

КОНЕЧНОЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГИДРОСТАТИЧЕСКОЙ ВТУЛКИ И ШТОКА В СОСТАВЕ ГИДРОЦИЛИНДРА

Л.В. Шипулин, А.С. Дегтярева-Кашутина

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

Гидропривод с гидростатическими направляющими (ГП с ГСН) предназначен для использования в составе различного стендового испытательного оборудования, а именно: ресурсных, вибрационных и разрушающих стендов, применяемых для проведения эксплуатационных испытаний в нефтегазовой, аэрокосмической, военной и других отраслях для установления фактических значений показателей работоспособности различных ответственных деталей и компонентов. ГП с ГСН по своей конструкции похож на обычный гидропривод, но шток, располагаемый в гидроприводе, установлен в гидростатических направляющих.

Гидростатические направляющие имеют малые потери мощности на трение, могут иметь широкие перемычки, а используемое масло может быть вязким. Гидростатические направляющие обеспечивают даже при самых низких скоростях равномерное (без скачков) движение штока.

В рамках данной статьи рассматривается расчет на прочность втулки и штока, входящих в состав ГП с ГСН. Для проведения моделирования напряжений, деформаций и перемещений, возникающих при работе втулки и штока, используется метод конечных элементов, реализованный средствами программы ANSYS. Данные, полученные в результате моделирования, хорошо согласуются с расчетами по известным зависимостям сопротивления материалов, согласно которым величина радиальных напряжений в толстостенном цилиндре равна по модулю и обратна по знаку внутреннему давлению на втулку. Также проведена оценка дополнительного увеличения радиуса проточной части узла. Полученная величина совместного изменения диаметров втулки и штока оказалась сравнима с допуском на изготовление внутреннего диаметра втулки. Но в случае изготовления втулки по верхней границе допуска может произойти увеличение расхода смазки. Поэтому произведен расчет для установления максимального значения расхода, который показал, что даже при максимальном зазоре расход в пределах нормы.

Ключевые слова: гидропривод с гидростатическими направляющими, моделирование, напряжения, расход.

Введение

Гидропривод с гидростатическими направляющими (ГП с ГСН) предназначен для использования в составе различного стендового испытательного оборудования, а именно: ресурсных, вибрационных и разрушающих стендов, применяемых для проведения эксплуатационных испытаний в нефтегазовой, аэрокосмической, военной и других отраслях для установления фактических значений показателей работоспособности различных ответственных деталей и компонентов. ГП с ГСН по своей конструкции похож на обычный гидропривод, но шток, располагаемый в гидроприводе, установлен в гидростатических направляющих. Гидростатическими называются направляющие, в которых подачей масла под давлением между скользящими поверхностями обеспечивается постоянное наличие масляного слоя. Его толщина составляет 10...50 мкм, в отдельных случаях до 100 мкм. Масло под давлением подается в карманы направляющих, глубина которых составляет обычно 1...4 мм. По длине направляющих выполняют несколько каналов, разделенных дренажными канавками.

Гидростатические направляющие имеют малые потери мощности на трение, так как в направляющих скорости скольжения относительно малы, также направляющие могут иметь широкие перемычки, а используемое масло может быть вязким. Гидростатические направляющие обеспечивают даже при самых низких скоростях равномерное (без скачков) движение штока. Эти направляющие практически не подвержены износу, поэтому довольно долго сохраняют первоначальную точность.

Численные методы моделирования

Все вышеперечисленные достоинства ГП с ГСН позволяют добиться больших ресурсов работы гидропривода, а следовательно, и оборудования, работающего на его основе. Это позволило найти широкое применение для ГП с ГСН в различных отраслях.

Обработка высоким гидростатическим давлением (hydrostatic pressure processing – HPP) – это новая технология, которая появилась в производстве продуктов питания в течение последнего десятилетия и совсем недавно – в медицине и фармацевтике. Теоретически рабочие условия (давление и температура) для обработки пищевых продуктов с помощью HPP могут варьироваться от 300 до 1000 МПа при температуре от –20 до +121 °С, в зависимости от процесса и характера пищи [1, 2].

Первичные компоненты системы HPP включают в себя сосуд высокого давления с герметизирующими затворами, систему формирования давления, систему контроля давления и температуры, а также систему транспортировки продукта в сосуд высокого давления и из него. Данное оборудование является сложным и требует чрезвычайно высокой точности при его изготовлении, использовании и обслуживании [1, 2].

Помимо пищевой промышленности с первой половины XX в. гидростатическое давление применяют для изучения свойств материальных систем. В недавних экспериментах с конденсированным веществом гидростатическое давление в частности использовалось для установления критической температуры обычных и высокотемпературных сверхпроводников, а также для возбуждения переходов металл – изолятор в различных материалах и изучения квантового эффекта Холла в гетероструктурах GaAs и квантовых ямах [3].

Гидравлические испытания герметичности изделий и систем осуществляются в зависимости от предъявляемых к объектам требований тремя методами: гидравлическим давлением, наливом воды, поливом водой.

Провести гидростатические испытания (НУД) довольно просто – достаточно заполнить гидротестируемое оборудование (трубопровод, резервуар, теплообменник) водой или другой рабочей жидкостью, подать давление на уровень выше, чем рабочее, проверить отсутствие утечек и нарушения механической целостности оборудования. Если дефекты не обнаружены, значит, объект выдержал испытание, необходимо слить жидкость и высушить внутреннюю часть. Это обобщенная схема проведения любых гидростатических испытаний.

Гидростатическое испытание – это испытание на герметичность и одновременно прочность изделия. Другими словами, методика проведения испытаний и анализ результатов должны учитывать эти два фактора одновременно [4–6].

Оборудование для проведения гидростатических испытаний производят такие фирмы, как Hydraulics International (США), URACA (Германия), Resato (Нидерланды), CM CANDAN (Турция), ЗЕТ-ТЕХНО (Россия) [7–11].

Гидростатический подшипник часто применяется в машиностроении и приборостроении, потому что детали машин или валы, установленные на гидростатические смазанные направляющие, движутся с высокой плавностью. Это преимущество перед другими видами подшипников обусловлено полным разделением твердых скользящих поверхностей жидкой пленкой. Твердые поверхности не вступают в физический контакт. Это обеспечивается тем, что тонкая пленка жидкости, разделяющая поверхности, всегда больше, чем высота любых неровностей поверхности [12–14].

1. Расчет деформаций и перемещений втулки и штока с целью расчета сечения проточной части под действием внутреннего давления

1.1. Расчет напряжений, деформаций и перемещений втулки методом конечных элементов

Согласно техническим характеристикам, втулка и шток находятся под действием внутреннего давления 14 МПа. Требуется определить напряженно-деформированное состояние под действием внутреннего давления. Втулка представляет собой толстостенный цилиндр с толщиной стенки 30 мм. Шток – сплошной цилиндр диаметром 80 мм. Радиальный зазор между втулкой штоком составляет 0,02 мм. Материал втулки и штока – сталь 40Х. Механические характеристики этого материала приведены в таблице.

Минимальные механические характеристики стали 40Х по ГОСТ 4543-2016, T = 20 °С [15]

$\sigma_{0,2}$, МПа	σ_B , МПа	δ , %	Ψ , %
800	950	12	50

Для расчета использовалась программа ANSYS 17.2. На первом этапе построена твердотельная модель втулки в программе SolidWorks 2019 (рис. 1). Твердотельная модель штока построена средствами ANSYS.

На втором этапе в программе ANSYS создана конечно-элементная модель втулки и штока (рис. 2). Поскольку втулка обладает центральной симметрией, моделировалась половина втулки в продольном сечении и половина – в поперечном. Шток моделировался полностью. Симметричные граничные условия (заделка) задавались по торцовым поверхностям втулки в продольном сечении и в осевом. Шток закреплялся по всем степеням свободы с одного конца. Для исключения влияния краевого эффекта моделировался участок штока длиной 120 мм. Ко всей внутренней поверхности втулки приложено внутреннее давление 14 МПа. К части штока, находящейся во втулке, приложено наружное давление 14 МПа. Шаг сетки – 2 мм. В программе были заданы следующие свойства материала: модуль упругости $2,1 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона 0,3.

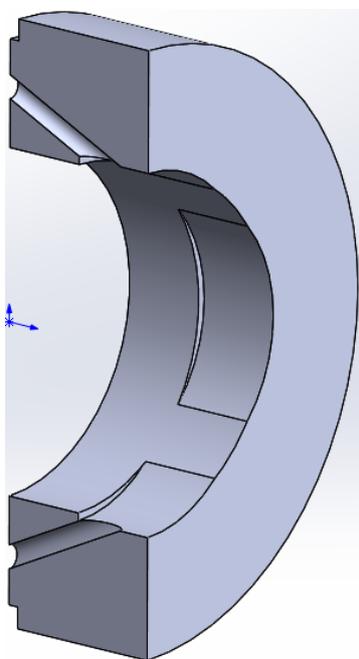


Рис. 1. Твердотельная модель втулки для создания конечно-элементной модели (половина симметрии в осевом и радиальном сечениях)

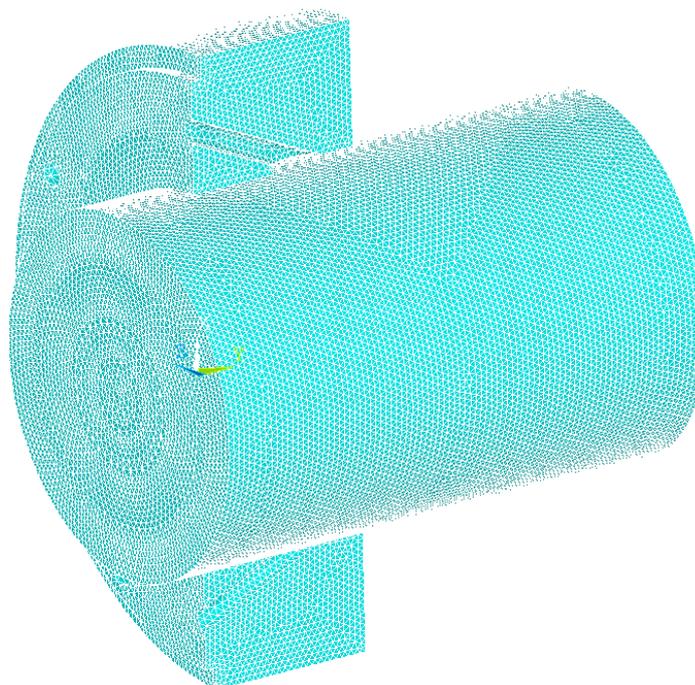


Рис. 2. МКЭ-модель втулки и штока

В результате моделирования с помощью описанной выше модели рассчитано напряженно-деформированное состояние втулки и штока под действием внутреннего давления. Получены картины распределения эквивалентных напряжений (рис. 3, 4) деформаций и перемещений втулки и штока. Данные величины (около 14 МПа) хорошо согласуются с расчетами по известным зависимостям сопротивления материалов, согласно которым величина радиальных напряжений в толстостенном цилиндре равна $-p$, где p – внутреннее давление на втулку [16]. Для оценки дополнительного увеличения радиуса проточной части узла определены радиальные перемещения штока и втулки (рис. 5, 6). Дополнительное уменьшение наружного радиуса штока составило не более 20 мкм. Дополнительное увеличение внутреннего радиуса втулки составило не более 60 мкм, данная величина сравнима с допуском на изготовление внутреннего диаметра втулки (квалитет Н8) – 46 мкм. В результате с учетом неточности изготовления втулки и штока суммарное увеличение радиуса проточной части во время приложения давления может составить порядка

Численные методы моделирования

100 мкм. Учитывая, что величина зазора составляет всего 20 мкм, а расход в проточной части пропорционален кубу высоты зазора между втулкой и штоком [17, 18], это может привести к увеличению расхода.

Проведем расчет расхода в многосекционном гидростатическом подшипнике.

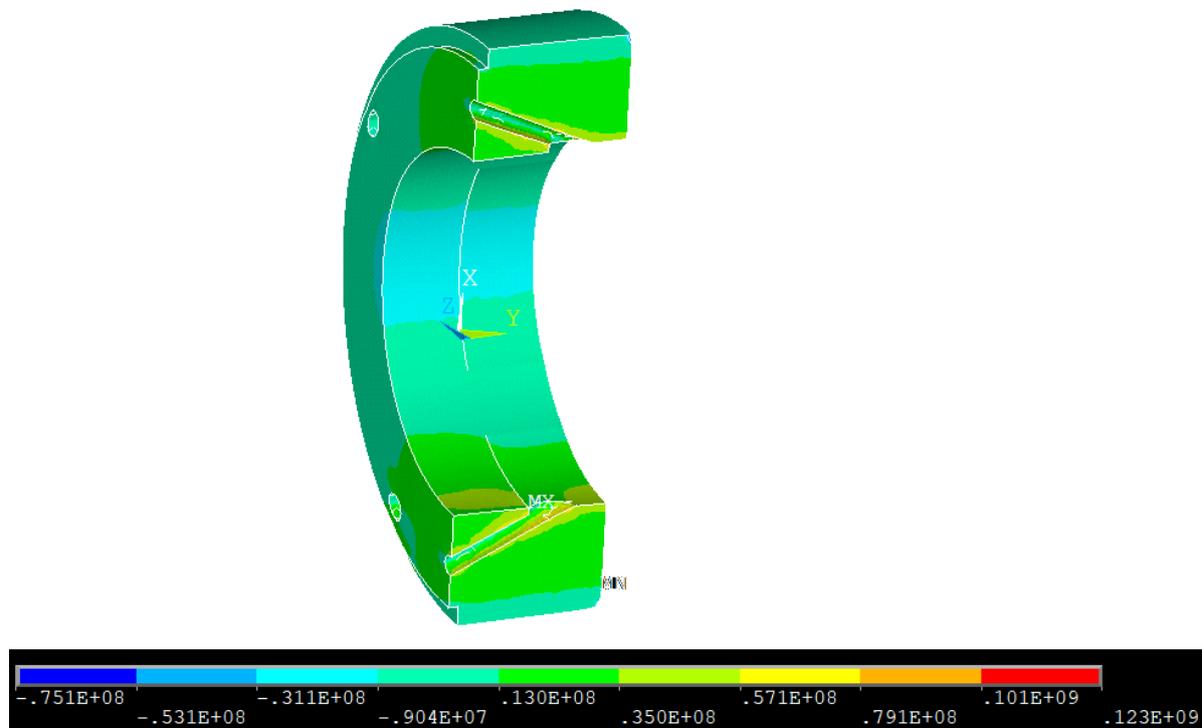


Рис. 3. Распределение радиальных напряжений во втулке

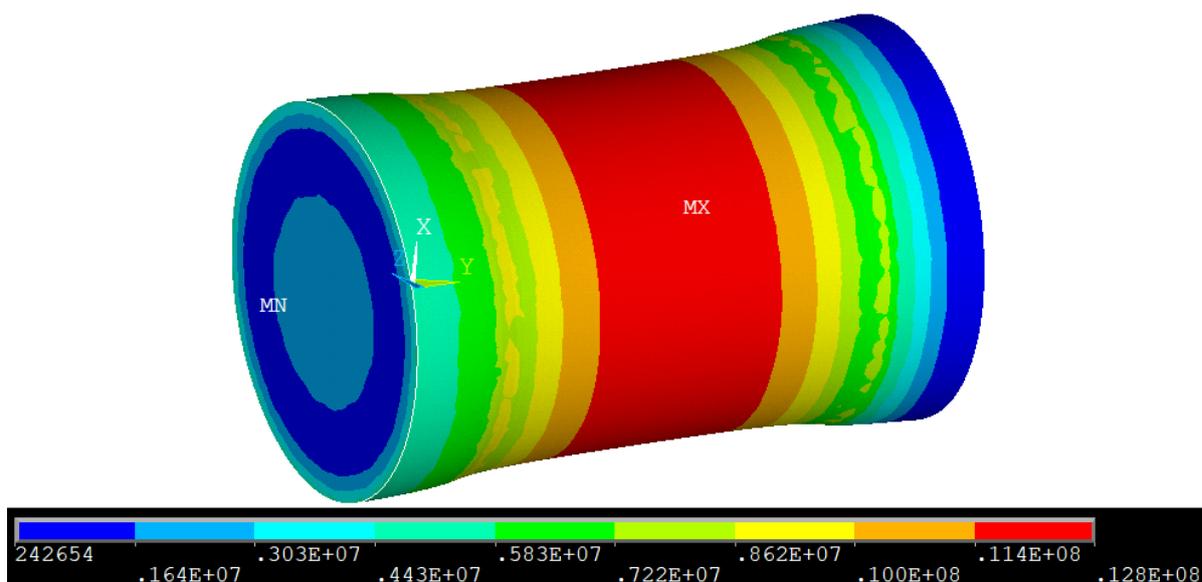


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в штоке

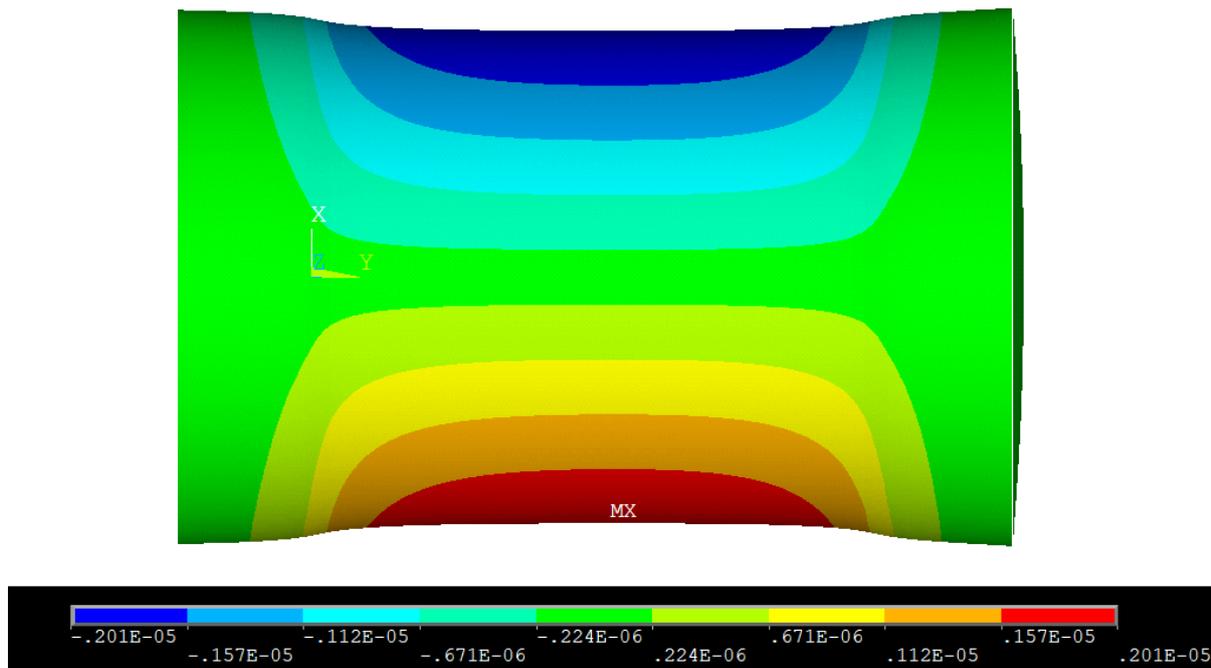


Рис. 5. Радиальные перемещения штока под действием внешнего давления 14 МПа (масштаб увеличен)

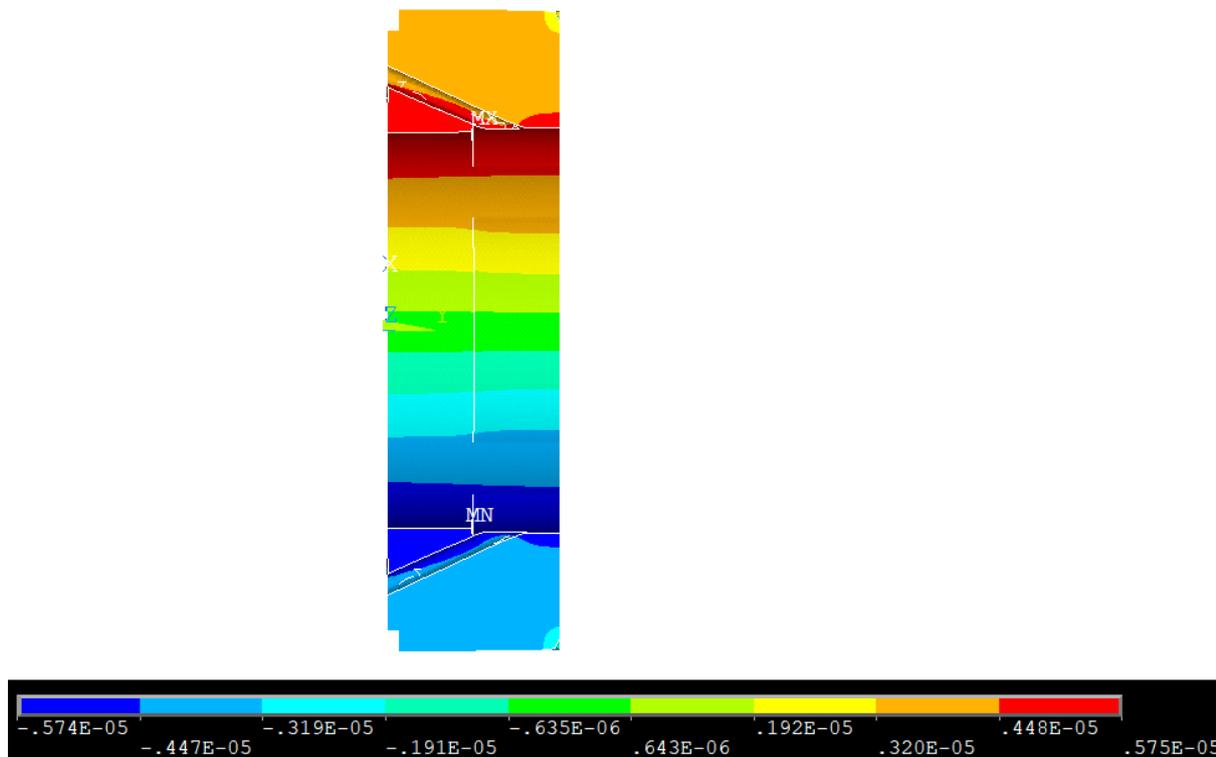


Рис. 6. Радиальные перемещения втулки под действием внутреннего давления 14 МПа (масштаб увеличен)

Численные методы моделирования

2. Расчет расхода в многосекционном гидростатическом подшипнике с помощью ANSYS Fluent

2.1. Описание исходных данных. Расчет расхода при нулевой поперечной нагрузке на шток

Требуется определить расход через гидростатический четырехсекционный подшипник со следующими исходными данными. Внутри подшипника находится сплошной шток. Входное давление – 14 МПа. Кинематическая вязкость жидкости $\nu = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$. Плотность жидкости – $900 \text{ кг}/\text{м}^3$. Без нагрузки втулка и шток концентричны, то есть их оси совпадают. Радиальный зазор между втулкой и штоком 0,02 мм. Понижение вязкости жидкости при увеличении температуры не учитывается. Потери на трение не учитываются.

2.2. Расчет расхода в подшипнике без нагрузки

Для численного расчета узла создана твердотельная модель (сборка) втулки и части штока (рис. 7). Модель втулки сделана с упрощениями, существенно не влияющими на результаты расчета, жидкость подводится через втулку, а не через фланец, как в исходной конструкции.

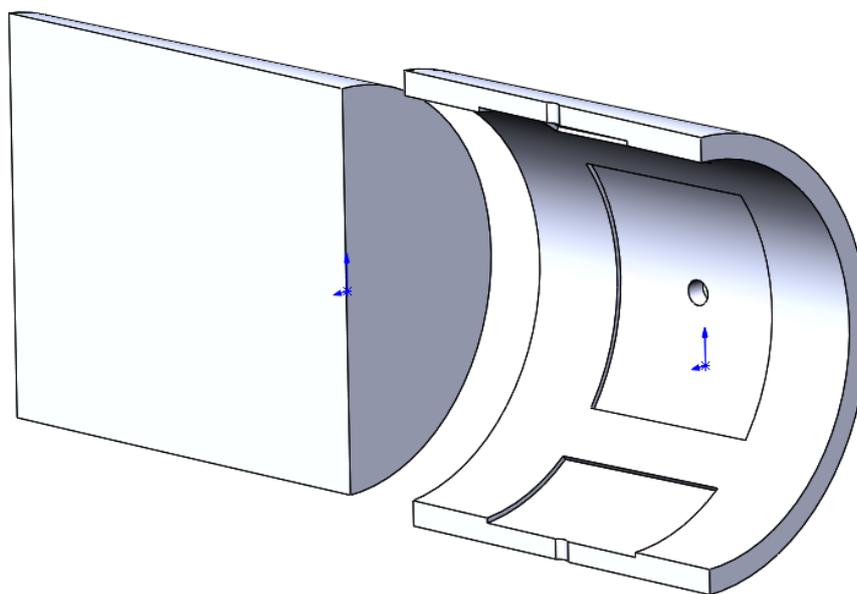


Рис. 7. Сборка макета крышки с разнесенными частями в разрезе

На основе твердотельной модели в ANSYS Workbench 17.2 создана осесимметричная модель втулки, штока и жидкости внутри (рис. 8). В целях снижения количества конечных элементов и времени расчета сделана четвертая часть модели.

На основе полученных геометрических моделей создана конечно-элементная сетка объема жидкости в полости втулки.

В модуле ANSYS Fluent на объем жидкости были заданы следующие граничные условия: две плоскости симметрии, ограничивающие объем по плоскости разреза, стенки без трения вдоль штока и втулки, вход по давлению 14 МПа и выход с атмосферным давлением. На щелевом участке принималось ламинарное течение.

В результате численного расчета получено распределение скорости жидкости на выходе из узла после перемычки 1 (рис. 9). Средняя скорость получилась равной примерно 0,05 м/с.

Для проверки численных расчетов был сделан проверочный расчет средней скорости w_{cp} и расхода Q через перемычку 1 (предполагая, что за ней атмосферное давление) по классическим уравнениям величины средней скорости течения жидкости через узкую щель толщиной $2h$ [19]:

$$w_{cp} = \frac{\Delta p h^2}{3\mu}, \quad (1)$$

где Δp – разность давлений, $\Delta p = 14 \cdot 10^6 \text{ Па}$; h – половина высоты щели, $h = 0,001 \text{ м}$; μ – динамическая вязкость жидкости, $\mu = 19,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Тогда $w_{cp} = 2,1 \text{ м}/\text{с}$.

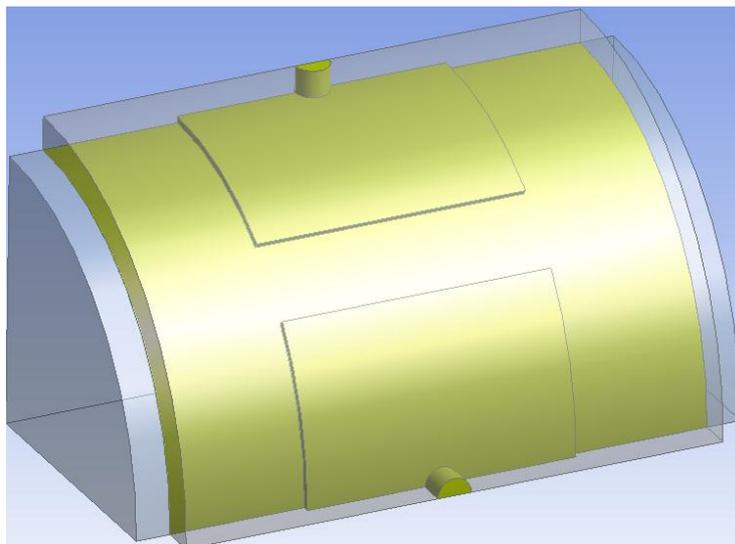


Рис. 8. Твёрдотельная модель узла в ANSYS Workbench

Объемный секундный расход [20]:

$$Q = \frac{2 \Delta p h^3}{3 \mu} = \frac{2}{3} \cdot \frac{14 \cdot 10^6 \cdot (1 \cdot 10^{-5})^3}{19,8 \cdot 10^{-3}} = 0,47 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с} = 0,03 \text{ л/мин.} \quad (2)$$

Как показано выше, при данной величине зазора (0,02 мм и менее) численный метод дает большое расхождение с аналитическими методиками, поэтому дальнейшие расчеты целесообразно вести аналитическими методами.

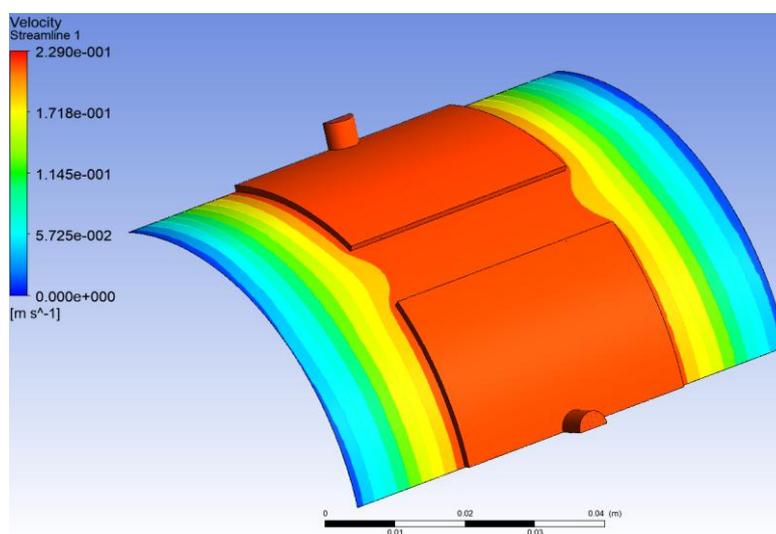


Рис. 9. Распределение скорости жидкости между втулкой и штоком

2.3. Расчет расхода при поперечной нагрузке

При приложении поперечной нагрузки $F_1 = 85 \text{ кН}$ в камерах втулки будет создаваться дополнительное давление, эпюра давлений будет несимметричной и нелинейной и будет зависеть от угловой ориентации втулки относительно штока [20]. В радиальном сечении возможны два случая (рис. 10). В результате несимметричной эпюры давлений около камеры возникает поперечный поток смазки, вызывающий большие изменения действительных значений коэффициента использования давления a_f и коэффициента нагрузки q_f [20].

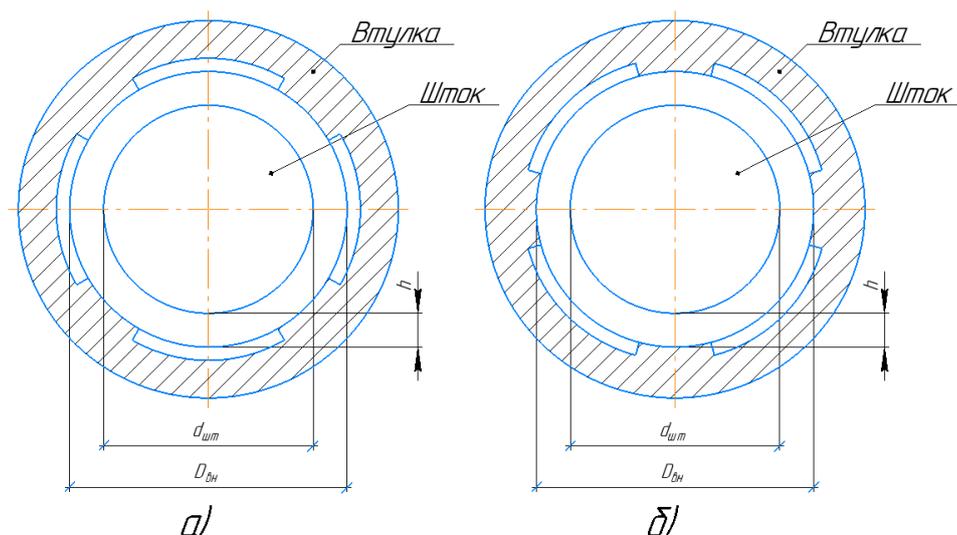


Рис. 10. Варианты ориентации втулки относительно штока

В связи с этим можно провести лишь оценочный расчет по методике Риппела [20].
Дополнительное давление в камерах подшипника будет равняться:

$$p = \frac{2F_1}{A}, \quad (3)$$

где A – площадь проекции опорной поверхности вблизи каждой камеры.

Для нашего случая

$$A = 2L\alpha R, \quad (4)$$

где $R = 40$ мм, $L = 40$ мм, $\alpha = 74^\circ$.

Тогда $A = 0,24$ м². Дополнительное давление составит $p = 708333,2$ Па.

Рассчитаем дополнительный расход, который вызовет данное повышение давления по формуле (2):

$$Q = \frac{2 \Delta p h^3}{3 \mu} = \frac{2}{3} \cdot \frac{(14 \cdot 10^6 + 708333,3) \cdot (1 \cdot 10^{-5})^3}{19,8 \cdot 10^{-3}} = 0,48 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}.$$

Заключение

После расчетов втулки и штока установлено, что дополнительное уменьшение наружного радиуса штока составило не более 20 мкм. Дополнительное увеличение внутреннего радиуса втулки составило не более 60 мкм, данная величина сравнима с допуском на изготовление внутреннего диаметра втулки (квалитет Н8) – 46 мкм. В результате с учетом неточности изготовления втулки и штока суммарное увеличение радиуса проточной части во время приложения давления может составить порядка 100 мкм. При минимальном зазоре – 0,02 мм – секундный расход составляет $0,47 \cdot 10^{-6}$ м³/с, а при максимальном – 0,1 мм – увеличится вдвое, что является допустимым.

Литература

1. Koutchma, T. *Adapting High Hydrostatic Pressure (HPP) for Food Processing Operations* / T. Koutchma. – Elsevier, 2014. – 130 p.
2. Tewari, G. *High pressure processing of foods: An overview* / G. Tewari, D. Jayas, R. Holley // *Science Aliments*. – 1999. – Vol. 19. – P. 619–661.
3. Schreiber, K.A. *Ground States of the Two-Dimensional Electron System at Half-Filling under Hydrostatic Pressure* / K.A. Schreiber. – Springer International Publishing, 2019. – 112 p.
4. Javaherdashti, R. *Hydrostatic Testing, Corrosion, and Microbiologically Influenced Corrosion A Field Manual for Control and Prevention* / R. Javaherdasht, F. Akvan. – CRC Press, 2017. – 91 p.

5. Hassanzadeh, M. Hydrostatic test of storage tanks using seawater and corrosion considerations / M. Hassanzadeh, Kh. Rahmani // *Engineering Failure Analysis*. – 2021. – Vol. 122. – Number article 105267. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105267.

6. Acoustic emission characteristics of used 70 MPa type IV hydrogen storage tanks during hydrostatic burst tests / D. Wang, B. Liao, Ch. Hao et al. // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2021. – Vol. 46, Iss. 23. – P. 12605–12614. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2020.12.177.

7. Сайт *Hydraulics International* [Электронный ресурс]. – 2018–2020. Режим доступа: <https://hiipumps.ru/ru/product/type/?id=124>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

8. Сайт *URACA* [Электронный ресурс]. – 2020. Режим доступа: www.uraca.com, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

9. Сайт *Resato* [Электронный ресурс]. – 2015–2020. Режим доступа: <https://www.resato.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

10. Сайт *Candan Makina LTD* [Электронный ресурс]. – 2010–2021. Режим доступа: <http://www.candanmakina.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

11. Сайт *ЗЕТ-ТЕХНО* [Электронный ресурс]. – 2002–2020. Режим доступа: <https://www.zetec.ru>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

12. Rowe, W.B. *Hydrostatic and hybrid bearing design* / W. Rowe. – Cambridge. Great Britain at the University Press, 1983. – 248 p.

13. Сайт *Team Corporation* [Электронный ресурс]. – 2010–2021. Режим доступа: <https://teamcorporation.com>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

14. Сайт *ZOLLERN* [Электронный ресурс]. – 2010–2021. Режим доступа: <https://www.zollern.com/en>, свободный. – Загл. с экрана (дата обращения 30.08.2021).

15. Гохфельд, Д.А. *Механические свойства сталей и сплавов при нестационарном нагружении: справочник* / Д.А. Гохфельд, Л.Б. Гецов, К.М. Кононов и др. – Екатеринбург: УрО РАН, 1996. – 405 с.

16. Феодосьев, В.И. *Сопротивление материалов* / В.И. Феодосьев. – М.: МГТУ им. Баумана, 2010. – 590 с.

17. Воскресенский, В.А. *Расчет и проектирование опор жидкостного трения: справочник* / В.А. Воскресенский, В.И. Дьяков, А.З. Зиле. – М.: Машиностроение. 1983. – 232 с.

18. Srinivasan, V. *Analysis of Static and Dynamic Load on Hydrostatic Bearing with Variable Viscosity and Pressure* / V. Srinivasan // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2013. – Vol. 6 (6S). – P. 4777–4782.

19. Лойцянский Л.Г. *Механика жидкости и газа* / Л.Г. Лойцянский. – М.: Дрофа, 2003. – 840 с.

20. *Проектирование гидростатических подшипников* / под ред. Г. Риппела. – М.: Машиностроение, 1967. – 136 с.

Шипулин Леонид Викторович, канд. техн. наук, доцент кафедры технологии автоматизированного машиностроения, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, shipulinlv@susu.ru

Дегтярева-Кашутина Анастасия Сергеевна, ст. преподаватель кафедры технологии автоматизированного машиностроения, Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, degtiareva-kashutinaas@susu.ru

Поступила в редакцию 24 сентября 2021 г.

FINITE ELEMENT MODELING OF THE OPERATIONAL INTERACTION OF THE SLEEVE AND THE ROD AS PART OF THE HYDRAULIC DRIVE

L.V. Shipulin, shipulinlv@susu.ru

A.S. Degtyareva-Kashutina, degtiareva-kashutinaas@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

The hydraulic drive with hydrostatic guides is intended for use as part of various bench test equipment, namely: resource, vibration and destructive stands used for performance tests in the oil and gas, aerospace, military and other industries to establish the actual values of the performance indicators of various critical parts and components. A hydrostatic guide hydraulic actuator is similar in design to a conventional hydraulic actuator, but the stem located in the hydraulic actuator is mounted in the hydrostatic guides.

Hydrostatic guides have low frictional power losses, can have wide bridges, and the oil used can be viscous. Hydrostatic guides ensure uniform stem movement even at the lowest speeds.

Within the framework of this article, the calculation of the strength of the sleeve and the rod, which are part of the hydraulic drive with hydrostatic guides, is considered. To simulate stresses, deformations and displacements arising from the operation of the sleeve and rod, the finite element method is used, implemented by means of the ANSYS program. The data obtained as a result of modeling are in good agreement with calculations based on the known dependences of the resistance of materials, according to which the magnitude of radial stresses in a thick-walled cylinder is equal in magnitude and opposite in sign to the internal pressure on the sleeve. An assessment of the additional increase in the radius of the flow path of the assembly was also carried out. The obtained value of the joint change in the diameters of the sleeve and the rod turned out to be comparable with the tolerance for the manufacture of the inner diameter of the sleeve. However, if the sleeve is manufactured at the upper tolerance limit, an increase in lubricant consumption may occur. Therefore, a calculation was made to establish the maximum flow rate, which showed that even with the maximum clearance; the flow rate is within the normal range.

Keywords: hydraulic drive with hydrostatic guides, modeling, stresses, consumption.

References

1. Koutchma T. *Adapting High Hydrostatic Pressure (HPP) for Food Processing Operations*. Elsevier, 2014. 130 p.
2. Tewari G., Jayas D., Holley R. High pressure processing of foods: An overview. *Science Aliments*, 1999, vol. 19, pp. 619–661.
3. Schreiber K.A. *Ground States of the Two-Dimensional Electron System at Half-Filling under Hydrostatic Pressure*. Springer International Publishing, 2019. 112 p.
4. Javaherdashti R., Akvan F. *Hydrostatic Testing, Corrosion, and Microbiologically Influenced Corrosion A Field Manual for Control and Prevention*. CRC Press, 2017. 91 p.
5. Hassanzadeh M., Rahmani Kh. Hydrostatic test of storage tanks using seawater and corrosion considerations. *Engineering Failure Analysis*, 2021, vol. 122, Number article 105267. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2021.105267.
6. Wang D., Liao B., Hao Ch., Wen A., Zheng J., Jiang P., Gu Ch., Xu P., Huang Q. Acoustic emission characteristics of used 70 MPa type IV hydrogen storage tanks during hydrostatic burst tests. *International Journal of Hydrogen Energy*, 2021, vol. 46, iss. 23, pp. 12605–12614. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2020.12.177.
7. Website Hydraulics International [Electronic resource], 2018–2020. Access mode: <https://hiipumps.ru/ru/product/type/?id=124>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
8. Website URACA [Electronic resource], 2021. Access mode: www.uraca.com, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).

9. Website Resato [Electronic resource], 2015–2021. Access mode: <https://www.resato.com>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
10. Website Candan Makina LTD [Electronic resource], 2010–2021. Access mode: <http://www.candanmakina.com>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
11. Website ZET-TEKhNO [Electronic resource], 2002–2021. Access mode: <https://www.z-tec.ru>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
12. Rowe W.B. *Hydrostatic and hybrid bearing design*. Cambridge. Great Britain at the University Press, 1983. 248 p.
13. Website Team Corporation [Electronic resource], 2010–2021. Access mode: <https://team-corporation.com>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
14. Website ZOLLERN [Electronic resource], 2010–2021. Access mode: <https://www.zollern.com/en>, free. Title from the screen (date of access 30.08.2021).
15. Gokhfeld D.A., Getsov L.B., Kononov K.M. et al. *Mekhanicheskiye svoystva staley i splavov pri nestatsionarnom nagruzhении. Spravochnik* [Mechanical properties of steels and alloys under unsteady loading. Directory]. Yekaterinburg: Ural Branch of the Russian Academy of Sciences, 1996. 405 p.
16. Feodosiev V.I. *Soprotivleniyematerialov* [Resistance of materials]. Moscow, MGTU name after Bauman, 2010. 590 p.
17. Voskresensky V.A., Dyakov V.I., Zile A.Z. *Raschet i proyektirovaniye opor zhidkostnogo treniya* [Calculation and design of supports for fluid friction]. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 232 p.
18. Srinivasan V. Analysis of Static and Dynamic Load on Hydrostatic Bearing with Variable Viscosity and Pressure. *Indian Journal of Science and Technology*, 2013, vol. 6 (6S), pp. 4777–4782.
19. Loytsyansky L.G. *Mekhanika zhidkosti i gaza* [Mechanics of liquid and gas]. Moscow, Drofa, 2003, 840 p.
20. Rippel G. *Proyektirovaniye gidrostaticheskikh podshipnikov* [Design of hydrostatic bearings]. Moscow, Mashinostroenie, 1967. 136 p.

Received 24 September 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Шипулин, Л.В. Конечноэлементное моделирование эксплуатационного взаимодействия гидростатической втулки и штока в составе гидроцилиндра / Л.В. Шипулин, А.С. Дегтярева-Кашутина // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 69–79. DOI: 10.14529/engin210307

FOR CITATION

Shipulin L.V., Degtyareva-Kashutina A.S. Finite Element Modeling of the Operational Interaction of the Sleeve and the Rod as Part of the Hydraulic Drive. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 69–79. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin210307