

УДК 62.251+004.94

Ф.Д. Балденко, к.т.н., доцент, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина, e-mail: fbaldenko@mail.ru;

А.Е. Ковалёнок, аспирант, РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина

Компьютерное моделирование контактного взаимодействия рабочих органов одновинтовых гидравлических машин

В настоящей статье рассматривается методика компьютерного моделирования контактного взаимодействия винтовых рабочих органов с учетом упругих свойств обкладки статора, которая может быть использована при расчетах, математическом моделировании и оптимизации планетарно-роторных гидромашин, компрессоров и механических передач с циклоидальным зацеплением рабочих органов, а также приводятся практические примеры использования данной методики при определении контактных напряжений в паре «ротор – статор» ВЗД при различных геометрических параметрах профилей и направлении действующих сил.

Ключевые слова: винтовой забойный двигатель, диаграмма сжатия, зазор, контакт, одновинтовая гидравлическая машина, рабочие органы, ротор, статор, упругость, циклоидальное зацепление.

Повышение эффективности разработки и эксплуатации современного оборудования нефтегазовой отрасли и машиностроительного комплекса в целом неразрывно связано с распространением инновационного программного обеспечения для автоматизированного проектирования и конструирования (CAD), инженерного анализа (CAE) и подготовки производства (CAM).

В последние годы в нефтегазовой промышленности при бурении наклонно направленных и горизонтальных скважин и добыче нефти в осложненных условиях эксплуатации все большее распространение получают одновинтовые гидравлические машины (ОГМ) с циклоидальным зацеплением рабочих органов и планетарным движением ротора [1]. Эффективность применения ОГМ во многом связана со знанием их характеристик, в т.ч. на стадии проектирования, которые необходимы для выбора оптимальных режимов эксплуатации и определения путей дальнейшего совершенствования конструкций

ОГМ и технологических процессов с их использованием.

В настоящее время внимание к характеристикам ОГМ еще более повышается в связи с: внедрением автоматизированных регулируемых приводов и микропроцессорных средств управления, для эффективного использования которых точный расчет или пересчет характеристик гидромашин, в т.ч. их мониторинг

и прогнозирование изменения в ходе эксплуатации, становится неременным условием; распространением нестандартных технологических процессов (мультифазные, высоковязкие, газожидкостные; бурение с применением колтюбинга, регулированием давления и др.), чувствительных к изменению режимов работы гидравлического оборудования и требующих адекватного

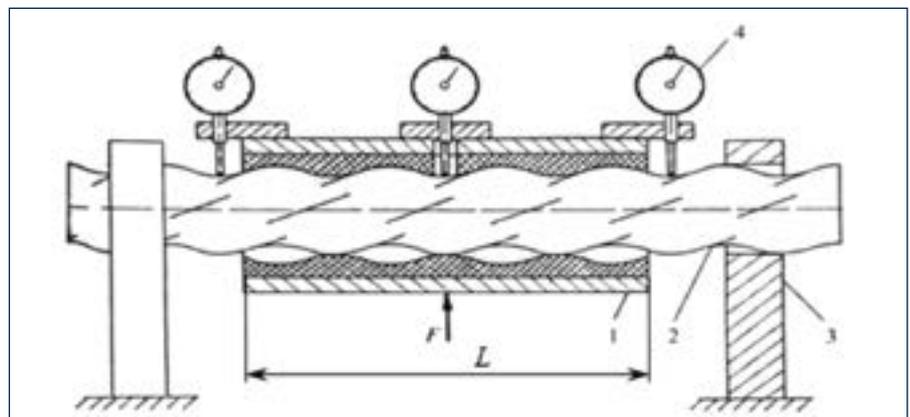


Рис. 1. Стенд ПФ ВНИИБТ для исследования упругих свойств обкладки статора:

1 – статор, 2 – ротор, 3 – опора, 4 – индикатор

математического моделирования; а также появлением компьютеризированных обрабатывающих центров и новых конструкционных материалов для изготовления рабочих органов. В то же время в связи с наличием эластичного элемента в обкладке статора и связанным с этим явлением непостоянной ориентации ротора характеристики ОГМ имеют принципиальные отличия от подобных характеристик объемных роторных гидромашин других типов (шестеренных, аксиально-поршневых, пластинчатых), что выдвигает перед конструкторами и исследователями требования к разработке специальных методик расчета и проектирования, основанных как на методах математического моделирования, так и на экспериментальных исследованиях лабораторных образцов рабочих органов насосов и гидродвигателей.

Основные задачи указанных методик расчета и проектирования ОГМ связаны с определением:

- смещения центра планетарно движущегося ротора относительно центра статора вследствие деформации его эластичной обкладки;
- зазоров между винтовыми поверхностями ротора и статора с учетом первоначального натяга в паре;
- утечек жидкости через подвижные зазоры при заданных перепаде давления, частоте вращения и свойствах рабочей жидкости.

УПРУГИЕ СВОЙСТВА ОБКЛАДКИ СТАТОРА

Характеристики объемных гидромашин зависят от ряда конструктивных и эксплуатационных факторов. Для ОГМ одним из основных факторов, определяющих особенности рабочего процесса и характеристики гидромашин, являются физико-механические свойства эластичной обкладки статора, изучение которых в настоящее время приобретает актуальное значение в связи с появлением нового поколения винтовых забойных двигателей (ВЗД) с усовершенствованными конструктивными схемами рабочих органов (РО), прогрессивных технологий изготовления статоров, материалов для их про-

изводства и винтовых пар с корригированным профилем зубьев.

Упругие свойства обкладки статора, которая выполняет также и функцию радиальной опоры, воспринимая нагрузки от гидравлических и инерционных сил, существенным образом влияют на положение центра ротора относительно статора (изменение эксцентриситета зацепления) и, как следствие, размеры зазоров, образующихся на проточной части линии контакта РО, что определяет объемный КПД и нагрузочную способность гидромашин.

Кроме того, упругие свойства эластомера оказывают влияние на механические потери при относительном движении РО на уплотнительной части линии контакта, что определяет механический КПД и пусковые свойства гидромашин.

В связи с этим установление точных зависимостей для описания характеристик ОГМ во многом связано с возможностями моделирования упругих свойств эластомера с учетом конструктивных особенностей статора как сборочной единицы в зависимости от плоской и пространственной геометрии РО, толщины эластомера и степени разнотолщинности обкладки во впадине и выступе профиля.

В теории ОГМ радиальная деформация обоймы, обуславливающая явление непостоянной ориентации винта и образование утечек по длине контактных линий, зависит от перепада давления в РО, первоначального натяга в паре, твердости резины, внутреннего и наружного диаметров эластичной поверхности обоймы. Экспериментальные исследования показали, что величина радиальной деформации может достигать значений, соизмеримых с первоначальным натягом.

Основополагающий для теории ОГМ комплекс экспериментальных исследований физико-механических свойств статоров проведен в Пермском филиале ВНИИБТ на специальных стендах, где смещения ротора относительно статора замерялись с помощью механических индикаторов (рис. 1) [2]. Действие поперечной силы F происходило в плоскости эксцентриситета, проходящей через оси ротора O_2 , статора O_1 и полюс зацепления P, и моделировалось как в

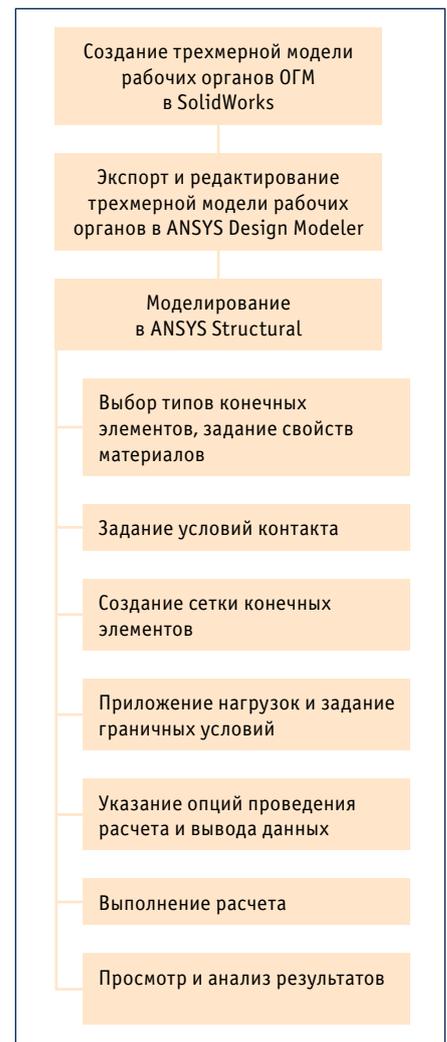


Рис. 2. Алгоритм компьютерного моделирования контактного взаимодействия рабочих органов ОГМ

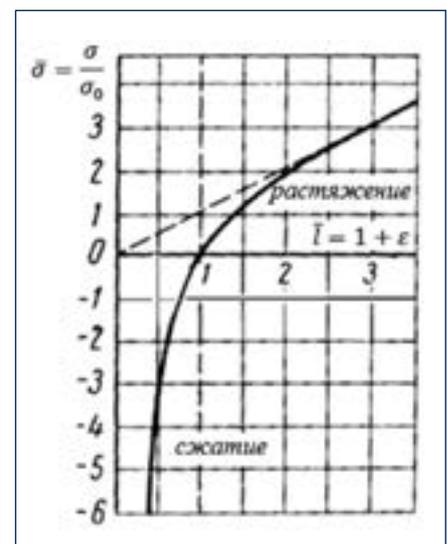


Рис. 3. Обобщенная безразмерная диаграмма растяжения-сжатия эластомера

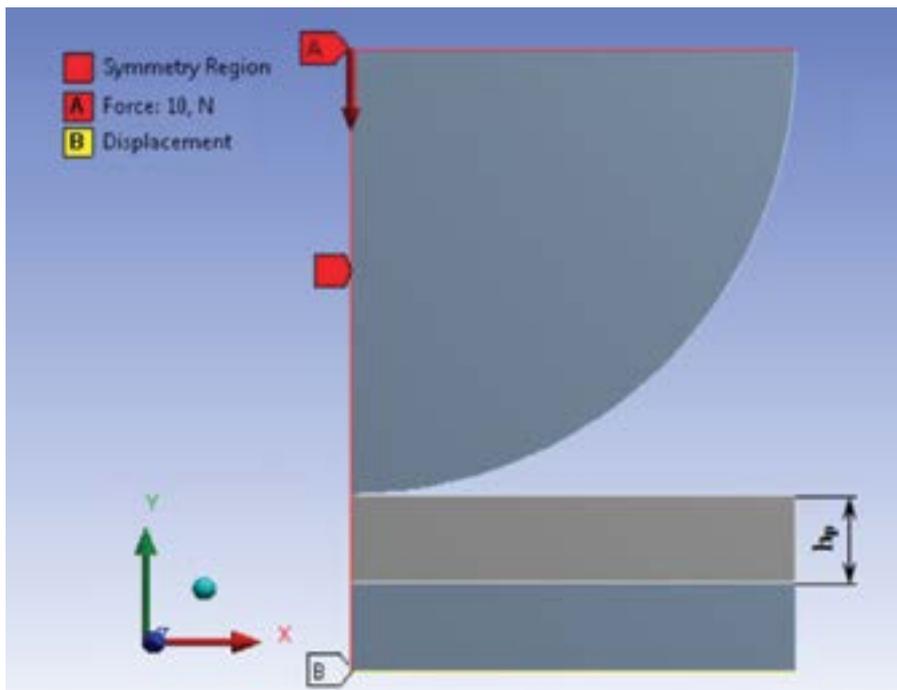


Рис. 4. Расчетная схема для моделирования контактного взаимодействия стального цилиндра с плоским двухслойным резинометаллическим основанием

прямо (положительное смещение к полюсу), так и в обратном (отрицательное смещение от полюса) направлениях. Результаты исследований показали, что зависимость смещения u от радиальной нагрузки F в общем случае имеет нелинейный характер, причем жесткость обкладки при нагружении в прямом и обратном направлениях отличается в 2–4 раза [2].

Вместе с тем, поскольку данные зависимости получены для конкретных типоразмеров РО двигателей (Д-85 и Д2-172М), а именно для винтовых пар с контурным диаметром D_k соответственно 58,5 и 135 мм и кинематическим отношением $i = 9 : 10$, ими нельзя воспользоваться при расчете смещения ротора для РО других типоразмеров. Кроме того, в рабочем процессе ОГМ

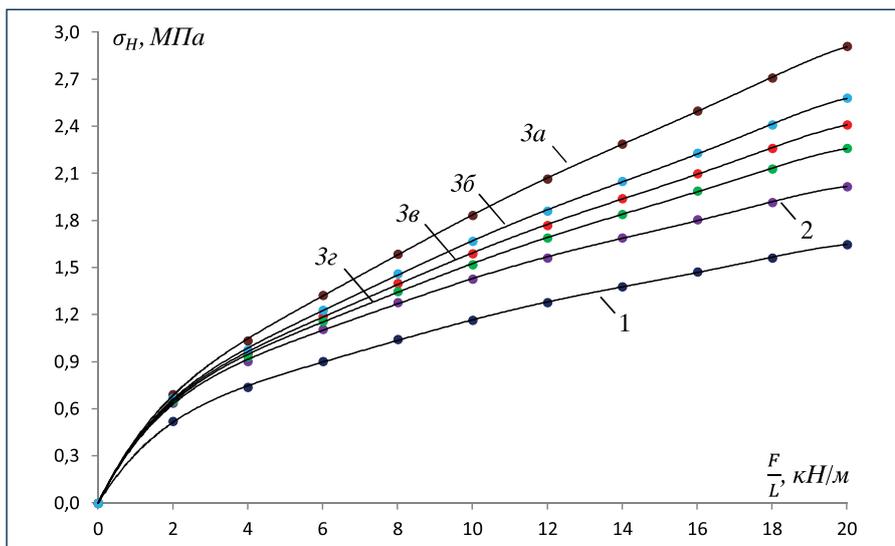


Рис. 5. Зависимость максимальных контактных напряжений от погонной нагрузки F/L : 1 – расчет по Герцу (E – 100% удлинение); 2 – расчет по Герцу (E – 10% сжатие); 3 – численный эксперимент в ANSYS: а) $h_p = 5$ мм; б) $h_p = 7,5$ мм; в) $h_p = 10$ мм; г) $h_p = 15$ мм

смещение ротора происходит главным образом в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил, которое перпендикулярно направлению действия сил при прямом и обратном нагружении, соответствующему условиям эксперимента. Поэтому для разработки универсальной методики, позволяющей определять положение центра ротора внутри упругой обкладки статора при различных геометрических параметрах и физико-механических свойствах материалов РО, необходимо получение экспериментальных данных при нагружении рабочих органов ОГМ в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил [3]. Отсутствие в настоящее время стендов, позволяющих получить подобные данные, и существенные затраты на проведение эксперимента обуславливают необходимость перехода к компьютерному моделированию рассматриваемого процесса.

МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ КОНТАКТНЫХ ЗАДАЧ КЛАССА «АБСОЛЮТНО ТВЕРДОЕ ТЕЛО – УПРУГОЕ ПОЛУПРОСТРАНСТВО»

Аналитические и численные методы исследования подобных задач на основе теории Герца наиболее полно рассмотрены в работах по изучению напряженно-деформированного состояния (НДС) пневматических шин, контактирующих с твердой опорной поверхностью [4]. Вместе с тем используемая методика и полученные выводы и результаты не могут быть перенесены на рабочие органы ОГМ в связи с принципиальным отличием рассматриваемых объектов исследования и особенностей их нагружения.

Численные методы исследования рабочих органов ОГМ с использованием современных цифровых технологий рассмотрены в работах ряда отечественных и зарубежных авторов [5]. Однако в данных работах основной упор делается на расчете контактных напряжений и температурных полей при взаимодействии ротора и статора. При этом используется нехарактерная для ОГМ схема действия сил, не фиксируется и не анализируется информация о

фактическом положении центра ротора внутри упругого статора, необходимая для разработки обобщенной методики определения объемных потерь в рабочих органах ОГМ. Кроме того, для задания свойств материала эластичной обкладки статора авторы в лучшем случае ограничиваются экспериментальными данными только для одноосного растяжения резины, в то время как в действительности эластичная обкладка статора испытывает сложное напряженное состояние и работает в основном на сжатие, что может значительно повлиять на достоверность математической модели. Также в работах нет сравнения результатов численного моделирования НДС рабочих органов с данными реальных экспериментальных исследований, что не позволяет до конца оценить точность полученных результатов.

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТА СТАЛЬНОГО ЦИЛИНДРА С ПЛОСКИМ ДВУХСЛОЙНЫМ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКИМ ОСНОВАНИЕМ (резиновая пластина + стальная пластина)

При контакдном взаимодействии рабочих органов ОГМ встречаются три различных типа контакта: выступ ротора – выступ статора, выступ ротора – впадина статора, впадина ротора – выступ статора. Данные типы контактов упрощенно могут быть представлены в виде модельных задач о плоском, выпукло-выпуклом и выпукло-вогнутом контакте стального цилиндра с двухслойным резинометаллическим основанием. Численное моделирование таких задач также представляет большой практический интерес и для других технических объектов.

На основании сравнительного анализа результатов тестового моделирования классической контактной задачи Герца (внешний контакт двух стальных полуцилиндров) с помощью программных комплексов SolidWorks и ANSYS и результатов аналитических расчетов был выбран следующий алгоритм компьютерного моделирования контактных задач с изменяющейся при нагружении площадью контакта, согласующий различные модули вышеуказанных программных комплексов (рис. 2).

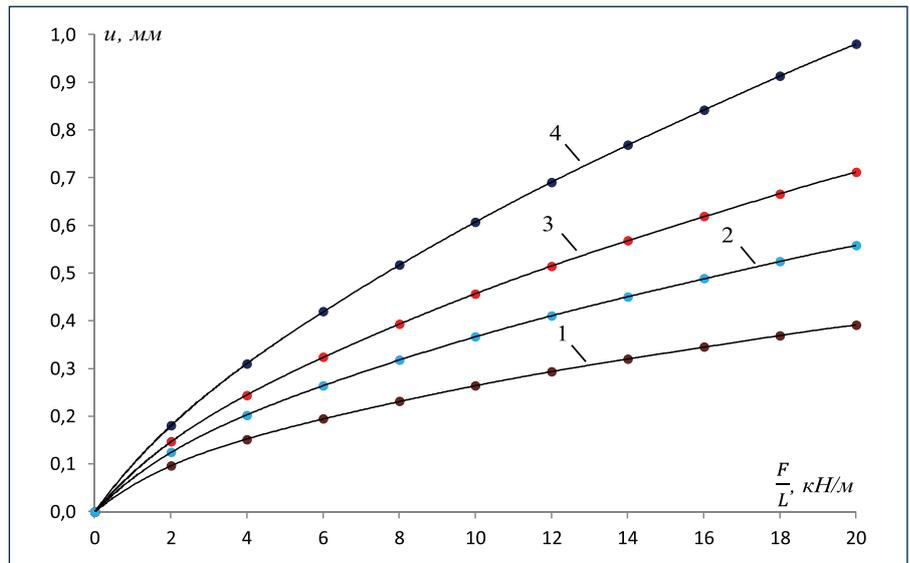


Рис. 6. Зависимость перемещения стального цилиндра в направлении действия приложенной силы от погонной нагрузки F/L:
1) h_p = 5 мм; 2) h_p = 7,5 мм; 3) h_p = 10 мм; 4) h_p = 15 мм

Несмотря на то что моделирование данного типа контактных задач в ANSYS Structural позволяет получать гораздо более точные результаты, чем в SolidWorks Simulation, необходимо отметить, что SolidWorks предоставляет гораздо больше возможностей для создания тел сложной геометрии, чем ANSYS Design Modeler, в т.ч. построение профилей и поверхностей с помощью параметрических уравнений.

Важным этапом численного моделирования является выбор материалов для созданных тел и указание их физико-механических свойств. Задание свойств материалов осуществляется в специальном модуле управления материалами ANSYS, который содержит инструмент построения аппроксимирующих кривых, служащих для перевода экспериментальных данных, полученных при различных испытаниях

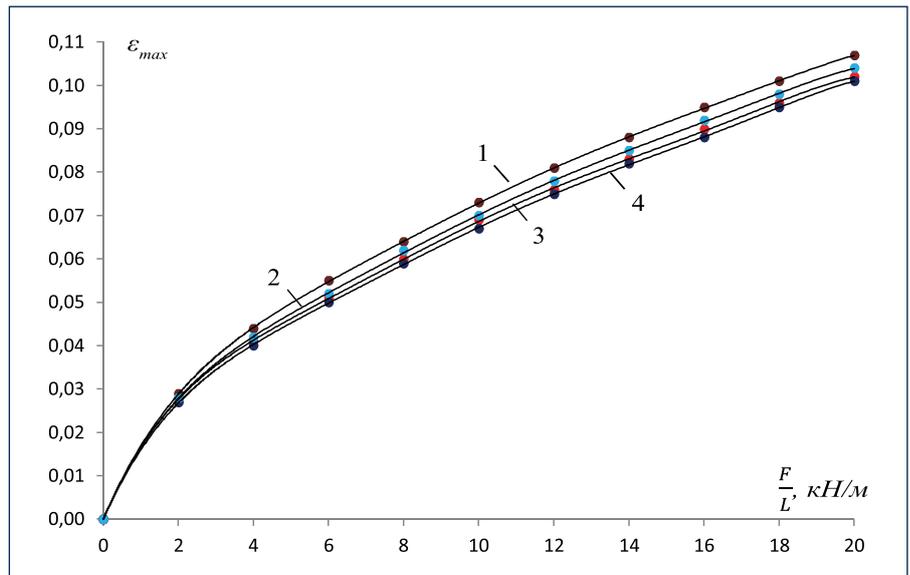


Рис. 7. Зависимость максимальной деформации сжатия резиновой пластины в направлении действия приложенной силы (по модулю) от погонной нагрузки F/L:
1) h_p = 5 мм; 2) h_p = 7,5 мм; 3) h_p = 10 мм; 4) h_p = 15 мм

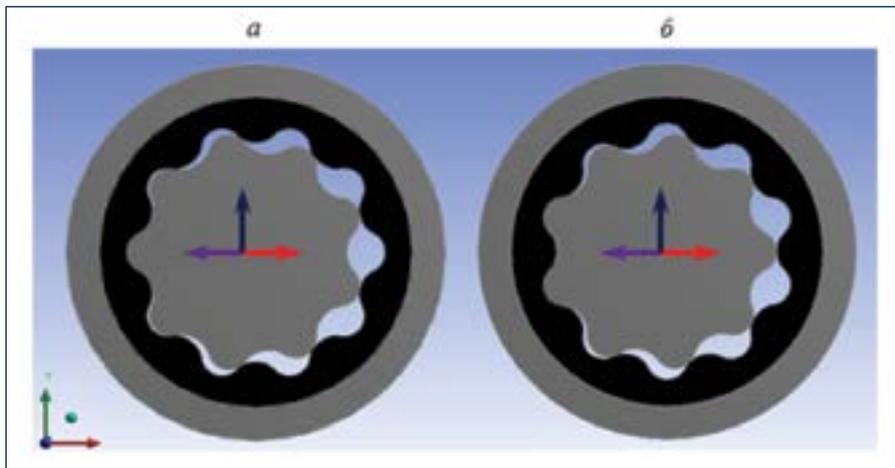


Рис. 8. Расчетная схема нагружения рабочих органов ОГМ в прямом направлении (фиолетовый), обратном направлении (красный) и направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил (синий): а – 1-е характерное сечение; б – 2-е характерное сечение

материала, в коэффициенты функций плотности энергии деформации для всех доступных моделей высокоэластичных материалов [6].

Экспериментальные данные для построения кривых обычно выбираются на основе одного или более испытаний из шести возможных вариантов:

- одноосное растяжение;
- одноосное сжатие;
- двухосное растяжение;

- плоский сдвиг;
 - чистый сдвиг;
 - всестороннее растяжение или сжатие.
- Конечно, для более точного моделирования поведения материала рекомендуется иметь данные всех испытаний именно для того материала, который использовался для изготовления моделируемого изделия, но это достаточно трудоемко и не универсально (особенно на стадии проектирования ОГМ с новыми образцами эластомеров).

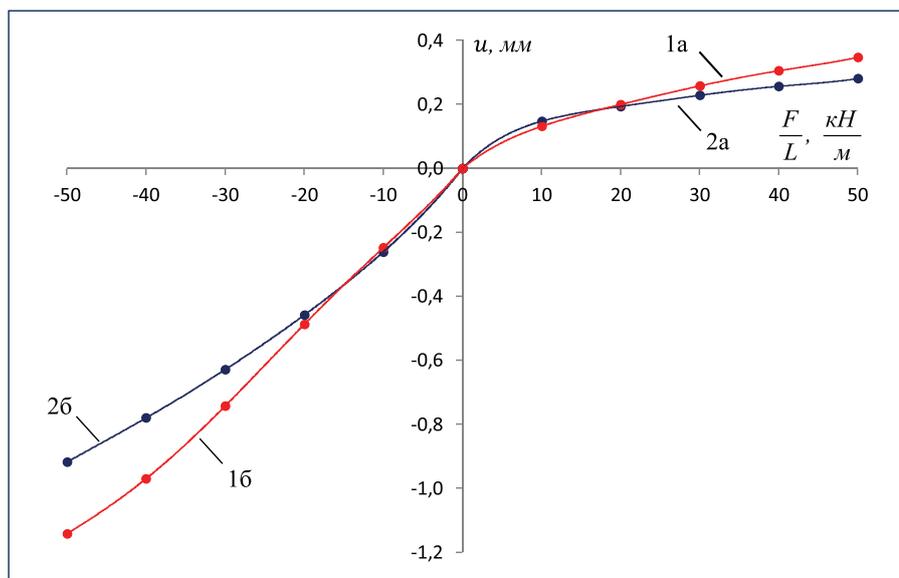


Рис. 9. Зависимость смещения ротора относительно статора от погонной нагрузки F/L ($i = 9:10$, $D_k = 58,5$ мм): 1 – экспериментальные данные ПФ ВНИИБТ; 2 – результаты численного эксперимента в ANSYS Structural; а – нагружение в прямом направлении (к полюсу); б – нагружение в обратном направлении (от полюса)

В настоящей статье для получения исходных данных для построения аппроксимирующих кривых предлагается использовать обобщенную безразмерную теоретическую диаграмму растяжения-сжатия эластомера [7], построенную в координатах «относительное напряжение» $\bar{\sigma} = \sigma / \sigma_0$ – «относительная длина» $\bar{l} = l / l_0$ (рис. 3), где σ – фактическое напряжение, σ_0 – базовое напряжение при 40%-ном удлинении.

Использование безразмерной диаграммы и информации о величине модуля упругости резины при определенном удлинении позволяет получить ориентировочные данные для одноосного растяжения и сжатия определенной марки резины. В частности, при единичном базовом сжатии относительная длина сокращается примерно до 75%, что соответствует 25% деформации, а при удлинении в 2 раза, соответствующем 100%-ной деформации, фактическое напряжение больше базового приблизительно в 2 раза.

На рисунках 4–7 в графической форме представлены расчетная схема и результаты моделирования в ANSYS Workbench контактного взаимодействия стального цилиндра с плоским двухслойным резинометаллическим основанием при различной толщине резиновой обкладки h_p . Приведенный радиус кривизны соприкасающихся поверхностей составляет 25 мм. Ориентировочные данные для растяжения и сжатия были получены для резины с модулем упругости при 100%-ном растяжении $E_{\text{резины}} = 8$ МПа. Для сравнения с результатами численного эксперимента был проведен аналитический расчет максимальных контактных напряжений по классической формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F^* E}{\pi \rho}},$$

где F^* – удельная нормальная нагрузка в точке контакта; ρ , E – приведенные радиус кривизны и модуль упругости материалов соприкасающихся тел с учетом коэффициентов Пуассона μ :

$$E = \frac{1}{(1 - \mu_{\text{стали}}^2) / E_{\text{стали}} + (1 - \mu_{\text{резины}}^2) / E_{\text{резины}}}.$$

При расчете по Герцу рассматривались два упрощенных случая выбора расчет-

ного модуля упругости резины: а) при 100%-ном удлинении (взяты из литературных источников); б) при 10%-ном сжатии (вычислен с помощью безразмерной диаграммы).

Численный эксперимент показал, что в общем случае при увеличении толщины резиновой пластины максимальное контактное напряжение и максимальная деформация сжатия резиновой пластины, определенные с помощью вычислительных методов, заложенных в программном комплексе ANSYS, уменьшаются, а перемещение стального цилиндра в направлении действия нагрузки увеличивается.

На основании сравнительного анализа максимальных контактных напряжений, полученных с помощью компьютерного моделирования и аналитическим путем, можно сделать следующие выводы:

- аналитический расчет по формуле Герца для обоих описанных выше случаев дает заниженные значения максимальных контактных напряжений по сравнению с результатами численных экспериментов;
- при использовании для аналитического расчета модуля упругости резины при 100%-ном удлинении результаты значительно отличаются от численного эксперимента;
- при использовании для аналитического расчета модуля упругости резины при 10%-ной деформации сжатия результаты достаточно близки к численному эксперименту при малых погонных нагрузках, а соответственно, и при малых деформациях. При увеличении погонной нагрузки расхождение значительно увеличивается, что может быть обусловлено нарушением допущений о малости деформаций, принятых в теории Герца;
- аналитический расчет не позволяет учитывать влияние толщины резиновой обкладки на величину максимальных контактных напряжений.

ПРИМЕНИМОСТЬ ТЕОРИИ ГЕРЦА ДЛЯ РАСЧЕТА НДС РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОГМ

В общем случае при расчетах контактного взаимодействия системы «абсолютно твердое тело – упругое

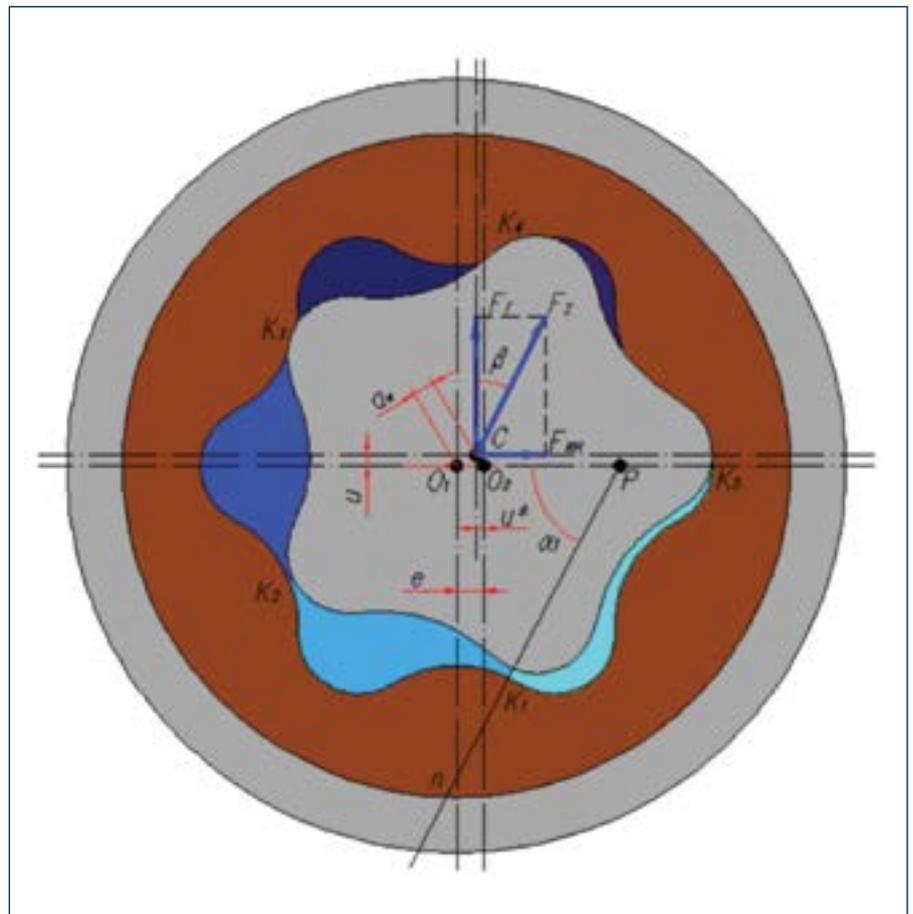


Рис. 10. Схема действия сил и положение ротора в характерном сечении РО ОГМ (K_1-K_5 – точки контакта выступов зубьев ротора; P – полюс зацепления)

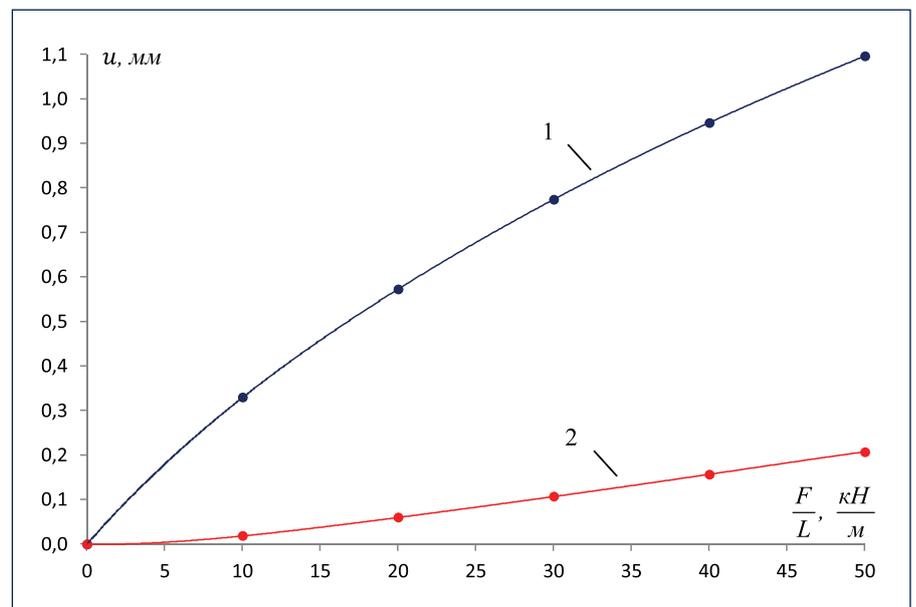


Рис. 11. Зависимость смещения ротора относительно статора от погонной нагрузки F/L при нагружении рабочих органов ОГМ в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил ($i = 9:10, D_k = 58,5 \text{ мм}$):

- 1 – смещение в направлении действия приложенной силы
- 2 – сопутствующее боковое смещение под действием упругих сил

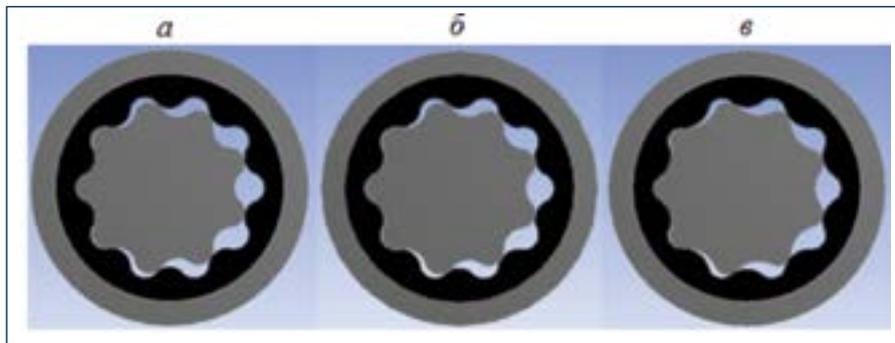


Рис. 12. Сечения РО при различном коэффициенте смещения исходного профиля ($i = 9:10$): а) $\xi = -1$; б) $\xi = 0$; в) $\xi = 1$

полупространство» рассматриваются следующие задачи по определению:

- глубины проникновения;
- распределения давления в зоне контакта;
- площади контакта.

При исследовании НДС ОГМ необходимо дополнительно учитывать:

- изменение кривизны соприкасающихся поверхностей ротора и статора (с учетом изменения углового параметра τ и геометрических коэффициентов профиля c_o, c_e, ξ);
- различную толщину эластичной обкладки по длине окружности корпуса;
- наличие предварительного натяга в паре и, как следствие, глубины проникновения ротора в статор;
- сложное планетарное движение ротора, сопровождающееся сочетанием трения качения и скольжения;

- смещение вектора радиальной силы относительно нормали в точке контакта. Указанные факторы не могут быть учтены при использовании классической герцевой теории контактного взаимодействия и соответствующего математического аппарата (аналитического и численного), что предопределяет необходимость перехода к инновационным методам математического моделирования физических процессов и НДС системы на основе пакетов САПР и их согласованного использования в процессе расчета и визуализации.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ОГМ

Решение поставленной задачи в трехмерной постановке требует значительных ресурсов компьютера, поскольку

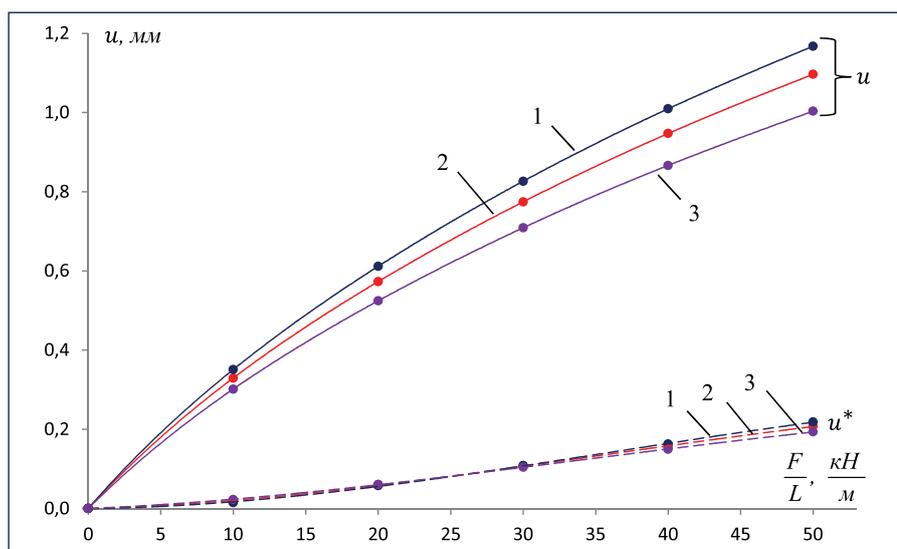


Рис. 13. Зависимость смещения ротора относительно статора от погонной нагрузки F/L при различных коэффициентах смещения ($i = 9:10, D_k = 58,5$ мм):

- 1) $\xi = -1$; 2) $\xi = 0$; 3) $\xi = 1$

для получения адекватных результатов при моделировании контактного взаимодействия твердого (стальной ротор) и деформируемого (эластичная обкладка статора) тел с протяженным первоначальным контактом по линиям и существенно изменяющейся при нагружении площадью контакта необходимо создание мелкой сетки конечных элементов в области контакта и медленное приложение нагрузки, увеличивается до требуемого значения постепенно за определенное значительное число шагов.

В связи с этим на данном этапе задача решалась в упрощенной статической постановке для модели плоского деформированного состояния без учета краевых эффектов.

Для того чтобы учесть пространственную винтообразную конфигурацию поверхностей рабочих органов ОГМ, рассматривались два характерных сечения РО, в которых имеет место полный контакт с обкладкой статора соответственно выступа и впадины зуба ротора (рис. 8). Смещение ротора относительно статора рассчитывалось как среднее арифметическое соответствующих результатов численного эксперимента в характерных сечениях, хотя данное положение требует более детального изучения и обоснования.

Моделировалось как нагружение рабочих органов ОГМ в прямом и обратном направлениях, соответствующее описанным выше условиями проведения эксперимента ПФ ВНИИБТ, так и в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил, что наиболее характерно для рабочего процесса ОГМ (рис. 8). Для всех случаев нагружения моделировалось только поступательное движение сечения ротора в направлении действия приложенной нагрузки.

Результаты компьютерного моделирования контактного взаимодействия рабочих органов двигателя Д-85, для которого ПФ ВНИИБТ были получены наиболее полные экспериментальные данные, представлены на рисунке 9.

На основании сравнительного анализа результатов, полученных при моделировании с помощью ANSYS Structural, и экспериментальных данных (рис. 9)

можно сделать следующие выводы:

- несмотря на использование для задания свойств резины обобщенной безразмерной диаграммы растяжение-сжатие вместо данных реальных экспериментов, расхождение между результатами моделирования и экспериментальными данными приемлемое, что позволяет использовать данную кривую для задания свойств резин в первом приближении;
- наименьшее расхождение между результатами моделирования и экспериментальными данными наблюдается при погонных нагрузках до 20 кН/м, причем в данном диапазоне величины смещения ротора относительно статора, полученные в результате моделирования, оказываются преимущественно выше определенных экспериментально;
- расхождение между результатами численного моделирования и экспериментальными данными начинает постепенно увеличиваться при погонных нагрузках выше 20 кН/м, не превышая 15% при погонной нагрузке, соответствующей режиму максимальной мощности (≈ 30 кН/м).

Расхождения между результатами численного моделирования и экспериментальными данными могут быть обусловлены совокупностью факторов: моделирование свойств резины с помощью обобщенной диаграммы вместо данных реальных экспериментов; использование для задания свойств резины данных только для одноосного растяжения-сжатия, в то время как обкладка статора испытывает более сложное напряженное состояние; неполная взаимоограничиваемость профилей РО, используемых для моделирования, и, соответственно, наличие участков с небольшим натягом и зазором даже при построении пары с нулевым первоначальным натягом; решение задачи в 2D-постановке вместо 3D с использованием упрощенного метода расчета смещения ротора (по двум характерным сечениям); отсутствие исчерпывающей информации о двигателях, для которых были получены экспериментальные данные (величина усадки резины, равномерность толщины хромового покрытия ротора и др.). Для получения более достоверных результатов необходимо провести для

резины ИРП-1226 и ее современных модификаций полный комплекс исследований физико-механических свойств, необходимых для их задания при компьютерном моделировании.

ФАКТОР БОКОВОГО СМЕЩЕНИЯ РОТОРА

Вследствие несимметричности профиля ротора относительно неподвижных осей статора при нагружении рабочих органов ОГМ в направлении действия главного вектора F_r радиальных гидравлических сил (рис. 10) под действием упругих сил, возникающих при деформации эластичной обкладки при контакте с ней различных зубьев ротора на различных участках профиля статора, помимо основного смещения u в направлении действия приложенной силы наблюдается также и боковое смещение u^* центра ротора (точка O_2) в направлении к центру статора (точка O_1). В результате фактическое межосевое расстояние a_w , определяющее положение центра масс сечения ротора (точка С) после приложения нагрузки, становится зависимым от двух линейных смещений:

СТАЛЬНЫХ ТРУБ ДЛЯ СТРОИТЕЛЬСТВА НЕФТЕГАЗОПРОВОДОВ

ВНУТРЕННЯЯ И НАРУЖНАЯ ИЗОЛЯЦИЯ



ООО «ЮКОРТ» ОКАЗЫВАЕТ СЛЕДУЮЩИЕ ВИДЫ УСЛУГ:

- Нанесение внутреннего антикоррозионного покрытия на основе высококачественных материалов на трубы диаметром 114-720 мм;
- Нанесение наружного двух- и трёхслойного антикоррозионного покрытия на основе экструдированного полиэтилена на трубы диаметром 89-720 мм;
- Изготовление отводов холодного гнущего диаметром от 114 до 530 мм с внутренним и наружным антикоррозионным покрытием.
- Изготовление гнутых отводов с нагревом ТВЧ диаметром от 89 до 426 мм.
- Изготовление и антикоррозионная изоляция фасонных деталей трубопроводов, сварных узлов.
- Ремонт, гидротестирование, антикоррозионная изоляция запорной арматуры Ду 50-800 мм.

Принем трубы и отгрузка готовой продукции может осуществляться по железной дороге или автотранспортом.

Продукция ООО «ЮКОРТ» сертифицирована в системе добровольной сертификации ГОСТ Р.

Система менеджмента качества ООО «ЮКОРТ» в 2009 г. сертифицирована в ЗАО «Бюро Веритас Сертификейшн Русь» на соответствие требованиям стандартов ISO 9001:2008 и ГОСТ Р ИСО 9001-2008.

ООО «ЮКОРТ». Почтовый адрес: 628309, РФ, ХМАО - Югра, г. Нефтеюганск, 6 мкр., д. 28

Тел: +7 (3463) 23-05-17 • Факс: +7 (3463) 25-15-24 • E-mail: yucort@rnservice.ru • www.yucort.ru

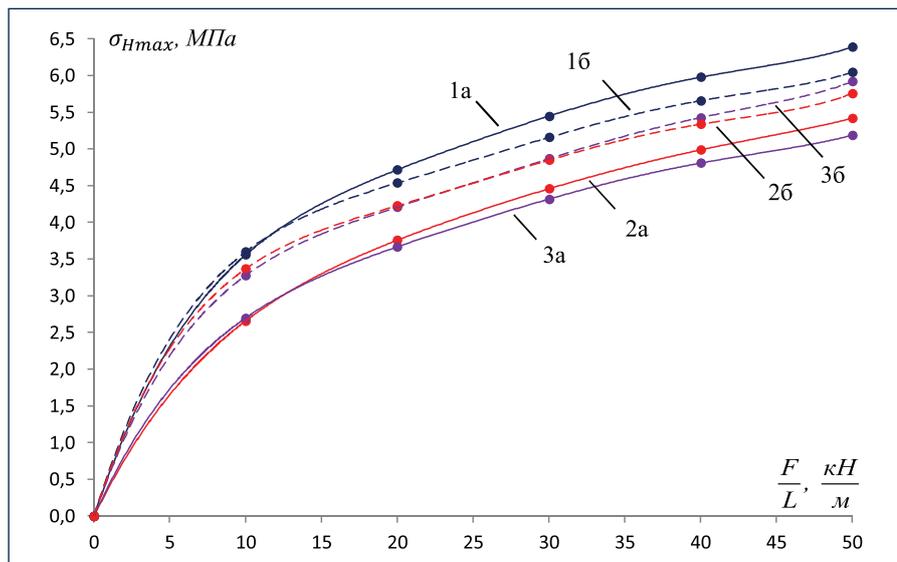


Рис. 14. Зависимость максимальных контактных напряжений от погонной нагрузки F/L при нагружении рабочих органов ОГМ в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил ($i = 9:10$, $D_k = 58,5$ мм): 1) $\xi = -1$; 2) $\xi = 0$; 3) $\xi = 1$; а – 1-е характерное сечение; б – 2-е характерное сечение

$$a_w = \sqrt{(e - u^*)^2 + u^2},$$

где e – эксцентриситет идеального циклоидального зацепления РО.

В паре с натягом $u^* > 0$ и в ненагруженном состоянии вследствие различной жесткости обкладки в прямом и обратном направлениях.

В зависимости от сочетания натяга, радиальных сил и физико-механических свойств эластомера обкладки статора

межосевое расстояние может быть как меньше, так и больше расчетного эксцентриситета зацепления.

По результатам численного моделирования нагружения рабочих органов ОГМ в направлении действия главного вектора радиальных гидравлических сил были построены зависимости основного и бокового смещений центра ротора от погонной нагрузки F/L (рис. 11). Интересно отметить, что основное сме-

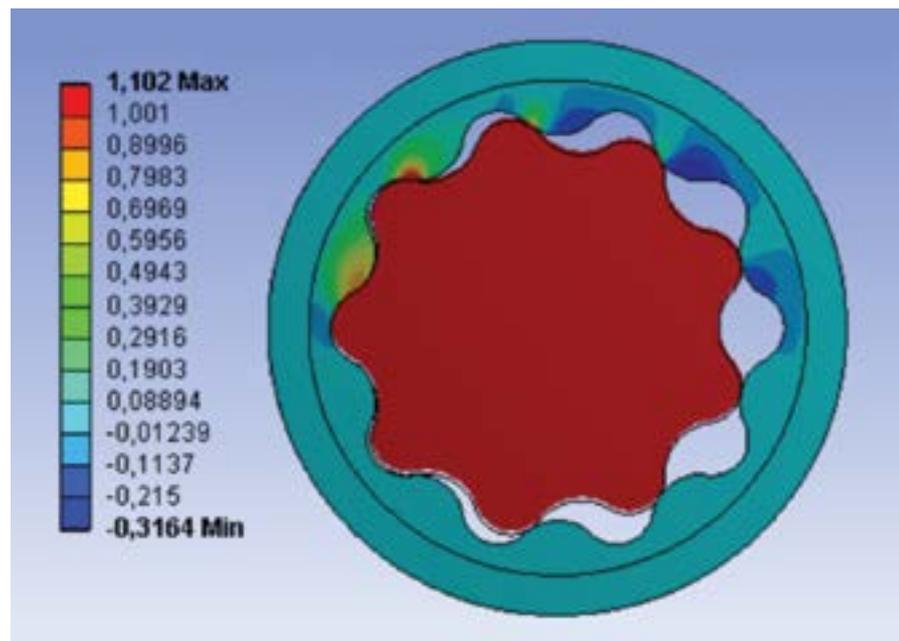


Рис. 15. Изолинии перемещений точек ротора и статора в 1-м характерном сечении РО

щение при нагружении в направлении действия гидравлической силы может быть больше, чем смещение при нагружении в обратном направлении.

Предложенная методика проектирования, основанная на использовании компьютерных технологий для моделирования контактного взаимодействия РО ОГМ, и разработанная на ее основе программа численного расчета и визуализации процессов дает возможность:

- уточнить общую теорию механики контактного взаимодействия двух пространственных тел с различными геометрическими и физическими параметрами;
- определить деформацию эластичной обкладки статора и положение центра ротора ОГМ для любых геометрических параметров зацепления РО, конструктивных схем статора и физико-механических свойств материалов;
- уточнить размеры и конфигурацию зазоров по длине контактных линий РО и определить эквивалентную площадь щели, определяющую утечки в РО.

В качестве практического примера использования данной методики рассмотрим задачу сравнения контактных напряжений в паре «ротор – статор» при различной форме их профилей – с нулевым, положительным и отрицательным коэффициентами смещения исходного профиля (рис. 12) для ВЗД с постоянным контурным диаметром (как у двигателя Д-85, у которого коэффициент смещения ξ близок к нулевому значению) при действии радиальной силы в направлении вектора гидравлической силы. Актуальность данной постановки задачи обусловлена необходимостью подтверждения теоретических выводов о влиянии коэффициентов профиля (c_e , ξ) на НДС рабочих органов [1] и свободным выбором коэффициента смещения при проектировании и изготовлении ОГМ, а также возможностью других способов оптимизации профиля с целью максимального учета упругих деформаций обкладки статора [8].

Результаты численного эксперимента показывают, что основное смещение ротора относительно статора для про-

филя с положительным коэффициентом смещения заметно ниже, чем у профиля с отрицательным коэффициентом смещения (рис. 13). Величина же бокового смещения u^* для рассматриваемого случая практически не зависит от коэффициента смещения исходного профиля. Наибольшие контактные напряжения возникают в РО с отрицательным коэффициентом смещения, причем наиболее нагруженным является 1-е характерное сечение (рис. 14). Минимальные контактные напряжения возникают в 1-м характерном сечении РО (рис. 15)

с положительным коэффициентом смещения. Для РО с положительным и нулевым коэффициентами смещения наиболее нагруженным является 2-е характерное сечение, причем контактные напряжения в рассматриваемых характерных сечениях сопоставимы по величине.

Необходимо отметить, что наряду с наименьшими контактными напряжениями винтовые пары с положительным смещением исходного профиля обеспечивают также минимальную деформацию обкладки статора и, соответственно,

минимальные зазоры по длине контактных линий.

Представленная методика компьютерного моделирования контактного взаимодействия рабочих органов с учетом упругих свойств обкладки статора, являющаяся развитием теории рабочего процесса одновинтовых гидравлических машин, может быть использована при расчетах и математическом моделировании ОГМ, а также планетарно-роторных гидромашин, компрессоров и механических передач с циклоидальным зацеплением рабочих органов.

Литература:

1. Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Одновинтовые гидравлические машины: В 2 т. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2005–2007.
2. Бобров М.Г. Экспериментальное исследование жесткости обкладки статора винтовых забойных двигателей // Машины и нефтяное оборудование. – 1982. – № 2.
3. Балденко Ф.Д., Коваленок А.Е. К вопросу влияния упругих свойств обкладки статора на характеристики одновинтовых гидромашин // Бурение и нефть. – 2011. – № 10.
4. Вольская Н.С., Левенков Я.Ю., Русанов О.А. Моделирование автомобильной пневматической шины, взаимодействующей с твердой неровной опорной поверхностью. – М.: МГИУ, 2013.
5. Фуфачев О.И. Исследование и разработка новых конструкций рабочих органов винтовых забойных двигателей для повышения их энергетических и эксплуатационных характеристик: Дисс. канд. техн. наук. – М.: НПО «Буровая техника» – ВНИИБТ, 2011.
6. Бруйа В.А. и др. Инженерный анализ в ANSYS Workbench. – Самара: Самар. гос. техн. ун-т, 2010.
7. Кондаков Л.А. Уплотнения гидравлических систем. – М.: Машиностроение, 1972.
8. Селиванов С.И., Балетинских Д.И. Новая страница в развитии конструкций ВЗД // Бурение и нефть. – 2011. – № 7.

UDC 62.251+004.94

F.D. Baldenko, Candidate of Sciences (Engineering), assistant professor of Gubkin Russian State University of Oil and Gas, e-mail: fbaldenko@mail.ru; **A.Ye. Kovalenok**, PhD candidate, Gubkin Russian State University of Oil and Gas

Computational modeling of contact interaction between rotor and elastic stator in single-screw hydraulic machines

This article deals with the computer modeling method of contact interaction of screw operating devices, taking into account elastic properties of the stator covering that can be used in calculations, mathematical modeling and optimization of planetary and rotary hydraulic machines, compressors and mechanical transmissions with cycloidal gear of operating devices, and practical examples are given for use of this method when determining contact voltages in the rotor-stator pair of downhole screw motor with various geometrical parameters of profiles and direction of the operating forces.

Key words: positive displacement motor, compression diagram, clearance, contact; single-screw hydraulic machine, operating elements, rotor, stator, elasticity, cycloidal gearing.

References:

1. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Gnoyevykh A.N. Odnovintovye gidravlicheskie mashiny (Single-screw hydraulic machines): In 2 volumes. – Moscow: Information and Advertising Center of Gazprom LLC, 2005–2007.
2. Bobrov M.G. Eksperimental'noe issledovanie zhestkosti obkladki statora vintovykh zaboynykh dvigatelei (Experimental research into stiffness of the stator covering of downhole screw motors) // Machines and oil equipment. – 1982. – No. 2.
3. Baldenko F.D., Kovalenok A.Ye. K voprosu vliyaniya uprugikh svoystv obkladki statora na kharakteristiki odnovintovykh gidromashin (On impact of elastic properties of the stator covering on characteristics of single-screw hydraulic machines) // Drilling and oil. – 2011. – No. 10.
4. Volskaya N.S., Levenkov Ya.Yu., Rusanov O.A. Modelirovanie avtomobil'noi pnevmaticheskoi shiny, vzaimodeistvuyutshei s tverdoi nerovnoi opornoj poverkhnost'yu (Modeling of automobile pneumatical tyre interacting with solid uneven supporting surface). – Moscow: MSIU, 2013.
5. Fufachev O.I. Issledovanie i razrabotka novykh konstruksiy rabochikh organov vintovykh zaboynykh dvigatelei dlya povysheniya ikh energeticheskikh i ekspluatatsionnykh kharakteristik (Research and development of new structures of operating devices of downhole screw motors to improve their power and performance characteristics): Thesis of Candidate of Engineering Science – Moscow: Burovaya Tekhnika Research, Development and Production Association – VNIIBT, 2011.
6. Bruyaka V.A. and others. Inzhenernyi analiz v ANSYS Workbench (Engineering analysis in ANSYS Workbench). – Samara: Samara State Technical University, 2010.
7. Kondakov L.A. Uplotneniya gidravlicheskih sistem (Seals of hydraulic systems). – Moscow: Mashinostroyeniye, 1972.
8. Selivanov S.I., Baletinskiy D.I. Novaya stranitsa v razvitiy konstruksiy VZD (New departure in development of downhole screw motor structures) // Drilling and oil. – 2011. – No. 7.