

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ И РАСЧЕТ КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.822

DOI: 10.52190/2073-2562_2023_3_5

EDN: JVWYFB

Исследование напряженно-деформированного состояния металло-полимерного подшипника скольжения

К. Ю. ЗЕРЩИКОВ, канд. техн. наук; Ю. В. СЕМЁНОВ, канд. техн. наук; А. В. МАШКОВ
ООО «Константа-2», г. Волгоград, Россия

А. С. ЕЛКИН

Сколковский институт науки и технологий, Москва, Россия

Методом конечных элементов послойно исследовано напряженно-деформированное состояние металло-полимерного подшипника скольжения, подвергнутого статическому нагружению. Произведено сравнение расчетных и экспериментальных данных, на основе этого сделано заключение о корректности заложенных в расчет положений, что позволяет перейти от экспериментально к расчетному определению несущей способности подшипников.

Ключевые слова: металло-полимерный подшипник скольжения, метод конечных элементов, напряженно-деформированное состояние.

Подшипники скольжения, в силу известных преимуществ, все чаще применяют в различных узлах машин, механизмов, конструкций. В процессе нагружения подшипники испытывают сложное напряженно-деформированное состояние. Очевидно, что напряженно-деформированное состояние элемента конструкции или прибора является одним из ключевых параметров, определяющих его работоспособность. Для элементов из композиционных материалов, а рассматриваемые подшипники скольжения являются одним из представителей данного класса материалов, это относится в большей степени [1].

Существует несколько типов подшипников скольжения на основе полимерных композитов [2]. Рассмотрим один из вариантов, присутствующих на рынке — металло-полимерные подшипники скольжения (МПП). Данный подшипник представляет собой разрезную втулку, состоящую из трех разнородных слоев, адгезионно соединенных

между собой (рис. 1). Наружный слой — углеродистая или нержавеющая сталь, промежуточный адгезионный слой — активированный фторопласт Ф-4, внутренний антифрикционный слой — армированный стеклотканью фторопласт Ф-4.

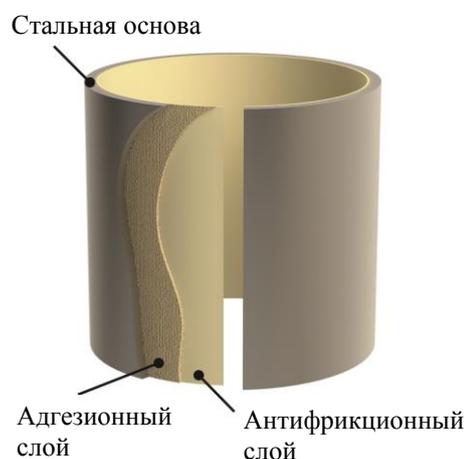


Рис. 1. Металлополимерный подшипник скольжения

Металлическая подложка служит фактически элементом, препятствующим потере устойчивости эластичного антифрикционного слоя при нагружении, состоящего, как указано ранее, из армирующего стекловолокна с внедренным в него антифрикционным материалом. Действительно, каркас из стекловолокна имеет высокие прочностные характеристики на сжатие и мог бы служить самостоятельным элементом, воспринимающим нагрузку. Однако прочность стекловолокна

Зерщиков Константин Юрьевич, директор.

E-mail: secret@constanta-2.ru

Семёнов Юрий Владимирович, заместитель генерального директора по производству — главный технолог.

E-mail: secret@constanta-2.ru

Машков Андрей Владимирович, инженер-конструктор.

E-mail: secret@constanta-2.ru

Елкин Александр Сергеевич, аспирант.

E-mail: Aleksandr.Elkin@skoltech.ru

Статья поступила в редакцию 18 мая 2023 г.

© Зерщиков К. Ю., Семёнов Ю. В., Машков А. В.,
Елкин А. С., 2023

на изгиб низка, следовательно необходим поддерживающий элемент, которым и является стальная подложка, соединенная с армирующим элементом с помощью адгезионного слоя. На самом деле этим элементом помимо стали может быть любой другой материал, образующий жесткую подложку для антифрикционного слоя и прочно соединенную с ним. Стальная полоса является в данном случае наиболее дешевым и технологичным элементом.

Зачастую подшипники работают в статическом или близком к нему режиме, который характеризуется малыми перемещениями и скоростями при высоких удельных нагрузках [3], поэтому рассмотрим, как влияет статически приложенная нагрузка на деформации и напряжения в подшипнике и что влияет на их величину и распределение.

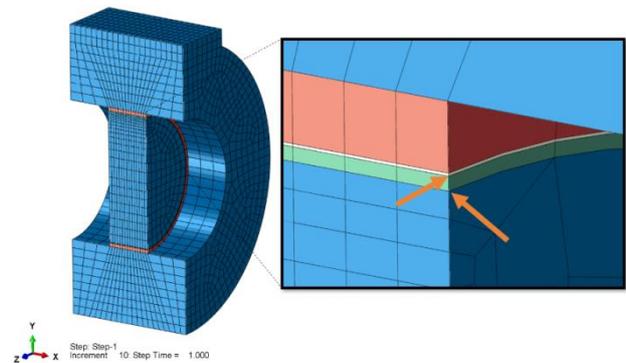
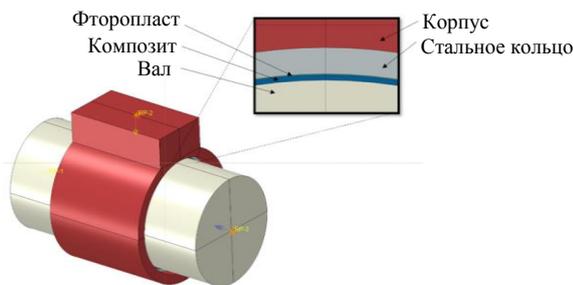


Рис. 2. Общий вид расчетной модели. Размер и характер сетки расчетной модели МПП

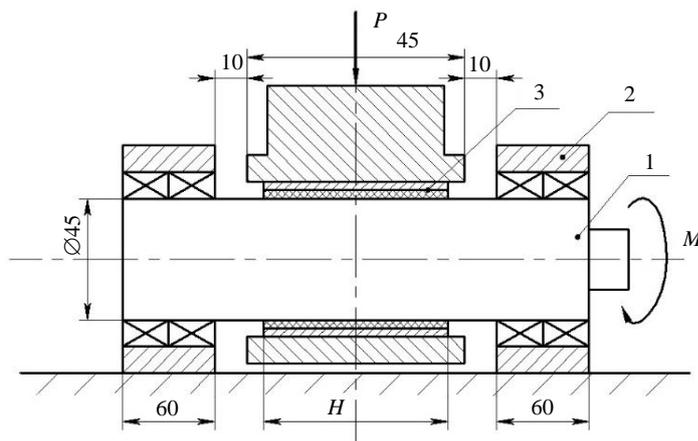


Рис. 3. Схема испытаний подшипника:
1 — вал; 2 — опора;
3 — испытываемый подшипник

Таблица 1

Свойства материалов, использованные при расчете

Свойство	Сталь 08пс	Ф-4	Композит
Предел текучести при растяжении, МПа	200	20	120
Относительное удлинение при разрыве, %	20	300	5
Модуль упругости, МПа	200000	700	2000
Коэффициент Пуассона	0,3	0,4	0,35
Коэффициент сухого трения скольжения фторопласта по стали	0,05		
Деформация, начала текучести, %	1	5	5

Расчет нелинейный с шагом по нагрузке в 10 %. Свойства материалов определяются кривыми деформирования идеального упруго-пластического тела, то есть считается, что нет упрочнения, а напряжения ограничены пределом текучести. Деформации ограничены максимальным значением при разрыве. Минимальный размер конечных элементов (сетки) составляет 1 мм. В расчете для увеличения точности использован квадратичный тип элементов. Закрепления и момент передаются на вал с помощью Coupling элементов. Подшипник рассматривается как трехслойный композит, слои которого прочно соединены, проскальзывание слоев отсутствует. Через элементы распределения усилий передана вертикальная нагрузка на верхнюю поверхность корпуса подшипника (см. рис. 3). Торцы вала закреплены от перемещений, но допускается его вращение. Для предоставления результатов деформаций в слоях поперечные и вертикальные перемещения выбираются с нижних узлов (см. рис. 2). Для наглядности вал обрезан и показан только в районе подшипника. В расчет не заложено возможное присутствие остаточных напряжений в слоистом композите. Считается, что зазоры между подшипником и валом, а также между подшипником и корпусом отсутствуют.

Существующая методика расчета прочности подшипников скольжения основана на определении средней величины давления по известной формуле (1) и сравнении полученного значения с принятыми для разных типов подшипников величинами предельной нагрузки [4]. Так, при статическом нагружении для подшипников данного типа в зависимости от конструктивных особенностей эта величина колеблется от 250 до 400 МПа.

$$N = P / (DH), \tag{1}$$

где N — среднее давление, действующее на подшипник, МПа;

P — усилие;

D — диаметр вала;

H — высота подшипника, эту величину будем принимать как исходную нагрузку на подшипник.

Рассмотрим действующие в различных слоях подшипника деформации и напряжения. На рис. 4 показано распределение вертикальных деформаций в адгезионном слое при увеличении действующей нагрузки в три раза с 67 до 220 МПа. Можно отметить, что характер распределения и величина зоны деформаций сжатия практически не меняются с ростом нагрузки, величина остается в пределах 40 мм (по периметру окружности). Деформации растяжения занимают весь оставшийся периметр подшипника, но по величине существенно, в десятки раз ниже сжимающих и практически не увеличиваются по мере увеличения нагрузки. В то же время максимальные деформации сжатия вырастут в пять раз с ростом нагрузки в три раза. Как видно, величина деформации достигает максимального значения на краях подшипника и отличается от деформации в центре в 10 раз, что обусловлено изгибом вала под нагрузкой.

На рис. 5 показано распределение поперечных деформаций в адгезионном слое.

Как видно, по краям деформации имеют положительный знак, что отражает присутствие растягивающих напряжений. Это соответствует экспериментально установленному факту раздавливания по краям подшипников [5].

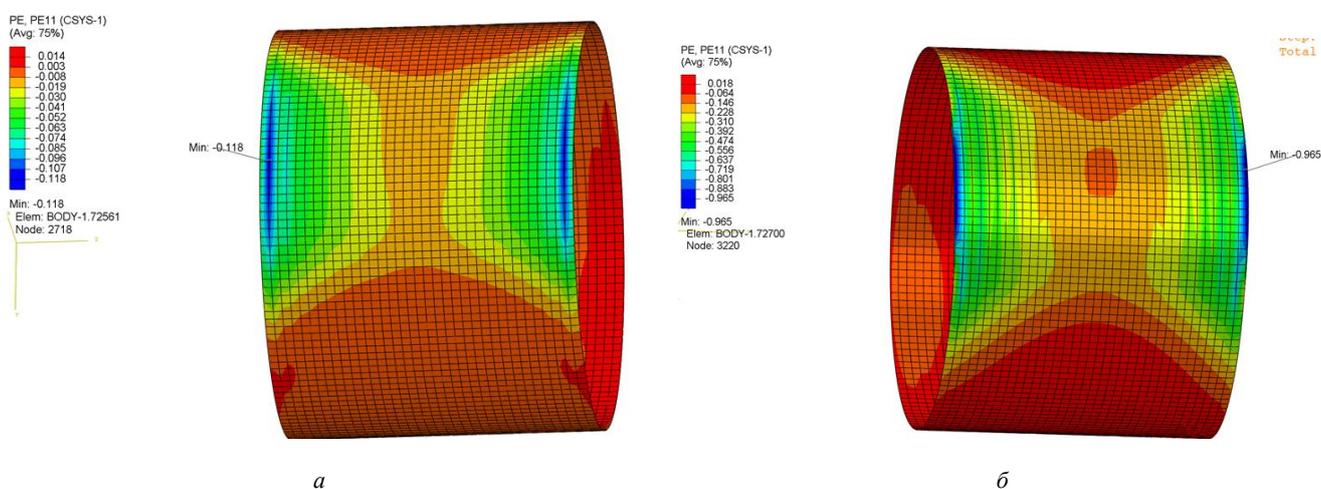


Рис. 4. Изменение поля вертикальных деформаций адгезионного слоя при росте нагрузки на подшипник: а — 67 МПа; б — 220 МПа

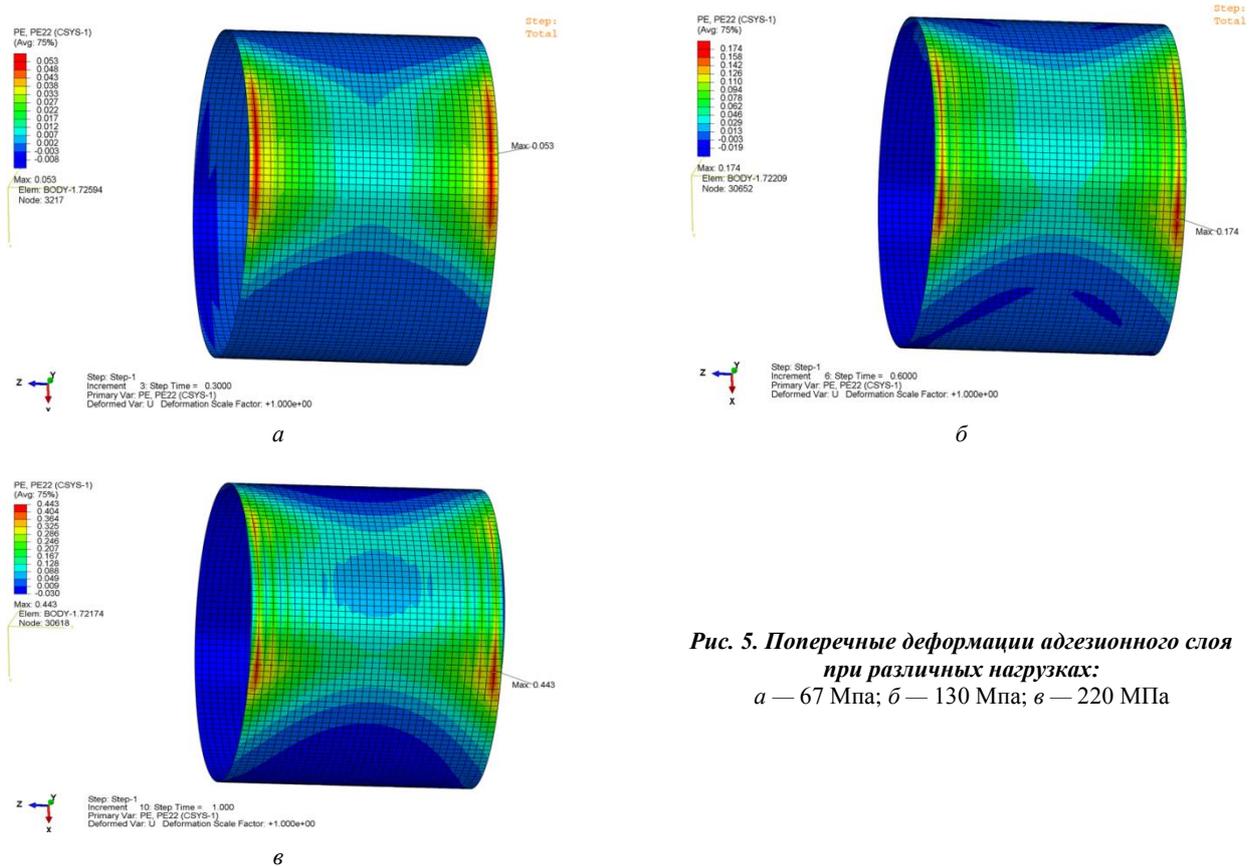


Рис. 5. Поперечные деформации адгезионного слоя при различных нагрузках: а — 67 МПа; б — 130 МПа; в — 220 МПа

Аналогично тому, как вертикальные деформации сжатия локализованы на краях, а в центре подшипника они меняют знак, поперечные деформации также присутствуют в узком краевом сегменте, а в центре подшипника присутствуют деформации сжатия. Здесь деформации сжатия и растяжения растут с ростом нагрузки в 4 и 8 раз соответственно. Зона действия поперечных растягивающих деформаций примерно соответствует зоне вертикальных сжимающих деформаций и составляет около 40 мм по периметру.

Присутствие вертикальных сжимающих и поперечных растягивающих деформаций отражает экспериментально наблюдаемое уменьшение толщины подшипника на краях при неизменной толщине в центральной части. Необходимо отметить,

что из-за малости толщины вклад деформаций адгезионного слоя в общую картину деформации подшипника безусловно невелик при том, что относительные деформации этого слоя велики.

Рассмотрим поле деформаций в антифрикционном слое, который отличается от адгезионного подслоя большей толщиной, прочностью и модулем упругости. Как видно, изменение этих параметров приводит к изменению деформированного состояния. Так деформации в вертикальной плоскости (рис. 6) сосредоточены на небольшом участке в районе действия нагрузки по краям подшипника и практически отсутствуют на всей остальной площади, т. е. распределение деформаций крайне неравномерно.

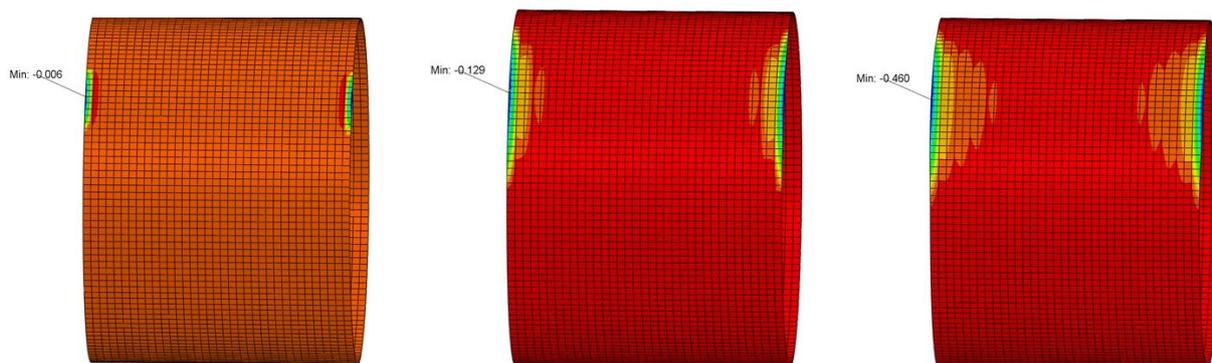


Рис. 6. Изменение поля деформаций сжатия антифрикционного слоя с ростом нагрузки на подшипник от 67 до 220 МПа

С ростом нагрузки от 67 до 220 МПа максимальные деформации сжатия в антифрикционном слое растут многократно. И если при 67 МПа они практически отсутствуют (менее 1%), то при 220 МПа они достигают 46%, но в очень узкой зоне, они локализованы по краям подшипника, тогда как остальная площадь деформирована незначительно. Это, в частности, показывает, что не имеет смысла применять подшипники большой высоты, т. к. они, во-первых, недогружены в центральной части, во-вторых, сильно перегружены по краям.

Характер распределения поперечных деформаций (рис. 7) аналогичен вертикальным деформациям, с той лишь разницей, что знаки этих деформаций противоположны. Также, как и в адгезионном слое, поперечные деформации здесь растягивающие и локализованы по краям, тогда как в остальной части они практически отсутствуют. Как видно, вертикальные и поперечные деформации имеют разные знаки: в вертикальном направлении преобладают деформации сжатия, тогда как в направлении оси подшипника антифрикционный слой подвержен растяжению.

Сравнивая максимальные деформации, действующие в адгезионном и антифрикционном слоях, отметим, что характер и знаки деформаций аналогичны, но в адгезионном слое они занимают

большую площадь, что, вероятно, объясняется его большей податливостью в силу меньшей величины модуля упругости. Рост толщины и модуля упругости при переходе от адгезионного к антифрикционному слою приводит к существенному изменению картины распределения относительных деформаций и их величины. Но во всех случаях зона деформированного состояния растет с увеличением нагрузки на подшипник.

Отсюда следует очевидный, но важный практический вывод: чтобы снизить деформацию подшипника под нагрузкой, необходимо стремиться получить минимальную толщину деформируемых слоев.

В заключение симуляции деформированного состояния на рис. 8, а приведены эквивалентные деформации антифрикционного слоя, поскольку его напряженно-деформированное состояние в значительной степени определяет поведение подшипника под нагрузкой. Видно, что небольшие деформации наблюдаются на узком, порядка 1 мм, участке по краям подшипника на длине окружности 20 мм.

Изначально предполагалось, что стальное кольцо выполняет поддерживающую функцию в слоистом композите. Оценивая действующие в нем деформации (см. рис. 8, б), видим, что они являются упругими и вносят незначительный вклад в общую деформацию подшипника.

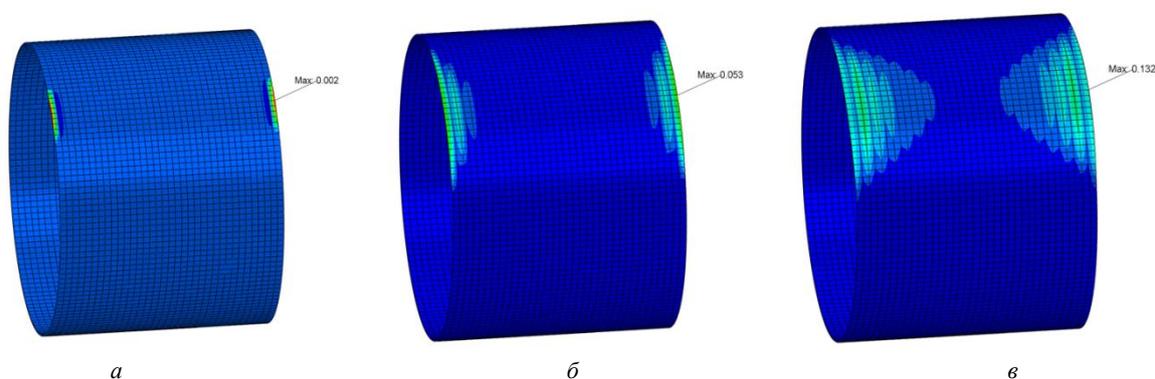


Рис. 7. Изменение поперечных деформаций антифрикционного слоя с увеличением нагрузки: а — 67 МПа; б — 130 МПа; в — 220 МПа

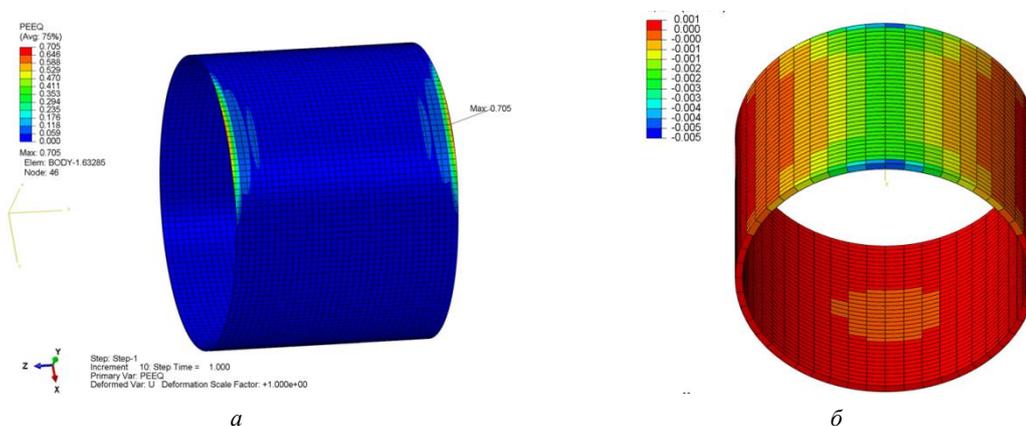


Рис. 8. Эквивалентные пластические деформации (PEEQ) антифрикционного слоя и стальной подложки при действии максимальной нагрузки

Так подробно рассмотрены характер, величина и распределение деформаций, потому что именно они определяются в эксперименте. В качестве иллюстрации, на рис. 9 показаны подшипники после нагружения и схема экспериментально определяемых параметров. На рис. 9, а хорошо видно различие в наблюдаемых деформациях подшипников при увеличении высоты H подшипника с 15 до 35 мм, что и было установлено расчетным путем.

В табл. 2 представлены данные измерений геометрических характеристик подшипников до и после испытаний, которые подтверждают полученные расчетом.

Длина зоны деформирования адгезионного и антифрикционного слоев A составляет 18—23 мм, что близко к полученной расчетной величине 20 мм. Относительная деформация сжатия, измеренная в центральной части, составляет 0—3 %, что также коррелирует с расчетной величиной 0—3 %. Поскольку в расчете предусмотрено упругопластическое поведение материала, то необхо-

димо учитывать деформации, при которых наступает пластическое течение и напряжения, равные пределам текучести. Сравнение полученных результатов с данными (см. табл. 1) показывает, что даже при максимальной нагрузке подшипник работает в упругой области. На основании этого можно заключить, что расчет позволяет получать адекватные значения деформированного состояния подшипника. Поскольку деформация подшипника под нагрузкой связана с его долговечностью, то появляется возможность, регулируя физико-механические характеристики слоев, влиять на эксплуатационные характеристики подшипников.

Рассмотрим напряженное состояние отдельных слоев под действием нагрузки. На рис. 10 видно, что максимальные эквивалентные напряжения (по Мизесу) в адгезионном и антифрикционном слоях не превосходят предела текучести, за исключением узкой краевой области, где наблюдаются пластические деформации.

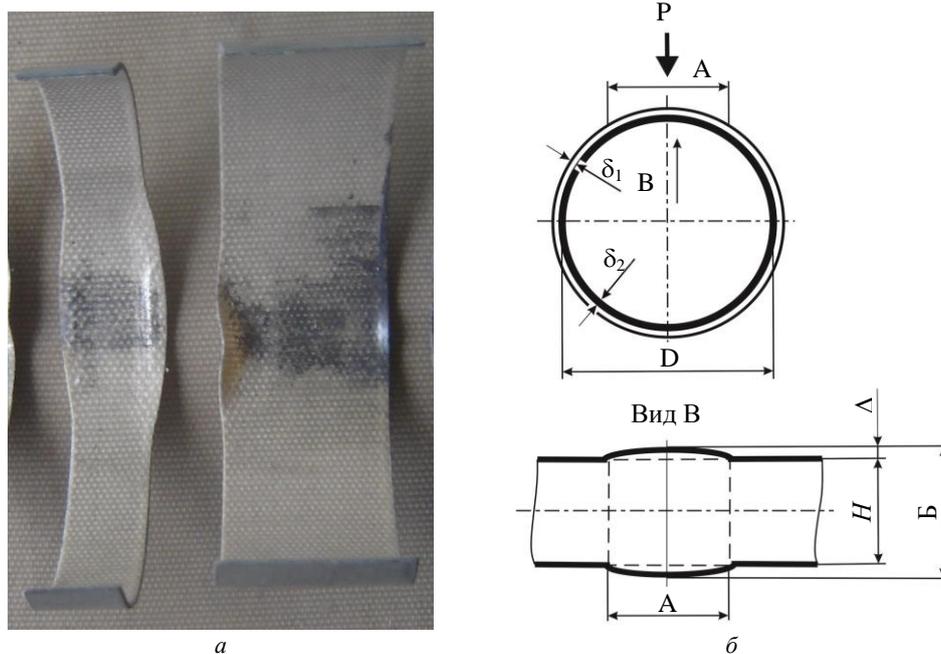


Рис. 9. Общий вид подшипников после статических испытаний (а) (подшипники развернуты для удобства исследований) и схема геометрических размеров подшипников до и после нагружения (б)

Таблица 2

Экспериментальные данные статических испытаний подшипников

Толщина подшипника до испытания h_0 , мм	Толщина на краях подшипника после испытания h_1 , мм	Нагрузка, МПа	Высота H , мм	Длина зоны деформации A , мм	$(h_0 - h_1)/h_0$, %
1,02	0,99	180	30	23	3
1,04	1,02	250	30	18	2
1,09	1,09	180	30	18	0
1,1	1,07	250	30	19	3

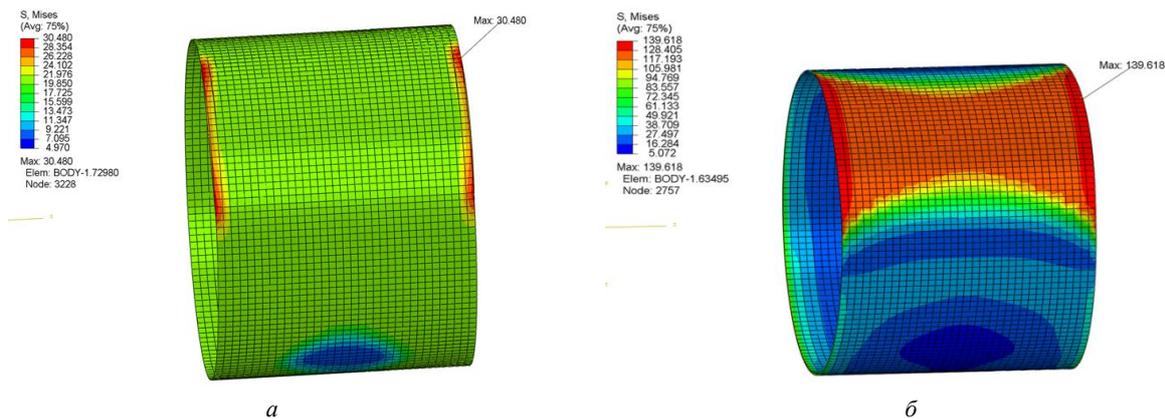


Рис. 10. Эквивалентные напряжения по Мизесу адгезионного (а) и антифрикционного (б) слоев при действии максимальной нагрузки

Это и подтверждается экспериментально — не фиксируется изменение толщины слоев при нагрузке до 220 МПа. Коэффициент перенапряжения на краях относительно остальной площади подшипника из-за действия консольного эффекта достигает 1,5. Это объясняется большой высотой подшипника 35 мм, при относительно небольшом диаметре 45 мм, и показывает, что при проектировании необходимо подбирать оптимальное соотношение диаметра и высоты подшипника. Рост нагрузки давления на подшипник приводит к росту напряжений во всех слоях его составляющих.

Сопоставление расчетных и опытных данных показывает, что наблюдается корреляция фиксируемых экспериментально пластических деформаций с полученными расчетным путем эквивалентными напряжениями и деформациями. Это означает, что можно перейти от экспериментальной и экспертной оценки несущей способности металлополимерных подшипников скольжения к расчетным способам.

На рис. 11 представлено изменение толщины подшипника по отношению к исходной на расстоянии 1 мм от края подшипника по длине развертки, а на рис. 12 — напряжения в антифрикционном слое.

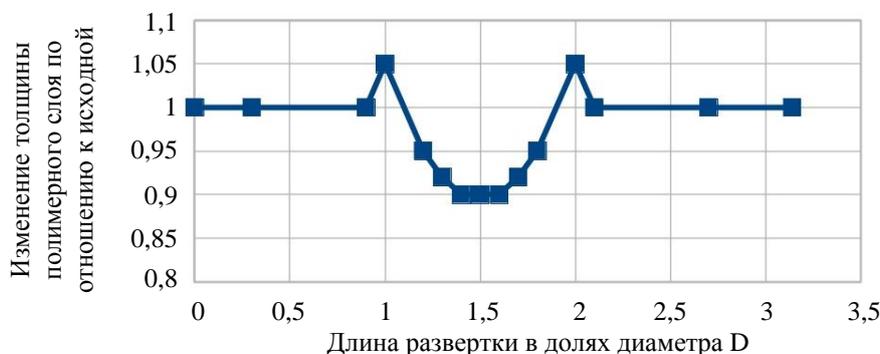


Рис. 11. Профиль толщины полимерного слоя по длине развертки подшипника

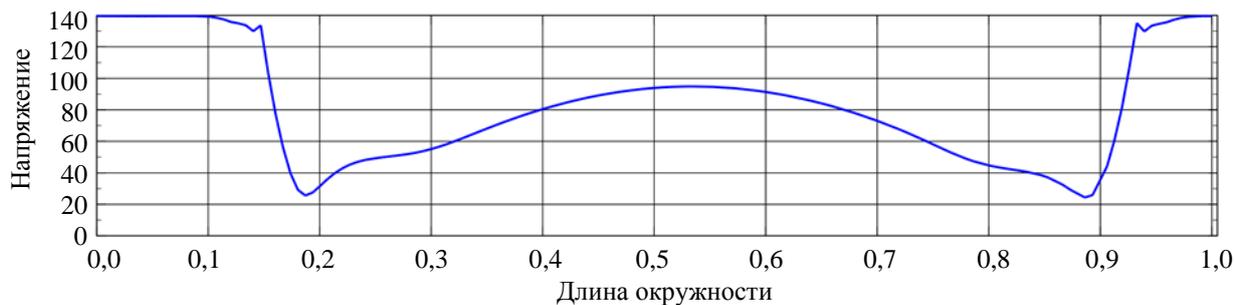


Рис. 12. Распределение напряжений по длине окружности антифрикционного слоя при действии максимальных нагрузок

Наблюдается соответствие распределения остаточных деформаций и действующих напряжений, что еще раз подтверждает адекватность расчетной модели и возможность применения разработанных подходов для прогнозирования несущей способности металлополимерных подшипников скольжения.

Заключение

Рассмотрен один из возможных режимов работы подшипников скольжения — статическое нагружение, предполагающее высокие нагрузки при небольших относительных перемещениях.

Экспериментальное подтверждение полученных результатов свидетельствует о возможности определения несущей способности подшипников при статическом нагружении расчетным путем.

Полученная методика позволяет перейти от экспериментальной и экспертной оценок к расчетному определению несущей способности подшипников и существенно снизить объемы работ при проектировании новых подшипниковых узлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бузник В. М., Фомин В. М., Алхимов А. П. и др. Металлополимерные нанокompозиты. — Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2005. — 260 с.
2. Воронков Б. Д. Подшипники сухого трения. — Л.: Машиностроение, 1979. — 224 с.
3. Зерщиков К. Ю., Кузахметова Е. К. Металлополимерные подшипники для узлов вращения запорной арматуры. Трубопроводная арматура и оборудование 2012. № 2(59). С. 22—23.
4. Семенов А. П., Савинский Ю. Э. Металлофторопластовые подшипники. — М.: Машиностроение, 1976. — 192 с.
5. Зерщиков К. Ю., Семёнов Ю. В. Зависимость несущей способности металлополимерных подшипников скольжения от их геометрических характеристик // Конструкции из композиционных материалов. № 1. 2012. С. 28—31.

The investigation of the stress-strain state of a metal-polymer sliding bearing

K. Yu. ZERSHCHIKOV, Yu. V. SEMENOV, A. V. MASHKOV
LLC "Constant-2", Volgograd, Russia

A. S. ELKIN
Skolkovo Institute of Science and Technology, Moscow, Russia

The stress-strain state of a metal-polymer sliding bearing subjected to static loading was studied by the finite element method in layers, a comparison of calculated and experimental data was made, on the basis of which a conclusion was made about the correction of the assumptions included in the calculation, which makes it possible to calculate the behavior of bearings under stress.

Keywords: metal-polymer sliding bearing, finite element method, stress-strain state.