

УДК 65.011.56: 62-82

А. В. ПУЗАНОВ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ AUTODESK SIMULATION MULTIPHYSICS ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПОЛЕЙ ТЕМПЕРАТУР, НАПРЯЖЕНИЙ И ДЕФОРМАЦИЙ В КОНСТРУКЦИИ ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

ОАО «Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматики»

Шестеренные насосы наиболее распространенный тип гидромашин. Они используются в различных отраслях: в нефтегазовой и перерабатывающей промышленности, в станкостроении, в мобильной военной, дорожно-строительной и сельскохозяйственной технике. Необходимость обеспечения работоспособности гидромашин для мобильной техники в широком климатическом диапазоне требует повышения точности методик расчета при проектировании их элементов. В статье приведены результаты моделирования полей температур и вызванных ими напряжений и деформаций. Полученные результаты позволили обосновать конструктивные и технологические решения, обеспечивающие повышение работоспособности гидромашин при критических значениях температур окружающей среды.

Ключевые слова: гидромашин, шестеренные насосы, моделирование, поля температур.

Введение

Среди устройств генерации гидравлической энергии насосы и гидромоторы шестеренного типа занимают лидирующие позиции, что обусловлено простотой, высокой надежностью и ремонтпригодностью их конструкции. Однако данный тип гидромашин имеет и ряд известных проблем: резкое снижение надежности работы при эксплуатации на морозе; заклинивание при высоких температурах [1, 2].

Принимая во внимание, что обычно данный тип насосов используется в мобильной технике в различных климатических зонах, в том числе для прогрева гидросистемы до температуры штатной работы гидрооборудования, обеспечивающей оптимальное значение вязкости рабочей жидкости, анализ воздействия перепада температур на работоспособность гидромашин шестеренного типа при их проектировании, становится актуальной научно-технической задачей.

Наиболее популярным решением обозначенных проблем является увеличение зазоров между сопряженными деталями. Однако, это решение приводит к увеличению перетечек рабочей жидкости из напорной во всасывающую магистраль, а, следовательно, к снижению гидравлического КПД [3]. Таким обра-

зом, для обеспечения заданной в техническом задании (ТЗ) мощности гидромашин необходимо увеличение либо скорости вращения приводного вала, либо габаритов качающего узла. Кроме того, наличие перетечек рабочей жидкости ограничивает максимальное давление, достижимое насосом (или крутящего момента – для мотора). Поскольку обычно механический привод вращения осуществляется непосредственно от двигателя внутреннего сгорания, а относительная скорость вращения ограничена материалом пар трения, то решение проблемы форсирования мощности сводится к увеличению габаритов гидромашин.

С уменьшением зазоров возрастает вероятность заклинивания подвижных частей при повышении температуры вследствие линейного расширения используемых разнородных материалов [4], а также из-за снижения вязкости и несущей способности рабочей жидкости (силы реакции гидростатического подшипника).

Поиск оптимальных значений зазоров, внесение и расположение специальных конструктивных элементов для снятия температурных деформаций возможно либо проведением натурной доработки, либо посредством использования средств компьютерного моделирования. Для решения обозначенных выше про-

блем необходим анализ полей скоростей и давления рабочей жидкости, тепловых деформаций деталей, их кинематики и контактной прочности. Решение этих задач в связанной постановке возможно посредством использования современного программного обеспечения для проведения мультидисциплинарного (мультифизического) анализа. На сегодняшний день на рынке программного обеспечения представлены несколько комплексов, имеющих различные области применения, спектр решаемых задач и ценовой диапазон [5–7]:

- ANSYS – универсальный программный комплекс конечно-элементного (КЭ) анализа линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твердого тела и механики конструкций, задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики, междисциплинарного связанного анализа и оптимизации на основе всех выше приведенных типов анализа.

- DS. Simulia (ABAQUS) – программный комплекс для прочностного конечно-элементного анализа сложных линейных и нелинейных инженерных задач.

- ADINA – программный комплекс для междисциплинарного анализа конструкций и гидродинамики (линейный и высоконелинейный анализ конструкций; тепловой анализ; гидродинамика; взаимодействие потоков с конструкциями).

- MSC.MARC – мировой стандарт КЭ-систем для нелинейного конечно-элементного анализа больших реальных задач. Программный комплекс междисциплинарного анализа: статический и динамический анализ, механика разрушений, автоматический контакт, комплексный тепловой и теплопрочностной анализ и связанные задачи жидкости и конструкции.

- Autodesk Simulation Multiphysics (Algor) – основная разработка Autodesk в области анализа цифрового прототипа изделия. Поддерживает прямой импорт геометрии и ассоциативный обмен данными из Autodesk Inventor. Включает типы расчетов: статические напряжения и линейная динамика; статическая и динамическая прочность; комбинированный прочностной и кинематический анализ; моделирование динамики многомассовых систем с поддержкой крупномасштабного движения и боль-

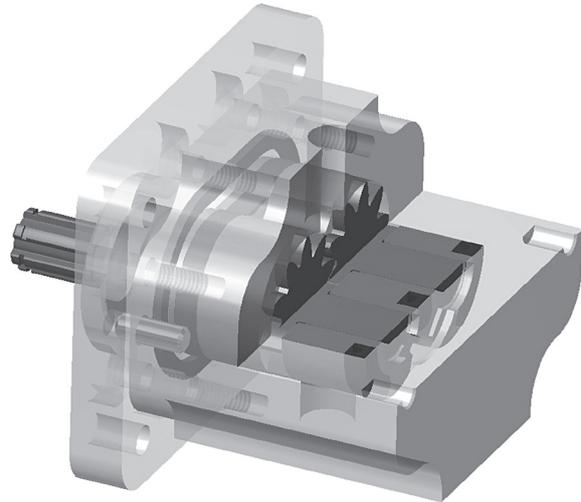


Рис. 1. Модель гидромашины шестеренного типа

ших деформаций с учетом их контактного взаимодействия; электростатика; вычислительная гидродинамика; теплоперенос и теплопередача, моделирование комплексных физических процессов.

Принимая во внимание факт базового средства разработки геометрии модели в конструкторских подразделениях – Autodesk Inventor, для анализа устойчивости конструкций шестеренных насосов (НШ) к воздействию температуры (согласно требованиям ГОСТ 30630.2.1-2013) нами был использован Autodesk Simulation Multiphysics, который с 2015 года поставляется в виде двух отдельных программных комплексов: Autodesk Simulation Mechanical и Autodesk Simulation CFD.

Для исследования воздействия изменения температуры на функциональность гидромашины, гидродинамики потока жидкости и деформации механических элементов, образующих ее проточную часть, нами разработана комплексная модель функционирования НШ, учитывающая взаимовлияние силовых факторов различной физической природы.

Геометрическая модель шестеренного насоса (рис. 1) разработана в программном комплексе Autodesk Inventor и представляет собой параметрическую 3D-модель гидромашины, выполненной из типовых конструкторско-технологических элементов, обеспечивающих технологичность их изготовления [8].

На первом этапе проводим гидродинамический анализ и анализ теплообмена потока рабочей жидкости внутри насоса в программном комплексе Autodesk Simulation CFD.

Для заполнения внутреннего объема насоса жидкостью необходимо выполнить ее геометрическое описание. Для генерации этого объема существуют 3 варианта: 1) посредством выполнения процедуры «производный компонент» непосредственно в Autodesk Inventor; 2) посредством соответствующих функций в Autodesk Simulation CFD (используя три метода – по удобству и предпочтениям пользователя); 3) посредством функции VoidFill в Autodesk Inventor Fusion (входит в состав Autodesk Simulation).

Для обеспечения принципа ассоциативности нами был реализован иной способ: создана ассоциативная 3D-копия корпусных деталей (совпадающая с внешним контуром насоса). При трансляции всей сборки в Autodesk Simulation CFD, программа сама дробит эту геометрию на внутренние замкнутые объемы. Нам остается определить для них свойства рабочей жидкости. Таким образом, при внесении изменений в конструктивное исполнение деталей, внутренний объем жидкости перестраивается автоматически.

Для исследуемой модели приняты следующие допущения: установившаяся температура внешней среды, отсутствие ее изменения при контакте деталей, однородность рабочей жидкости.

В качестве рабочей жидкости использовалось масло по стандарту SAE: VG68 (20W). Свойства жидкости зависят от температуры и давления. Модель течения – турбулентный поток (хотя поток перетечек ламинарный, а функции турбулентности необходимы для оценки диссипации потока).

Модель анализировалась в двух вариантах:

1. зафиксированы все подвижные детали (имитация заторможенного гидромотора);
2. подвижные детали приводятся в движение согласно кинематической схемы работы гидромашины в режиме насоса.

Для первого варианта исследуются гидромеханические и температурные воздействия рабочей жидкости на механические элементы гидромашины, проводится анализ перетечек и определение объемного КПД гидромашины. Для второго варианта изучается пульсация подачи и давления насоса для снижения волновых процессов в гидроприводе.

В данной работе отражены результаты исследований первого варианта, поскольку влия-

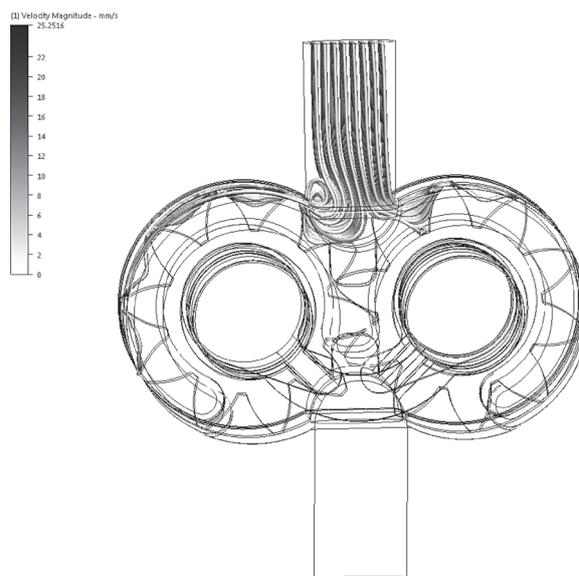


Рис. 2. Линии тока перетечек рабочей жидкости

ние пульсации давления при изменении температуры внешней среды незначительно, а при заклинивании механизма исследование пульсаций бессмысленно.

Линии тока перетечек рабочей жидкости при $T = +60\text{ }^{\circ}\text{C}$ представлены на рис. 2. Используя полученные на этом этапе результаты, проводим работы по повышению объемного КПД при изменении температуры посредством локализации и минимизации перетечек рабочей жидкости внутри корпуса шестеренного насоса.

Из рисунка видно, что основной расход перетечек происходит по радиальным зазорам между ведущей и ведомой шестернями. Объемный расход утечек при $T = +60\text{ }^{\circ}\text{C}$ составил $q = 444\text{ мм}^3/\text{с}$, при $T = -50\text{ }^{\circ}\text{C}$ составил $q = 103\text{ мм}^3/\text{с}$,

При снижении перетечек за счет уменьшения зазоров необходимо принимать во внимание, что в процессе эвольвентного зубчатого зацепления происходит изменение объема, ограниченного сопряженными зубьями. При нулевых зазорах наблюдается заклинивание передачи, вызванное превышением предела сжатия замкнутой жидкости.

Работа НШ при отрицательных температурах ограничена мощностью, увеличившейся из-за повышения вязкости жидкости [2]. Допустимая вязкость обычно определяется всасывающей способностью или «прокачиваемостью» гидромашины. При снижении температуры происходит защемление опор валов в подшипниках, что увеличивает трение и снижает меха-

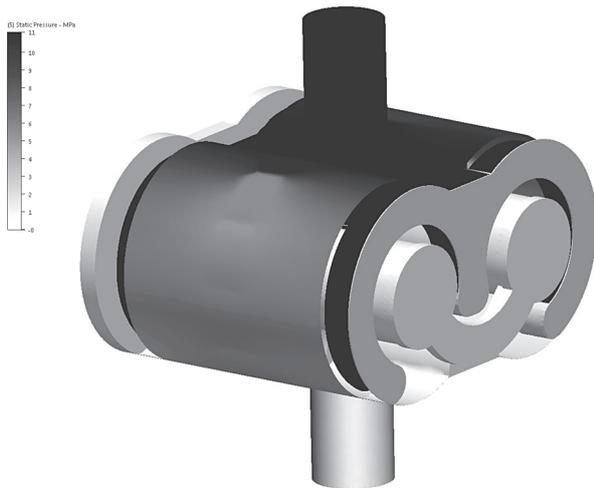


Рис. 3. Поле распределения давления рабочей жидкости по внутреннему объему насоса

нический КПД. При повышении температуры происходит заклинивание торцевых поверхностей ведущей и ведомой шестерен, что приводит к снижению механического КПД, но увеличение радиального зазора в подшипниках и в рабочей зоне насоса приводит к росту перетечек жидкости и снижает гидравлический КПД.

На рис. 3 представлено поле давления рабочей жидкости – результат моделирования гидромеханического воздействия рабочей жидкости на механические элементы гидромашин (для наглядности все твердотельные элементы скрыты).

Определение значений деформации и контактных напряжений при изменении температуры исследуем посредством Autodesk Simulation Mechanical. В качестве исходных данных использовалась та же геометрия гидромашин, а также результаты предыдущего анализа: поле распределения давления и температуры рабочей жидкости по поверхностям деталей механической системы (рис. 4).

При разбиении на конечные элементы в данных программных продуктах точное совпадение (положение и размер) КЭ необязательно.

Стоит отметить, что существует возможность импорта результатов CFD анализа в программные продукты сторонних разработчиков (Abaqus, Ansys, Cosmos, Nastran, FeMap, I-DEAS), но необходимо соблюдать совпадение конечно-элементной сети, что не всегда возможно.

Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния ходовой части гидромашин анализируем с точки зрения обе-

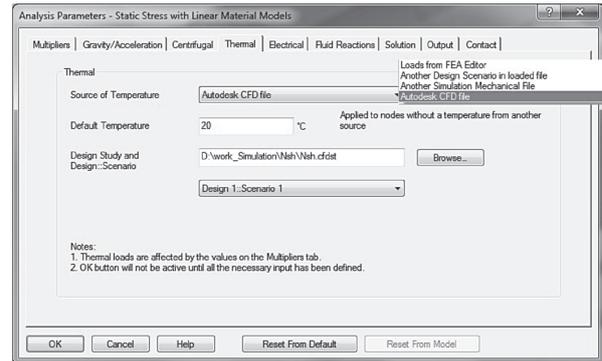


Рис. 4. Настройка использования в качестве нагрузки для анализа напряженно-деформированного состояния изделия результатов CFD анализа

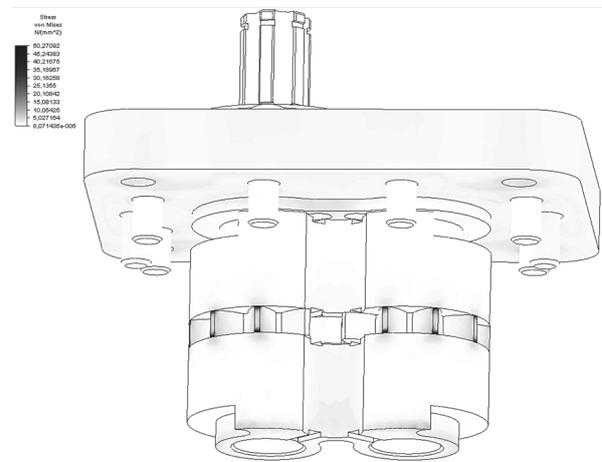


Рис. 5. Напряжения в конструкции шестеренного насоса при температуре +60 °C

спечения коэффициента запаса по критерию прочности каждого элемента конструкции гидромашин в пределах от 2 до 2,5. Для этого используются результаты, подобные представленным на рис. 5. Обеспечение коэффициентов запаса по критерию прочности в указанном диапазоне реализуется конструктором посредством подбора материалов с соответствующими свойствами или изменением геометрии деталей.

В результате анализа полученных результатов были локализованы места контактных напряжений в зоне сопряжения наружного диаметра шестерен с торцевой поверхностью подшипникового узла (которые составили 145 МПа при +60 °C и 276 МПа при –50 °C). В процессе конструктивной доработки контактные напряжения удалось снизить до уровня допустимых значений (соответственно 50 МПа при +60 °C и 89 МПа при –50 °C) – подбором материалов с близкими значениями коэффициентов линейного расширения, а также за счет увеличения

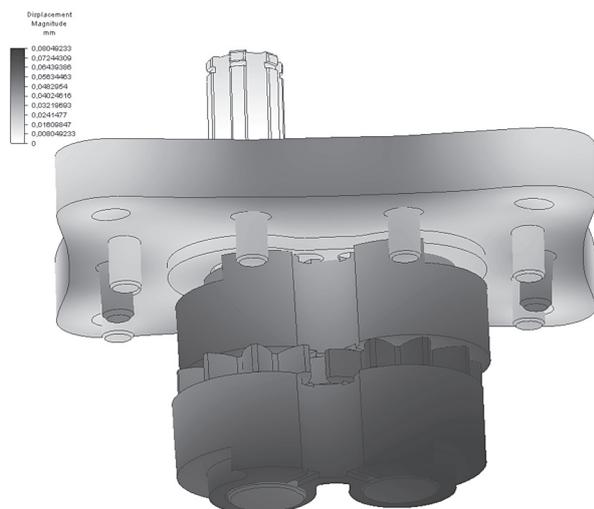


Рис. 6. Деформация насосного агрегата при температуре $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$

зазоров между сопряженными элементами подшипниковых узлов, принимая во внимание ограничение по перетечкам рабочей жидкости внутри корпуса насоса (определяемым по технологии, описанной выше).

Для снижения перетечек рабочей жидкости проектировщику необходимо обеспечить жесткость геометрии деталей, поскольку при изменении эквидистантности их сопряженных поверхностей будет нарушена сила гидромеханического взаимодействия в зазорах, что приведет к продавливанию пограничного слоя жидкости, переходу с режима вязкого трения на сухое, локальному контакту и росту температуры и, как следствие, к лавинообразному развитию износа [9].

Полученные в результате исследования модели результаты деформированного состояния конструкции шестеренной гидромашины (рис. 6), подверженной воздействию высоких и низких температур, позволили проектировщику внести ряд изменений: добавить ребра

жесткости и термокомпенсирующие отверстия и пазы, подобрать толщину корпусных и подшипниковых элементов для снижения негативного влияния этих деформаций.

Заключение

В результате использования мультидисциплинарного программного обеспечения нами разработана комплексная модель гидро-термоупругости гидромашины шестеренного типа. Модель позволяет проводить исследования термо- и гидромеханических процессов и их влияния на эксплуатационные характеристики гидромашин и гидроприводов; проводить моделирование стойкости гидромашин к механическим и климатическим воздействиям; проводить анализ возможных вариантов конструктивных доработок.

Анализ температурных деформаций позволил внести ряд конструкторских доработок, реализация которых предопределила снижение контактных напряжений и повышение жесткости конструкции гидромашины шестеренного типа. Результаты исследований позволили получить обоснование конструктивных решений, назначить допуски на изготовление, а также сократить технологическое время приработки, выработку рекомендаций по использованию шестеренных гидромашин для обеспечения комфортных условий ее работы при изменении температуры окружающей среды.

Анализ контактных напряжений при различных значениях температуры и рабочего давления гидромашины позволил нам выработать регламент работы насосного агрегата при граничных значениях температуры, а также предложить алгоритм нагружения насоса при запуске на морозе для снижения контактного износа и увеличения ресурса.

Литература

1. Башта, Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. 2-е изд. перер. (Учебник для машиностроительных ВУЗов). / Т. М. Башта, С. М. Руднев, Б. Б. Некрасов – М. Машиностроение. 1982. 423 с.
2. Юдин, Е. М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет. – М.: Машиностроение. 1964. 237 с.
3. Уплотнения и уплотнительная техника. Справочник. Под общ. ред. А. И. Голубевой и Л. А. Кондакова. – М.: Машиностроение. 1986. 464 с.
4. Исаченко, В. П. Теплопередача: учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
5. Компьютерный инжиниринг: учеб. пособие / А. И. Боровков [и др.]. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 93 с.
6. Современные программные средства конечно-элементного анализа [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.stroitmeh.ru/lect79.htm>, свободный.
7. Пузанов, А. В. Инженерный анализ в Autodesk Simulation Multiphysics. – М: ДМК Пресс, 2013. 912с.
8. Пузанов, А. В. Принцип постпроизводственного проектирования гидроприводов /А. В. Пузанов // Системный анализ и прикладная информатика – 2015 № 3. С. 36-41.

9. Пузанов, А. В. Моделирование контактных взаимодействий деталей ходовой части аксиально-поршневых гидромашин средствами MSC. AFEA (часть I) / А. В. Пузанов // CAD/CAM/CAE Observer. – 2008. № 5. – С. 85–87.

References

1. **Bashta, T. M.** Gidravlika, gidravlicheskie mashiny i gidravlicheskie privody. 2-e izd. perer. (Uchebnik dlja mashinostroitel'nyh VUZov). / T. M. Bashta, S. M. Rudnev, B. B. Nekrasov M. Mashinostroenie. 1982. 423 s.
2. **Judin, E. M.** Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschet. – M.: Mashinostroenie. 1964. 237 s.
3. **Uplotnenija i uplotnitel'naja tehnika.** Spravochnik. Pod obshh. red. A. I. Golubevoj i L. A. Kondakova. – M.: Mashinostroenie. 1986. 464 s.
4. **Isachenko, V. P.** Teploperedacha: uchebnik dlja vuzov / V. P. Isachenko, V. A. Osipova, A. S. Sukomel. – M.: Jenergoizdat, 1981. – 416 s.
5. **Komp'yuternyj inzhiniring:** ucheb. posobie / A. I. Borovkov [i dr.]. SPb.: Izd-vo Politehn. un-ta, 2012. 93 s.
6. **Sovremennye programmnye sredstva konechno-jelementnogo analiza [Jelektronnyj resurs].** – Rezhim dostupa: <http://www.stroitmeh.ru/lect79.htm>, svobodnyj.
7. **Puzanov, A. V.** Inzhenernyj analiz v Autodesk Simulation Multiphysics. – M: DMK Press, 2013. 912s.
8. **Puzanov, A. V.** Princip postproizvodstvennogo proektirovanija gidroprivodov /A. V. Puzanov // Sistemnyj analiz i prikladnaja informatika – 2015 № 3. S. 36 41.
9. **Puzanov, A. V.** Modelirovanie kontaktnykh vzaimodeistvii detalei hodovoi chasti aksialno-porshnevnykh gidromashin sredstvami MSC. AFEA (part I) /A. V. Puzanov // CAD/CAM/CAE Observer. – 2008. № 5. – S. 85–87.

Поступила
25.03.2016

После доработки
15.04.2016

Принята к печати
10.05.2016

PUZANOV A. V.

USE OF AUTODESK SIMULATION MULTIPHYSICS FOR RESEARCH OF TEMPERATURE FIELDS, STRESS AND DEFOMATION IN THE CONSTRUCTION OF GEAR PUMP

JSC «Special Design Bureau of Instrument Making and Automation»

Gear pumps are the most common type of hydraulic machines. They are used in various industries: oil and gas processing industry, in machine tools, mobile military, road-building and agricultural machinery. The need to ensure efficiency of hydraulic mobile applications in a wide climatic range requires increasing the accuracy of the calculation methods for the design of their elements. The results of temperature field modeling and caused them stress and strain. The results obtained allowed to justify the design and technological solutions, providing an increase of hydraulic performance at critical ambient temperatures.

Keywords: temperature field modeling, stress and strain, hydraulic performance.

Автор

Пузанов Андрей Викторович, к. т. н., помощник Генерального директора по науке
ОАО «Специальное конструкторское бюро приборостроения и автоматике».
601919, Россия, Владимирская обл., г. Ковров, ул. Крупской, 55.
Телефон рабочий: (49232) 9-37-84
E-mail: avp@oao-skbpa.ru