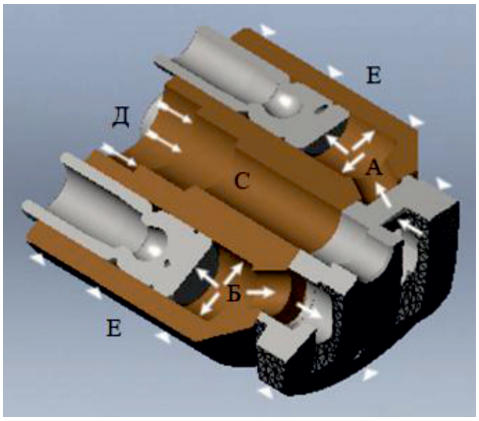
В дальнейшем созданы контакты: сферическая поверхность блока цилиндров – распределитель, поршень – блок цилиндров.

Следующий этап моделирования разбиение на элементы в следующем порядке: предварительная установка параметров сетки, запуск создания сетки, доработка сгенерированной сетки, проверка сетки на вырожденные элементы.

Сетка создана из элементов типа тетраэдр.

Сетка элементов поршня и блока цилиндров после создания была доработана, в результате на днище поршня и в отверстии блока цилиндров создана сетка высокого качества с уплотнениями, ее свойства представлены в табл. 1.

*а)*




*б)*

*Рис. 1. Геометрическая модель «распределитель – блок цилиндров» гидронасоса 313.3.112: а) сетка элементов, б) нагрузки*

В дальнейшем проводились расчеты, результаты которых представлены в следующем пункте.

Для проведения инструментального контроля поверхностей распределителя и блока цилиндров использовался профилограф-профилометр «Тэйлор Хобсон». Технические характеристики профилографа-профилометра представлены в табл. 2.

Марки щупов, которыми проводились измерения, и их геометрические параметры представлены в табл. 3.

Выбор щупа для измерения производится таким образом, чтобы ножка щупа точно копировала профиль поверхности, воспринимая все микронеровности.

Для определения площади и объема износа распределителя и блока цилиндров пары было проведено профилографирование поверхности.

Замер объема износа для распределителя проводился по поверхности контактирующей с блоком цилиндров в двух сечениях (перемычки между областью всасывания и нагнетания), поверхностная площадь получаемых данных составляла 4x19,1 = 76,4 мм$^2$.

Для блока цилиндров замер объема износа проводился по поверхности контактирующей с распределителем, проводился также в двух сечениях противоположных друг другу, площадью 2x18 = 36 мм$^2$.

## Результаты исследования и их обсуждение

В результате расчетов напряженно-деформированного состояния распределяя и блока цилиндров гидронасоса 313.3.112 были получены различные значения напряжений, перемещения в элементах деталей и деформации (табл. 4), так же получены графические файлы со средними значениями напряженний на исследуемых поверхностях (рис. 3).

**Таблица 1**

Свойства сетки конечных элементов пары распределитель – блок цилиндров

| Тип | Сетка на твердом теле |
|---|---|
| Разбиение | Стандартное с корректировкой |
| Значение фактора плотности | Мелкая сетка |
| Фактор плотности сетки | +90 |
| Максимальный размер элемента | 3,5 mm |
| Сглаживание | Высокое качество |
| Преобразование сетки | Медленное |
| Центр диапазона углов | От 36 до 12 градусов |
| Количество элементов | 186376 |
| Количество узлов | 271282 |

**Таблица 2**

Характеристики профилографа-профилометра

| Элемент профилографа-профилометра | Значение технических параметров |
|---|---|
| Индуктивный датчик | Разрешение – 16 нм;<br>Диапазон – 1,040 мм |
| Ходовая каретка | Диапазон перемещения – 0–120 мм;<br>Разрешение – 0,125 мкм;<br>Минимальное движение – 50 мкм;<br>Длина пускового периода – 0,30 мм |
| Моторизированная стойка | Диапазон перемещения – 0–450 мм;<br>Разрешение – 1,2537 мкм;<br>Минимальное движение – 30 мкм |

**Таблица 3**

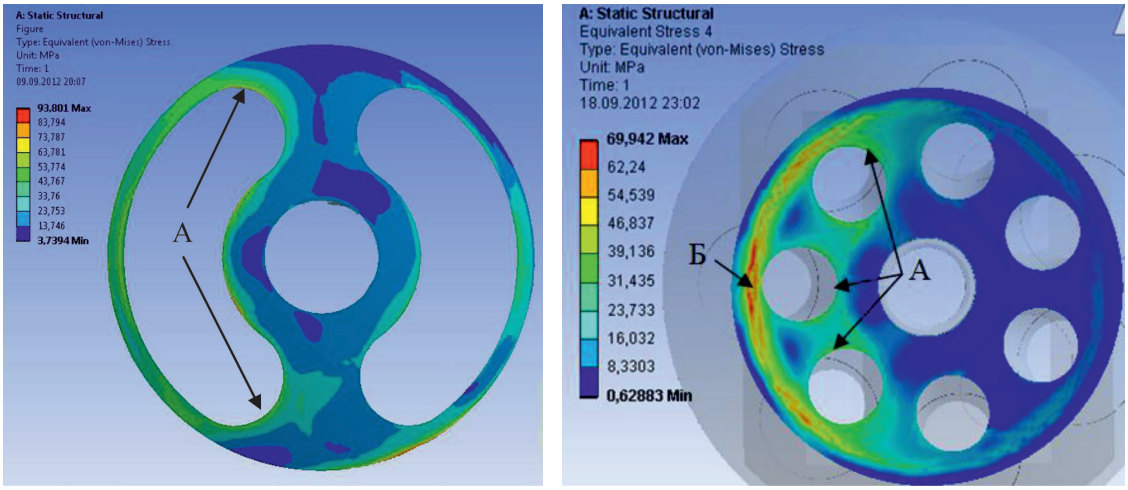
Технические характеристики щупов

| Марка щупа | *r*, мкм | α | *L*, мм |
|---|---|---|---|
| 112/2009 | 2 | $90^0$ | 11 |
| 112/2011 | 2 | $90^0$ | 16 |

**Таблица 4**

Значения напряжений на поверхностях, МПа

| Исследуемая деталь | Значение напряжения | | |
|---|---|---|---|
| | Минимальное | Среднее | Максимальное |
| Распределитель | 3,74 | 15,7 | 93,80 |
| Блок цилиндров | 3,14 | 18,0 | 69,55 |




*а)* *б)*

*Рис. 2. Графическое отображение напряжений на поверхности распределителя (а), на поверхности блока цилиндров (б)*

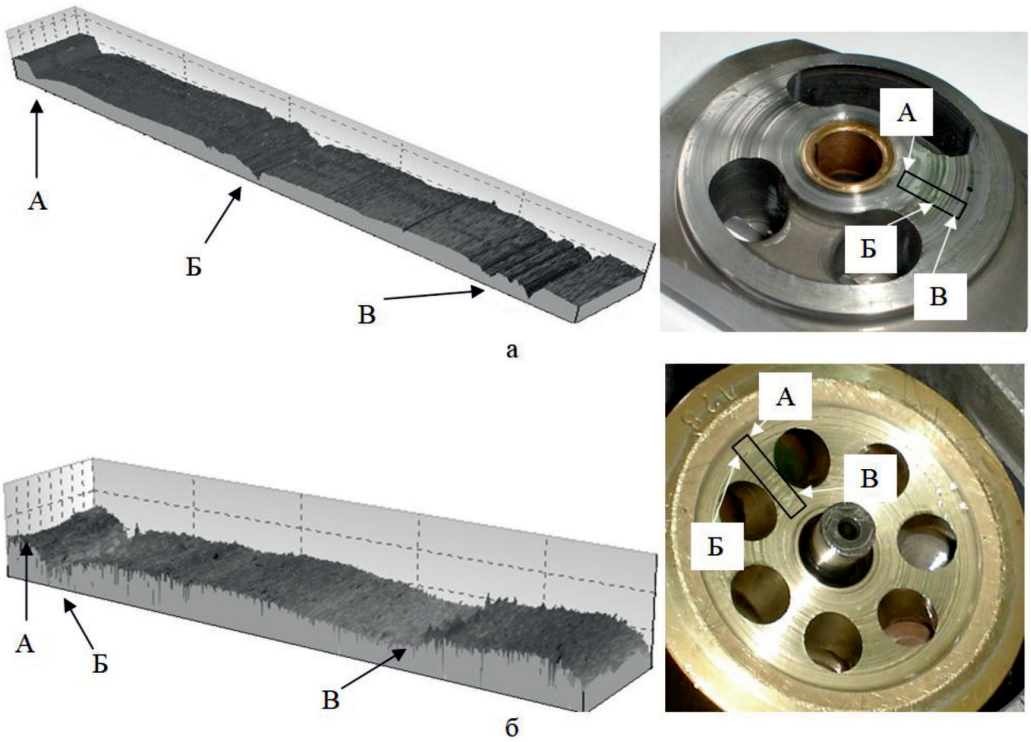



*Рис. 3. Топография и изношенная поверхность: а) распределителя, б) напайки блока цилиндров*

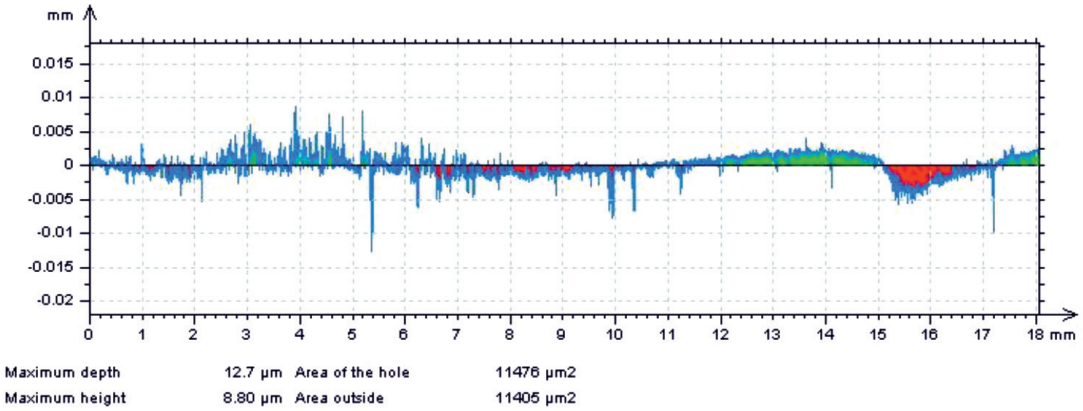



*Рис. 4. Профилограмма блока цилиндров*

При проведении анализа рис. 2 видно, что наибольшие напряжения на поверхности распределителя сосредоточены вокруг полости нагнетания А по краям (максимальные значения составляют 32–43 МПа). Для поверхности блока цилиндров возникновение максимальных напряжений происходит напротив зоны нагнетания распределителя по краям окон А (здесь значения находятся в пределах 23,7–31,4 МПа), а максимальные напряжения возникают по кольцевой линии, проходящей вдоль наружной поверхности блока, также находящейся напротив зоны нагнетания (полость Б, значение напряжения 69,9 МПа).

Топография поверхностей, исследуемых методом конечных элементов, показана на рис. 3.

При обработке топографических данных профили сфер были выровнены для более наглядного представления износов.

На рис. 3, а, хорошо виден профиль износа распределителя: он состоит из нескольких площадок с углублениями А, Б, В до 10–25 мкм. На рис. 4, а, также представлен сам распределитель, отметим что края кольцевого канала (А) завалены внутрь. Черным прямоугольником выделена площадка топографирования и обозначены места углублений А, Б и В. Зоны провалов Б и В соответствуют местам на диаграмме напряжений со значениями 43–52 МПа (рис. 2, а).

Профиль изображенный на рис. 3, б, соответствует блоку цилиндров, наибольшие износы всей поверхности составили более 1 мм (отчетливо видно кольцо износа от распределителя), а глубина максимальных износов по профилю поверхности составила 21 мкм (рис. 4). Углубления Б и В соответствуют зонам с наибольшими напряжениями, обозначенными на рис. 2, б, индексом А.

## Выводы

Анализ результатов моделирования пары «распределитель – блок цилиндров», проведенный методом конечных элементов, показал наличие зон максимальных напряжений в местах контакта деталей друг с другом в зоне нагнетания.

Анализ же поверхностей деталей на профилографе-профилометре с получением топографии показал что наибольшие износы поверхностей возникают в местах зон соответствующих максимальным значениям напряжений.

Таким образом, проведенные исследования и сравнение полученных данных с результатами инструментального контроля позволили подтвердить достоверность получаемых данных, что делает возможным их использование для определения мест, наиболее подверженных износу.

## Список литературы

1. Сенин А.П. Технология ремонта регулируемых аксиально-поршневых гидромашин восстановлением ресурсолимитирующих соединений: автореф. дис. … канд. техн. наук. Саранск, 2012. 16 с.

2. Сенин А.П., Бурумкулов Ф.Х., Ионов П.А., Столяров А.В. Моделирование нагрузок в качающих узлах регулируемых аксиально-поршневых гидромашин // Труды ГОСНИТИ. 2012. Т. 110. № 1. С. 148–153.

3. Сенин П.В., Земсков А.М., Столяров А.В. Моделирование нагрузок в соединениях объемного гидропривода // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 8. С. 43–45.

4. Даршт Я.А., Холкин И.Н. Исследование гидростатической опоры аксиально-поршневого насоса // Автоматизация и современные технологии. 2012. № 5. С. 20–25.

5. Wegner S., Loschner F., Gels S., Murrenhoff H. Validation of the physical effect implementation in a simulation model for the cylinder block/valve plate contact supported by experimental investigations. In: The 10th International Fluid Power Conference, 10. IFK. 2016. No. 1. P. 269–282.

6. Пузанов А.В. Анализ гидромеханики распределительного узла аксиально-плунжерной гидромашины // Инженерный вестник. 2016. № 2. С. 5–8.