

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования

«Сибирский федеральный университет»

**ДЕТЕРМИНИРОВАННЫЕ МИКРОСТРУКТУРЫ
РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТИ
ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Монография

Красноярск 2026

УДК XXX.XX
ББК XX.XXX
X-000

Авторы:

<Должность, степень, ФИО автора 1>

<Должность, степень, ФИО автора 2>

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор *<ФИО>*

доктор технических наук, профессор *<ФИО>*

Монография посвящена исследованию детерминированных микроструктур — регулярных рельефных элементов, целенаправленно наносимых на рабочую поверхность подшипников скольжения для улучшения их трибологических, динамических и шумовых характеристик. Рассмотрены геометрия микрорельефа и варианты расположения элементов (кольцевое, шахматное, филлотаксис). Представлены постановки гидродинамических задач на основе уравнения Рейнольдса и численные методы их решения с учётом кавитации, термовязкостных эффектов и шероховатости. Приведены результаты анализа подшипниковых узлов центробежного насоса, шарошечного долота и устойчивости системы «ротор — подшипник». Предназначена для научных работников, аспирантов и инженеров в области машиноведения и трибологии.

ISBN XXX-X-XXXXXX-XXX-X

© СФУ, 2026

© <Авторы>, 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

Подшипники скольжения являются одними из наиболее распространённых и ответственных узлов трения в современном машиностроении. Они применяются в турбоагрегатах, центробежных насосах, компрессорах, буровом оборудовании и многих других машинах, работающих в условиях высоких нагрузок, скоростей и температур. Надёжность и ресурс подшипникового узла во многом определяют работоспособность машины в целом, а потери на трение в подшипниках составляют существенную долю общих энергетических потерь механизма. В связи с этим задача повышения трибологических характеристик подшипников скольжения – снижения потерь на трение, увеличения нагрузочной способности, улучшения динамической устойчивости – остаётся актуальной на протяжении десятилетий.

Одним из перспективных направлений решения этой задачи является нанесение на рабочую поверхность подшипника детерминированных микроструктур – регулярного микрорельефа заданной геометрии и расположения. В отличие от случайной шероховатости, детерминированные микроструктуры создаются целенаправленно методами лазерной обработки, фотолитографии, электроэрозионной обработки и другими технологиями. Регулярные элементы микрорельефа – лунки, канавки, выступы – формируют в смазочном слое дополнительные гидродинамические эффекты: локальные зоны повышенного давления, резервуары для удержания смазки, ловушки для продуктов износа. Эти эффекты позволяют улучшить несущую способность подшипника, снизить коэффициент трения и температуру в зоне контакта.

Интерес к детерминированным микроструктурам существенно возрос в последние два десятилетия, что связано как с развитием технологий микрообработки поверхностей, так и с формированием концепции зелёной трибологии. Данная концепция направлена на снижение энергопотребления, уменьшение выбросов и продление срока службы узлов трения за счёт оптимизации фрикционного взаимодействия. Детерминированные микроструктуры полностью отвечают этим принципам: они не требуют изменения конструкции узла, совместимы с существующими смазочными материалами и способны существенно повысить энергоэффективность машины.

Несмотря на значительное количество экспериментальных и теоретических работ в данной области, ряд вопросов остаётся недостаточно изученным. В частности, отсутствует систематизированное описание математических моделей и численных методов, позволяющих комплексно анализировать влияние геометрии, расположения и плотности микроструктур на характеристики смазочного слоя с учётом кавитации, термовязкостных эффектов и шероховатости поверхности. Кроме того, мало освещены вопросы влияния микроструктур на динамическую устойчивость системы «ротор – подшипник», что имеет принципиальное значение для высокооборотных машин.

Целью настоящей монографии является систематизация и развитие мето-

дов анализа гидродинамических характеристик подшипников скольжения с детерминированными микроструктурами рабочей поверхности.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

- формулировка постановок гидродинамических задач смазочного слоя для радиальных и упорных подшипников скольжения на основе уравнения Рейнольдса с учётом геометрии микрорельефа;
- разработка и реализация численных методов решения задач смазочного слоя с учётом кавитации (модель Якобсона – Флоберга – Олссона), термовязкостных эффектов и шероховатости поверхности;
- анализ влияния параметров детерминированных микроструктур (формы, глубины, плотности и схемы расположения элементов) на трибологические характеристики подшипниковых узлов;
- проведение расчётных исследований радиальных подшипников скольжения центробежного насоса и шарошечного долота, а также упорного подшипника скольжения;
- исследование влияния микроструктур рабочей поверхности на динамическую устойчивость системы «ротор – подшипник скольжения».

Монография состоит из восьми разделов. Первый раздел содержит общие сведения об объекте и предмете исследования. Во втором и третьем разделах представлены математические постановки задач и численные методы их решения. Четвёртый раздел посвящён учёту нелинейных эффектов. В пятом, шестом и седьмом разделах приведены результаты анализа конкретных подшипниковых узлов. Восьмой раздел посвящён вопросам динамической устойчивости.

1 Объект и предмет исследования

1.1 Подшипники скольжения

Подшипники скольжения представляют собой опорные узлы машин и механизмов, в которых относительное перемещение сопряжённых поверхностей вала и опоры происходит в условиях скольжения. Несущая способность таких подшипников обеспечивается слоем смазочного материала, разделяющим рабочие поверхности. Подшипники скольжения являются одними из древнейших элементов машин, однако и в настоящее время они остаются незаменимыми во многих ответственных областях техники благодаря ряду уникальных преимуществ: высокой нагрузочной способности, демпфирующим свойствам, способности работать при высоких скоростях вращения и большому ресурсу.

1.1.1 Классификация подшипников скольжения

Подшипники скольжения классифицируют по нескольким признакам.

По направлению воспринимаемой нагрузки различают:

- радиальные (опорные) подшипники, воспринимающие нагрузку, направленную перпендикулярно оси вращения вала; основным конструктивным элементом является цилиндрический вкладыш, охватывающий цапфу вала;
- упорные (осевые) подшипники, воспринимающие осевую нагрузку, действующую вдоль оси вращения; конструктивно представляют собой набор площадок (сегментов), расположенных перпендикулярно оси; классическим примером является подшипник Митчелла с самоустанавливающимися сегментами;
- радиально-упорные (комбинированные) подшипники, способные одновременно воспринимать радиальную и осевую нагрузки.

По способу создания несущего давления в смазочном слое подшипники скольжения подразделяют на:

- гидродинамические, в которых несущее давление формируется за счёт вращения вала – вязкая смазка затягивается в клиновидный зазор и создаёт область повышенного давления, уравнивающую внешнюю нагрузку;
- гидростатические, в которых смазочный материал подаётся в зазор под давлением от внешнего источника (насоса), что позволяет обеспечить несущую способность при любой скорости вращения, включая нулевую;
- гибридные, сочетающие оба принципа – внешнюю подачу смазки под давлением и гидродинамический эффект при вращении.

По виду смазочного материала различают подшипники, работающие на жидкой смазке (минеральные и синтетические масла, вода, технологические жидкости), газовой смазке (воздух, инертные газы), а также подшипники сухого трения, в которых роль смазки выполняет сам материал вкладыша (полимеры, графит, композиты).

Настоящая монография посвящена преимущественно гидродинамическим подшипникам скольжения, работающим на жидкой смазке, как наиболее распространённому типу в промышленности.

1.1.2 Принцип работы гидродинамического подшипника

Работа гидродинамического подшипника скольжения основана на явлении, открытом Б. Тауэром экспериментально (1883 г.) и теоретически объяснённом О. Рейнольдсом (1886 г.): при относительном перемещении двух поверхностей, разделённых слоем вязкой жидкости, в области сужающегося зазора возникает избыточное давление, способное нести внешнюю нагрузку.

В радиальном подшипнике скольжения клиновидный зазор образуется естественным образом: под действием внешней нагрузки ось вала смещается относительно оси вкладыша на величину эксцентриситета e . При этом зазор между поверхностями становится переменным по окружности – от максимального значения $h_{\max} = c + e$ до минимального $h_{\min} = c - e$, где $c = R - r$ – радиальный зазор, R – радиус вкладыша, r – радиус вала. Относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/c$ является одним из основных безразмерных параметров, характеризующих режим работы подшипника ($0 \leq \varepsilon < 1$).

При вращении вала вязкая смазка увлекается в область сужающегося зазора, где вследствие условия неразрывности потока и сил вязкости формируется область повышенного давления. Результирующая сила давления, действующая на вал, уравнивает внешнюю нагрузку. Положение равновесия определяется балансом сил и зависит от скорости вращения, вязкости смазки, геометрии подшипника и величины нагрузки.

В упорном подшипнике клиновидный зазор создаётся конструктивно – наклоном рабочих площадок (колодок) относительно поверхности вращающегося диска (пяты). В подшипнике Митчелла каждая колодка имеет возможность самоустановки на точечной или линейной опоре, что обеспечивает оптимальный наклон при различных нагрузках и скоростях.

Аналитическое описание распределения давления в смазочном слое основывается на уравнении Рейнольдса – дифференциальном уравнении в частных производных, которое является упрощённой формой уравнений Навье – Стокса для тонкого вязкого слоя. Вывод и формулировки уравнения Рейнольдса для различных постановок задачи подробно рассмотрены в разделе 2 настоящей монографии.

1.1.3 Режимы трения

Режим трения в подшипнике скольжения определяется соотношением между толщиной смазочного слоя и высотой шероховатости (микронеровностей) контактирующих поверхностей. Это соотношение характеризуется параметром смазочного слоя

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{R_q}, \quad (1.1)$$

где h_{\min} – минимальная толщина слоя, м;

$R_q = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$ – комбинированная среднеквадратическая шероховатость поверхностей, м;

R_{q1} и R_{q2} – среднеквадратические шероховатости первой и второй поверхности соответственно, м.

Принято выделять следующие режимы трения.

Жидкостное (гидродинамическое) трение реализуется при $\Lambda > 3-5$. Поверхности полностью разделены слоем смазки, непосредственный контакт микронеровностей отсутствует. Сила трения обусловлена исключительно вязким сдвигом смазки. Коэффициент трения минимален и составляет $f \sim 10^{-3}$. Износ практически отсутствует, ресурс подшипника максимален. Это наиболее благоприятный режим работы.

Смешанное трение наблюдается при $1 < \Lambda < 3-5$. Толщина смазочного слоя сопоставима с высотой шероховатостей, и нагрузка частично воспринимается контактом микронеровностей, частично – гидродинамическим давлением в смазке. Коэффициент трения существенно возрастает по сравнению с жидкостным режимом, появляется износ.

Граничное трение имеет место при $\Lambda < 1$. Смазочный слой имеет молекулярную толщину (единицы нанометров). Нагрузка воспринимается тонкими плёнками, адсорбированными на поверхностях. Коэффициент трения составляет $f \sim 0,05-0,15$ и определяется свойствами граничных плёнок и материалов поверхностей.

Сухое трение – непосредственный контакт поверхностей при полном отсутствии смазки. Коэффициент трения максимален ($f \sim 0,1-1,0$), износ интенсивен.

Зависимость коэффициента трения от безразмерного параметра нагружения $\mu N/p$ (где μ – динамическая вязкость, N – частота вращения, p – удельная нагрузка) описывается кривой Штрибека (*Stribeck curve*). Кривая наглядно демонстрирует переходы между режимами трения и позволяет определить оптимальную область эксплуатации подшипника. Минимум коэффициента трения на кривой Штрибека соответствует началу жидкостного режима.

В процессе эксплуатации подшипник может проходить через несколько режимов трения – например, при пуске и остановке машины, когда скорость вращения недостаточна для формирования несущего смазочного слоя. Именно в этих переходных режимах происходит основной износ, и именно здесь детерминированные микроструктуры рабочей поверхности могут оказать наиболее существенное положительное влияние за счёт удержания смазки в зоне контакта.

1.1.4 Конструкции и материалы

Конструктивное исполнение подшипников скольжения весьма разнообразно и определяется условиями эксплуатации, нагрузкой и скоростью.

Радиальные подшипники выполняются с различной формой внутренней поверхности вкладыша. Наиболее простой является цилиндрическая форма – вкладыш представляет собой цилиндрическую втулку с одним радиальным зазором. Эллиптическая форма (лимонный подшипник) характеризуется наличием двух зон сужения зазора, расположенных диаметрально, что повышает устойчивость ротора. Многоклиновые подшипники (трёхклиновые, четырёхклиновые) имеют несколько сходящихся клиньев по окружности и применяются в высокоскоростных машинах для обеспечения устойчивости. Подшипники с плавающими вкладышами (подшипники Лундстрёма) содержат внутреннее кольцо, вращающееся со скоростью, промежуточной между скоростью вала и корпуса, что снижает потери на трение. Подшипники с качающимися колодками обеспечивают максимальную устойчивость ротора и применяются в наиболее ответственных турбомашинах.

Упорные подшипники конструктивно представляют собой набор колодок (сегментов), расположенных на кольцевой опоре. По способу создания клинового зазора различают подшипники с фиксированным углом наклона колодок (подшипник Рэлея), с самоустанавливающимися колодками на точечной опоре (подшипник Митчелла) и со сплошным кольцом, имеющим спиральные канавки.

Материал вкладыша (антифрикционного слоя) является одним из ключевых факторов, определяющих работоспособность подшипника. К основным группам антифрикционных материалов относятся:

- баббиты (оловянные и свинцовые) – классические антифрикционные сплавы на основе олова или свинца с добавками меди и сурьмы; обладают превосходной прирабатываемостью и способностью поглощать (вмуровывать) абразивные частицы; применяются в энергетическом машиностроении, судостроении и тяжёлом машиностроении; ограничены по допустимой температуре (до 120–150 °С) и усталостной прочности;

- бронзы (оловянные, свинцовые, алюминиевые) – обладают более высокой прочностью и теплопроводностью по сравнению с баббитами; применяются при повышенных нагрузках; требуют более тщательной обработки поверхности вала для предотвращения задира;

- полимерные материалы (ПТФЭ, полиамиды, полиимиды, фенольные композиты) – применяются в условиях водяной смазки, сухого трения или при наличии абразивных частиц в среде; обладают химической стойкостью и хорошими антифрикционными свойствами; ограничены по допустимой температуре и теплопроводности;

- композиционные материалы (металлополимерные, керамико-металлические) – сочетают свойства различных компонентов; позволяют

создать вкладыш с заданным комплексом свойств;

- керамические материалы (карбид кремния, оксид алюминия) – применяются в условиях особо агрессивных сред и высоких температур.

Выбор материала определяется комплексом условий эксплуатации: нагрузкой, скоростью, температурой, видом смазочного материала, наличием абразивных частиц и химической средой. Нанесение детерминированных микроструктур возможно практически на все перечисленные материалы, хотя технология обработки будет различаться.

1.1.5 Области применения

Область применения подшипников скольжения чрезвычайно широка и охватывает практически все отрасли машиностроения.

В энергетике подшипники скольжения являются штатными опорами роторов паровых и газовых турбин, турбогенераторов, гидрогенераторов и компрессоров газоперекачивающих агрегатов. Мощные турбоагрегаты работают при частотах вращения до 3000–3600 об/мин, нагрузках на опору, достигающих десятков тонн, и сроке службы 20–30 лет. В этих условиях подшипники скольжения практически безальтернативны.

В нефтегазовой отрасли подшипники скольжения используются в центробежных насосах для перекачки нефти, газа и пластовых вод, в винтовых и поршневых компрессорах, а также в буровом оборудовании. Особый интерес представляют опоры шарошечных буровых долот, работающих в экстремальных условиях: высокие осевые и радиальные нагрузки, повышенная температура, наличие абразивных частиц в промывочной жидкости, ограниченные возможности подачи смазки. Ресурс бурового долота в значительной мере определяется работоспособностью подшипниковых опор шарошек.

В химической промышленности подшипники скольжения применяются в герметичных (бессальниковых) насосах и компрессорах, где недопустима утечка перекачиваемой среды. В таких конструкциях подшипники работают на перекачиваемой жидкости (кислоты, щёлочи, растворители), что предъявляет особые требования к химической стойкости материалов.

В пищевой и фармацевтической промышленности используются подшипники на водяной смазке, обеспечивающие стерильность продукции.

В транспортном машиностроении подшипники скольжения применяются в двигателях внутреннего сгорания (коренные и шатунные вкладыши коленчатого вала, втулки поршневого пальца), в автоматических трансмиссиях, рулевых механизмах и подвесках. Автомобильная промышленность является одним из крупнейших потребителей подшипников скольжения по количеству.

В судостроении подшипники скольжения (дейдвудные подшипники) используются в опорах гребных валов. Они работают на морской воде, что определяет выбор полимерных и композиционных антифрикционных материалов.

В прецизионном оборудовании (шпиндели металлорежущих станков,

координатно-измерительные машины) применяются гидростатические и аэро-статические подшипники, обеспечивающие высочайшую точность вращения.

Во всех перечисленных областях совершенствование подшипниковых узлов – снижение потерь на трение, повышение нагрузочной способности и ресурса – имеет существенное экономическое и экологическое значение.

1.1.6 Основные характеристики и параметры

Работа подшипника скольжения описывается рядом статических и динамических характеристик.

К статическим характеристикам относятся следующие.

Нагрузочная способность – максимальная нагрузка, которую способен нести смазочный слой при заданных условиях (скорость, вязкость, геометрия) без разрушения плёнки. Условия нагружения и смазки удобно характеризовать числом Зоммерфельда

$$S = \frac{\mu N L D}{W} \left(\frac{R}{c} \right)^2, \quad (1.2)$$

где μ – динамическая вязкость, Па·с;

N – частота вращения, об/с;

L и D – длина и диаметр подшипника, м;

W – нагрузка, Н;

R/c – отношение радиуса к зазору.

Относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/c$ определяет положение вала во вкладыше и связан с нагрузочной способностью – чем больше нагрузка, тем больше ε и тем меньше минимальная толщина смазочного слоя

$$h_{\min} = c(1 - \varepsilon). \quad (1.3)$$

Коэффициент трения f и момент трения $M_{\text{тр}}$ характеризуют потери энергии. При жидкостном трении они определяются вязким сдвигом смазки и зависят от вязкости, скорости и толщины слоя; в типичных условиях $f \sim 10^{-3} - 10^{-2}$.

Расход (утечки) смазки Q определяет объём смазки, вытекающей через торцы подшипника в единицу времени. Расход влияет на тепловой баланс (вынос тепла с маслом) и проектирование системы смазки.

Максимальная температура смазочного слоя T_{\max} ограничивает допустимый режим работы и определяется балансом между теплом, выделяемым при вязком трении, и теплоотводом через утечки и стенки подшипника.

Максимальное давление в смазочном слое p_{\max} определяет прочностные требования к конструкции подшипника и материалу вкладыша.

К динамическим характеристикам относятся коэффициенты жёсткости (k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} , k_{yy}) и демпфирования (d_{xx} , d_{xy} , d_{yx} , d_{yy}) смазочного слоя, определяемые как производные силовой реакции плёнки по перемещениям и скоростям вала. Эти коэффициенты описывают реакцию смазочного слоя на малые возмущения положения ротора и являются ключевыми входными данными для анализа динамики и устойчивости роторных систем. Характерной особенностью подшипников скольжения является наличие перекрёстных коэффициентов жёсткости ($k_{xy} \neq k_{yx}$), обусловленных вращением смазки; именно они являются источником неконсервативных сил, способных вызвать автоколебания ротора.

1.1.7 Направления совершенствования

Основными задачами, стоящими перед разработчиками подшипниковых узлов, являются: повышение нагрузочной способности, снижение потерь на трение, обеспечение динамической устойчивости ротора, продление ресурса, снижение шума и расхода смазки.

Традиционные направления совершенствования включают:

- оптимизацию макрогеометрии подшипника – выбор профиля расточки (цилиндрический, эллиптический, многоклиновой), соотношения длины к диаметру L/D , величины радиального зазора c ;
- совершенствование систем смазки – оптимизация расположения и размеров маслоподводящих отверстий и канавок, подбор вязкости масла;
- применение новых антифрикционных материалов – разработку композитных вкладышей, многослойных покрытий;
- модификацию конструкции – переход к подшипникам с качающимися колодками, использование демпферных опор, применение активного управления.

Относительно новым и перспективным направлением является модификация микрогеометрии рабочей поверхности – нанесение детерминированных микроструктур (поверхностное текстурирование). В отличие от перечисленных выше подходов, оно не требует изменения конструкции подшипника, совместимо с существующими материалами и системами смазки, а эффект достигается за счёт управления гидродинамикой смазочного слоя на микроскопическом уровне. Данное направление рассмотрено в следующем подразделе.

1.2 Детерминированные микроструктуры рабочей поверхности

Детерминированные микроструктуры (ДМ) – это регулярные рельефные элементы заданной геометрии, размеров и расположения, целенаправленно создаваемые на рабочей поверхности деталей узлов трения. Термин «детерминированные» подчёркивает принципиальное отличие таких структур от случайной (стохастической) шероховатости, неизбежно присутствующей на любой обра-

ботанной поверхности: параметры каждого элемента микрорельефа определены заранее и воспроизводимы.

1.2.1 Определение и терминология

В отечественной литературе для обозначения рассматриваемых структур используются несколько терминов: «регулярный микрорельеф», «дискретный микрорельеф», «текстурированная поверхность», «детерминированные микро-структуры». В зарубежной литературе наиболее распространён термин *surface texturing* (поверхностное текстурирование), а сами структуры обозначаются как *surface texture*, *micro-dimples*, *micro-grooves*, *micro-pockets*. В настоящей работе термины «детерминированные микро-структуры», «микрорельеф» и «текстурирование поверхности» используются как синонимы.

Нормативной основой классификации регулярного микрорельефа в отечественной практике является ГОСТ 24773-81 «Поверхности с регулярным микрорельефом. Классификация, параметры и характеристики». Данный стандарт определяет:

- классификацию элементов регулярного микрорельефа по форме (канавки, лунки, выступы) и по расположению на поверхности;
- основные параметры микрорельефа: шаг l , глубина (высота) h , ширина b ;
- характеристики микрорельефа: относительная площадь элементов, плотность размещения;
- систему обозначений параметров микрорельефа на чертежах и в технической документации.

Согласно ГОСТ 24773-81, регулярный микрорельеф представляет собой совокупность элементов определённой геометрической формы, расположенных в заданном порядке на обработанной поверхности. Стандарт был разработан преимущественно для деталей, обработанных методами поверхностного пластического деформирования (вибронакатывание, алмазное выглаживание), однако его классификация и система параметров применимы и к микро-структурам, создаваемым современными технологиями (лазерная обработка, фотолитография).

Исследования влияния регулярного микрорельефа на трение и износ деталей машин ведутся с 1960–1970-х годов (работы Ю. Г. Шнейдера, И. В. Крагельского и др.). Однако качественный скачок в данной области произошёл в 1990–2000-е годы благодаря работам И. Эцион (I. Etsion) и его группы, которые систематически исследовали влияние лазерного текстурирования на характеристики механических уплотнений, поршневых колец и подшипников скольжения. В настоящее время данное направление активно развивается десятками исследовательских групп во всём мире.

1.2.2 Классификация элементов микрорельефа

Элементы детерминированных микроструктур классифицируют по нескольким признакам.

По типу элемента различают:

- углубления (лунки, карманы) – выемки в поверхности детали; наиболее распространённый тип, обеспечивающий эффекты генерации давления, удержания смазки и захвата частиц износа;
- канавки – протяжённые углубления; в зависимости от ориентации выделяют продольные (в направлении скольжения), поперечные (перпендикулярно направлению скольжения), наклонные и спиральные канавки;
- выступы (бугорки) – элементы, возвышающиеся над базовой поверхностью; формируют локальные зоны конвергентного зазора;
- комбинированные элементы – сочетание углублений и выступов, а также элементы сложной формы.

По форме поперечного сечения лунки подразделяют на:

- сферические (сегментные) – образованы пересечением поверхности со сферой заданного радиуса; характеризуются плавным изменением глубины от центра к краям; наиболее распространены в исследованиях;
- цилиндрические (с плоским дном) – имеют вертикальные стенки и плоское дно; обеспечивают больший объём при одинаковом диаметре по сравнению со сферическими; характеризуются резким перепадом глубины на краях, что влияет на характер течения смазки;
- конические – имеют линейно изменяющуюся глубину;
- параболические – имеют параболический профиль, промежуточный между сферическим и цилиндрическим;
- каплевидные – несимметричные элементы, ориентированные относительно направления скольжения; асимметрия профиля может усилить гидродинамический эффект.

По форме в плане элементы могут быть круглыми, эллиптическими, прямоугольными, треугольными, шевронными (V-образными). Шевронные элементы представляют особый интерес, поскольку V-образная форма, ориентированная вершиной в направлении скольжения, эффективно нагнетает смазку к центру контакта и может существенно увеличить нагрузочную способность.

1.2.3 Параметры и расположение элементов

Геометрические параметры отдельного элемента микрорельефа включают:

- характерный размер (диаметр) элемента d ; для подшипников скольжения типичные значения составляют от 50 до 500 мкм;
- глубину (или высоту для выступов) h_d ; типичные значения – от 5

до 50 мкм;

- отношение глубины к диаметру h_d/d ; типичные значения – от 0,05 до 0,5; при малых значениях ($h_d/d < 0,1$) элемент называют мелким, при больших ($h_d/d > 0,3$) – глубоким;

- площадь единичного элемента в плане s .

Совокупность элементов на поверхности характеризуется:

- относительной площадью (плотностью) текстурирования S_p – отношением суммарной площади элементов к общей площади текстурированной зоны; типичные значения – от 5 до 40 %; многочисленные исследования показывают, что оптимальное значение S_p для подшипников скольжения обычно находится в диапазоне 10–30 %;

- шагом расположения l – расстоянием между центрами соседних элементов;

- схемой (паттерном) расположения;

- зоной текстурирования – частью поверхности, на которую нанесены элементы.

Схема расположения элементов на рабочей поверхности существенно влияет на эффективность текстурирования. Основные варианты включают следующие.

Кольцевое (концентрическое) расположение – элементы размещаются вдоль концентрических окружностей. Элементы в соседних рядах могут быть расположены друг напротив друга или со смещением. Схема наиболее проста в реализации и характерна для ранних работ. Применяется преимущественно в упорных подшипниках и торцовых уплотнениях.

Шахматное расположение – элементы размещаются в узлах прямоугольной или треугольной сетки, причём каждый чётный ряд смещён на половину шага относительно нечётного. По сравнению с кольцевым расположением обеспечивает более равномерное покрытие поверхности и отсутствие «дорожек» без элементов.

Расположение по принципу филлотаксиса – биомиметическая схема, основанная на закономерности, наблюдаемой в расположении семян в корзинке подсолнечника, чешуек сосновой шишки, листьев на стебле и других природных объектов. Положение n -го элемента задаётся формулами

$$r_n = a\sqrt{n}, \quad \varphi_n = n \cdot \varphi_{\text{зол}}, \quad (1.4)$$

где n – порядковый номер элемента;

r_n – расстояние от центра до n -го элемента, м;

φ_n – угловое положение n -го элемента, рад;

a – масштабный коэффициент, м·элемент^{-1/2};

$$\varphi_{\text{зол}} = 2\pi \left(1 - \frac{1}{\Phi}\right) \approx 2,3999 \text{ рад } (\approx 137,508^\circ) - \text{золотой угол};$$

$\Phi = (1 + \sqrt{5})/2$ – золотое сечение.

Такое расположение обеспечивает наиболее равномерную плотность элементов без выраженных направлений периодичности. Отсутствие «строк» и «столбцов» может быть полезным для снижения тональных составляющих шума и вибрации, обусловленных регулярным прохождением элементов через зону нагружения.

Выбор зоны текстурирования – важный параметр проектирования. В радиальных подшипниках элементы могут быть нанесены на всю поверхность вкладыша (полное текстурирование), на часть поверхности в зоне сходящегося зазора, в зоне расходящегося зазора, вблизи области максимального давления или на поверхность вала. Оптимальный выбор зоны зависит от эксцентриситета, скорости, нагрузки и целей текстурирования (снижение трения, увеличение нагрузочной способности, подавление кавитации). В упорных подшипниках текстурируется, как правило, вся поверхность колодки или её часть вблизи входной кромки.

1.2.4 Технологии формирования микрорельефа

Развитие методов создания детерминированных микроструктур тесно связано с прогрессом в области технологий микрообработки. Современные методы формирования микрорельефа можно разделить на несколько групп.

Лазерное текстурирование (laser surface texturing, LST) является в настоящее время наиболее распространённым и универсальным методом. Импульсное лазерное излучение удаляет материал из локальной области поверхности, формируя лунку или канавку заданных размеров. Основные параметры процесса – энергия и длительность импульса, частота следования импульсов, диаметр пятна, скорость перемещения луча – определяют геометрию и качество элементов. Типичная точность по глубине составляет $\pm 1\text{--}2$ мкм. Метод применим к широкому спектру материалов (металлы, керамика, полимеры) и обеспечивает высокую производительность. К недостаткам относятся формирование навала (выступа) по краям лунки и изменение структуры материала в зоне термического воздействия.

Фотолитография – технология, заимствованная из микроэлектроники. На поверхность наносится фоторезист, экспонируется через маску ультрафиолетовым излучением, затем рисунок переносится на подложку методом травления. Позволяет создавать элементы с разрешением до единиц микрометров и высокой однородностью. Применяется преимущественно в лабораторных исследованиях, поскольку требует многоэтапного процесса, специального оборудования и плоской (или слабоизогнутой) подложки.

Электроэрозионная обработка (ЭЭО) – удаление материала посредством электрических разрядов между электродом-инструментом и заготовкой. При-

меняется для обработки электропроводящих материалов, в том числе высоко-твёрдых (закалённые стали, твёрдые сплавы). Позволяет создавать элементы сложной формы, однако производительность ниже, чем у лазерной обработки.

Химическое и электрохимическое травление – избирательное удаление материала через маску (фоторезист, лакокрасочное покрытие). Позволяет обрабатывать большие площади одновременно. Применяется для нанесения неглубоких (единицы микрометров) структур на плоские и цилиндрические поверхности.

Вибронакатывание и микровдавливание – механические методы формирования микрорельефа. Деформирующий инструмент (шарик, ролик, алмазный индентор) прижимается к вращающейся заготовке с наложением вибрации. Формируются лунки или канавки за счёт пластической деформации, а не удаления материала, что обеспечивает упрочнение поверхностного слоя и формирование сжимающих остаточных напряжений. Метод описан в работах Ю. Г. Шнейдера и стандартизирован в ГОСТ 24773-81.

3D-печать и аддитивные технологии – перспективное направление, позволяющее формировать микроструктуры непосредственно в процессе изготовления детали. Точность современных аддитивных технологий пока недостаточна для создания элементов микрометрового масштаба, однако технология быстро развивается.

Выбор технологии определяется материалом детали, требуемой геометрией микроструктур, размерами обрабатываемой поверхности, точностью и экономическими факторами. Лазерное текстурирование в настоящее время является наиболее технологичным методом, сочетающим высокую точность, производительность, гибкость настройки и применимость к широкому кругу задач.

1.2.5 Связь с концепцией зелёной трибологии

В последние годы в мировой трибологической науке и практике активно развивается концепция зелёной трибологии (*green tribology*), сформулированная в работах М. Носоновского и Б. Бхушана. Зелёная трибология направлена на снижение негативного воздействия фрикционных процессов на окружающую среду и включает ряд принципов:

- минимизация потерь энергии на трение и износ;
- сокращение расхода и использование экологически безопасных смазочных материалов;
- продление срока службы деталей и снижение потребности в запасных частях;
- использование биомиметических подходов – заимствование оптимальных решений из живой природы;
- снижение уровня шума и вибрации.

Детерминированные микроструктуры в полной мере соответствуют прин-

ципам зелёной трибологии по нескольким основаниям.

Во-первых, снижение коэффициента трения, достигаемое за счёт текстурирования, ведёт к уменьшению потребляемой энергии. По оценкам, потери на трение составляют около 20 % мирового потребления энергии, из них значительная часть приходится на подшипники и уплотнения. Даже снижение трения на 10–20 % в масштабах промышленного предприятия или отрасли даёт существенный экономический и экологический эффект.

Во-вторых, текстурирование не требует изменения конструкции узла, не предполагает использования дополнительных химических присадок и модификаторов – эффект достигается исключительно за счёт управления гидродинамикой смазочного слоя.

В-третьих, способность микроструктур удерживать смазку в зоне контакта позволяет уменьшить расход смазочного материала и обеспечить работоспособность при его кратковременном дефиците, что снижает экологическую нагрузку.

В-четвёртых, расположение элементов по принципу филлотаксиса является прямым примером биомиметического подхода – золотой угол, обеспечивающий наиболее равномерное заполнение поверхности, заимствован из ботаники.

Наконец, увеличение ресурса деталей за счёт снижения износа уменьшает потребление материалов и энергии на изготовление запасных частей.

Таким образом, исследование и оптимизация детерминированных микроструктур рабочей поверхности представляют собой актуальное направление не только с точки зрения повышения технических характеристик машин, но и в контексте устойчивого развития и ресурсосбережения.

1.2.6 Влияние микроструктур на трибологические характеристики

Механизмы влияния детерминированных микроструктур на характеристики подшипников скольжения многообразны. Выделяют несколько основных эффектов.

Генерация дополнительного гидродинамического давления. Каждый элемент микрорельефа (лунка, канавка) представляет собой локальное расширение зазора, за которым следует сужение. При движении поверхности вязкая смазка, проходя через область элемента, испытывает последовательное расширение и сжатие, что формирует асимметричное распределение давления. В зоне сужения зазора (на выходе из лунки) давление оказывается выше, чем в зоне расширения (на входе), что создаёт результирующую положительную добавку к несущей способности. Этот механизм, называемый «эффектом микроподшипника», наиболее эффективен при параллельном или слабоклиновом зазоре, т. е. при малых эксцентриситетах или в механических уплотнениях. При больших эксцентриситетах собственный гидродинамический эффект клинового зазора подшипника доминирует, и влияние микроструктур становится менее выраженным.

Эффект резервуара смазки. Лунки и канавки на рабочей поверхности служат микрорезервуарами, удерживающими смазочный материал. При остановке машины смазка не полностью вытекает из зоны контакта, а частично сохраняется в углублениях. При последующем пуске эта смазка поступает в зону трения, обеспечивая разделение поверхностей в критический момент, когда гидродинамический эффект ещё не сформировался. Данный механизм особенно важен для подшипников, работающих в режиме частых пусков и остановок, а также для подшипников с ограниченной подачей смазки.

Эффект ловушки для частиц износа. В условиях смешанного и граничного трения на поверхностях образуются частицы износа, которые, оставаясь в зоне контакта, вызывают вторичное (абразивное) повреждение поверхностей. Углубления микрорельефа захватывают и удерживают эти частицы, предотвращая их рециркуляцию в зоне трения. Эффект особенно важен для подшипников, работающих в загрязнённой среде, – например, в опорах шарошечных буровых долот, где промывочная жидкость содержит абразивные частицы породы.

Влияние на кавитацию. Кавитация (образование зон пониженного давления, заполненных паром или газом) является характерным явлением в подшипниках скольжения. Она возникает в расходящейся части зазора, где давление снижается ниже давления насыщения пара или давления растворённых газов. Кавитация ограничивает область положительного давления и тем самым влияет на нагрузочную способность, трение и расход смазки. Микроструктуры, расположенные в зоне кавитации, могут изменять её характер – например, способствовать образованию множества мелких кавитационных зон вместо одной крупной, что влияет на распределение давления и может как увеличить, так и уменьшить нагрузочную способность.

Совокупное влияние на коэффициент трения и нагрузочную способность. Результирующее воздействие микроструктур на характеристики подшипника определяется суперпозицией перечисленных эффектов и зависит от множества факторов: геометрии и глубины элементов, плотности текстурирования S_p , расположения текстурированной зоны, эксцентриситета вала, скорости вращения, вязкости смазки. Экспериментальные данные свидетельствуют о возможности снижения коэффициента трения на 20–50 % по сравнению с гладкой поверхностью при оптимальных параметрах текстурирования. Нагрузочная способность может как увеличиваться (при текстурировании зоны расходящегося зазора), так и уменьшаться (при неудачном расположении лунок в зоне максимального давления). Именно эта многопараметричность и неоднозначность результата обуславливают необходимость применения численного моделирования для оптимизации микроструктур, что является основной задачей настоящей монографии.

1.2.7 Влияние микроструктур на динамические характеристики

Помимо статических (установившихся) параметров, детерминированные микроструктуры влияют на динамическое поведение подшипникового узла и роторной системы в целом.

Смазочный слой подшипника скольжения обладает упругими и демпфирующими свойствами, которые описываются восемью линеаризованными коэффициентами – четырьмя коэффициентами жёсткости (k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} , k_{yy}) и четырьмя коэффициентами демпфирования (d_{xx} , d_{xy} , d_{yx} , d_{yy}). Эти коэффициенты зависят от распределения давления в смазочном слое и, следовательно, от геометрии рабочей поверхности. Нанесение микроструктур изменяет поле давления и характер течения смазки, что приводит к изменению всех восьми динамических коэффициентов.

Устойчивость ротора, вращающегося в подшипниках скольжения, определяется соотношением между жёсткостными и демпфирующими характеристиками. Характерным видом потери устойчивости является автоколебание ротора – так называемый масляный вихрь (*oil whirl*), частота которого близка к половине частоты вращения, и масляный бич (*oil whip*), при котором амплитуда автоколебаний резко возрастает. Эти явления могут привести к контакту ротора со статором и разрушению подшипника.

Имеющиеся исследования показывают, что оптимально подобранные микроструктуры способны:

- увеличить пороговую скорость возникновения автоколебаний, расширив тем самым область устойчивой работы;
- изменить соотношение прямых и перекрёстных коэффициентов жёсткости в благоприятную для устойчивости сторону;
- увеличить коэффициенты демпфирования, улучшив виброзащитные свойства подшипника;
- снизить амплитуду вынужденных колебаний ротора при прохождении критических скоростей.

Вместе с тем неудачный выбор параметров и расположения микроструктур может оказать негативное влияние на динамику системы – снизить порог устойчивости или увеличить вибрации. Это ещё раз подчёркивает необходимость всестороннего численного анализа.

Детальному рассмотрению влияния микроструктур на динамическую устойчивость системы «ротор – подшипник скольжения» посвящён раздел 8 настоящей монографии.

1.2.8 Влияние микроструктур на шумовые характеристики

Шум подшипниковых узлов является важным фактором при проектировании машин, к которым предъявляются требования по уровню акустического

излучения: насосное оборудование, бытовая техника, автомобильные двигатели, прецизионные станки.

Источниками шума в подшипниках скольжения являются:

- нестационарные гидродинамические процессы в смазочном слое – пульсации давления, турбулентные вихри;
- кавитация – схлопывание пузырьков пара или растворённого газа, сопровождающееся высокочастотными акустическими импульсами;
- вибрация элементов конструкции, возбуждаемая пульсациями давления в смазочном слое и передаваемая через корпус подшипника;
- контакт микронеровностей при смешанном трении.

Детерминированные микроструктуры способны оказывать влияние на шумовые характеристики по нескольким каналам.

Увеличение толщины смазочного слоя и снижение вероятности контакта микронеровностей уменьшает высокочастотные компоненты шума, связанные с ударными взаимодействиями на микроуровне.

Изменение условий кавитации – характера, протяжённости и интенсивности кавитационной зоны – непосредственно влияет на генерацию кавитационного шума.

Изменение динамических коэффициентов подшипника влияет на вибрационное состояние роторной системы, а через него – на структурный шум, излучаемый корпусом.

Регулярная структура микрорельефа при кольцевом или шахматном расположении элементов может вносить характерные тональные составляющие в спектр шума. Частота этих составляющих определяется произведением числа элементов на окружности (или в направлении скольжения) на частоту вращения. Такой «частотный след» текстуры может быть нежелательным, если он попадает в диапазон повышенной чувствительности человеческого слуха или совпадает с резонансами конструкции.

Применение нерегулярных схем расположения элементов – в частности, по принципу филлотаксиса – позволяет рассредоточить энергию периодических возмущений по более широкому спектру частот и тем самым снизить уровень тонального шума. Данное свойство является ещё одним аргументом в пользу использования биомиметических схем расположения микроструктур.

Систематические исследования акустических характеристик подшипников с детерминированными микроструктурами в настоящее время немногочисленны. Имеющиеся данные указывают на возможность как снижения, так и увеличения уровня шума в зависимости от параметров микрорельефа и режимов работы. Комплексная оптимизация микроструктур с одновременным учётом трибологических, динамических и шумовых характеристик остаётся актуальной и в значительной мере открытой исследовательской задачей.

Таким образом, детерминированные микроструктуры рабочей поверхности представляют собой эффективный и универсальный инструмент управления

характеристиками подшипников скольжения. Они позволяют улучшить трибологические, динамические и акустические свойства узлов трения без изменения конструкции и применяемых материалов. Вместе с тем многопараметричность задачи и неоднозначность влияния микроструктур требуют разработки адекватных математических моделей и эффективных численных методов. Постановкам задач и методам их решения посвящены последующие разделы настоящей монографии.

2 Постановка и численное моделирование гидродинамических задач смазочного слоя с детерминированными микроструктурами рабочей поверхности

2.1 Классическая модель для гладкой поверхности

2.1.1 Ключевые допущения и вывод уравнения Рейнольдса

Рассмотрим движение вязкой несжимаемой ньютоновской жидкости в тонком зазоре между двумя твёрдыми поверхностями. Введём декартову систему координат (x, y, z) , где плоскость xz совпадает с нижней поверхностью, а ось y направлена перпендикулярно поверхностям (рисунок ??). Толщина смазочного слоя обозначается как $h(x, z, t)$, где t – время.

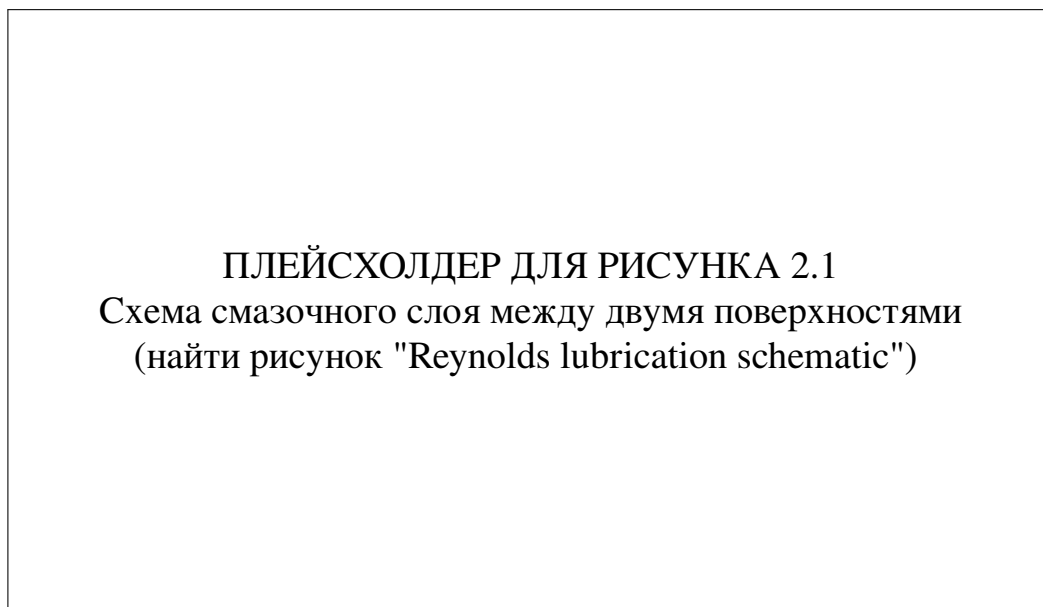


Рисунок 2.1 – Схема смазочного слоя между двумя поверхностями

Исходные уравнения

Движение жидкости описывается уравнениями Навье–Стокса для несжимаемой жидкости:

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v}, \quad (2.1)$$

и уравнением неразрывности:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0, \quad (2.2)$$

где $\mathbf{v} = (u, v, w)$ – вектор скорости; ρ – плотность жидкости; p – давление; μ – динамическая вязкость.

В компонентной форме уравнения (??) принимают вид:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (2.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (2.4)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right). \quad (2.5)$$

Уравнение неразрывности (??) в компонентной форме:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \quad (2.6)$$

Масштабирование и оценка порядков величин

Для анализа уравнений введём характерные масштабы задачи:

L – характерный размер в направлениях x и z (длина подшипника);

H – характерная толщина смазочного слоя;

U – характерная скорость движения поверхностей;

P – характерное давление.

Безразмерные переменные вводятся следующим образом:

$$\bar{x} = \frac{x}{L}, \quad \bar{y} = \frac{y}{H}, \quad \bar{z} = \frac{z}{L}, \quad \bar{u} = \frac{u}{U}, \quad \bar{v} = \frac{v}{V}, \quad \bar{w} = \frac{w}{U}, \quad \bar{p} = \frac{p}{P}, \quad (2.7)$$

где V – характерная скорость в направлении y , которую нужно определить из уравнения неразрывности.

Из уравнения неразрывности (??) следует оценка:

$$\frac{U}{L} \sim \frac{V}{H} \Rightarrow V \sim U \frac{H}{L}. \quad (2.8)$$

Ключевым параметром в теории смазки является отношение:

$$\varepsilon = \frac{H}{L} \ll 1, \quad (2.9)$$

которое характеризует малость толщины слоя по сравнению с его протяжённостью.

Подставляя безразмерные переменные в уравнения (??)–(?), получаем оценки для различных членов. Рассмотрим уравнение (??):

$$\rho \frac{U^2}{L} \varepsilon \sim \frac{P}{H} + \mu \frac{U}{H^2}. \quad (2.10)$$

Определяем характерный масштаб давления из баланса вязких сил и градиента давления:

$$P \sim \mu U \frac{L}{H^2}. \quad (2.11)$$

Вводим число Рейнольдса для смазочного слоя:

$$\text{Re} = \frac{\rho U H}{\mu}. \quad (2.12)$$

При условии $\text{Re} \cdot \varepsilon \ll 1$ (что выполняется в большинстве практических случаев) инерционные члены в уравнениях (??)–(?) пренебрежимо малы по сравнению с вязкими и градиентом давления.

Анализируя порядки производных с учётом $\varepsilon \ll 1$, получаем:

$$\frac{\partial^2}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2}{\partial x^2}, \quad \frac{\partial^2}{\partial y^2} \gg \frac{\partial^2}{\partial z^2}. \quad (2.13)$$

Таким образом, в уравнениях (??) и (??) доминируют члены:

$$\frac{\partial p}{\partial x} \sim \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad \frac{\partial p}{\partial z} \sim \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}. \quad (2.14)$$

Из уравнения (??) следует, что $\partial p / \partial y \sim \varepsilon^2 \ll 1$, откуда:

$$\frac{\partial p}{\partial y} \approx 0. \quad (2.15)$$

Это означает, что давление в смазочном слое не зависит от координаты y :
 $p = p(x, z, t)$.

Упрощённые уравнения движения

С учётом сделанных допущений уравнения движения принимают вид:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}, \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}. \quad (2.17)$$

Уравнение неразрывности сохраняет форму (??).

Граничные условия

На поверхностях выполняются условия прилипания (no-slip):

$$\begin{aligned} y = 0 : \quad u &= U_1(x, z, t), \quad w = W_1(x, z, t), \quad v = V_1(x, z, t), \\ y = h : \quad u &= U_2(x, z, t), \quad w = W_2(x, z, t), \quad v = V_2(x, z, t), \end{aligned} \quad (2.18)$$

где U_i, W_i, V_i – компоненты скорости соответствующих поверхностей.

Профиль скорости

Интегрируя уравнение (??) дважды по y и используя граничные условия (??), получаем профиль скорости в направлении x :

$$u(x, y, z, t) = U_1 + \frac{y}{h}(U_2 - U_1) + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y - h). \quad (2.19)$$

Аналогично для направления z :

$$w(x, y, z, t) = W_1 + \frac{y}{h}(W_2 - W_1) + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial z} y(y - h). \quad (2.20)$$

Профиль скорости (??) состоит из двух частей: линейной (куэттовский поток, обусловленный движением поверхностей) и параболической (пуазейлевский поток, обусловленный градиентом давления).

Объёмный расход

Объёмный расход жидкости через единицу длины перпендикулярно направлению x определяется интегрированием скорости по толщине слоя:

$$q_x = \int_0^h u \, dy. \quad (2.21)$$

Подставляя выражение (??):

$$q_x = \int_0^h \left[U_1 + \frac{y}{h}(U_2 - U_1) + \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y - h) \right] dy. \quad (2.22)$$

Вычисляем интегралы:

$$\begin{aligned} \int_0^h U_1 \, dy &= U_1 h, \\ \int_0^h \frac{y}{h}(U_2 - U_1) \, dy &= \frac{U_2 - U_1}{h} \cdot \frac{h^2}{2} = \frac{h}{2}(U_2 - U_1), \\ \int_0^h \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} y(y - h) \, dy &= \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(\frac{h^3}{3} - \frac{h^3}{2} \right) = -\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x}. \end{aligned} \quad (2.23)$$

Окончательно для расхода в направлении x :

$$q_x = \frac{h}{2}(U_1 + U_2) - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (2.24)$$

Аналогично для направления z :

$$q_z = \frac{h}{2}(W_1 + W_2) - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z}. \quad (2.25)$$

Вывод уравнения Рейнольдса

Из уравнения неразрывности (??), интегрируя по толщине слоя от $y = 0$ до $y = h$:

$$\int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} \, dy + \int_0^h \frac{\partial v}{\partial y} \, dy + \int_0^h \frac{\partial w}{\partial z} \, dy = 0. \quad (2.26)$$

Используя правило Лейбница для дифференцирования интеграла:

$$\frac{\partial}{\partial x} \int_0^h u \, dy = \int_0^h \frac{\partial u}{\partial x} \, dy + u|_{y=h} \frac{\partial h}{\partial x}, \quad (2.27)$$

и аналогично для z .

Для второго интеграла:

$$\int_0^h \frac{\partial v}{\partial y} \, dy = v|_{y=h} - v|_{y=0} = V_2 - V_1. \quad (2.28)$$

Кинематическое условие на поверхности $y = h$:

$$V_2 = \frac{\partial h}{\partial t} + U_2 \frac{\partial h}{\partial x} + W_2 \frac{\partial h}{\partial z}. \quad (2.29)$$

Аналогично на поверхности $y = 0$:

$$V_1 = 0 + U_1 \cdot 0 + W_1 \cdot 0 = 0 \quad (\text{для плоской нижней поверхности}). \quad (2.30)$$

Подставляя в уравнение неразрывности и используя определения расходов (??) и (??):

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_z}{\partial z} + \frac{\partial h}{\partial t} = 0. \quad (2.31)$$

Подставляя выражения для q_x и q_z :

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h}{2} (U_1 + U_2) - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h}{2} (W_1 + W_2) - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right] + \frac{\partial h}{\partial t} = 0. \quad (2.32)$$

Раскрывая производные:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{h}{2} (U_1 + U_2) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h}{2} (W_1 + W_2) \right] + \frac{\partial h}{\partial t}. \quad (2.33)$$

Уравнение (??) является **обобщённым уравнением Рейнольдса** для случая нестационарного течения с подвижными границами произвольной формы.

Для стационарного случая ($\partial h / \partial t = 0$) и при условии $W_1 = W_2 = 0$ (движение только в направлении x) уравнение упрощается:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U_1 + U_2}{2} \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (2.34)$$

Уравнение (??) представляет собой **классическое уравнение Рейнольдса** для гидродинамической смазки.

В случае одной движущейся поверхности (например, $U_1 = U$, $U_2 = 0$):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial x}. \quad (2.35)$$

Полученное уравнение Рейнольдса (??) является основным уравнением теории гидродинамической смазки и связывает распределение давления $p(x, z)$ в смазочном слое с геометрией зазора $h(x, z)$ и скоростью движения поверхности U .

2.1.2 Упорная постановка задачи

Рассмотрим упорный подшипник...

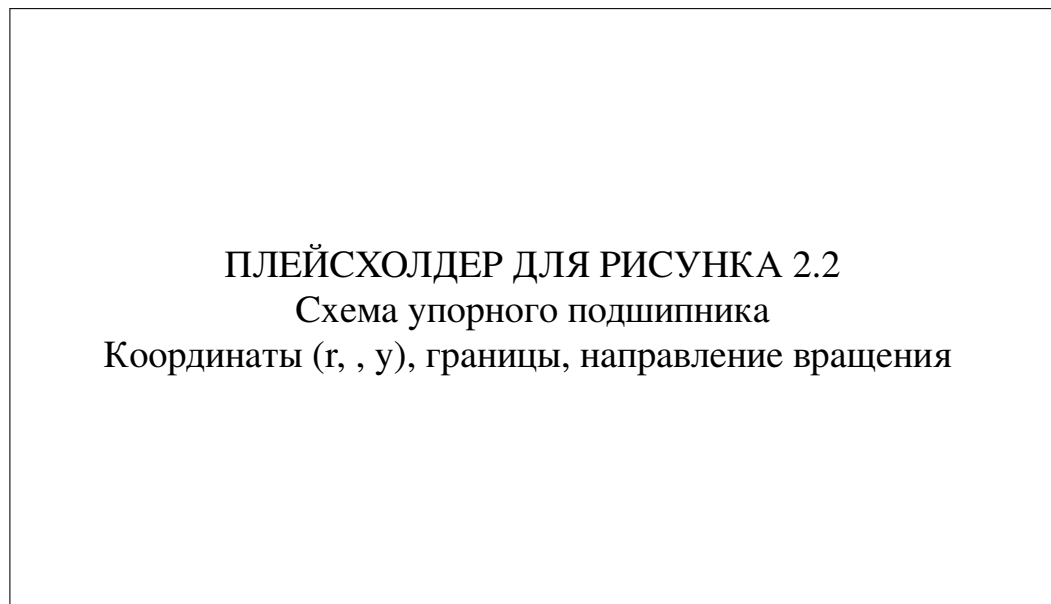


Рисунок 2.2 – Схема упорного подшипника с координатами

2.1.3 Радиальная постановка задачи

Рассмотрим радиальный подшипник...

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.3
Схема радиального подшипника
Вал радиуса R , втулка, эксцентриситет e , координаты

Рисунок 2.3 – Схема радиального подшипника с координатами

2.1.4 Возвратно-поступательная постановка задачи

Рассмотрим пару плунжер-цилиндр...

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.4
Схема пары плунжер-цилиндр
Координаты, направление движения, зазор

Рисунок 2.4 – Схема пары плунжер-цилиндр

2.1.5 Допущения и область применимости модели

Принятая модель основана на следующих допущениях:

1. **Ньютоновская жидкость:** вязкость μ постоянна...

2.1.6 Граничные условия и условия замыкания

Для замыкания задачи необходимо задать граничные условия...

2.1.7 Целевые функционалы и выходные величины

Основными выходными величинами являются...

Таблица 2.1 – Безразмерные группы и характерные масштабы

Величина	Размерная	Безразмерная
Давление	p	$\bar{p} = ph_0^2/(\mu U L)$
Координата	x	$\bar{x} = x/L$
Толщина	h	$\bar{h} = h/h_0$

2.2 Модель с детерминированными микроструктурами

2.2.1 Параметризация микрорельефа: $h(x, z)$ и параметры

Для учета детерминированных микроструктур рабочую поверхность представляем в виде гладкой базовой поверхности с наложенными регулярными элементами...

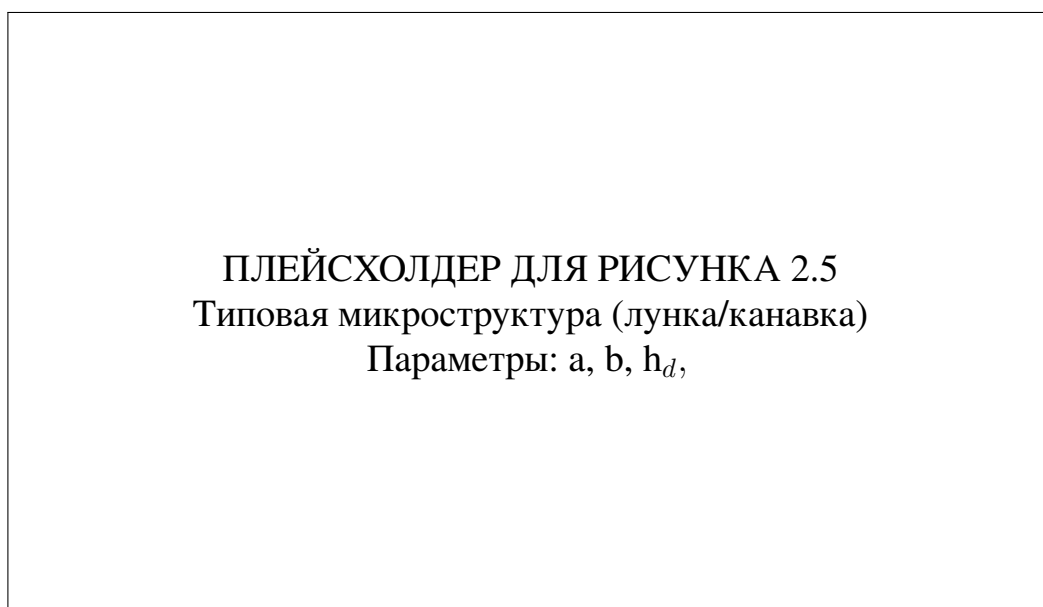


Рисунок 2.5 – Типовая микроструктура с основными параметрами

2.2.2 Типы геометрии микроструктур

Рассмотрим основные типы геометрии микроструктур...

Таблица 2.2 – Параметры детерминированной микроструктуры

Параметр	Обозначение	Размерность
Глубина элемента	h_d	мкм
Радиус (полуось)	a, b	мкм
Шаг раскладки	p	мкм
Доля площади	ϕ	—

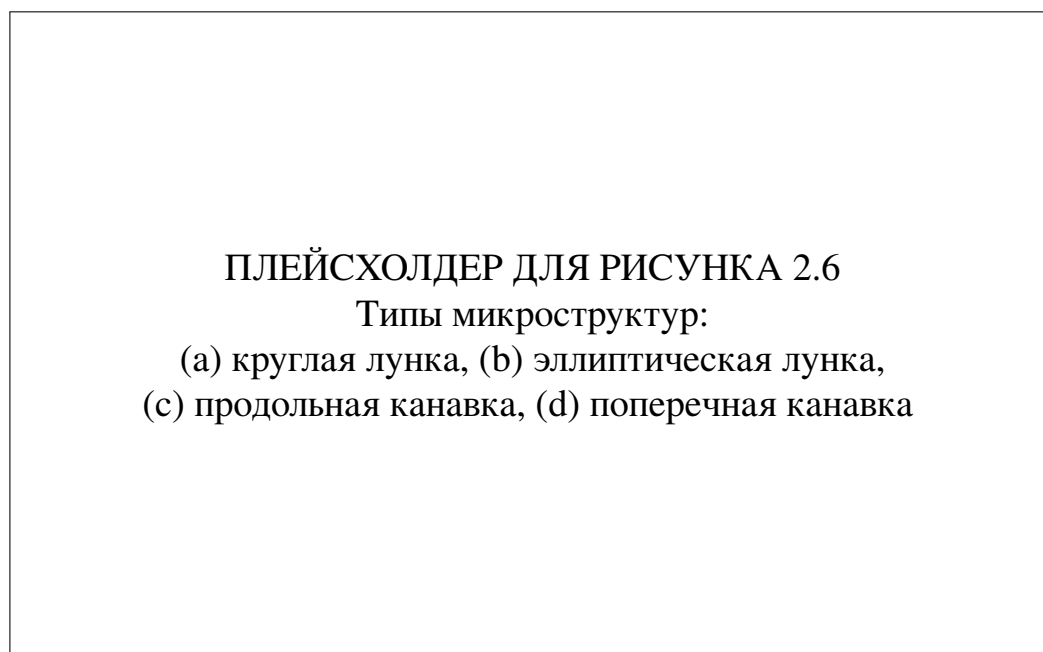


Рисунок 2.6 – Основные типы геометрии микроструктур

2.2.3 Типы раскладки микроструктур

Рассмотрим варианты пространственного расположения микроструктур...

2.2.4 Безразмеризация и определяющие параметры

Переход к безразмерным переменным...

2.3 Кавитация и уравнения JFO (массо-сохраняющая постановка)

2.3.1 Физика разрыва пленки и ограничения модели с обнулением давления

При решении уравнения Рейнольдса в ряде случаев получаются отрицательные значения давления...

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.7
Шахматная раскладка микролунок
(вид сверху, координаты центров)

Рисунок 2.7 – Шахматная раскладка микроструктур

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.8
Кольцевая раскладка (для радиального
подшипника)

Рисунок 2.8 – Кольцевая раскладка микроструктур

2.3.2 Уравнения Jakobsson-Floberg-Olsson

Массо-сохраняющая модель кавитации, предложенная Jakobsson, Floberg и Olsson...

2.3.3 Связь с численной реализацией

В главе 3 будет представлена численная реализация описанной модели...

Выводы по главе 2

1. В главе представлена математическая постановка задачи гидродинамической смазки с учетом детерминированных микроструктур рабочей поверхности.
2. Получено уравнение Рейнольдса для описания распределения давления в тонком смазочном слое...

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.9
Раскладка по принципу филлотаксиса

Рисунок 2.9 – Раскладка микроструктур по принципу филлотаксиса

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.10
Схема кавитации в смазочном слое:
зона полного заполнения ($p > 0$),
зона кавитации ($p = 0$, частичное заполнение)

Рисунок 2.10 – Схематическое представление кавитации в смазочном слое

ПЛЕЙСХОЛДЕР ДЛЯ РИСУНКА 2.11

Блок-схема:

Входные параметры → Уравнения Рейнольдса + JFO →
→ Численное решение → Выходные величины

Рисунок 2.11 – Блок-схема математической модели

3 Численное моделирование гидродинамических задач смазочного слоя

3.1 Методы решения уравнения Рейнольдса

3.1.1 Граничные условия

3.1.2 Методы решения и дискретизация

3.2 Расчёт параметров работы узла

4 Учёт эффектов в решении задач смазочного слоя с микроструктурами поверхности

4.1 Нелинейность

4.2 Температура

4.3 Шероховатость поверхности

5 Анализ радиального подшипника скольжения центробежного насоса

6 Анализ радиального подшипника шарошечного долота

7 Анализ упорного подшипника скольжения

8 Динамика системы «ротор – подшипник скольжения с микроструктурами»

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ