

УДК 621.822.1: 621.892.27

DOI: 10.12737/23162

М.В.Зернин, Н.Н.Рыбкин

## ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НА ПАРАМЕТРЫ ГИДРОДИНАМИКИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Кратко описаны результаты расчетных исследований параметров гидродинамики цилиндрических подшипников скольжения с учетом радиальной податливости поверхностей. Приведены примеры расчетов гидродинамики подшипника с различающимися моделями учета податливости при изготовлении антифрикционного слоя из металла и из композиционного материала с полимерной мат-

рицей. Выполнен анализ влияния радиальной податливости на минимальную толщину масляного слоя и максимальные давления в нем.

**Ключевые слова:** подшипник скольжения, параметры гидродинамики, метод конечных элементов, радиальная податливость поверхностей, гипотеза винклеровского основания, полимерный антифрикционный слой.

M.V. Zernin, N.N. Rybkin

## INFLUENCE OF RADIAL COMPLIANCE OF SURFACES UPON HYDRODYNAMICS PARAMETERS OF CYLINDRICAL SLIDING BEARINGS

The procedure and results of calculated researches of hydrodynamics parameters in cylindrical sliding bearings taking into account radial compliance of surfaces are shown. The radial compliance of bearing structural elements is taken into account on the basis of the hypothesis of Winkler's reason. The examples of hydrodynamics computations of a particular bearing at manufacturing an antifriction layer of metal or composite material with a polymeric matrix are shown. At the same time a modulus of elasticity of an antifriction

layer was being changed from 2.43 to 63 МПа, a total rate of radial compliance was changing from 0 to  $40.6 \cdot 10^{-14} \text{ m}^3/\text{H}$ . The analysis of radial compliance influence upon a minimum thickness of an oil layer and maximum pressure in it is carried out.

**Key words:** slider bearing, hydrodynamics parameters, finite element method, radial compliance of surfaces, hypothesis of Winkler reason, polymeric antifriction layer.

### Постановка задачи

В БГТУ развиваются [1-6] конечно-элементные методы расчета гидродинамики динамически нагруженных подшипников скольжения (ПС) на основе двухмерных уравнений Рейнольдса [7; 8]. В этих статьях изложены основные алгоритмы и варианты их реализации с учетом различных факторов, влияющих на гидродинамику ПС. В Роспатенте зарегистрирована [5] первая версия комплекса программ BBFEM (bearing builder finite element method), реализующая конечноэлементные алгоритмы при недеформируемых поверхностях ПС. Комплекс программ имеет современный интерфейс [3; 6] для подготовки исходных данных и представления результатов расчетов. Выполнены расчеты [1-6] гидродинамических характеристик ПС нескольких машин при статическом и

динамическом характере прикладываемой нагрузки. С помощью программного комплекса вычисляются гидродинамические давления, потоки истекающей жидкости, траектория движения вала в подшипнике и пр. На основе этих данных определяются такие критерии работоспособности ПС, как минимальный зазор, максимальное давление, потери мощности и др.

Продолжается развитие методик расчетов гидродинамики ПС по нескольким направлениям. Одно из направлений развития – учет влияния упругой податливости поверхностей. Перемещения поверхностей подшипника при его упругом деформировании под действием гидродинамических давлений могут быть сопоставимы с величиной радиального зазора и поэтому могут оказать

значительное влияние на давления и другие характеристики подшипника. Во второй версии комплекса программ BBFEM реализована описанная в статье [4] приближенная методика учета податливости поверхностей, а именно только ее радиальной составляющей (учет деформаций поверхностей по нормали к поверхности). Эту составляющую называют также «контактные деформации». Также в статье [4] приведены примеры интерфейса второй версии комплекса программ BBFEM. Некоторые результаты расчетов с учетом радиальной податливости для металлических антифрикционных материалов, приведенные в статье [4], показали ее малое влияние и привели к выводу, что такую модель целесообразнее применять для ПС с полимерным антифрикционным слоем.

Такие расчетные исследования нами выполнены, причем анализировался антифрикционный слой из дисперсно-

упрочненного композита с полимерной матрицей. Изменяя количество упрочняющего наполнителя, можно варьировать модуль упругости материала в широких пределах. Рассмотрено изменение деформационно-прочностных характеристик полиамида, наполненного короткими стекловолокнами, с учетом деформируемого межфазного слоя. При варьировании объемной доли наполнителя в пределах  $V_f = 0,05...0,7$  модуль упругости изменялся от 2,4 до 13 ГПа. Эти расчеты выполнены сотрудниками Института металлополимерных систем НАНБ (г. Гомель) С.В.Шилько и Т.В.Рябченко. В статье [6] кратко изложены некоторые результаты расчетов гидродинамики ПС с полимерным слоем. В предлагаемой статье приведен более полный анализ влияния радиальной податливости на гидродинамику ПС на основе большего количества расчетных исследований.

### Приближенная методика учета радиальной податливости в гидродинамической задаче для цилиндрического ПС

Основная идея учета податливости заключается в дополнении зависимости для расчета зазоров при недеформируемых поверхностях слагаемым, учитывающим деформацию поверхностей. При использовании простейших вариантов учета радиальной податливости на основе гипотезы винклеровского основания зависимость для толщины смазочного слоя сводится к виду

$$h = C - e_x \cos\theta - e_y \sin\theta + (K_B + K_{\text{вкл}})p, \quad (1)$$

где первые три слагаемых определяют зазор (толщину слоя масла) из геометрии цилиндрического ПС с недеформируемыми поверхностями (рис. 1),  $e_x$  и  $e_y$  – составляющие эксцентриситета  $e$  (расстояние между центрами вала  $O_1$  и вкладыша  $O_2$ ),  $p$  – давления в данной точке масляного слоя, а в скобках суммируются коэффициенты радиальной податливости вала и вкладыша.

Зазор между поверхностями вала и вкладыша заполнен вязкой смазывающей жидкостью, которая, приликая к поверхностям трения, вовлекается в зазор. В этом масляном слое возникают давления, определение которых является одной из основных задач гидродинамического расчета. Давления, приложенные к поверхности, вызывают ее деформацию (рассмотрим на примере полуплоскости – рис. 2).

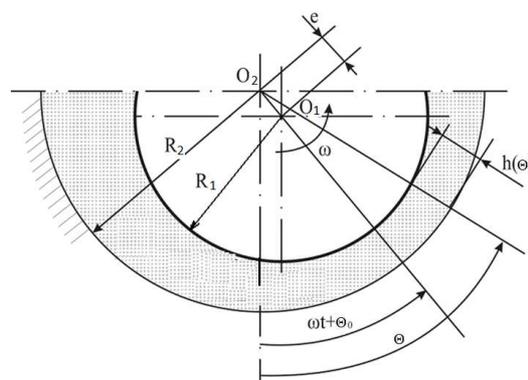


Рис. 1. Схема цилиндрического подшипника скольжения

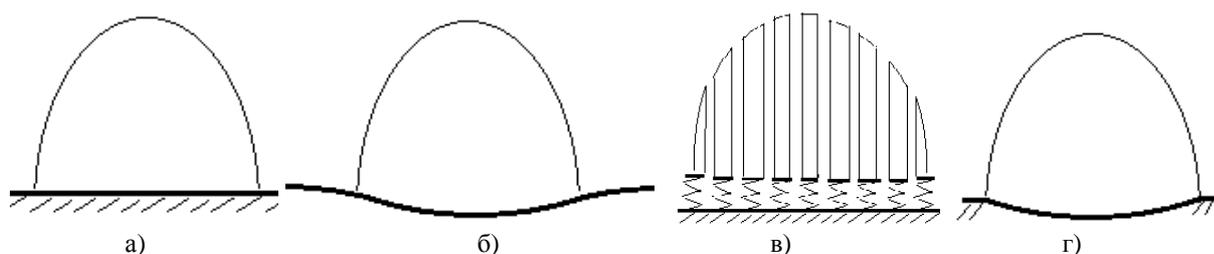


Рис. 2. Варианты учета деформирования границы полуплоскости при воздействии на нее давлений: а – недеформируемый вариант; б – реальный вариант деформирования; в – схема деформирования винклеровского основания; г – деформации при применении гипотезы винклеровского основания

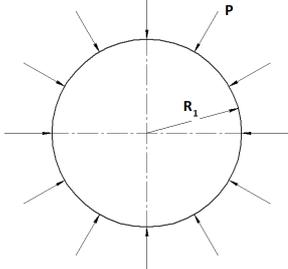
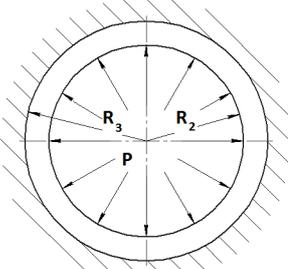
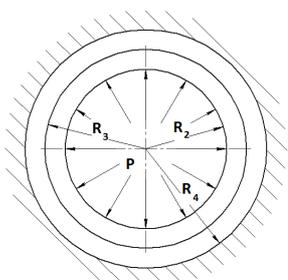
На рис. 2а показана недеформируемая полуплоскость с эпюрой давлений. На рис. 2б схематично показано, как происходит реальное деформирование границы полуплоскости. Усилие, приложенное к точке, приводит к смещению не только этой точки, но и соседних точек вследствие взаимосвязи всех точек границы полуплоскости. Гипотеза винклеровского основания подразумевает независимое смещение каждой точки, к которой приложено давление. Причем величина смещения пропорциональна давлению, а коэффициент пропорциональности является коэффициентом податливости  $K_{\text{пов}}$ . Фактически модель можно представить как невзаимосвязанный набор участков границы, каждый из которых связан пружиной с нижележащим недеформируемым основанием (рис. 2в). Податливость этих пружин равна коэффициенту податливости  $K_{\text{пов}}$ . Предельным переходом (уменьшая размеры участков границы до бесконечно малых) получаем гладкую линию смещения границы (рис. 2г). Но эта эпюра не соответствует реальной эпюре (рис. 2б), так как деформируется только та часть границы по-

луплоскости, на которую непосредственно воздействуют давления. Другие участки границы не смещаются. Фактически линия деформированной части границы является промасштабированной эпюрой давлений. Причем коэффициент масштабирования является именно коэффициент податливости  $K_{\text{пов}}$ . Важно, что деформации на рис. 2б и 2г не одинаковы.

Во второй версии программного комплекса ВВFEM реализован [4] вариант учета радиальной составляющей податливости на основе гипотезы винклеровского основания. Ранее профессором БИТМа А.Г.Кузьменко был разработан приближенный метод эквивалентной податливости для расчетов коэффициентов податливости конструктивных элементов цилиндрических ПС. Этот подход доведен при участии М.В.Зернина до методических рекомендаций, изданных ВНИИНМАШ [9]. В табл. 1 приведены используемые нами в расчетах гидродинамики варианты схематизации конструктивных элементов ПС и соответствующие формулы для коэффициентов радиальной податливости.

Таблица 1

## Использованные расчетные схемы податливого вала и вкладыша подшипника

Модель вала или вкладыша	Расчетная схема	Формулы для коэффициента податливости
Сплошной вал (СВ)		$K_B = \frac{1-\mu_1}{E_1} R_1$
Податливое кольцо в жесткой обойме (ПКЖ)		$K_{\text{вкл}} = \frac{(1-\mu^2)(R_3^2 - R_2^2)R_2}{E_2 \left[ (1+\mu)R_2^2 + (1-\mu)R_3^2 \right]}$
Двухслойное податливое кольцо в жесткой обойме (ДПКЖ)		$K_{\text{вкл}} = \frac{K_3(R_4^2 - R_3^2) - K_4(R_3^2 - R_2^2)}{(K_2K_3 - K_1K_4)R_2}$ $K_1 = \frac{E_2}{1-\mu_2} + \frac{E_2}{1+\mu_2} \frac{R_3^2}{R_2^2}; \quad K_2 = \frac{E_2(R_4^2 - R_3^2)}{(1+\mu_2)R_2^2};$ $K_3 = \frac{2E_2}{1-\mu_2^2}; \quad K_4 = K_2 \frac{R_2^2}{R_3^2} - \frac{E_3}{1-\mu_3} - \frac{E_3}{1+\mu_3} \frac{R_4^2}{R_3^2}$

Радиальную податливость вала учитывали по расчетной схеме сплошного цилиндра. В большинстве случаев корпус ПС является более массивной и жесткой конструкцией по сравнению с вкладышем ПС. Кроме того, часто модуль упругости антифрикционного материала существенно (в разы) меньше модуля упругости материала корпуса. Следовательно, податливостью корпуса можно пренебречь. В качестве расчетной схемы можно брать податливый кольцевой слой (антифрикционный слой) в жесткой обойме. Еще один близкий к практике вариант – двухслойное податливое кольцо, закрепленное в

жесткой обойме. Фактически моделируется податливость всего вкладыша (и антифрикционного слоя, и его стальной или бронзовой основы). Податливостью более массивного (и обычно более широкого, чем вкладыш) корпуса подшипникового узла пренебрегаем.

Радиусы, присутствующие в формулах, обозначены на соответствующих рисунках. Модули упругости  $E$  и коэффициенты Пуассона  $\mu$  имеют индексы, которые соответствуют следующим элементам: 1 – вал; 2 – антифрикционный слой; 3 – основа вкладыша.

### Расчетные исследования влияния радиальной податливости

Нами выполнены конечноэлементные расчеты течения смазывающей жидкости в шатунных подшипниках насосной установки УНП55-250 с учетом радиальной податливости вала и вкладыша. Ши-

рина подшипника – 70 мм; диаметр вала – 92,21 мм; диаметр втулки – 92,25 мм; динамическая вязкость смазочного материала – 0,0277 Па·с; угловая скорость – 43,03 рад/с. Этот простейший вариант ПС и схе-

мы его нагружения [1] исследован нами в связи с возможностью анализа результатов расчетов.

Для реализации сравнительного анализа результатов учета податливости на рис. 3 приведены результаты расчетов гидродинамики этого ПС с недеформируемыми поверхностями: на рис. 3а – траектория движения центра вала относительно цен-

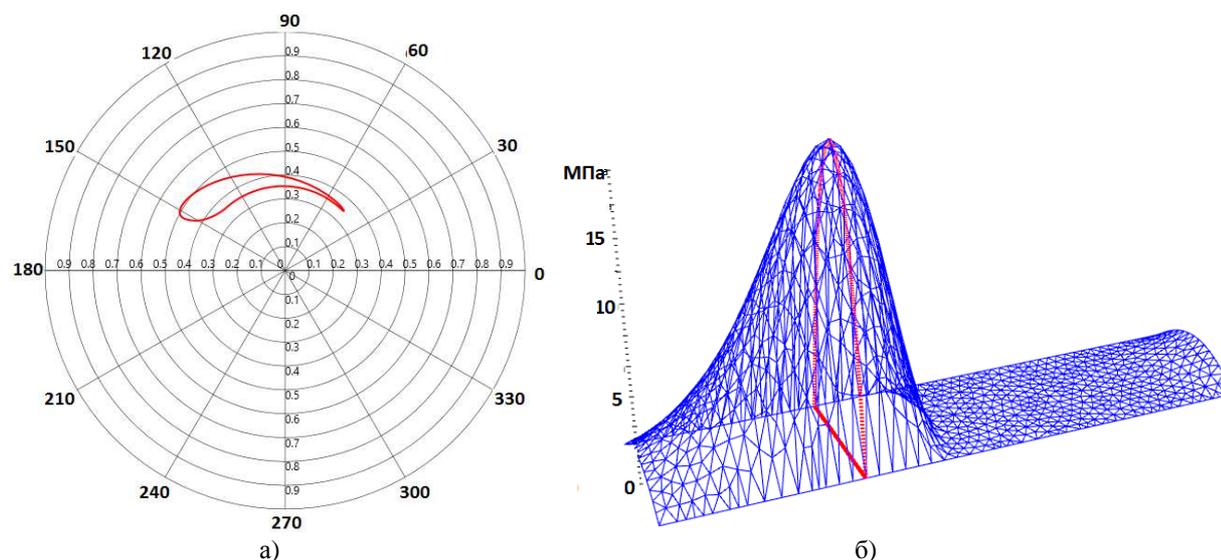


Рис. 3. Результаты расчета гидродинамики шатунного подшипника насосной установки УНП55-250 без учета радиальной податливости: а – траектория движения вала; б – распределение давлений с выделенным двухмерным графиком в зоне максимального давления

В нижней головке шатуна установки УНП 55-250 использованы вкладыши, серийно выпускаемые для тракторных дизелей. Ширина вкладыша составляет 70 мм, внешний диаметр - 100 мм. По толщине вкладыш имеет размер 3,875 мм и состоит из трех слоев: основы из стали марки 08КП, антифрикционного слоя толщиной 0,59-0,78 мм из сплава AlSn20Cu (АО20-1) и гальванического покрытия (олово) толщиной 0,003-0,009 мм, выполняющего приработочные и антикоррозионные функции. Эти два слоя при расчетах объединены в единый слой. Параметры упругости материалов следующие: коэффициенты Пуассона одинаковы -  $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = \mu = 0,3$ ; модули упругости вала и основы вкладыша одинаковы и равны  $E_1 = E_3 = 200$  ГПа; модуль упругости антифрикционного слоя  $E_2 = 63$  ГПа.

тра вкладыша, на рис. 3б - эпюра давлений при том положении вала, когда реализуется максимальное значение давления. Интегральные характеристики (максимальное давление и минимальная толщина пленки) приведены в табл. 2 и 3. В этих же таблицах приведены параметры для всех рассчитанных вариантов с учетом радиальной податливости.

Моделировалась также податливость антифрикционного слоя из дисперсно-упрочненного композита с полимерной матрицей. В табл. 2 и 3 приведены только три варианта значений объемной доли наполнителя  $V_f$ : 0,05; 0,35; 0,7.

Выполнены расчеты гидродинамики с учетом податливости вкладыша как однослойного кольца (ПКЖ; моделировался только антифрикционный слой) и как двухслойного кольца (ДПКЖ; учитывалась также податливость стальной основы вкладыша). Податливость вала или не учитывалась, или моделировалась по схеме сплошного цилиндра (СВ), так как диаметр отверстия для подачи масла в подшипник мал по сравнению с остальными радиальными размерами деталей и влияние этого отверстия на параметры гидродинамики незначимо. Результаты расчетов всех вариантов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры податливости для различных вариантов схематизации подшипников с различными антифрикционными материалами и максимальные давления

№ варианта расчета	Схема учета податливости	Антифрикционный материал	Модуль упругости слоя, ГПа	Коэффициент податливости вкладыша $K_{вкл}$ , м <sup>3</sup> /Н	Коэффициент податливости вала $K_{в}$ , м <sup>3</sup> /Н	Суммарный коэффициент податливости ( $K_{вкл}+K_{в}$ ), м <sup>3</sup> /Н	Макс. давление $p_{max}$ , МПа
1	Жесткий	Жесткий	$+\infty$	0	0	0	16,12
2	ПКЖ+СВ	АО20-1	63	$2,07 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$18,2 \cdot 10^{-14}$	14,42
3	ДПКЖ+СВ	АО20-1	63	$3,18 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$19,3 \cdot 10^{-14}$	14,33
4	ПКЖ	Композит, $V_f = 0,7$	13,02	$4,53 \cdot 10^{-14}$	0	$4,53 \cdot 10^{-14}$	14,3
5	ДПКЖ	Композит, $V_f = 0,7$	13,02	$5,95 \cdot 10^{-14}$	0	$5,95 \cdot 10^{-14}$	14,2
6	ПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,7$	13,02	$4,53 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$20,7 \cdot 10^{-14}$	14,27
7	ДПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,7$	13,02	$5,95 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$22,1 \cdot 10^{-14}$	14,15
8	ПКЖ	Композит, $V_f = 0,35$	5,76	$9,88 \cdot 10^{-14}$	0	$9,88 \cdot 10^{-14}$	13,9
9	ДПКЖ	Композит, $V_f = 0,35$	5,76	$11,3 \cdot 10^{-14}$	0	$11,3 \cdot 10^{-14}$	13,8
10	ПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,35$	5,76	$9,88 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$26 \cdot 10^{-14}$	13,9
11	ДПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,35$	5,76	$11,3 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$27,4 \cdot 10^{-14}$	13,8
12	ПКЖ	Композит, $V_f = 0,05$	2,43	$23,1 \cdot 10^{-14}$	0	$23,1 \cdot 10^{-14}$	13,2
13	ДПКЖ	Композит, $V_f = 0,05$	2,43	$24,5 \cdot 10^{-14}$	0	$24,5 \cdot 10^{-14}$	13,2
14	ПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,05$	2,43	$23,1 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$39,2 \cdot 10^{-14}$	13,21
15	ДПКЖ+СВ	Композит, $V_f = 0,05$	2,43	$24,5 \cdot 10^{-14}$	$16,1 \cdot 10^{-14}$	$40,6 \cdot 10^{-14}$	13,16

Таблица 3

Значения минимальной толщины масляного слоя при различных методиках ее определения для вариантов подшипника из табл. 2

№ варианта расчета	Суммарный коэффициент податливости ( $K_{вкл}+K_{в}$ ), м <sup>3</sup> /Н	Максимальный эксцентриситет $e_{max}$ , безразмерн.	Геометрическая составляющая минимального зазора (по (2)) $h_{min-geom}$ , мкм	Минимальный зазор в точке $p_{max}$ , (по (3)) $h_{min}$ , мкм
1	0	0,509	9,82	9,82
2	$18,2 \cdot 10^{-14}$	0,539	9,22	11,84
3	$19,3 \cdot 10^{-14}$	0,541	9,18	11,95
4	$4,53 \cdot 10^{-14}$	0,543	9,14	9,79
5	$5,95 \cdot 10^{-14}$	0,546	9,08	9,93
6	$20,7 \cdot 10^{-14}$	0,543	9,14	12,08
7	$22,1 \cdot 10^{-14}$	0,546	9,08	12,21
8	$9,88 \cdot 10^{-14}$	0,552	8,96	10,33
9	$11,3 \cdot 10^{-14}$	0,555	8,9	10,46
10	$26 \cdot 10^{-14}$	0,553	8,94	12,56
11	$27,4 \cdot 10^{-14}$	0,555	8,9	12,68
12	$23,1 \cdot 10^{-14}$	0,576	8,48	11,52
13	$24,5 \cdot 10^{-14}$	0,579	8,42	11,65
14	$39,2 \cdot 10^{-14}$	0,576	8,48	13,65
15	$40,6 \cdot 10^{-14}$	0,579	8,42	13,77

### Анализ результатов

Полученные результаты для конкретного ПС в целом подтвердили известные выводы о влиянии податливости поверхностей на параметры гидродинамики. Максимальное давление выбиралось в процессе сравнения этого параметра для всех узлов конечноэлементной сетки. Зна-

чение монотонно снижается. Этот факт объясняется тем, что при более податливых поверхностях площадка гидродинамического контактирования становится больше, а максимальное давление – соответственно меньше.

Менее очевидно влияние податливости поверхностей на значение минимальной толщины слоя  $h_{\min}$ . Этот важнейший параметр гидродинамики ПС может быть определен разными способами. Первый – на основе перебора всех узлов элементной сетки и выбора того из них, где толщина масляного слоя является действительно минимальной. Второй: минимальная толщина слоя считается как геометрическая составляющая зазора, т. е. берутся только первые три слагаемых по формуле (1) для угла  $\Theta$  (рис. 1). Этот же результат получим, если определим в ходе вычислений  $e_{\max}$  – максимальный эксцентриситет и выполним

$$h_{\min-геом} = (1 - e_{\max}). \quad (2)$$

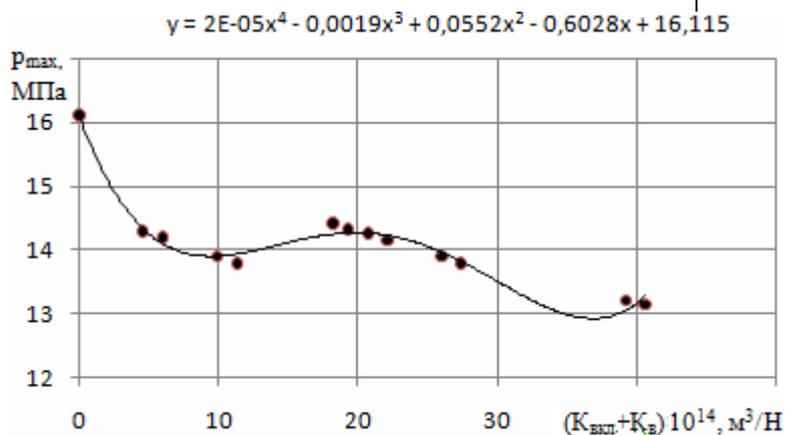


Рис. 4. Влияние суммарной радиальной податливости поверхностей  $(K_{вкл}+K_{в})10^{14}$  на максимальные давления  $p_{\max}$  приведены в табл. 2, а на рис. 4 показана зависимость максимальных давлений от податливости. Видно, что с увеличением податливости максимальное дав-

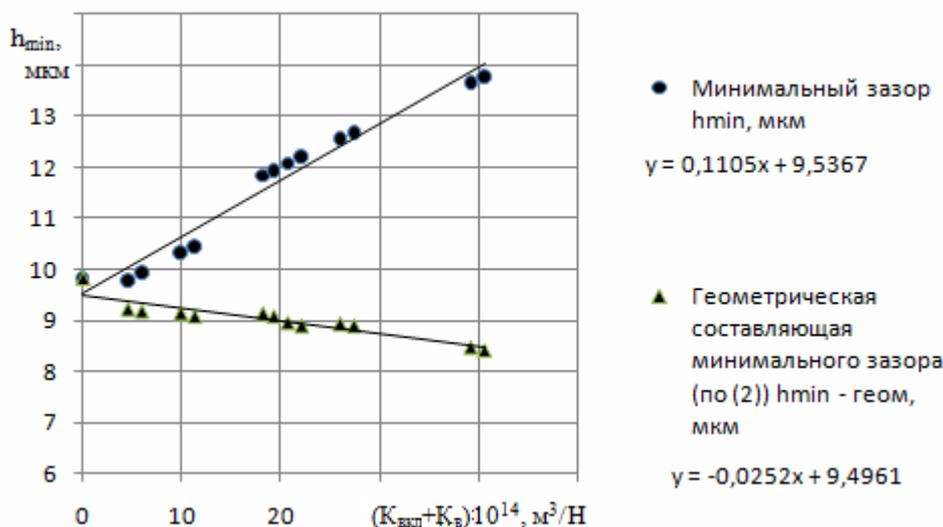


Рис. 5. Влияние суммарной радиальной податливости поверхностей  $(K_{вкл}+K_{в})10^{14}$  на минимальные толщины пленки  $h_{\min-геом}$  и  $h_{\min}$

Третий вариант вычисления  $h_{\min}$  учитывает смещения поверхностей вследствие воздействия на них давлений. Если полагать, что точки положения  $h_{\min}$  и  $r_{\max}$  совпадают, то применима формула

$$h_{\min} = (1 - \epsilon_{\max}) + (K_{\text{в}} + K_{\text{вкл}}) r_{\max}, \quad (3)$$

где  $r_{\max}$  – максимальное давление, реализуемое в этом же сечении (рис. 2б, но в середине ширины ПС).

Определены  $h_{\min}$  по перечисленным вариантам методик (табл. 3). На рис. 5 проставлены точки и приведены аппроксимирующие полиномиальные формулы, отражающие влияние суммарной радиальной податливости поверхностей  $(K_{\text{вкл}} + K_{\text{в}}) 10^{14}$  ( $\text{м}^3/\text{Н}$ ) на минимальную толщину пленки  $h_{\min\text{-геом}}$ , вычисленную по формуле (2), и  $h_{\min}$ , вычисленную по формуле (3).

Геометрическая составляющая зазора  $h_{\min\text{-геом}}$  уменьшается, а значение минимального зазора с учетом податливости, вычисленное по формуле (3), – увеличивается. Значения минимального зазора, выбранные при поузловом анализе, в целом соответствуют геометрической составляющей.

Для объяснения замеченного эффекта на рис. 6 приведены траектории и графики давлений с максимумами. В интерфейсе

второй версии ВВФЕМ предусмотрено [4] построение на одной координатной сетке нескольких графиков для удобства их сопоставления. Так, на рис. 6а показаны четыре траектории движения центра вала относительно центра вкладыша для случая недеформируемого вала при наличии податливого антифрикционного слоя из композита с различным объемным содержанием наполнителя. На рис. 6б приведены распределения давлений для тех же вариантов.

На рис. 6а видно, что чем податливее поверхности, тем больше эксцентриситеты: траектория движения центра вала относительно центра вкладыша больше удалена от центра вала. Это соответствует уменьшению геометрической составляющей зазора на рис. 5. И в то же время минимальные зазоры с учетом податливости [см. формулу (3)] увеличиваются. Для пояснения этих на первый взгляд противоречивых фактов приведем серию рисунков (рис. 7). Все эти рисунки схематично представляют сечение ПС по плоскости, в которой лежат линии центров вала и вкладыша. На рис. 1 эта плоскость проходит по линии, соединяющей центр вкладыша  $O_2$  и центр вала  $O_1$ .

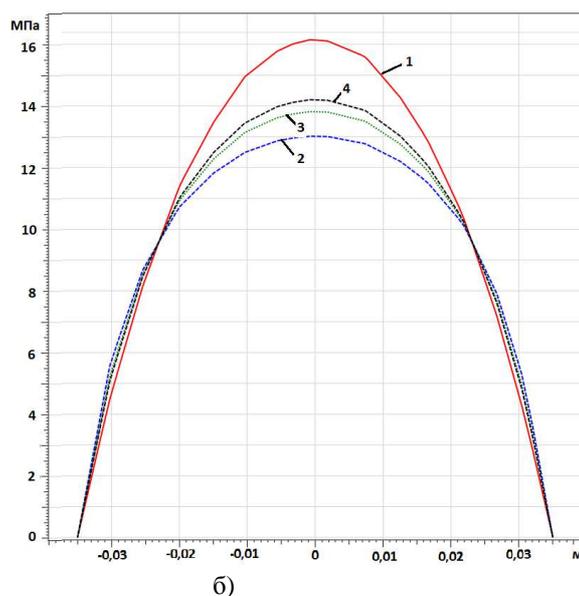
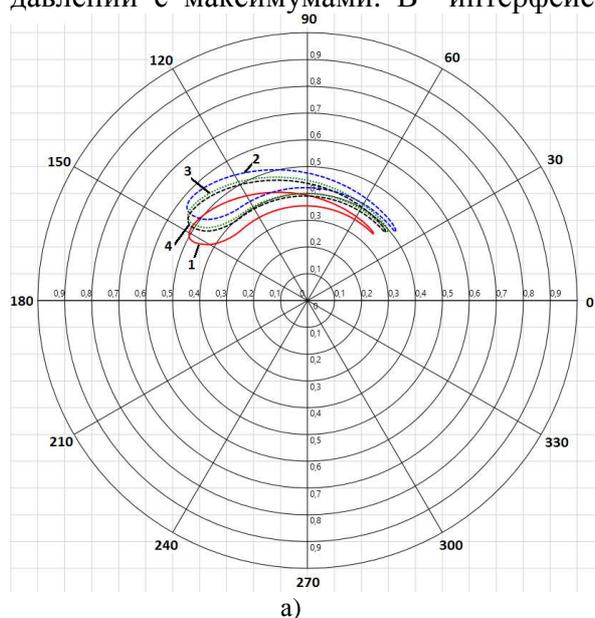


Рис. 6. Траектории движения вала (а) и распределения давлений (б) при учете податливости антифрикционного слоя из полимерного композита по схеме ПКЖ:

1 – недеформируемый вкладыш; 2 –  $V_f = 0,05$ ; 3 –  $V_f = 0,35$ ; 4 –  $V_f = 0,7$

На рис. 7а показан вариант для жестких поверхностей вала и вкладыша. На рис. 7б показано, как деформируются поверхности вала и вкладыша. Фактически эпюры их деформирования повторяют эпюры давлений (рис. 6б), но промасштабированы посредством умножения на соответствующие коэффициенты податливости. Но реальное положение вала иное (рис. 7в). Центр вала смещен дальше от центра вкладыша, т.е. геометрическая составляющая зазора  $h_{\min-geom}$  уменьшается (рис. 5). Тем не менее деформации от по-

датливости поверхностей достаточно велики, поэтому значение зазора, вычисленное по формуле (3), увеличивается. Реальное деформирование поверхностей (рис. 7г) более сложное. Вал деформируется не только в точках приложения давлений, но и на удалении от них. У вкладыша будут значимы другие компоненты деформаций, в частности края вкладыша будут смещаться за пределы его ширины. В результате зазор на краях будет больше геометрической составляющей  $h_{\min-geom}$ , полученной в наших расчетах.

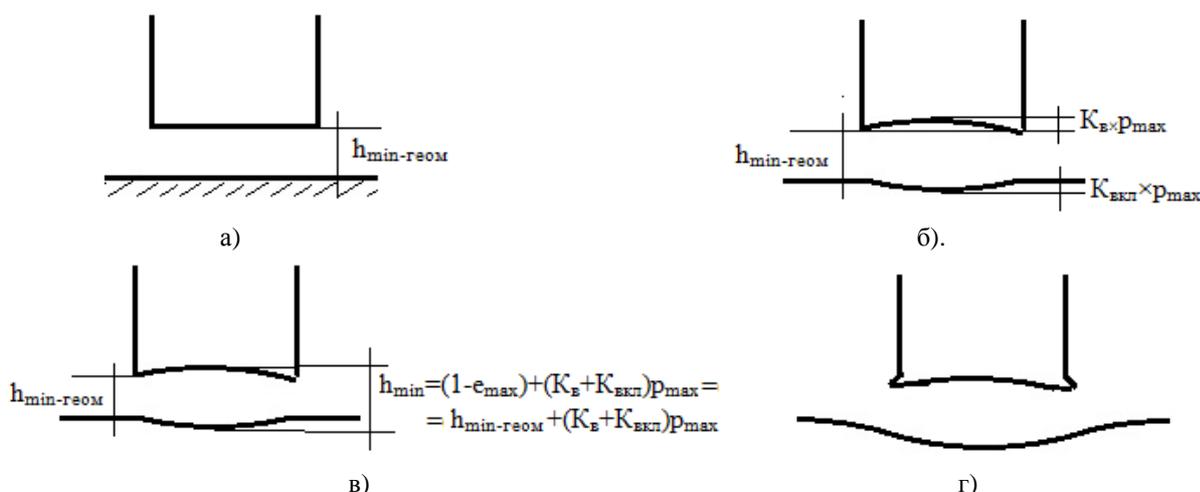


Рис. 7. Схематические изображения формирования геометрической составляющей зазора и зазора с учетом податливости поверхностей: а - при жестких поверхностях; б - составляющие от податливости; в - расчетные зазоры при использовании винклеровской модели податливости поверхностей; г - схема реального деформирования вала и вкладыша

## Заключение

Полученные результаты для конкретного ПС при варьировании радиальной податливости поверхностей в широком диапазоне позволяют сформулировать следующие выводы о влиянии этого фактора на параметры гидродинамики:

- Подтверждено, что при учете радиальной податливости расчетная эпюра давлений занимает несколько большую площадь, становится более плавной, снижается максимальное давление.

- Более сложен характер влияния податливости поверхности на минимальный зазор в подшипнике. В расчетах получен различный характер влияния податливости на значения этого параметра в точке действия максимального давления и на краях вкладыша. Но это в значительной мере вы-

звано применением упрощенной винклеровской модели податливости поверхностей.

- В целом радиальная податливость опор несущественно (примерно на 10%) влияет на основные параметры гидродинамики ПС с металлическими вкладышами. При использовании антифрикционного слоя из полимерного материала наблюдается более существенное (до 20%) изменение расчетных значений гидродинамических параметров.

- Разработанную программу можно использовать для расчетных исследований гидродинамики подшипников с полимерными слоями в целях обеспечения жидкостного режима смазывания.

В третьей версии программной системы ВВФЕМ начата реализация более общей методики учета податливости – на ос-

нове конечноэлементного моделирования упругого деформирования деталей ПС.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зернин, М.В. Гидродинамический расчет различных вариантов исполнения шатунных подшипников скольжения насосной установки УНП55-250 / М.В.Зернин, А.В.Мишин, Ф.В.Баншиков // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2007. - №4. - С. 73-79.
2. Мишин, А.В. Конечноэлементная методика расчета динамически нагруженных подшипников скольжения с учетом отклонений формы рабочей поверхности от цилиндрической / А.В.Мишин, М.В.Зернин // Сборка в машиностроении и приборостроении. – 2008. - №2. – С. 43-54.
3. Зернин, М.В. Методика расчетной оценки предельных размеров дефектов поверхностей подшипников скольжения по критерию влияния их на параметры гидродинамики / М.В.Зернин, А.В.Мишин, Н.Н.Рыбкин // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2013. - №3. - С.14-23.
4. Рыбкин, Н.Н. Реализация методики расчетной оценки на параметров гидродинамики подшипников скольжения с учетом радиальной податливости поверхностей /Н.Н.Рыбкин, М.В.Зернин // Вестник Брянского государственного технического университета. - 2013. - №4. - С.59-65.
1. Zernin, M.V. Hydrodynamic computation of different options of con-rod sliding bearings in pumping facility of UNP55-250 / M.V.Zernin, A.V.Mishin, F.V.Banshchikov // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2007. - №4. - pp. 73-79.
2. Mishin, A.V. Finite element procedure for computation of dynamic loaded sliding bearings taking into account form deviations of working surface from cylindrical one / A.V.Mishin, M.V.Zernin // *Assembly in Mechanical Engineering and Instrument-making Industry*. – 2008. - №2. – pp. 43-54.
3. Zernin, M.V. Procedure of design estimate of defect maximum dimensions in surfaces of sliding bearings on criterion of their influence upon hydrodynamics parameters / M.V.Zernin, A.V.Mishin, N.N.Rybkin // *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2013. - №3. - pp. 14-23.
4. Rybkin, N.N. Realization of procedure for design estimate of hydrodynamics parameters in sliding bearings taking into account radial compliance of surfaces / N.N.Rybkin, M.V.Zernin// *Bulletin of Bryansk State Technical University*. - 2013. - №4. - pp. 59-65.
5. Software for Computers «Bearing Builder Finite Element Method»/ A.V.Mishin, M.V.Zernin, N.N.Rybkin, S.M.Shalygo, V.V.Soprantsov. –
5. Программа для ЭВМ «Bearing Builder Finite Element Method» / А.В.Мишин, М.В.Зернин, Н.Н.Рыбкин, С.М.Шалыго, В.В.Сопранцов. – Зарегистр. в Федер. службе по интел. собств. (Роспатент) 09.01.14, Свид. № 2014610341.
6. Зернин, М.В. Гидродинамический анализ подшипников скольжения. Ч. 1. Учет нецилиндричности рабочих поверхностей / М.В.Зернин, А.В. Мишин, Н.Н.Рыбкин, С.В. Шилько //Трение и износ. – 2014. – Т. 35. - № 5.- С. 584- 595.
7. Букер, Д.Ф. Применение метода конечных элементов в теории смазки: инженерный подход / Д.Ф.Букер, К.Х.Хюбнер // ТАОИМ. Проблемы трения и смазки. – 1972. - № 4. - С. 22-33.
8. Генка, П.К. Динамически нагруженные радиальные подшипники. Расчет методом конечных элементов / П.К.Генка // ТАОИМ. Проблемы трения и смазки. – 1984. - № 4. – С. 10-20.
9. Кузьменко, А.Г. Обеспечение износостойкости изделий. Расчеты работоспособности подшипников скольжения (типа «вал - втулка») по критериям прочности и износостойкости. Расчет контактных давлений и напряжений при сухом и граничном трении: метод. рек. МР 215-86 / А.Г.Кузьменко, М.В.Зернин. - М.: Изд-во ВНИИММАШ, 1986. – 69 с.
- Registered in Federal Bureau for Intellectual Property (Rospatent) 09.01.14, Certificate № 2014610341.
6. Zernin, M.V. Hydrodynamic analysis of sliding bearings. Part 1. Non-cylindrical working surfaces/ M.V.Zernin, A.V.Mishin, N.N.Rybkin, S.V.Shilko // *Friction and Wear*. – 2014. – Vol. 35. - № 5.- pp. 584-595.
7. Buker, D.F. Use of Finite Elements Method in Theory of Lubrication: engineering approach / D.F.Buker, K.H.Huebner // *TAOIM. Problems of Friction and Lubrication*. – 1972. - № 4. - pp. 22-33.
8. Genka, P.K. Dynamic-loaded radial bearings. Computation by finite elements method / P.K.Genka // *TAOIM. Problems of Friction and Lubrication*. – 1984. - № 4. – pp. 10-20.
9. Kuzmenko, A.G. Assurance of Products Durability. Computations of Sliding Bearings Efficiency (of “shaft-bush” type) on Criteria of Strength and Durability. Computation of Contact Pressure and Stresses at dry and Boundary Friction: Method Recommendations MR 215-86 / A.G.Kuzmenko, M.V.Zernin. - M.: Publishing House of VNIINMASH, 1986. – pp. 69.

*Статья поступила в редколлегию 9.09.2016.  
Рецензент: д.т.н., профессор Брянского  
государственного технического университета  
Кеглин Б.Г.*

**Сведения об авторах:**

**Зернин Михаил Викторович**, к.т.н., доцент кафедры «Информатика и программное обеспечение» Брянского государственного технического университета, e-mail: [zerninmv@mail.ru](mailto:zerninmv@mail.ru).

**Zernin Mikhail Victorovich**, BSTU, Dep. "Informatics and Software", Can. Eng., Assistant Prof., 56-09-84, [zerninmv@mail.ru](mailto:zerninmv@mail.ru).

**Рыбкин Николай Николаевич**, аспирант Брянского государственного технического университета, e-mail: [nikolai@mks.ru](mailto:nikolai@mks.ru).

**Rybkin Nikolay Nikolayevich**, BSTU, Dep. "Mechanics and DPM", Post graduate student, 56-08-10, [nikolai@mks.ru](mailto:nikolai@mks.ru).