

В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов

**ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД**

САМАРА

**Издательство Самарского государственного аэрокосмического уни-
верситета им. академика С.П. Королёва**

2007

Балякин В.Б., Жильников Е.П., Самсонов В.Н. Макаrchук В.В.
ТЕОРИЯ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПОР РОТОРОВ АВИАЦИОННЫХ
ГТД/.– Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмиче-
ского университета им. Академика С.П. Королёва, 2007. – 257 с.

Рецензенты

Заведующий кафедрой конструкция и проектирование двигателей лета-
тельных аппаратов Самарского государственного аэрокосмического уни-
верситета им. Академика С.П. Королёва д.т.н., проф. Фалалеев С.В.

Профессор кафедры технологии машиностроения Самарского техниче-
ского университета д.т.н., проф. Громаковский Д.Г.

В монографии обобщены результаты многолетних теоретических и экс-
периментальных исследований авторов в области расчета и проектирова-
ния упругодемпферных опор (УДО) роторов авиационных газотурбинных
двигателей с подшипниками качения. Рассматриваются теоретические ос-
новы расчета, проектирования и конструирования УДО. Разработана мето-
дология проектирования и сформулированы принципы конструирования
высокоэффективных опор роторов двигателей летательных аппаратов.

Книга рассчитана на научных и инженерно-технических работников,
слушателей факультетов повышения квалификации, студентов и аспиран-
тов технических вузов, а также научно-педагогических работников и спе-
циалистов, занимающихся проблемами снижения вибрации и повышения
работоспособности опор турбомашин различного назначения.

Монография издана при поддержке проектом № 9 Г/ 2006-75/02Б, фи-
нансируемым на основе системы Губернских грантов в области науки и
техники

Печатается по решению издательского совета Самарского государст-
венного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва;
2007.-195с.

ISBN

© Самарский государственный аэрокосмический
университет имени акад. С. П. Королева, 2007
© В.Б. Балякин, 2007
© Е.П. Жильников, 2007
© В.Н. Самсонов, 2007
© В.В. Макаrchук, 2007

Оглавление

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК УДО РОТОРОВ ДЛА И ЭНЕРГОУСТАНОВОК	9
1.1. Анализ конструктивных схем упругодемпферных опор роторов ДЛА..	9
1.2. Определение динамических и расходных характеристик УДО роторов	23
1.3. Анализ результатов исследований динамических и расходных характеристик УДО роторов ДЛА.....	24
1.4. Разработка обобщенной схемы опоры ротора.....	31
1.5. Актуальные направления исследований характеристик УДО роторов.....	34
2. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ И РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УДО РОТОРОВ.....	39
2.1 Расчетные модели и основные соотношения для ГДД.....	39
2.2. Совершенствование методов расчета динамических параметров упругих элементов УДО роторов ГТД.....	43
2.3. Совершенствование методов расчета жесткостных характеристик шариковых подшипников качения.....	50
2.3.1. Распределение нагрузки между шариками.....	50
2.3.2. Исследование влияния осевой нагрузки на долговечность и жесткость.....	52
3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР	57
3.1. Влияние перекоса и нецилиндричности втулки вибратора на динамические характеристики короткого ГДД.....	57
3.2. Учет технологических допусков изготовления демпферного зазора.....	62
3.3. Учет запрессовки статорной втулки ГДД в корпус.....	64
3.4. Учет шероховатости рабочих поверхностей демпферного зазора.....	66
3.5. Оценка влияния температуры на динамические параметры ГДД.....	71
3.5.1. Влияние температуры на величину демпферного зазора.....	71
3.5.2. Влияние температуры на параметры рабочей жидкости.....	72
3.5.3. Тепловыделение в демпферном зазоре ГДД.....	73
3.5.4. Тепловыделение в подшипниках качения.....	77

3.5.5. Влияние тепловыделения в подшипнике качения на параметры ГДД.....	80
3.6. Влияние деформации поверхности демпферного зазора на динамические характеристики ГДД.....	87
4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	95
4.1. Расчет подшипников качения по ГОСТ.....	95
4.1.1. Определение коэффициента a_1	99
4.1.2. Проверка статической грузоподъемности подшипника.....	100
4.1.3. Определение коэффициента a_{23}	101
4.2. Уточненные расчеты по FAG.....	101
4.2.1. Оценка режима смазывания подшипника.....	102
4.2.2. Определение коэффициента a_{23}	106
4.2.3. Определение коэффициента f	108
4.2.4. Определение коэффициента f_m	109
4.2.5. Определение коэффициента f_r	110
4.3. Уточненные расчеты по SKF.....	111
4.4. Эластогидродинамический расчет подшипников качения	121
4.4.1. Расчет сил трения в линейном УГД - контакте с учетом затвердевания смазки.....	121
4.4.2. Распределение нагрузки и толщина УГД - смазки в контакте шероховатых поверхностей.....	132
4.4.3. Силы трения в УГД контакте шероховатых поверхностей.....	137
4.4.4. Методика интегральной оценки сил трения в УГД контакте шероховатых тел с учетом температуры смазки.....	142
4.4.5. Экспериментальная оценка режима смазывания в подшипнике.....	146
4.5. Расчет долговечности подшипников качения по базовым контактным напряжениям	152
4.5.1. Определение базовых контактных напряжений.....	154
4.5.2. Определение предела контактной выносливости.....	158
4.5.3. Расчет долговечности подшипника по базовым напряжениям.....	161
4.5.4. Расчет долговечности при переменном режиме нагружения.....	163
5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ГТД В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРУЖЕНИЯ.....	165
5.1. Расчет межвального роликоподшипника.....	165
5.1.1. Определение базовых контактных напряжений.....	165
5.1.2. Распределение нагрузки по телам качения.....	166
5.1.3. Расчет долговечности подшипника по базовым напряжениям...	168
5.1.4. Определение величины посадочного натяга в подшипнике.....	172

5.1.5. Определение рабочего значения диаметрального зазора подшипника.....	177
5.1.6. Влияние изгибной податливости валов и колец подшипника.....	181
5.1.7. Влияние податливости деталей подшипникового узла на долговечность подшипника	184
5.2. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД.....	188
5.2.1. Распределение нагрузки по телам качения роликоподшипника.....	190
5.2.2. Расчет долговечности высокоскоростного роликоподшипника с учетом толщин смазочных слоев.....	193
5.2.3. Программа проектировочного расчета роликоподшипника.....	195
5.3. Расчет радиально – упорных шариковых подшипников с многоточечным контактом.....	198
5.3.1. Элементы геометрии подшипника с многоточечным контактом.....	199
5.3.2. Распределение нагрузки между телами качения.....	206
5.3.2.1. Расчет подшипника при осевой нагрузке без учета центробежных сил шариков.....	207
5.3.2.2. Расчет подшипника при осевой нагрузке с учетом центробежных сил шариков.....	210
5.3.2.3. Расчет подшипника при радиальной нагрузке без перекоса колец.....	211
5.3.2.4. Расчет подшипника при комбинированной нагрузке и перекосе колец.....	213
5.3.3. Определение деформаций и напряжений в контактах.....	216
5.3.4. Расчет кинематики подшипника.....	220
5.3.5. Эластогидродинамический расчет подшипника.....	224
5.3.6. Расчет долговечности подшипника.....	229
5.3.7. Анализ результатов расчета.....	231
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	238

Введение

При создании современных турбомашин одной из первостепенных задач, наряду с формированием оптимальной проточной части, является разработка высокоэффективных опор роторов. Опора в турбомашине - это устройство, осуществляющее кинематическую связь вращающегося ротора и неподвижного статора. В качестве опор роторов в настоящее время применяется широкий спектр подшипников. Наиболее простым по конструкции является подшипник скольжения, в нем шип ротора установлен в статорную втулку, которые изготовлены из материалов, образующих антифрикционную пару. Для уменьшения потерь на трение между вращающейся и невращающейся поверхностями опоры вводят разделяющую трущиеся поверхности среду. На первый взгляд, наиболее рационально применять среду, используемую в рабочем процессе турбомашин, что позволяет перейти в опорах скольжения от сухого трения к смешанному или к внутреннему трению. Однако по различным причинам это не всегда удается. Например, отбор газа из компрессора снижает КПД машины, что часто бывает неэффективно. Для повышения несущей способности опоры в качестве разделяющей рабочей среды используют различные жидкости, имеющие большую плотность и вязкость, чем у газов.

Тип рабочей среды, в первую очередь, используется как классификационный признак для подшипников. В качестве среды, разделяющей элементы ротора и статора, используются: газы (воздух, водород, метан и т.д.) в газодинамических и газостатических подшипниках; жидкость (масло, вода и др.) в гидродинамических и гидростатических подшипниках; твердые тела (шарики и ролики) в подшипниках качения; магнитное поле в магнитных подшипниках.

Газостатические опоры нашли применение в малогабаритных быстроходных турбомашин [1,2]. В судовых и стационарных турбокомпрессорных установках благодаря высокой долговечности и хорошим демпфирующим характеристикам нашли широкое применение подшипники скольжения [3,4].

В качестве опор роторов двигателей летательных аппаратов (ДЛА) в настоящее время нет альтернативы использованию подшипников качения благодаря ряду их специфических преимуществ. Так, современные авиационные подшипники качения для смазки и охлаждения требуют незначительного объема масла, а при выполнении ряда фигур высшего пилотажа

могут кратковременно вообще обходиться без смазки. Монтажные зазоры в подшипниках качения позволяют обеспечивать работоспособность роторной системы при существующих температурных деформациях корпусов на всех режимах работы авиационного двигателя. Недостатком подшипников качения является их низкая демпфирующая способность (коэффициент демпфирования не превышает 5 Нс /мм) [5].

Развитие двигателей летательных аппаратов (ДЛА) сопровождается повышением скоростей вращения, увеличением давления и температуры рабочей среды, интенсификацией динамических нагрузок на агрегаты и узлы летательного аппарата (ЛА). Работоспособность и ресурс изделий в подобных условиях в значительной мере зависят от вибрационного состояния. Использование жестких опор роторов не позволяет обеспечить допустимого уровня вибрации на резонансных режимах и требуемого ресурса работы двигателя. Уменьшение амплитуды колебаний ротора и вибрации статора возможно за счет использования специальных демпфирующих устройств. Для снижения вибронпряженности элементов ДЛА перспективным является использование в опорах роторов демпферов сухого, жидкостного или смешанного трения. Каждый тип демпфера имеет свои достоинства и недостатки и, следовательно, рациональные области применения.

Демпферы опор роторов должны обладать следующими основными качествами:

- варьируемыми в широком диапазоне жесткостью и демпфированием; отсутствием износа и стабильностью характеристик;

- возможностью применения в качестве смазки практически любых жидкостей, в том числе топлива двигателя; малыми габаритами и массой;

- возможностью легко вписываться в существующие опоры с минимальными доработками.

В опорах роторов современных газотурбинных двигателей нашли широкое применение гидравлические демпферы - дроссельные и гидродинамические, где в качестве рабочей жидкости используется смазка, применяемая для подшипников качения [6]. Перспективными для опор роторов ГТД являются гидродинамические демпферы (ГДД) с различными упругими элементами, наиболее полно отвечающие вышеперечисленным требованиям. Однако создание опор роторов с ГДД в настоящее время сдерживается отсутствием методов и средств обеспечения требуемых динамических и расходных характеристик. Применение в опорах газотурбинных установок в качестве рабочей среды жидкостей требует исполь-

зования уплотнительных устройств, позволяющих снизить утечки горячего газа высокого давления из рабочего тракта в полость опоры. Утечки горячего газа через уплотнения опор роторов в масляную полость приводят к возникновению масляного тумана и коксованию масла. Ухудшающееся вследствие этого охлаждение подшипников может значительно сократить ресурс двигателя. В опорах авиационных двигателей уплотнения работают при температурах до 700 К, давлениях до 1 МПа, окружной скорости до 250 м/с. Следует отметить, что вместе с ростом этих параметров назначенный ресурс ГТД увеличился до 30 тысяч часов, а для конвертированных двигателей, используемых для привода электрогенераторов или нагнетателей природного газа, до 100 тысяч часов.

В настоящее время в качестве уплотнений опор роторов газотурбинных двигателей применяются лабиринтные, торцовые и радиально-торцовые уплотнения. Проведенные теоретические и экспериментальные исследования вышеперечисленных уплотнений [7] позволили выявить области их использования и показали невозможность решения проблемы герметичности опор роторов в целом только с помощью этих уплотнений. То есть их возможности не перекрывают всего спектра требований, которые уплотнения опор роторов должны обеспечивать: заданную герметичность в течение всего ресурса; минимальные значения момента трения и тепловыделения; низкий уровень износа пары трения и исключение отказов изделия при попадании продуктов изнашивания в уплотняемую среду; сохраняемость изделия, т.е. функционирование опорного узла после длительного хранения; работоспособность при осевых, угловых и радиальных перемещениях деталей статора и ротора, имеющих место во время эксплуатации; приемлемый уровень технологичности изготовления и сборки элементов опоры.

Постоянно растущие требования к критериям надежности и герметичности уплотнений вызывают интерес к торцовым уплотнениям с газовой смазкой, или по другой терминологии - торцовым бесконтактным уплотнениям (ТБКУ). Однако применение таких уплотнений в опорах роторов ГТД сдерживается отсутствием методов и средств обеспечения заданных расходных характеристик, а также отсутствием методик расчета и конструкций, обеспечивающих многорежимность работы.

1. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И АКТУАЛЬНЫЕ ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК УДО РОТОРОВ ДЛЯ И ЭНЕРГОУСТАНОВОК

1.1. Анализ конструктивных схем упругодемпферных опор роторов ДЛА

Впервые упругодемпферная опора (УДО) ротора авиационного ГТД у нас в стране была применена в начале 60-х годов в турбине ТВД НК-12МВ конструкции ОКБ им. Н.Д. Кузнецова (рис. 1.1). Установка демпфера на двигатель позволила снизить уровень вибрации в 15 раз [8]. Демпфер состоит из кольцевого пакета гладких стальных пластин толщиной 0,5 мм, установленного между подшипником качения и корпусом опоры. Колебания в такой конструкции гасятся за счет сил сухого трения между пластинами поэтому их называют пластинчатыми многослойными демпферами. Недостатками демпферов такого типа являются повышенный износ элементов конструкции, влияние статической нагрузки на его характеристики, а также значительный разброс характеристик. Повышение эффективности таких демпферов основано на смазке и совершенствовании конструкции пакета пластин. Подробнейший обзор конструкций многослойных пластинчатых демпферов приведён в монографии

Ю. К. Пономарёва и др. [8].

В последнее время появились конструкции многослойных демпферов (рис.1.2), где демпфирующий пакет выполнен в виде пространственных тросовых элементов 1 [9].

Пластинчатые демпферы в основном использовались в двигателях семейства НК, однако, вследствие ряда их кон-

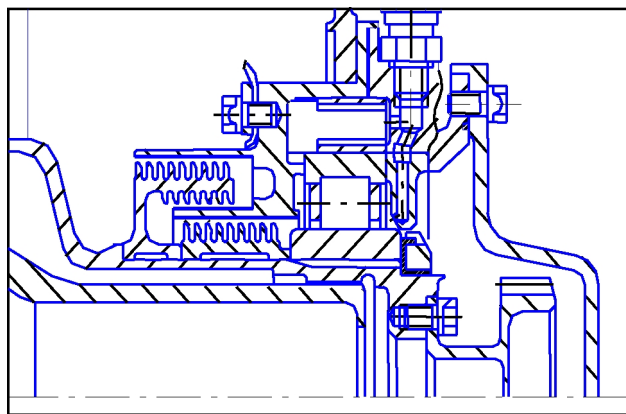


Рис.1.1 Разрез упругодемпферной опоры турбины ТВД НК-12МВ

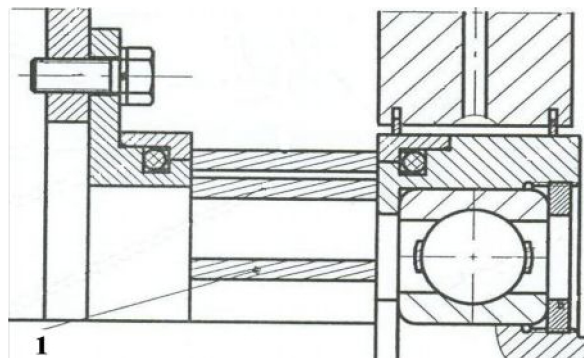


Рис.1.2. Конструкция тросового демпфера

структивных и технологических недостатков, с 70-х годов и в этом ОКБ стали внедряться гидравлические демпферы [10]. В таком демпфере рассеяние колебаний происходит силами вязкого трения между слоями жидкости. Гидравлические демпферы можно разделить на дроссельные, в которых рассеяние энергии колебаний происходит за счет торможения смазки главным образом в одном или нескольких отдельных узких каналах-дросселях, и гидродинамические демпферы, где смазка, движущаяся между периодически сближающимися поверхностями, повсюду испытывает сопротивление.

Дроссельный демпфер (рис.1.3) для опор роторов ДЛА был впервые разработан сотрудниками ЦИАМа [11]. Дроссельный демпфер представляет собой упругое кольцо 1 с выступами 2 по наружному и внутреннему диаметру, установленное между втулкой - вибратором 3 и корпусом 4 (рис.1.4, *а* и *б*). На гибких участках упругого кольца выполнены дросселирующие отверстия. Впоследствии дросселирующие каналы 5 стали выполняться не только в виде радиально направленных круглых отверстий малого диаметра (см. рис.1.3). По торцам демпфер уплотнён резиновыми кольцами 6, поэтому смазка перетекает через отверстия, где дросселируется. Такой демпфер был спроектирован для ТРДДФ НК-144 (рис.1.4, *а* и *б*) [12].

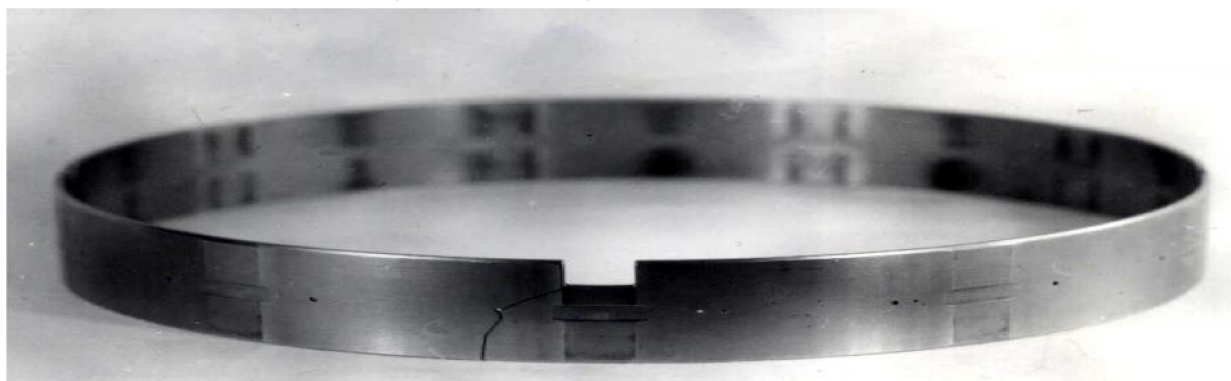
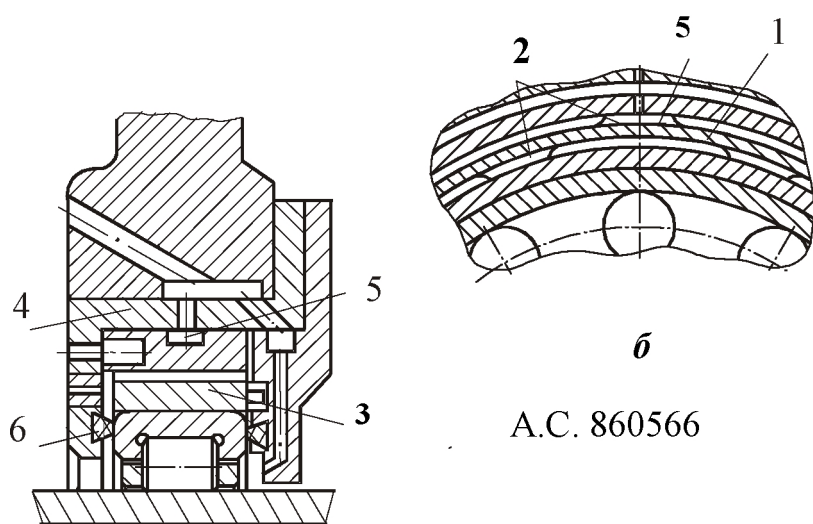
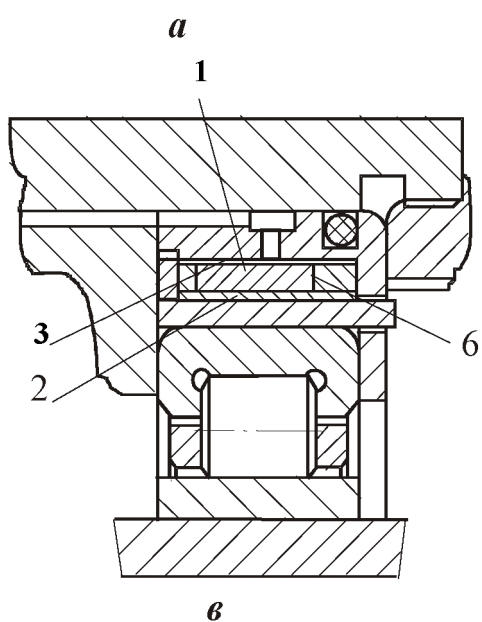


Рис.1.3. Упругое кольцо с дросселирующими канавками

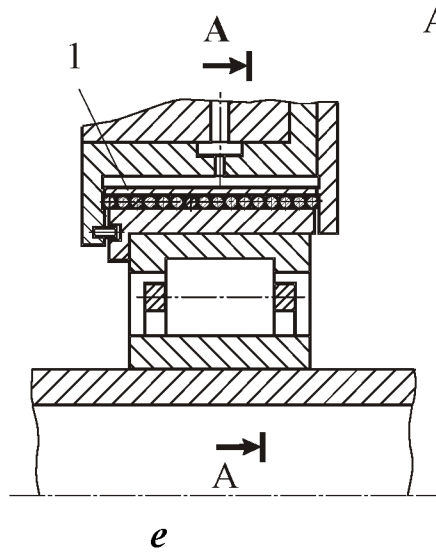
Дросселирующие каналы в зависимости от вида течения называются капиллярами (если течение ламинарное), жиклерами (если реализуется смешанное ламинарно- турбулентное течение) и диафрагмами (если течение турбулентное) [13]. Таким образом, дроссельные демпферы могут быть классифицированы. Дроссельные демпферы сложны в изготовлении и имеют малый ресурс, так как в упругом элементе типа кольца Аллисона, названного так в честь фирмы разработчика двигателя «Аллисон», где оно впервые было применено, возникают большие напряжения. Наличие в конструкции дросселирующих отверстий и шпоночного паза для фиксации кольца от вращения приводит к появлению усталостных трещин (см. рис.1.3).



б
A.C. 860566



A.C. 1455817



A.C. 182157

Рис.1.4. Дроссельные демпферы

Поэтому дальнейшее развитие дроссельных демпферов было направлено на поиск упругих элементов более технологичных конструкций.

На рис.1.4,*в,г* и *д* изображена конструкция дроссельного демпфера с упругим элементом в виде гладкого кольца 1, установленного между лентами 2 и 3 с окнами 4 шире кольца на 0,05...0,1 мм, которые смещены на полшага. Перемычки 5 в этом случае являются аналогами выступов. Образующиеся щели 6 являются дросселирующими каналами [15].

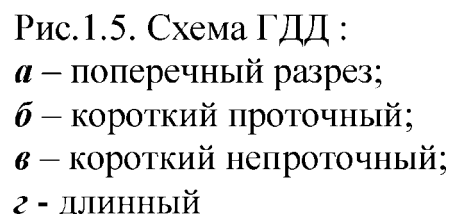
На рис. 1.4,*е* и *ж* приведена конструкция, в которой выступы на упругом кольце 1 выполнены в виде набора тросовых элементов 2, смещённых относительно элементов 3, которые одновременно являются и дросселями. Дросселирующие каналы в тросе имеют криволинейную форму [15].

Наибольшее распространение в отечественных и зарубежных двигателях получили гидродинамические демпферы. ГДД образуются (рис.1.5) путем установки наружной обоймы подшипника или втулки, с ней связанной (втулки вибратора 1) во втулку статора 2 с зазором 3 величиной 0,1...0,3мм, в который подается смазка. Вибратор фиксируют от вращения с помощью штифта 4, оставляя, однако, свободу колебательного движения. Для этого штифт 4 устанавливают в корпус с радиальным зазором, который не меньше радиального зазора 3 в демпфере.

Таким образом, для создания ГДД не требуется специальный пакет, не нужны дорогостоящие штампы, достаточно лишь установить подшипник в корпус с зазором. В конструкции любого демпфера - сухого или гидродинамического - необходим элемент (штифт, шпонка и т.д.), фиксирующий втулку вибратора от вращения.

При колебаниях вибратора жидкость перетекает по демпферному зазору в двух направлениях (рис.1.5) - вдоль оси *Z* (продольная ось двигателя) и вдоль оси *X* (по окружности, в плоскости, перпендикулярной оси вращения). Если при колебаниях преобладают потоки в осевом направлении, то демпфер считается коротким, если в окружном - то длинным.

В опорах ДЛА длинный ГДД обычно реализуется постановкой концевых уплотнений 5 различного типа (рис.1.5,*г*). В коротком ГДД для улучшения снабжения демпфера маслом питающие отверстия обычно объединяются питающей канавкой 6.



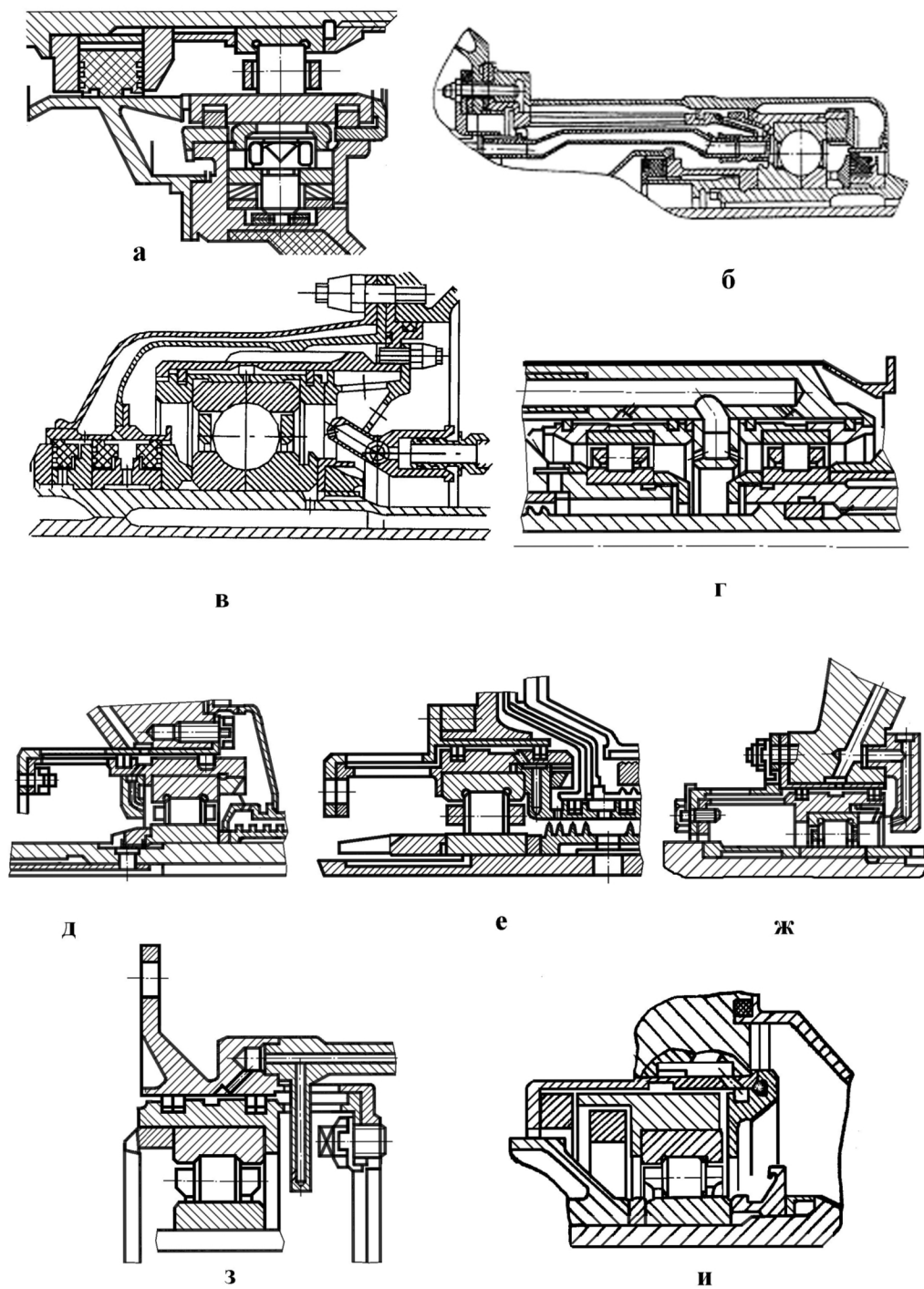


Рис.1.6. ГДД МКБ «Прогресс», Запорожье, Украина(а-г),
АО «Авиадвигатель», Пермь (д-з),
АО СНТК им. Н.Д. Кузнецова, Самара (и)

Демпфер на рис. 1.6, *г* характерен наличием питающей канавки и является, следовательно, коротким непроточным ГДД.

Аналогичная конструкция ГДД использовалась и в опорах компрессора Д-36 (рис.1.6,*б,в*), но с упругим элементом типа «беличье колесо». В качестве уплотнений в опорах ТРДД Д-36 также используются РТКУ.

УДО двигателя ПС-90 (АО «Авиадвигатель», г. Пермь) [15] представлены на рис. 1.6,*д-з*. Все демпферы имеют упругий элемент типа «беличье колесо» и уплотнения по торцам, выполненные в виде сдвоенных поршневых колец. Смазка в зазор подается через питающие отверстия и канавку, которая может располагаться как посередине демпферного зазора (рис.1.6,*ж,з*), так и несимметрично (рис.1.6,*д,е*). Отличительной чертой ГДД этой фирмы является использование сдвоенных УЭ, что позволяет получить необходимую податливость без увеличения осевых габаритов опор, а также использование лабиринтных уплотнений. На рис.1.6,*и* представлен короткий проточный ГДД передней опоры КНД ТРДД НК-25 [15] с кольцевым УЭ -1, часть которого выполнена в виде разрезанного полукольца. Вес ротора воспринимается двумя криволинейными балочками длиной в четверть окружности каждая, что снижает осевые габариты УЭ. В качестве уплотнения в опоре используется торцовое контактное уплотнение.

Дальнейшее совершенствование ГДД направлено на повышение демпфирования за счет конструктивных мероприятий.

Используя принцип сочетания элементов сухого и жидкостного трения, можно получить максимальное демпфирование в опоре.

На рис.1.7,*а,б* показан демпфер, образованный путем соединения короткого ГДД и пакета гофрированных лент [16]. Для этого были введены специальные втулки вибратора и корпуса П-образной формы, наружные полки которых выполнены с ответными трапецеидальными выступами 1 и 2. Пакет гофров 3 устанавливается с натягом в образующийся при этом кольцевой паз. ГДД создается за счет образования зазора 4 между внутренними полками втулки и подачи туда смазки через систему отверстий и пакет 3.

Для увеличения демпфирования была предложена конструкция комбинированного демпфера, содержащего ГДД с торцовыми щелями [17] (рис.1.7,*в*). Торцовые щели 1 и 2 образуются также за счет формы втулок вибратора 3 и корпуса 4, имеющих трапецеидальные вырезы. Наибольшее

рассеяние энергии колебаний имеет демпфер, представленный на рис. 1.7,з,д, в котором соединены пакет с «распрявленными» гофрами и длинный ГДД [17]. Демпфер сухого трения состоит из пакетов 1 и 2 (рис.1.7,з). Конструкция пакета ясна из рис. 1.7, д, где схематично изображен пакет до сборки. Он состоит из двух групп гофрированных лент 3 и 4, разделенных пакетом гладких лент 5. Гофрированные ленты расположены таким образом, что вершины гофров направлены навстречу друг другу. Такой пакет имеет большее демпфирование, чем обычный гофрированный вследствие того, что в середине пролетов вершины групп 3 и 4 направлены навстречу друг другу.

Комбинированный демпфер с пластинчатым пакетом и дросселирующими канавками [19] представлен на рис. 1.7,е, жс. В демпфере создан гидравлический тракт с высоким гидродинамическим сопротивлением. Это достигается выполнением на внутренней поверхности втулки 1 и на наружной поверхности втулки 2 вибратора кольцевых дросселирующих канавок 3 и 4 и организацией торцевых зазоров 5 и 6 на выходе из рабочих камер, образованных впадинами гофров и рабочими поверхностями втулок. Сочетание дроссельного и гидродинамического демпфера, соединенных последовательно, представлено на рис.1.7,з, и [20]. Особенностью конструкции является наличие промежуточной втулки 1, установленной с зазором 2 между упругим кольцом 3 и втулкой вибратора 4. Такая конструкция позволяет повысить податливость штатного демпфера с упругим кольцом без серьезных доработок опоры.

Новым направлением совершенствования демпферов являются регулируемые конструкции. На рис. 1.8,а показан демпфер с разрезными металлическими уплотнительными кольцами [21]. Регулирование ведется в зависимости от амплитуды колебаний вибратора, замеряемой датчиком. Изменение демпфирования осуществляется за счет отжатия уплотнительных колец 1 и 2 от корпусной втулки 3 посредством штоков 4 и 5, толкаемых гидроцилиндром 6, приводимым в движение от регулятора давления.

УДО с отключением демпфера после резонанса показана на рис. 1.8,б [22]. Демпфер содержит два упругих кольца 1 и 2 с выступами и два поршня 3 и 4 с клиновидными выступами. Поршни находятся под давлением масла, подаваемого в полости 5 и 6. С другой стороны на поршни действует усилие возвращающих пружин 7 и 8. Полости 5 и 6 каналами соединены с золотником. При относительных частотах вращения, больших $\sqrt{2}$, золотник перекрывает сливные каналы.

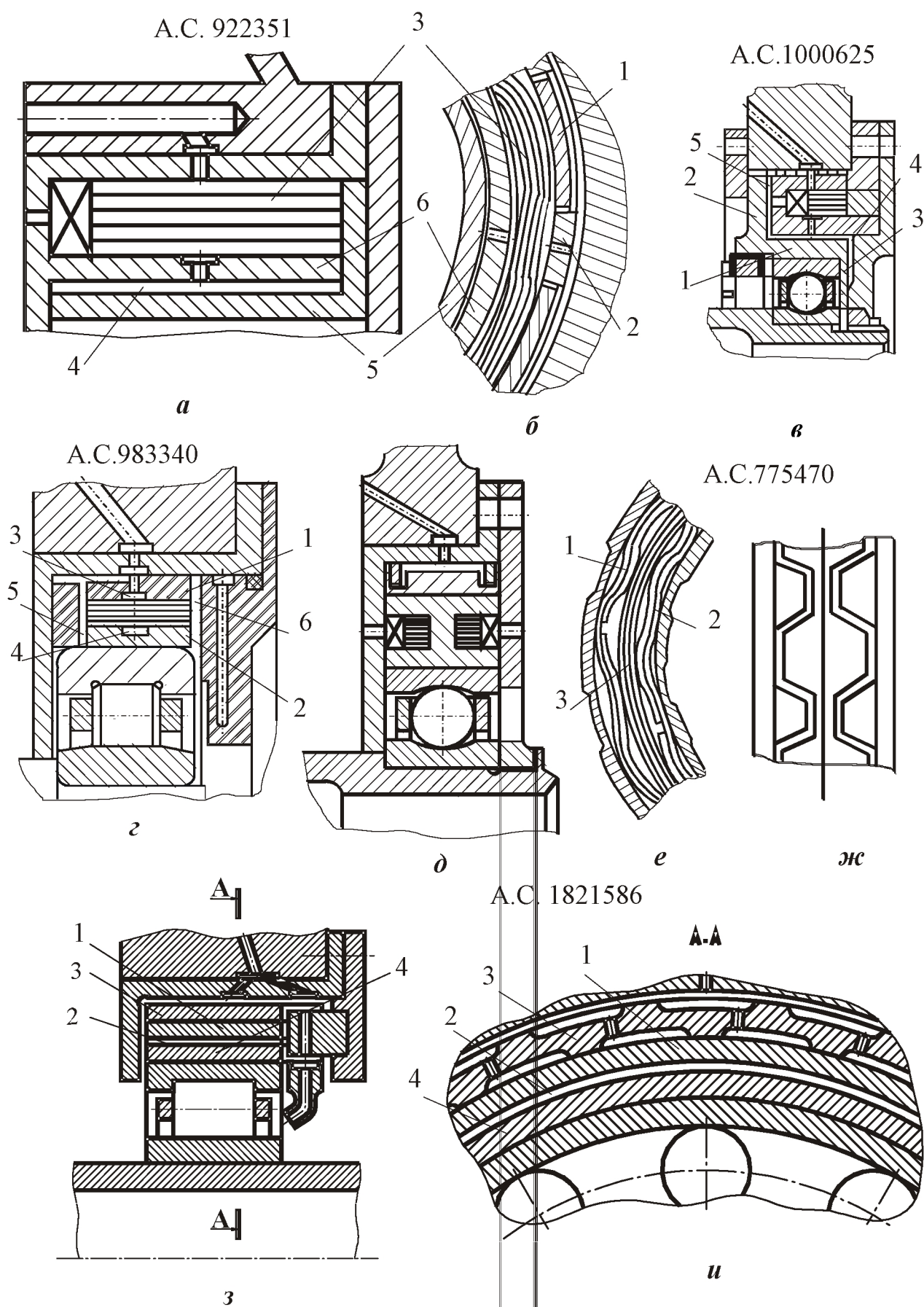


Рис. 1.7. Комбинированные демпферы

Давление смазки в полостях 5 и 6 в этом случае возрастает, и в демпферный зазор 9 вдвигаются клиновидные выступы поршней 3 и 4. Опора становится жесткой.

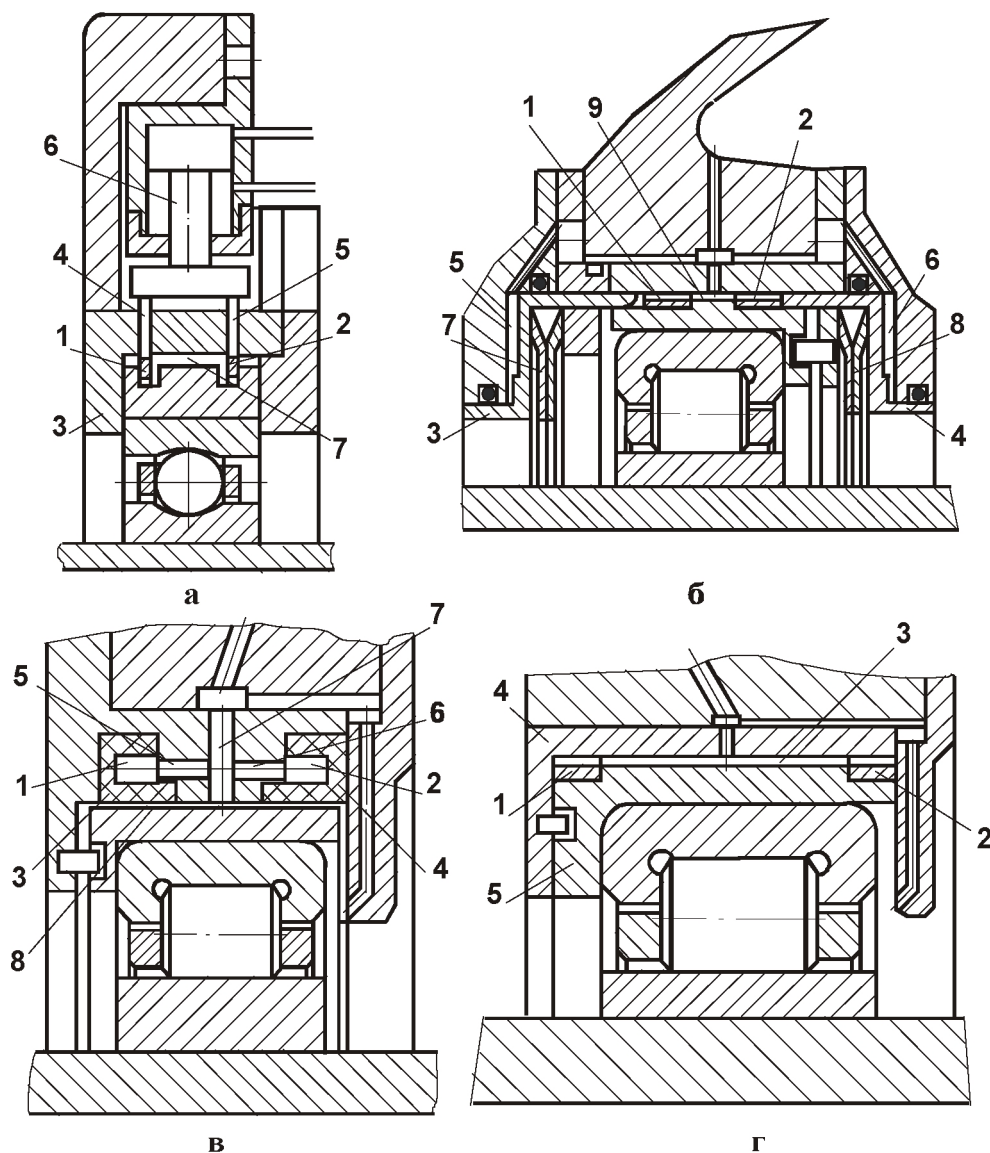


Рис.1.8. Регулируемые демпферы опор роторов

На рис. 1.8,б показан регулируемый демпфер, имеющий на торцах кольцевые камеры 1 и 2, ограниченные стенками 3 и 4 из эластичного материала [23]. Камеры соединяются с зазором 8 каналами 5 и 6 через отверстия 7 для подачи смазки. При колебаниях происходит увеличение динамического давления в зоне отверстия 7, которое вытесняет смазку в торцы зазора 8. Возрастание давления мгновенно передается в камеры 1 и 2, что заставляет эластичные кольца 3 и 4 увеличиваться в объеме и перекрывать

концы зазора 8, уплотняя его. На резонансе демпфер имеет максимальное демпфирование, в зарезонансной области оно снижается.

Еще одна конструкция регулируемого демпфера представлена на рис. 1.8,з. Особенностью этого демпфера является наличие по торцам двух упругих колец 1 и 2 с выступами, причем величина наружных выступов не превышает величины демпферного зазора 3 между втулкой 4 статора и втулкой 5 вибратора. При колебаниях вибратора упругие кольца прогибаются, уменьшая величину зазора по торцам, вследствие чего возрастает демпфирование [24].

Более полный обзор конструкций гидравлических демпферов приведен в монографии [15].

В демпферах с гистерезисным трением используется внутреннее трение, возникающее при деформации эластичных тел. В качестве таких тел используются композитные материалы [25], эластомеры [26], металлические сплавы на основе марганца и меди [27], упругодемпфирующий материал МР [28].

Обилие различных конструкций демпферов требует их классификации. На основании всестороннего анализа научной и патентной литературы автором разработана классификация демпферов УДО роторов ДЛА. Схема классификации приведена на рис. 1.9.

За классификационные принципы были выбраны:

- возможность регулирования характеристик;
- вид трения (сухое, вязкое, комбинированное, внутреннее);
- тип поверхности трения (для сухого трения), тип течения (для вязкого трения), тип материала (для внутреннего трения);
- тип и расположение демпфирующих элементов;
- направления действия силы и течения смазки;
- наличие уплотнений;
- наличие элементов и устройств, воспринимающих вес ротора.

Предлагаемая классификация не является полной и окончательной, но она значительно расширяет классификацию, предложенную в работе [15], а также познания в области демпфирования колебаний роторов и дает возможность выбирать пути создания новых конструкций упругодемпферных опор.

Для герметизации масляных полостей опор турбокомпрессора ГТД в настоящее время широко применяют следующие основные типы уплотнений:

- лабиринтные бесконтактные уплотнения;
- торцовые контактные уплотнения (ТКУ);
- радиально-торцовые контактные уплотнения (РТКУ);
- радиально-торцовые уплотнения (РТУ);
- щеточные уплотнения.

Подробный анализ и классификация уплотнений опор роторов приведена в монографии С.В. Фалалеева и Д.Е.Чегодаева [7], в которой показано, что каждый из перечисленных типов уплотнений обладает рядом недостатков, ограничивающих возможность его использования в опорах турбомашин. Это свидетельствует о том, что проблема увеличения эффективности уплотнения опор турбомашин актуальна. Дальнейшее совершенствование уплотнительных систем возможно за счет применения качественно новых типов уплотнений, которыми являются торцовые бесконтактные уплотнения с газодинамическим принципом действия. ТБКУ обладает герметичностью, равной ТКУ, и при условии применения правильных подходов к его созданию - практически неограниченным ресурсом. Хотя этот тип уплотнений имеет ряд недостатков, постановка таких уплотнений в ГТД может существенно увеличить экономичность двигателя в целом.

Первые попытки применения торцовых уплотнений с газовой смазкой в авиационных двигателях относятся к 60-70 годам. Однако возникли определенные трудности при внедрении таких уплотнений. Многочисленные попытки исследователей расширить область применения таких уплотнений по частотам вращения роторов, давлению и температурам рабочих сред лишь способствовали утверждению мнения о том, что существующие конструкции уплотнений и методы их расчета несовершенны. Гарантированная пленка в зазоре торцового уплотнения создавалась с помощью газостатических и газодинамических камер. Для уменьшения температурных и силовых деформаций конструкции создаваемых уплотнений усложнялись. С целью снижения негативного влияния деформаций уплотнительной поверхности на работоспособность уплотнений рабочие зазоры находились в пределах 20...30 мкм [7], что приводило к повышенным утечкам. Это обстоятельство сводило на нет преимущества таких уплотнений.

С развитием магнитных подшипников для компрессорных установок вновь возрос интерес к торцовым уплотнениям с газовой смазкой. Их ус-

пешная комбинация влечет за собой эксплуатацию компрессоров без использования масляных систем. Поэтому такие уплотнения еще называют «сухими». В уплотнительной технике между тем был накоплен значительный опыт в работе с новыми материалами и технологиями. Это создало предпосылки для успешного применения торцовых уплотнений с газовой смазкой в газотурбинных двигателях и других турбомашинах.

Сравнительный анализ утечек уплотняемой среды через различные уплотнения (диаметр вала 140 мм, частота вращения ротора 500 рад/с, перепад давления воздуха 0,6 МПа) приведен в таблице 1.1. [7].

Таблица 1.1

Сравнение утечек через различные типы уплотнений опор ГТД

Тип уплотнения	Характерные величины	Утечки, г/с
1. Система лабиринтов	15 ступеней лабиринтов	40
2. Система плавающих уплотнений с графитовыми кольцами	4 кольца шириной 10 мм, радиальный зазор 0,05 мм	8
3. Торцовое бесконтактное уплотнение	Величина зазора 5 мкм	1,3

На выбор типа уплотнения большое влияние оказывают имеющийся опыт использования его в подобных условиях и традиции предприятия-производителя турбомашины. Торцовое бесконтактное уплотнение при наличии гарантированного зазора может работать с высокими скоростями скольжения и иметь ресурс свыше 100 тыс. часов. По этим параметрам ТБКУ уступает только лабиринтным уплотнениям. Лабиринтные уплотнения также имеют превосходство перед ТБКУ по возможности работы в широком температурном диапазоне, но существенно проигрывают по эффективности в условиях высоких перепадов давления. ТБКУ удовлетворительно работают в условиях низких температур, а также при высоких перепадах давления. Преимущество перед ТБКУ по этой группе параметров может быть отдано только уплотнениям с плавающим кольцом. Главным достоинством ТБКУ является высокий уровень герметичности. По этому критерию ТБКУ могут уступать только торцовым контактными уплотнениям, которые имеют значительный износ.

Вопросы расчёта и проектирования ТБКУ полно представлены в монографии Фалалеева С.В. и Чегодаева Д.Е.[7], поэтому в данной монографии этот вопрос не будет затрагиваться.

1.2 Определение динамических и расходных характеристик УДО роторов

Опора ротора как физический объект в процессе эксплуатации описывается целым комплексом параметров. Параметры можно разделить на:

- геометрические (линейные размеры и площадь поверхности);
- массово-инерционные (масса и момент инерции элементов опоры);
- динамические (реакции и силы сопротивления в опоре или их производные - коэффициенты жесткости и демпфирования, амплитуды перемещения, скорости и ускорения элементов опоры, а также их собственные частоты колебаний);
- расходные (количество смазки, прокачиваемое через демпфер и подшипник качения, а также утечки газа через уплотнение).

Под характеристиками понимается зависимость различных параметров от критериев, а для нестационарных процессов еще и зависимость параметров от времени.

Критерии - это безразмерные параметры, которые получают на основании теории размерностей и подобия. Причем критерии могут выбираться как для опоры в целом, так и для отдельных элементов опоры. Так, например, для гидродинамических демпферов получены определяемые и определяющие критерии в монографии [15]. Для торцовых уплотнений безразмерные критерии получены в работе [7]. Однако для таких сложных конструкций как подшипник качения выбор критериев на основании теории размерностей и подобия настолько затруднителен, что исследования характеристик объекта проводятся в основном в размерных или относительных параметрах.

Геометрические характеристики, существенно изменяющиеся в процессе эксплуатации, - это рабочие зазоры в элементах УДО, деформация которых влияет на динамические и расходные характеристики, являющиеся основными.

Динамическими характеристиками будем называть зависимости динамических параметров жесткости и демпфирования отдельных элементов от определяющих критериев, а также амплитудно-частотные характеристики для элементов ротора, демпфера, корпуса и т.д. Причем в качестве определяемых параметров рассматриваются амплитуды перемещений, скоростей, ускорений и коэффициентов передачи.

Расходными характеристиками будем называть зависимости утечек газа через уплотнение в полость опоры от определяющих критериев и расход смазки через демпфер и подшипник качения.

1.3. Анализ результатов исследований динамических и расходных характеристик УДО роторов ДЛА

Успешное конструирование и эксплуатация УДО в ДЛА могут быть обеспечены лишь при глубоком всестороннем развитии теоретических и экспериментальных методов их исследования. Чтобы провести полный анализ всех важнейших публикаций в этой области недостаточно одной даже объемной главы. Поэтому ограничимся кратким анализом известных работ, посвященных рассматриваемым в данной монографии вопросам.

Все известные к настоящему времени работы, посвященные изучению динамических характеристик УДО, можно разделить на две большие группы: теоретическое и экспериментальное исследование демпфирующих и жесткостных характеристик в опоре и анализ её влияния на динамику ротора.

Основной вклад в динамические характеристики УДО вносит демпфирующее устройство, так как демпфирование в подшипнике качения практически отсутствует [5]. Жесткостные характеристики подшипников качения исследовались как зарубежными [31,32], так и отечественными учеными [33...36], и могут быть определены по эмпирическим зависимостям [37...39]. Однако в этих работах не оценено влияние эксплуатационных факторов на жесткостные характеристики подшипников качения.

От расходных характеристик подшипника в первую очередь зависит его температурное состояние [40] и всей УДО в целом. Влияние расходных характеристик подшипника качения на его температуру в нашей стране исследовалось учеными двух научных школ: в ЦИАМе под руководством И.А. Биргера [41] и в Казанском авиационном институте под руководством В.М. Демидовича [42]. Подробный анализ работ, посвященных тепловому режиму работы подшипников ГТД, дан в книге В.М. Демидовича [42]. Тепловой поток от подшипника качения распространяется на соседние элементы УДО, поэтому необходимо исследовать влияние температуры на динамические характеристики ГДД.

Коэффициент демпфирования для короткого ГДД при полном охвате был получен еще в 1938 году академиком П.Л. Капицей [43]. Определив его величину, П.Л. Капица пришел к выводу, что специально спроектиро-

ванный ГДД может быть использован для снижения амплитуды колебаний гибкого вала при прохождении им критической скорости.

В 1959 году вышла монография С.И. Сергеева [27], посвященная исследованию демпфирования механических колебаний. В этой фундаментальной работе была проведена классификация демпферов, а также получены выражения для гидродинамических сил в ГДД. Задача гидродинамики решается в изотермической постановке, что было обосновано для короткого демпфера, однако это не всегда корректно для длинного ГДД. С.И. Сергеевым были оценены локальные силы инерции и показано, что их можно учитывать как присоединенную к вибратору массу слоя жидкости в демпфере. Им также оценено влияние конвективных членов инерции и показано, что они составляют величину порядка ε от локальной силы инерции.

Все основополагающие результаты были получены С.И. Сергеевым для простейшего случая ГДД – сдвливания тонкого слоя жидкости между параллельными пластинами. Интересно отметить, что подобные работы за рубежом появились только в 90-е годы двадцатого века [44,...,50]. С.И. Сергеев отметил также возможность возникновения кавитации в демпферном зазоре и экспериментально определил, что она может иметь пузырьковый и развитый пленочный характер. Аналогичные выводы были лишь повторены зарубежными авторами [51,...,54], несмотря на использование более совершенного оборудования.

С.И. Сергеевым экспериментально замерена величина демпфирующей силы в коротком ГДД при полном охвате и отмечено небольшое (5...7%) расхождение теории и эксперимента. Однако вязкость смазки, используемой при этом, на порядок превышала вязкость смазки опор роторов ДЛА. При больших числах Рейнольдса $Re > 1800$ вблизи краев вибратора отмечалось наличие турбулентных зон, а при $Re = 3200$ замеренная сила демпфирования примерно в 3 раза превосходила силу, рассчитанную при ламинарном режиме. Таким образом, С.И. Сергеев впервые поставил задачу о расчете демпфера в турбулентном режиме течения.

Нельсоном [55] был проведен расчет длинного ГДД, работающего в таком режиме. Решение велось численным методом, причем учитывались также и конвективные члены инерции. При выводе основных соотношений использовался известный подход [56,57], заключающийся в том, что уравнение Рейнольдса, описывающее течение жидкости в рабочем зазоре

демпфера, при турбулентном режиме может быть записано в том же виде, что и для ламинарного, если использовать понятие кажущейся вязкости.

В работе [58] использовался другой подход к анализу влияния турбулентности – метод k - ζ турбулентности, суть которого заключается в ином выражении для турбулентной вязкости

$$\mu_T = C_\mu \rho k^2 / \zeta,$$

где C_μ - константа, ζ - коэффициент диссипации турбулентной энергии и k – турбулентная энергия. Приведено сравнение с результатами Нельсона [55] и показано, что эта методика дает заниженные на 10...15% результаты по максимальному давлению.

К.П. Андрейченко [59] создал методику упрощенного расчета реакций тонких сдавливаемых слоев вязкой несжимаемой жидкости с учетом локальных и конвективных сил инерции, однако эта методика верна лишь при малых амплитудах колебаний ($\varepsilon < 1$).

Сильное влияние на характеристики демпфера оказывает отклонение формы поверхностей вибратора и корпуса от правильной цилиндрической [60,61]. Зазор в этом случае зависит от параметра некруглости $\zeta = r_{\max} / \delta_0$, где $r_{\max}$ – максимальная некруглость. В некруглом демпфере возникает анизотропия характеристик, что может привести к потере устойчивости движения ротора [62,63]. Однако существуют и другие виды отклонения формы, влияние которых необходимо оценить. Влияние шероховатости поверхностей на характеристики сдавливания между двумя плитами изучалось в работе [64], однако применить эти результаты к ГДД достаточно сложно. Демпфер, работающий при высоких (порядка 6000 с^{-1}) частотах исследовался в работе [65], причем не отмечено фактов, свидетельствующих о наличии турбулизации и влиянии сил инерции. В работах [66,...,73] теоретически и экспериментально исследованы способы подачи смазки (через питающие отверстия или канавку), но рекомендаций по оптимальным расходным характеристикам не приводится.

Теорией гидродинамического демпфирования в нашей стране широко занимались ученые двух научных школ: в Куйбышевском авиационном институте (в настоящее время СГАУ) - / В.Б. Балякин [74,...,79], Д.К.Новиков [80,81], И.Д.Эскин [82,83] и др./ под руководством А.И. Белоусова [84,85] ; в Московском авиационном институте - / Е.В. Борздыко, М.К.Леонтьев [86] и др./ под руководством Д.В. Хронины [87].

Исследование течения жидкости в зазоре позволяет определять силы в демпфере или (при исследовании линейной задачи) коэффициенты жесткости и демпфирования пленки. Однако для успешного применения демпфера необходимо иметь оптимальные характеристики для данного ротора. Поэтому необходимым этапом в проектировании ГДД должна быть оценка влияния на динамику ротора. Первой работой в этой области была уже упоминавшаяся статья П.Л. Капицы [43], в которой рассматривался симметричный гибкий ротор с диском посередине, имеющий два демпфера.

За рубежом подобная работа была проведена лишь 20 лет спустя – в 1960 г. Купером из фирмы Rolls-Royce [88]. Он экспериментально исследовал колебания жесткого ротора, имеющего один короткий ГДД, и показал, что такой демпфер может эффективно гасить колебания.

Гантер [89] исследовал влияние демпфера на динамику жесткого несимметричного ротора с двумя дисками и показал, что такая система имеет 3 критических скорости (третья скорость соответствует колебаниям по первой изгибной форме). Им проведена также оптимизация демпфера, однако работа выполнена в линейной постановке.

Проанализировано влияние короткого ГДД на динамику симметричного жесткого ротора в работах [90,91], причем силы учитывались в нелинейном виде. Полученная система дифференциальных уравнений движения решалась численно, в результате чего были построены траектории движения вибратора. Аналогичная задача, только для гибкого ротора, решалась Куксоном и Коссой [92]. В работе [93] оценивались влияние обрыва лопатки и устойчивость движения ротора с ГДД в опорах. Моухэн и Хан [94,95] рассматривали коэффициент передачи для жесткого ротора, установленного на два коротких ГДД, и показали, что он сильно зависит от относительного дисбаланса. Если дисбаланс превышает некоторую величину, называемую критической, то уравнение для амплитуды колебаний имеет до 3 решений, причем устойчивым оказывается решение с большей амплитудой и большим коэффициентом передачи. Ориентировочно величина критического относительного дисбаланса составляет 0,3...0,5. Несколько повысить эту величину (до 0,6) можно введением пористой облоймы [96]. В работе [97] решена подобная задача для гибкого ротора и показано, что и в этом случае могут быть срывные явления.

Симандири и Хан [98,99] проанализировали влияние давления подачи в коротком ГДД на характеристики жесткого ротора и показали, что если давление подачи достаточно для обеспечения полной пленки, то демпфер

работает без срывов. Зейдан и Ванс [100] подтвердили возможность появления срывных режимов на экспериментальной установке. Переходные процессы учтены в работах [101,102]. Устойчивость движения вибратора и возможные бифуркации оценены в работах [103,...,109] и показано, что срывы связаны с потерей устойчивости движения и устойчивой является ветка, соответствующая максимальной амплитуде.

Пэнном и Тонненсенном [110] аналитически оценено влияние неуравновешенной статической нагрузки в предположении ее малости и почти круговой орбиты движения. Показано, что даже при умеренных размерах орбиты статическая нагрузка довольно эффективно компенсируется за счет силы, развиваемой в пленке при работе демпфера. В работе [111] также решалась задача с учетом веса ротора и показано, что демпфер не может воспринимать большие нагрузки.

Более сложный гибкий многомассовый ротор исследовался Каннингхемом, Флемингом и Гантером [112] путем введения эквивалентной массы. В работе [113] на модельной установке с тремя дисками было показано, что ГДД эффективно гасит колебания опор, однако в середине вала амплитуды будут значительными.

Влияние ГДД на динамику ротора авиационного двигателя было проведено в работе [114] методом последовательных приближений. Однако характеристики ГДД при этом брались без учета турбулентных, инерционных и разрывных явлений. В последнее время появились работы по определению коэффициентов жесткости, демпфирования и присоединенной массы жидкостной пленки [115,116]. Однако такой подход позволяет рассчитывать только линейные колебания ротора. Исследование же значительных колебаний, возникающих в случае обрыва лопатки или обледенения лопаток вентилятора, требует использования других подходов [80].

Следует также выделить несколько работ, посвященных идентификации характеристик ГДД, то есть определению их характеристик на основе различных видов экспериментов [116,...,119].

Во всех перечисленных работах по динамике ротора на ГДД не учитывались силы инерции смазочного слоя, которые в опорах роторов современных ДЛА могут играть существенную роль, а также не рассматривается система «ротор - опора - корпус», что позволило бы оценить вибрационное состояние всего двигателя. В настоящее время у нас в стране имеются лишь отдельные упоминания [8,75] о возможности регулирования демпфирующих и жесткостных характеристик УДО роторов ДЛА, в то время как в

других областях машиностроения управляемые опоры уже применяются [120,121].

Основной расходной характеристикой опор роторов являются утечки через уплотнение в полость опоры, от чего зависит проектирование системы суфлирования, а также надежность и экологичность двигателя.

Высокая надежность эксплуатации уплотнительных узлов и снижение стоимости их разработки во многом определяются совершенством использованных экспериментальных и теоретических методов их создания. Постоянно повышающиеся требования к экономичности ДЛА диктуют необходимость внедрения более совершенных уплотнительных конструкций, что влечет за собой изменение к подходу проектирования уплотнений. Теоретические исследования торцовых бесконтактных уплотнений за последние десятилетия прошли большой путь. Первой фундаментальной работой, посвященной созданию теории расчета газодинамических характеристик уплотнения со спиральными канавками, является работа R.T.R. Whipple [122], опубликованная в 1949 году. В этой работе приводится уравнение Рейнольдса для данного уплотнения при условии пренебрежения сжимаемостью слоя и при допущениях о бесконечно большом количестве канавок, плоскопараллельном зазоре, ламинарности и изотермичности течения газа. Именно эта теория послужила основой для всех дальнейших теоретических исследований.

Теория торцовых бесконтактных уплотнений в СССР развивалась учеными нескольких научных школ: в Куйбышеве (ныне Самара) А.И. Белоусовым [123,124], С.В. Фалалеевым [7, 125], В.А. Зреловым [123,124] и др.; в Москве А.И. Голубевым [126,127], Б.М. Громыко [128,129] и др.; в Сумах В.А. Марцинковским [130], К.В. Лисицыным [131], Г.А. Бондаренко [132] и др.; в Казани В.А. Максимовым [133,134], И.Г. Хисамеевым [30], Баткисом Г.С. [134] и др.; в Минске Э.П. Кревсуном и др.[135]; в Ленинграде (ныне Санкт-Петербурге) Ю.Я. Болдыревым, Г.А. Лучиным [136], Г.Н. Деном [137] и др..

Исследованию уплотнений со спиральными канавками посвящено очень много работ зарубежных исследований. Фундаментальными работами в этой области являются труды таких ученых, как L.P. Ludwig [138,...,140], H.S. Cheng [140, 141], A.O. Lebeck [142], I. Etsion [143,144], E. Mayer [145], H.K. Mueller [146,...,148], J. Zuk [149,150], R.F. Salant [151]. Подавляющее большинство исследований уплотнений данного типа принадлежит авторам из США, Великобритании и ФРГ.

Наиболее полный обзор работ, посвященных торцовым бесконтактным уплотнениям, приведен в монографии С.В. Фалалеева, Д.Е. Чегодаева [7]. Исследования торцовых бесконтактных уплотнений основываются на исследованиях подшипников и подпятников с газовой смазкой, которые содержатся в работах Вора и Пена [152], Н. Грессема [153], В.Н. Константеску [154], Маланоски [155, 156], Е.А. Muijderman [157], С.В. Пинегина и А.В. Емельянова [158].

При расчете торцовых уплотнений распределение давления в уплотняющем зазоре и выражение для утечек получаются в результате интегрирования уравнения Рейнольдса при учете дополнительных допущений [66]. Особую важность при создании расчетной методики приобретает учет конвективных сил инерции, с помощью которого учитывается влияние вращения на характеристики уплотнения. Возможно определять характеристики уплотнения численными методами с помощью программных комплексов на основе МКЭ, но это существенно увеличивает временные затраты на проведение всего комплекса расчетов по выбору оптимальной конструкции.

В большинстве случаев методика расчета торцового бесконтактного уплотнения создается в предположении плоскопараллельного зазора. Это допущение содержится в ряде основополагающих работ отечественных авторов А.И. Голубева [126], В.А. Максимова [30], Ю.Я. Болдырева [136], Г.Н. Дена [137]. Существует большое количество теоретических исследований по определению влияния различного вида деформаций на характеристики уплотнения. В качестве составляющих деформаций рассматриваются волнистость [142, 159] и конусность [130, 138,...,140, 149, 160, 161 и др.]. Наиболее полный анализ влияния деформаций на характеристики торцового контактного уплотнения содержится в работе А.О. Lebeck [142]. Во всех работах содержатся сведения о весьма значительном влиянии деформаций колец на характеристики уплотнения, но существующие методики, связывающие расчет деформаций и газодинамических характеристик в одно целое, несовершенны. Ввиду появления программных комплексов на основе МКЭ, таких как ANSYS, NASTRAN и т.д., позволяющих определять деформации с необходимой точностью, необходимость в создании такой аналитической методики отпала. Однако анализ существующих публикаций [7] убеждает в том, что оптимальным подходом к проектированию уплотнения на сегодняшний день является сочетание расчетной методики, основанной на аналитическом решении уравнения Рейнольдса для

данного типа уплотнения, с тем или иным программным комплексом на основе МКЭ и именно его нужно совершенствовать.

1.4. Разработка обобщенной схемы опоры ротора

Динамические характеристики двигателей летательных аппаратов, характеризующиеся спектром собственных частот, уровнем вибрации статора и амплитудами колебаний ротора, определяются параметрами жесткости и демпфирования опор роторов. Для улучшения динамических характеристик ДЛА в опорах роторов применяются гидродинамические демпферы. В демпферный зазор ГДД через питающие каналы подается смазка. При прецессионном движении втулки-вибратора смазка выдавливается из демпферного зазора и за счет сил вязкого трения происходит рассеяние энергии колебаний. Для снижения расхода смазки используют непроточные ГДД, в которых демпферный зазор по торцам уплотняют разрезными металлическими или резиновыми кольцами. В этом случае смазка отводится через специальные каналы, которые выполняются в уплотнениях или во втулке вибратора, например из питающей канавки (см. рис.1.6,д) к подшипнику. Расходными характеристиками опоры будем называть расход смазки через демпфер q_d и через подшипник качения $q_{ш}$. Правильно спроектированные демпферы значительно снижают амплитуду колебаний ротора и уровень вибрации на корпусе двигателя. Однако если динамические параметры (коэффициенты жесткости c_d и демпфирования d_d) и расходные характеристики демпфера q_d подобраны не оптимально, то его эффективность резко падает. Поэтому актуален вопрос о создании методик выбора, расчета и проектирования ГДД опор роторов, отвечающих реальным условиям эксплуатации.

Для снижения уровня вибрации в двигателе также широко используется изменение собственных частот колебаний ротора. Этот метод позволяет изменением податливости элементов роторной системы смещать ее собственные частоты колебаний за пределы диапазона рабочих оборотов. В работе [162] было показано, что коэффициент радиальной жесткости радиально-упорного подшипника качения $c_{ш}$, определяемый как производная радиальной нагрузки по перемещению, имеет нелинейную характеристику в функции осевой силы, и это может быть использовано для преодоления критических оборотов в многорежимных турбонасосных агрегатах. Диапа-

зон изменения жесткости, в котором при фиксированной радиальной нагрузке F_r рост осевой нагрузки F_a повышает долговечность радиально-упорного подшипника путем увеличения количества тел качения, находящихся в контакте, невелик. Следовательно изменение осевой нагрузки в целях варьирования в широком диапазоне радиальной жесткости опор авиационных ГТД является неэффективным, так как приводит к резкому снижению долговечности подшипников при отношениях $F_a/F_r > e$. Здесь e – параметр, характеризующий отношение осевой и радиальной нагрузок на подшипник [38]. В упругодемпферных опорах роторов ГТД для компенсации веса ротора используют опорные элементы в виде упругих втулок (см. рис.1.6). Варьируя геометрические параметры упругих втулок, можно изменять в широком диапазоне коэффициент их жесткости c_v и обеспечивать таким образом смещение собственной частоты колебаний роторной системы.

В опорах роторов авиационных ГТД нельзя обойтись без уплотнений, так как утечки q_z горячих газов в масляную полость опоры, которые также можно отнести к расходным характеристикам опоры, вызывают возникновение масляного тумана и коксование масла. Ухудшающееся вследствие этого охлаждение подшипников может значительно сократить ресурс двигателя. Используемые в настоящее время в качестве уплотнений опор роторов ГТД лабиринтные, торцовые и радиально-торцовые уплотнения не всегда могут обеспечить требуемого расхода и долговечности. В то же время в газоперекачивающих агрегатах широко применяются торцовые бесконтактные уплотнения, которые по утечкам не уступают ТКУ, а ресурс имеют более 100 тысяч часов.

Использование этих уплотнений в опорах роторов компрессоров авиационных двигателей весьма перспективно, однако требует дополнительных теоретических и экспериментальных исследований в связи с особенностями эксплуатации. Таким образом, опора ротора ГТД, как правило, включает в состав подшипник качения, демпфер с упругим элементом, уплотнения и систему подвода смазки. В процессе работы элементы опоры ротора взаимодействуют друг с другом: оказывают силовое воздействие в виде нагрузок (реакций и моментов), а также тепловое.

Обобщенная схема и взаимодействие между элементами опоры ротора представлены на рис.1.16. Различные типы взаимодействия и их возможные направления показаны стрелками. При конической прецессии или изгибных колебаниях ротора действующие моменты передаются на внут-

ренное кольцо подшипника качения и вращающуюся втулку торцового уплотнения, вызывая их перекося и вибрацию.

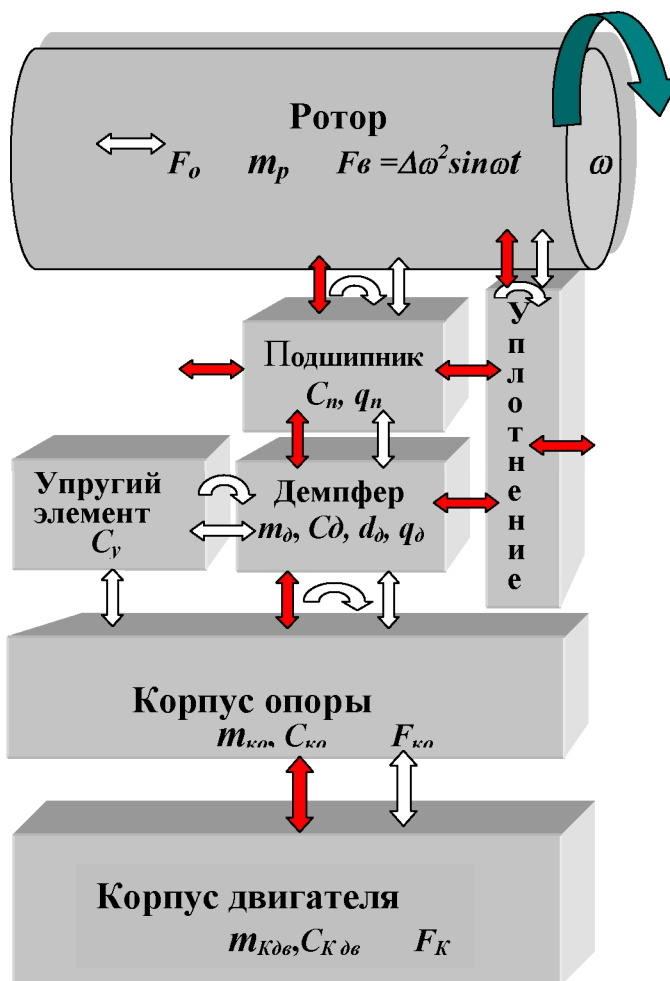


Рис.1.16. Обобщенная схема упругодемпферной опоры ротора и взаимодействие между её элементами в виде:

$\longleftrightarrow$ - сил и реакций; $\curvearrowright$ - моментов; $\longleftrightarrow$ - тепловых потоков

Чтобы избежать контакта, вращающаяся втулка в ТБКУ устанавливается на вал посредством упругого элемента, а графитовое кольцо - подвижно в корпусе, что значительно снижает влияние перекося, но не устраняет полностью биение. Основная причина вибрации в ГТД – несбалансированность масс ротора. Быстро вращающийся ротор генерирует центробежную возбуждающую силу, которую можно представить в виде $F_v = \Delta \omega^2 \sin \omega t$, где t - время, Δ - дисбаланс, а ω - частота вращения ротора. Возбуждающая нагрузка F_v через подшипник качения, упругий элемент и демпфер, трансформируясь до величины $F_{Кдв}$, передается на корпус двига-

теля, что вызывает вибрацию статора. При этом в каждом из этих элементов опоры возникает реакция, действующая в противоположном направлении. Для оценки виброзащитных свойств упругодемпферной опоры, определяющих уровень вибрации корпуса двигателя, используют коэффициент передачи амплитуды силы через опору на корпус $\mu_c = F_{K\partial\partial} / F_{\partial}$.

Синтезированная обобщенная модель УДО включает в себя динамическую, силовую и тепловую модели опоры, которые в дальнейшем при определённых допущениях и ограничениях могут быть использованы при исследовании как отдельных элементов, так и динамики опорной системы. Обобщенная модель позволяет выявить взаимосвязи и взаимовлияния между элементами УДО и наметить актуальные направления исследований динамических и расходных характеристик опоры.

1.5. Актуальные направления исследований характеристик УДО роторов

Характерной особенностью работы ГДД в опорах современных ДЛА является экстремальность внешних воздействий: высокие значения температуры смазки в опорах и динамических нагрузок, обусловленных, например, обрывом лопатки или обледенением на входе. Такие условия заставляют использовать более точные модели, описывающие работу ГДД в составе ДЛА. Высокая температура смазки в зоне опор ГТД (до 200°C) приводит к снижению вязкости смазки ИПМ-10 в десятки раз до значений вязкости воды или керосина и соответственно к возникновению турбулентных зон течения в демпферном зазоре. При этом также усиливается влияние инерционных явлений в слое жидкости. Особенно сильно влияние инерционных эффектов в ТНА ЖРД при использовании в качестве смазки в ГДД компонентов криогенного топлива, в которых вязкость на два порядка меньше, чем у ИПМ -10. В результате высоких динамических нагрузок возможно появление разрыва смазочного слоя. Как правило, при больших динамических нагрузках считается, что ГДД имеет половинный охват вращателя смазкой, однако область разрыва зависит от давления подачи смазки и динамических характеристик демпфера [98]. В связи с этим были разработаны методики определения динамических характеристик ГДД, учитывающие различные области кавитации смазки, кроме того, наличие областей кавитации, турбулизации, а также значительных локальных и кон-

вективных сил инерции в слое смазки потребовало разработки обобщенных моделей и методов расчета динамических характеристик ГДД [15].

В качестве упругих элементов, воспринимающих вес ротора и осевую силу в ГТД Д-36, Д-18, ПС-90 и ряде других, используют втулки типа «белых колес». Считается, что конец упругой втулки, соединенный с подшипником и демпфером, под действием радиальной нагрузки перемещается без перекоса оси вращения [27]. Однако упругая втулка устанавливается параллельно демпферу и реакция на корпусе смещена относительно линии действия возбуждающей силы, что вызывает изгибающий момент (см. рис. 1.16). Анализ деформационного состояния упругой втулки под действием радиальной нагрузки, полученного методом конечных элементов с помощью пакета ANSYS 5.5.2, показал, что на конце втулки, где обычно расположен демпферный зазор ГДД, имеется перекос (рис.1.17).

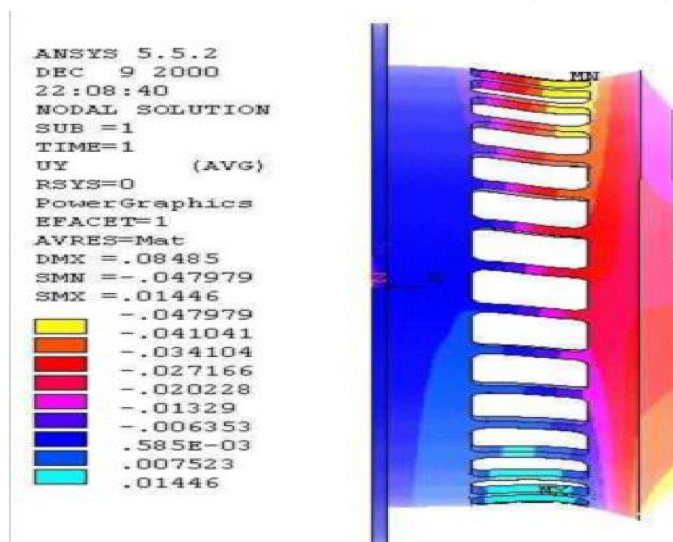


Рис.1.17. Деформационное состояние упругой втулки типа «белые колеса» под действием осевой силы $F_o = 10$ кН

На величину перекоса влияет уровень радиальной нагрузки и геометрия упругой втулки, причем он может составлять до 30 % от демпферного зазора [163]. Наличие перекосов в ГДД подтверждается дефектацией элементов опоры. Так на фотографии рис. 1.18 в верхней части видны следы неравномерного износа поверхности форсуночного кольца двигателя НК-93, прижимающейся к торцу втулки вибратора ГДД. Следовательно, для обоснованного выбора параметров подшипников качения, торцовых уплотнений и гидродинамических демпферов необходимы методики расчета, которые учитывали бы перекос рабочих поверхностей, обусловленный весом и колебаниями ротора.



Рис.1.18. Форсуночное кольцо опоры двигателя НК-93 после дефектации

Технологические требования, предъявляемые к поверхности демпферного зазора по параметру нецилиндричности, обеспечивают незначительную конусность в демпферном зазоре ГДД, однако действие осевой силы приводит к деформации упругой втулки по конической форме.

Из анализа деформаций (рис.1.19) видно, что при $F_o=10$ кН на конце

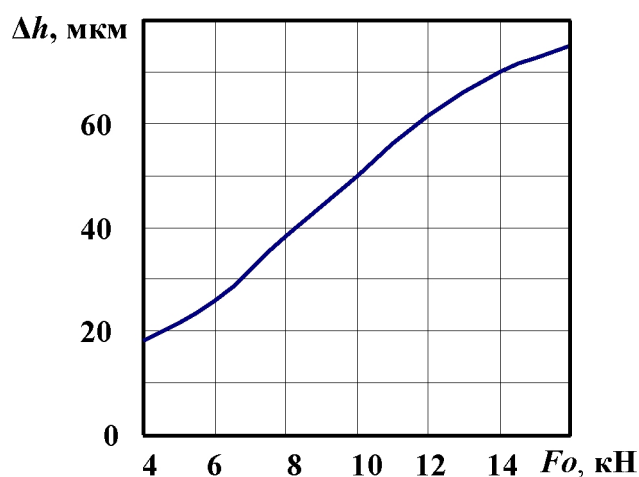


Рис.1.19. Зависимость конусности упругой втулки от осевой силы F_o

упругой втулки величина конусности составляет $\Delta h=50$ мкм на длине $l=12$ мм. С ростом осевой нагрузки конусность увеличивается и может достигать значений $\Delta h=75$ мкм при $F_o=16$ кН.

В коротком проточном ГДД для обеспечения необходимого уровня демпфирования выполняют демпферный зазор $\delta_o=0,12...0,15$ мм с допуском $\Delta\delta_o = 30$ мкм. Следовательно, конусность поверхности может составлять более 50 % величины зазора.

Разброс значений коэффициента демпфирования, рассчитанных по теории короткого ГДД для полного охвата смазкой при ламинарном течении по зависимости $d_0 = \pi \mu R (l/\delta_0)^3$, где μ - динамическая вязкость смазки; R - радиус, а l - длина демпфера, при существующих допусках на демпферный зазор может составить 95 % [6]. Таким образом, параметры демпферного зазора существенно влияют на определение динамических характеристик ГДД.

В длинных ГДД опор роторов динамическое давление смазки может достигать сотен атмосфер [15], при этом деформируются тонкостенные втулки, образующие демпферный зазор [164]. Это необходимо учитывать при проектировании длинных ГДД. Установка «с натягом» втулки вибратора на наружное кольцо в нерегулируемом подшипнике качения приводит к уменьшению рабочего радиального зазора, что влияет на динамические характеристики и долговечность подшипников [165].

Температура в опоре ротора на различных режимах изменяется, что обусловлено рабочим процессом в двигателе, диссипацией энергии колебаний в демпфере и фрикционным нагревом подшипника качения. Из-за трения в подшипнике качения выделяется значительное количество тепла $Q_{\text{тр}}$, в результате чего повышается температура масла, поступающего для смазки и охлаждения. Расчеты для подшипников, используемых в опорах роторов ГТД, показали, что при односторонней форсуночной подаче температура смазки на выходе может повышаться на 10...40 °С. Экспериментальные замеры на изделиях подтверждают рассчитанные градиенты температуры смазки в подшипниках [42]. Тепло, выделившееся в подшипнике на установившихся режимах, при достаточной прокачке полностью отводится маслом, поэтому температуру наружного кольца можно приблизительно принимать равной температуре смазки на выходе из подшипника. Это подтверждается для шарикоподшипников теоретическими и экспериментальными данными, приведенными в работе [166]. Оценим температурную деформацию на примере роликового подшипника, в котором распределение температуры по ширине беговой дорожки можно принять соответствующим линейному закону. Для подшипника с радиусом наружного кольца 100 мм при подогреве на 40 °С со стороны выхода смазки деформация составит величину $\Delta R = \alpha R \Delta t = 50$ мкм, где $\alpha = 1,25 \cdot 10^{-5}$ 1/град. – коэффициент линейного расширения стали. Таким образом, при установке втулки вибратора ГДД непосредственно на подшипник качения демпферный зазор размером $\delta_0 = 0,12 \dots 0,15$ мм в сечении с максимальной деформацией может реально

измениться более чем на 30 ... 40 % от исходного значения. Следовательно, при проектировании гидродинамических демпферов необходимо учитывать температурные деформации демпферного зазора от фрикционного нагрева подшипников, а методики расчета ГДД должны учитывать реальную форму демпферного зазора.

Таким образом, на динамические и расходные характеристики опор роторов существенно влияют размер и форма рабочих зазоров в ГДД, ТБКУ и подшипниках качения, а также температура смазки, что необходимо исследовать в широком диапазоне определяющих параметров.

Анализ амплитудно-частотной характеристики для одномассовой системы показал, что нельзя однозначно определить оптимальное значение демпфирования для минимизации коэффициента передачи усилия во всем частотном диапазоне, если он не ограничен значением относительной частоты $\eta = \omega / \omega_0 < 1,41$, где ω_0 – собственная частота системы [167]. В этом случае необходимо использовать регулируемые демпфирующие устройства активного или пассивного типа [168-169], позволяющие минимизировать коэффициент передачи силы для всей частотной области $0 < \eta < \infty$ путем изменения демпфирования в системе по определенному закону управления. Выбор закона управления демпфированием зависит от условий работы роторной системы. Использование регулирования динамических характеристик опор роторов является весьма перспективным направлением борьбы с вибрацией в ДЛА.

2. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ДИНАМИЧЕСКИХ И РАСХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК УДО РОТОРОВ

2.1. Расчетные модели и основные соотношения для ГДД

При работе вибратор совершает сложное движение, которое можно представить как сумму двух движений (рис.1.5): прецессии линии центров O_1O_2 , соединяющей геометрические центры O_1 корпуса и O_2 вибратора, с частотой $\Omega = \dot{\Phi}$ и движения вдоль линии центров со скоростью $\dot{e}$. Для описания течения жидкости в зазоре введем декартову систему координат xOy , жестко связанную с вибратором. Начало координат – произвольная точка O на поверхности вибратора. Её угловое положение относительно линии центров определяется углом φ . Положение линии центров O_1O_2 определяется углом Φ , отсчитываемым от неподвижной горизонтальной оси O_2x . Так как вибратор совершает прецессионное движение, то все его точки будут в данный момент иметь линейную скорость прецессии $V = e \cdot \Omega$, в том числе и точка O начала декартовой системы координат xOy . Течение жидкости в демпферном зазоре описывается системой уравнений сохранения массы (уравнение неразрывности) и второго закона Ньютона (уравнения Навье-Стокса). В описанной системе координат эти уравнения имеют вид [170]

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div} \vec{V} &= 0, \\ \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} &= \vec{F} - \frac{1}{\rho} \operatorname{grad} P + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \vec{V}, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

где $\vec{V}, \vec{F}$ – векторы скорости и массовой силы элементарной частицы жидкости; ∇ – оператор Гамильтона; P – давление; μ, ρ – динамическая вязкость и плотность смазки соответственно; t – время.

Эти уравнения выводятся в предположении изотермичности и ламинарности течения. За один цикл колебаний температура демпферной жидкости поднимается не больше, чем на $0,03^\circ\text{C}$ [27], поэтому, обеспечив небольшой проток, течение можно считать изотермическим.

Общего метода решения системы дифференциальных уравнений (2.1) не существует, поэтому необходимы некоторые упрощения. В частности, можно использовать обычные в теории смазки допущения о малости массовых сил и коэффициента $\psi = \delta_0/R = 0,001 \dots 0,003$, где δ_0 – радиальный зазор в демпфере при концентричном положении вибратора; R – радиус

штулки - вибратора. Малая величина ψ позволяет пренебречь градиентом давления по толщине смазочного слоя (оси y). В случае медленных течений можно пренебречь также и силами инерции смазочного слоя. При таких предположениях уравнения Навье-Стокса и неразрывности преобразуются в уравнение Рейнольдса [171]

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{R}{L} \right)^2 \delta^3 \frac{\partial^2 P}{\partial \bar{z}^2} = 12\mu \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2 (\varepsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi), \quad (2.2)$$

где $\bar{z} = z/L$ – безразмерная осевая координата; L – длина вибратора; $\delta = \delta_0(1 + \varepsilon \cos \varphi)$ – величина демпферного зазора на угле φ ; $\varepsilon = e / \delta_0$ – относительный эксцентриситет или амплитуда колебаний; $\dot{\varepsilon}$ – относительная скорость вибратора вдоль линии центров.

Интегрирование уравнения (2.2) также затруднительно, и принимаются дополнительные упрощения. В длинном ГДД считается

$$L/R > 3, \quad (2.3)$$

и течение в торцы практически отсутствует. Поэтому в левой части уравнения пренебрегают слагаемым, включающим координату z :

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) = 12\mu \left(\frac{R}{\delta_0} \right)^2 (\varepsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi). \quad (2.4)$$

Полученное уравнение является дифференциальным уравнением второго порядка. Для его интегрирования необходимо знать граничные условия, которые зависят от границ смазочного слоя φ_1 и φ_2 . Очевидно, что при полном охвате вибратора слоем смазки они будут иметь вид

$$P = P_{II} \text{ при } \varphi_1 = 0 \text{ и } \varphi_2 = 2\pi, \quad (2.5)$$

где P_{II} – давление подачи смазки. Однако в зоне отрицательных давлений $(0, \pi)$ давление может оказаться меньше давления насыщенных паров P_H , возникнет разрыв смазочного слоя. Граничные условия при этом примут вид

$$P = P_H \text{ при } \varphi_1 = \pi \text{ и } P = P_{II} \text{ при } \varphi_2 = 2\pi. \quad (2.6)$$

Если выполняется условие

$$L/R < 3, \quad (2.7)$$

то демпфер считается коротким. При колебаниях в коротких ГДД преобладают потоки в торцы демпфера. Поэтому пренебрегают первым слагаемым по сравнению со вторым в левой части уравнения (2.2). Для короткого ГДД уравнение (2.2) принимает вид [172]

$$\delta^3 \frac{d^2 P}{d \bar{z}^2} = 12\mu \left(\frac{L}{\delta_0} \right)^2 (\varepsilon \dot{\Phi} \sin \varphi + \dot{\varepsilon} \cos \varphi). \quad (2.8)$$

Граничные условия в этом случае очевидны: давление при $z=0$ соответствует давлению подачи P_{II} , а на торцах - давлению окружающей среды P_a , т.е.

$$P(0) = P_{II}, \quad P(L) = P_a. \quad (2.9)$$

Гидродинамическая сила в демпфере определяется интегрированием распределения давления по поверхности вибратора, охваченной жидкостным слоем. При этом силу разлагают на две составляющие (рис. 1.5): радиальную F_R , действующую вдоль линии центров, и тангенциальную F_τ - перпендикулярно ей:

$$\left. \begin{aligned} F_R &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \cos \varphi \, d\varphi \, dz, \\ F_\tau &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_0^L P(z, \varphi) \sin \varphi \, d\varphi \, dz. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

В случае длинного ГДД выражения для сил упрощаются:

$$\left. \begin{aligned} F_R &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi) \cos \varphi \, d\varphi, \\ F_\tau &= -D \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P(\varphi) \sin \varphi \, d\varphi. \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

В табл.2.1 приведены результаты интегрирования для различных типов демпферов [15]. Здесь и в дальнейшем для наглядности обозначения гидродинамических сил и пропорциональных им величин вводится система верхних и нижних индексов. Верхние индексы: f от английского слова *full* (полный) соответствует полному охвату, h - от английского *half* (половина) - половинному охвату. Нижние индексы обозначают: k - короткий, δ - длинный ГДД.

Тангенциальная составляющая реакции жидкостного слоя равна силе демпфирования, поскольку она пропорциональна скорости прецессии и направлена против неё, а радиальная составляющая - упругой динамической силе, так как она действует против смещения.

В случае малых стационарных колебаний относительно центра корпусной втулки и прямой синхронной прецессии ($\dot{\varepsilon} = 0, \dot{\Phi} = \Omega$) тангенциальную силу можно записать в виде $F_\tau = d \cdot V$, где d - коэффициент демпфирования.

Выражения для коэффициентов демпфирования также приведены в табл.2.1.

Таблица 2.1

Выражения для составляющих гидродинамической силы и коэффициентов демпфирования при ламинарном режиме течения

Полный охват	
Длинный ГДД	Короткий ГДД
$F_{R\dot{\theta}}^f = 12\pi\mu L \frac{R^3}{\delta_0^2} \frac{\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}}$ $F_{\tau\dot{\theta}}^f = 24\pi\mu L \frac{R^3}{\delta_0^2} \frac{\varepsilon\Omega}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}}$ $d_{\dot{\theta}}^f = 24\pi\mu L (R/\delta_0)^3$	$F_{R\kappa}^f = \pi\mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \dot{\varepsilon}$ $F_{\tau\kappa}^f = \pi\mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \frac{\varepsilon\Omega}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}}$ $d_{\kappa}^f = \pi\mu R (L/\delta_0)^3$
Половинный охват	
$d_{\dot{\theta}}^h = 12\pi\mu L (R/\delta_0)^3$	$d_{\kappa}^h = \frac{\pi}{2} \mu R (L/\delta_0)^3$
Длинный ГДД	
$F_{R\dot{\theta}}^h = 6\mu L \frac{R^3}{\delta_0^2} \left[\frac{\pi\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}} + \frac{4\Omega\varepsilon^2}{(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)} \right]$ $F_{\tau\dot{\theta}}^h = 12\mu L \frac{R^3}{\delta_0^2} \left[\frac{2\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon)(1-\varepsilon^2)} + \frac{\pi\varepsilon\Omega}{(2+\varepsilon^2)\sqrt{1-\varepsilon^2}} \right]$	
Короткий ГДД	
$F_{R\kappa}^h = \mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \left[\frac{\pi}{2} \frac{1+2\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^{2,5}} \dot{\varepsilon} + \frac{2\Omega\varepsilon^2}{(1-\varepsilon^2)^2} \right]$ $F_{\tau\kappa}^h = \mu R \frac{L^3}{\delta_0^2} \left[\frac{2\varepsilon\dot{\varepsilon}}{(1-\varepsilon^2)^2} + \frac{\pi}{2} \frac{\varepsilon\Omega}{(1-\varepsilon^2)^{1,5}} \right]$	

Если сравнить коэффициенты демпфирования длинного $d_{\dot{\theta}}$ и короткого d_{κ} демпферов при одинаковом зазоре, то получим $d_{\dot{\theta}}=12(R/L)^2 d_{\kappa}$.

Учитывая, что в реальных конструкциях $R/L=1...5$, получим, что длинный демпфер в 10...300 раз более эффективен, чем короткий.

2.2. Совершенствование методов расчета динамических параметров упругих элементов УДО роторов ГТД

Применение упругих элементов в опорах газотурбинных авиационных двигателей (ГТД) вызвано рядом причин. Прежде всего, упругие элементы могут быть использованы в опоре для частотной отстройки двигателя от нежелательных резонансных частот. При использовании в опорах роторов гидродинамических демпферов (ГДД) необходима их разгрузка от веса ротора. В связи с этим в опорах роторов ГТД широкое распространение получили упругие кольца типа «Аллисон», которые впервые были использованы на одноименном двигателе фирмой «Аллисон». При монтаже ГДД в радиально-упорной опоре, например, в ТРДД Д-36 (см.рис.1.6,б) используется упругий элемент, позволяющий воспринимать как вес ротора, так и осевую силу - втулка с фланцем и аксиальными прорезями на цилиндрической поверхности, образующими упругие балочки типа «белчьего колеса». Жесткость такого упругого элемента при изгибных колебаниях определяется соотношением

$$c = \frac{nEbh(b^2 + h^2)}{2l_6^3}, \quad (2.12)$$

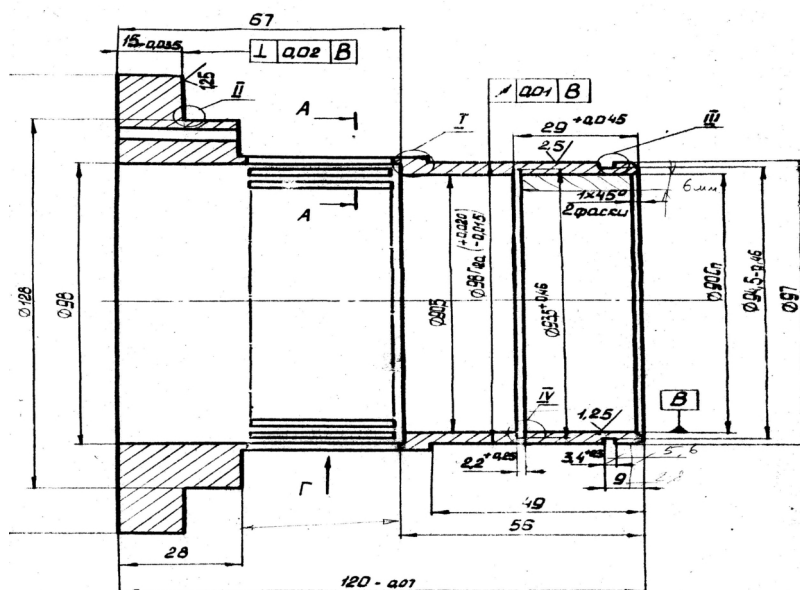
где n -количество балочек; b, h, l_6 - соответственно ширина, толщина и длина балочек; E -модуль Юнга материала упругого элемента [27].

Согласно С.И. Сергееву формула (2.12) правильно выражает упругость «белчьего колеса» лишь для $l_6 \geq 30b$ при $b \approx h$. Позднее к формуле (2.12) был введен поправочный коэффициент в виде [3]

$$k_1 = 1 / (1 + \frac{2\sqrt{bh}}{l_6})^3. \quad (2.13)$$

При радиальном нагружении такого упругого элемента предполагалось, что ось подшипника перемещается в пространстве, сохраняя свое первоначальное направление, благодаря чему исключаются перекосы колец подшипника [27]. Однако это выполняется не при всех соотношениях геометрических параметров упругой втулки. Более обоснованные результаты можно получить, если использовать усовершенствованные методики расчета, основанные на методе конечных элементов. Для расчетов вос-

В качестве исследуемого объекта в статье рассматривается упругий элемент типа «беличьего колеса» экспериментальной установки для исследований динамики ротора на опорах с ГДД [173], разработанной в СГАУ. Схема упругой втулки и обозначения приведены на рис. 2.1.



Жесткость такой упругой втулки определялась опытным путем [173]. На рис. 2.2 представлена схема измерения жесткости упругих элементов типа «беличьих колес». Для экспериментального определения жесткости упругая втулка 2 устанавливается на стол 1 и с помощью механических прижимов закрепляется на столе. С одной стороны монтируется динамометр 4, через который с помощью винтового механизма прикладывается сила, фиксируемая индикатором 3. С противоположной стороны устанавливаются два индикатора часового типа 5 и 6, по показаниям которых определяется перемещение втулки под действием фиксированной силы. После статистической обработки экспериментальных данных вычислялись

значения коэффициента жесткости упругой втулки. Разность показаний индикаторов 5 и 6 обозначает перекос рабочей поверхности упругой втулки, то есть отклонение ее от вертикальной оси.

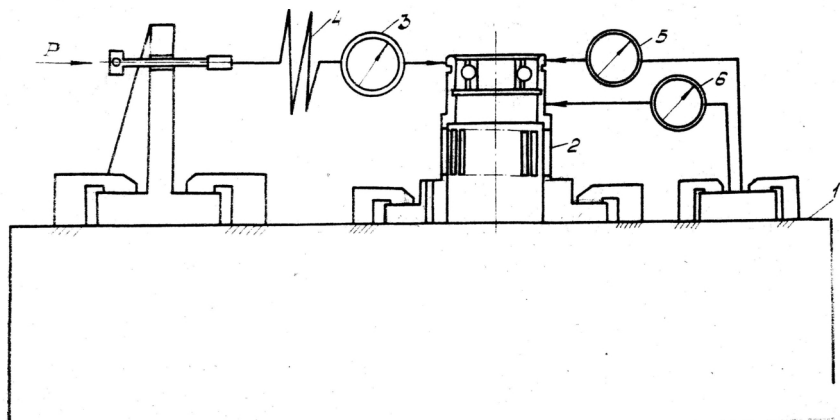


Рис. 2.2. Схема замера жесткости упругих элементов типа «беличьих колес»

На рис. 2.3 представлена конечно-элементная модель упругой втулки типа «беличьего колеса», выполненная на основании данных рис. 2.2. При составлении конечно-элементной модели использован объемный конечный элемент типа «solid 45» оптимизированной формы (рис. 2.4).

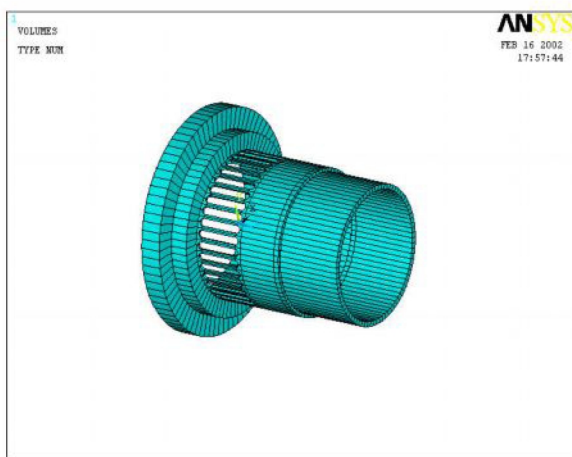


Рис.2.3. Геометрическая модель упругого элемента типа «беличьего колеса»

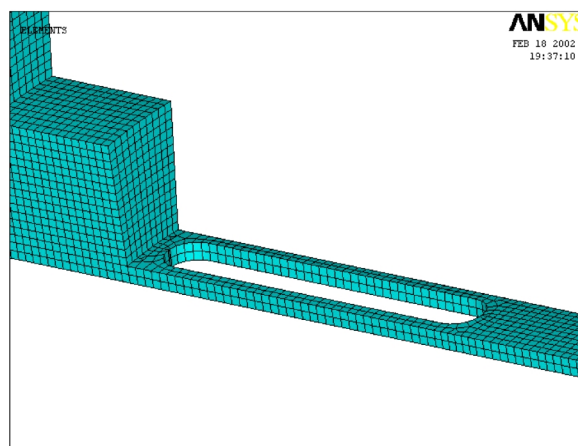


Рис. 2.4. Разбиение сектора упругого элемента при оптимальной форме конечных элементов

В результате расчета при нагрузке втулки сосредоточенной силой 1кН было получено в диаметрально противоположной точке перемещение величиной 188 мкм. В сравнении со среднестатистическими экспериментальными данными (при нагрузке в 1кН среднее значение перемещения равнялось 200 мкм) погрешность составляет 6%. Несоответствие рассчитанного значения перемещению в опыте объясняется погрешностью эксперимента и техно-

логическими отклонениями размеров реального упругого элемента от теоретической модели. Для уменьшения времени расчета, которое при использовании компьютера на базе процессора «Athlon 700» составило 23 часа, необходимо было оптимизировать конечно-элементную модель. С этой целью число разбиений объемов втулки справа и слева от упругих балочек уменьшено в десять раз, как показано на рис. 2.5.

Для оптимизированной модели было получено значение перемещения в рассматриваемой точке равное 185 мкм, что отличается от результата для исходной модели всего на 1,5%, при этом время расчета сократилось до одного часа.

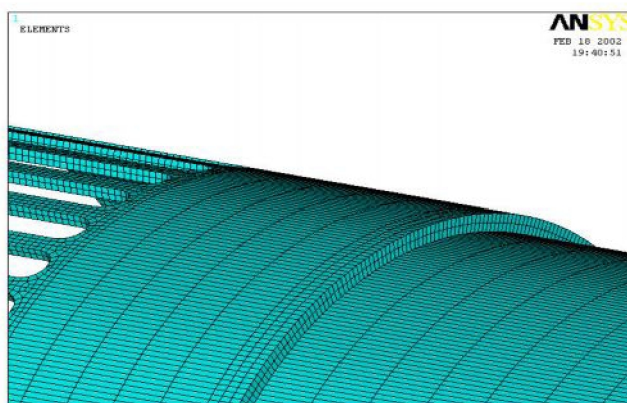


Рис. 2.5. Схема оптимизированного разбиения упругого элемента

Проанализировав конструкцию упругой втулки, можно предположить, что массивная фланцевая часть практически не деформируется и при составлении расчетной модели ее можно отбросить.

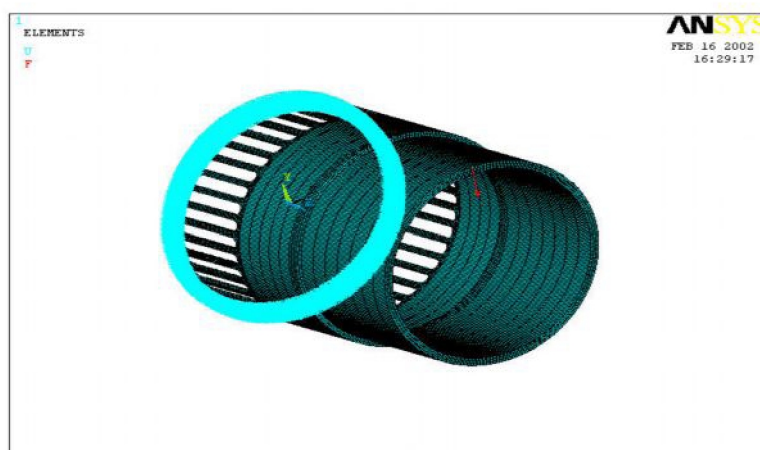


Рис. 2.6. Усеченная конечно-элементная модель упругой втулки

Расчет, произведенный для теоретической модели без фланцевой части (рис. 2.6) показал, что перемещение в рассматриваемой точке уменьшилось до 183 мкм, отличие от результата для оптимизированной модели менее 1%, а для исходной модели 2,7%, причем время расчета сократилось до 20 минут.

На рис. 2.7 представлена деформационная картина упругого элемента типа «белчьего колеса». Для определения величины перекоса на конце упругой втулки из области максимальной деформации был выделен фрагмент в виде сектора (рис. 2.8).

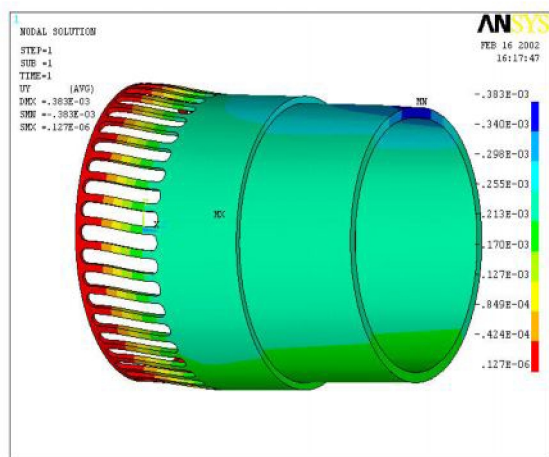


Рис. 2.7. Вертикальные перемещения в упругом элементе

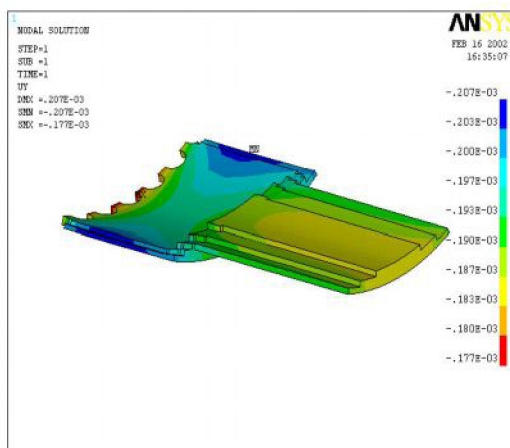


Рис. 2.8. Вертикальные перемещения фрагмента упругого элемента

Из рис. 2.8 следует, что упругая втулка испытывает деформацию изгиба, а напряженное состояние, в основном, определяется напряжениями в упругих балочках. Причем максимальная величина напряжений согласно прочностным расчетам составила 450 МПа, что вдвое ниже предела прочности материала упругой втулки, изготовленной из стали 65Г.

Кроме того, из рис. 2.8 видно, что на конце втулки деформации больше, чем в районе упругих балочек. Таким образом, имеет место перекос цилиндрической поверхности, который в рассматриваемом случае составляет 5...6 мкм. Согласно экспериментальным данным перекосы на конце исследуемой упругой втулки не превышали 5 мкм. Следовательно, для ГДД с демпферным зазором величиной $\delta = 0,1$ мм его перекося составляет всего 5...6%. Однако величина перекоса на конце упругой втулки зависит от геометрических параметров балочек. Конструкция упругого элемента типа «белчьего колеса», спроектированная для опоры перспективного двигателя НК-126 [163] со следующими геометрическими параметрами: $l_6 = 33$ мм; $h = 2$ мм; $b = 2,7$ мм; $n = 40$; $l_0 = 56$ мм, в случае приложения радиальной нагрузки, равной 800 Н, имеет расчетный перекося цилиндрической части уже 15 мкм, что составляет 15% от величины демпферного зазора $\delta_0 = 0,1$ мм. В динамике с увеличением нагрузки перекося увеличивается и может достигать 30% от величины демпферного зазора.

Жесткость упругой втулки характеризуется коэффициентом жесткости

$$c = F/y, \quad (2.14)$$

где F – сила нагружения; y – перемещение упругой втулки, замеренное в точке, противоположной точке приложения силы.

Для исследуемой конструкции упругого элемента (см. рис. 2.3) экспериментально полученный коэффициент жесткости имеет среднее значение $c_s = 4,92 \cdot 10^6$ Н/м и среднеквадратичное отклонение $\sigma = \pm 0,34 \cdot 10^6$ Н/м. Согласно результатам численных расчетов перемещений исследуемой упругой втулки получаем из уравнения (2.14) значения коэффициента жесткости $c = 5,32 \dots 5,46 \cdot 10^6$ Н/м, что хорошо согласуется с экспериментальными данными. Расчет для аналогичного упругого элемента по аналитической зависимости (2.12) с учетом поправочного коэффициента k_I дает заниженное значение коэффициента жесткости $c = 2,8 \cdot 10^6$ Н/м. Таким образом, отличие аналитического значения коэффициента жесткости от экспериментального составляет более 40%. С целью обобщения полученных результатов исследований и распространения их на весь класс таких упругих элементов рассмотрим зависимости безразмерного коэффициента жесткости $C = ch/F$ от безразмерной длины упругих балочек $L_6 = l_6/h$ (рис. 2.9) для случаев аналитического расчета, – по зависимости (2.12) с учетом равенства (2.13), численного – по предложенной методике.

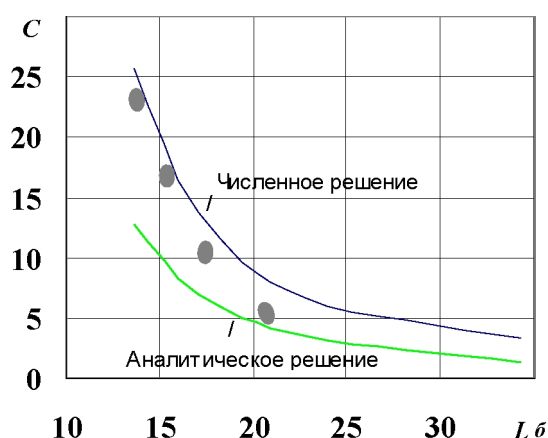


Рис. 2.9. Зависимость безразмерного коэффициента жесткости C от безразмерной длины упругих балочек L_6

С целью изменения жесткости опытного образца упругого элемента внутри по переходной посадке устанавливалась толстостенная втулка.

Экспериментальная зависимость значений коэффициента жесткости от относительной длины упругих балочек достигалась изменением положения дополнительной втулки в осевом направлении.

Из графиков рис. 2.9 видно, что с перемещением дополнительной втулки в осевом направлении жесткость упругого элемента изменяется. Такое техническое решение можно использовать для регулирования жесткости опорного узла в процессе работы. Опытные данные дают несколько заниженные значения при использовании дополнительной втулки, что объясняется наличием зазоров, которые необходимы для обеспечения ее осевого перемещения. Экспериментальные значения существенно превышают аналитические данные, что объясняется принятыми допущениями в теоретической модели аналитического расчета. В частности, упругие элементы типа «белых колес» имеют аксиальные пазы не строго прямоугольной формы, а со скруглениями углов радиусом r , что обусловлено требованиями снижения концентрации напряжения. В связи с этим необходимо оценить влияние величины радиуса скругления на жесткостные характеристики упругого элемента. Исследуем влияние безразмерного радиуса скругления пазов $\bar{r} = r/b$ на относительную жесткость упругого элемента $\bar{C} = c_0/c$, где c_0 и c – коэффициенты жесткости, определяемые методом конечных элементов для нулевого и заданного радиуса скругления соответственно.

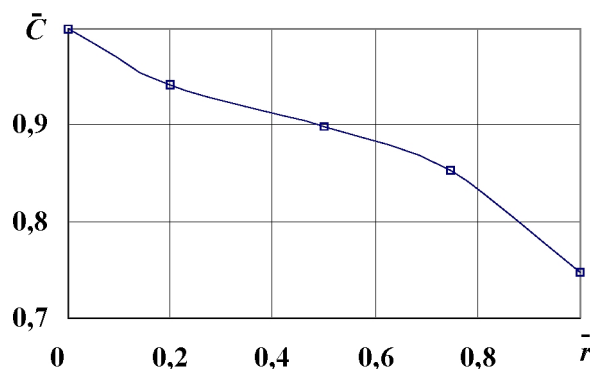


Рис. 2.10. График зависимости относительной жесткости $\bar{C}$ от относительного радиуса $\bar{r}$

Из анализа графика на рис. 2.10 видно, что неучет радиуса скругления пазов r в расчете жесткости белого колеса может дать погрешность в определении коэффициента жесткости более 25 %.

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что метод конечных элементов дает более достоверные результаты, чем аналитический расчет и позволяет получать картину распределения напряжений и деформаций в упругой втулке, что особенно важно для определения формы демпферного зазора, влияющего на динамические характеристики ГДД.

2. 3. Совершенствование методов расчета жесткостных характеристик шариковых подшипников качения

2.3.1. Распределение нагрузки между шариками

Пренебрегая центробежными силами шариков и возможными перекосами колец подшипника, определим геометрические соотношения в подшипнике.

Основные обозначения и схема контакта шарика с кольцами приведена на рис. 2.11.

Здесь $AB = R_B + R_H - D_W + \delta_B + \delta_H$; $BO = S_0$; $AO = R_B + R_H - D_W - g_i/2$, где δ_B и δ_H - деформации в контактах шарика с кольцами.

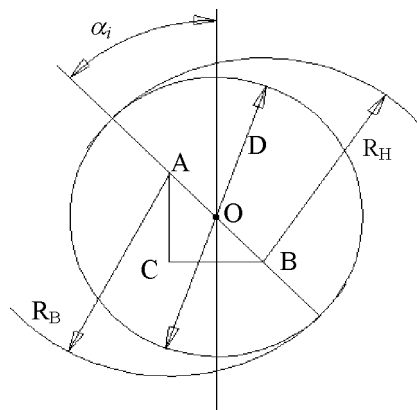


Рис .2.11. Схема контакта шарика с беговыми дорожками колец

Начальный угол контакта α_0 в подшипнике определяется зависимостью

$$\cos \alpha_0 = 1 - \frac{g}{2(R_B + R_H - D_W)}, \quad (2.15)$$

где g - диаметральный зазор; R_B и R_H – радиусы желобов; D_W - диаметр шарика.

Под действием нагрузок в подшипнике возникает радиальное H_0 и осевое смещение S_0 кольца. В связи с малостью величины радиального смещения величину диаметрального зазора в сечении, проходящем через центр шарика, определим по формуле

$$g_i = g - 2H \cos \varphi_i, \quad (2.16)$$

где $\varphi_i = 2\pi(i-1)/z$ - угловая координата шарика, отсчитываемая от линии действия радиальной нагрузки; z - число шариков.

Обозначим $R_m = R_B + R_H - D_W$, $H = H_0/R_m$, $S = S_0/R_m$, $\delta_i = (\delta_B + \delta_H)/R_m$ и $C_i = AC/R_m$.

Тогда с учетом (2.15) и (2.16) получим следующие выражения:

$$C_i = \cos \alpha_0 + H \cos \varphi_i; \alpha_i = \arctg(S/C_i); \delta_i = \sqrt{C_i^2 + S^2}.$$

По величине относительной деформации δ_i определим усилие в контактах шарика [174] $F_i = 0$ при $\delta_i \leq 0$ и $F_i = \sqrt[3]{(\delta_i/\lambda_i)^2}$ при $\delta_i > 0$.

Значение коэффициента податливости λ_i в контактах шарика с кольцами определяем с использованием приближенных формул работы [175].

Систему уравнений равновесия и геометрических соотношений в подшипниках запишем в виде: $R = F_r - \sum_{i=1}^Z F_i \cos \alpha_i \cos \varphi_i = 0$;

$$A = F_a - \sum_{i=1}^Z F_i \sin \alpha_i = 0, \quad (2.17)$$

где α_i - угол контакта в подшипнике.

Решение системы уравнений (2.17) относительно неизвестных H и S выполняется методом Ньютона. В качестве начальных приближений принимаем

$$H_{j=0} = 0,02 \cos \alpha_0; S_{j=0} = 1,01 \sin \alpha_0.$$

Кроме того, производные $\partial R/\partial H$, $\partial R/\partial S$, $\partial A/\partial H$, $\partial A/\partial S$ заменим отношением приращений $[R(H+\Delta H, S) - R(H, S)]/\Delta H$; $[R(H, S+\Delta S) - R(H, S)]/\Delta S$; $[A(H+\Delta H, S) - A(H, S)]/\Delta H$; $[A(H, S+\Delta S) - A(H, S)]/\Delta S$ - соответственно.

В результате решения находим распределение усилий F_i и углов контакта α_i всех шариков с кольцами. По полученным значениям F_i и α_i находят размеры площадок контакта a_{Bi} и a_{Hi} шариков с кольцами.

2.3.2 Исследование влияния осевой нагрузки на долговечность и жесткость

В двигателях авиационных газотурбинных двигателях (ГТД) нагрузка на радиально-упорный подшипник в опоре турбины может изменяться по величине и направлению. Поэтому необходимо оценить влияние изменения осевой силы F_a при различных радиальных нагрузках F_r на долговечность и жесткость подшипника.

По изложенной в разделе 2.3.1 методике были выполнены расчеты для подшипника 7-5-205P2 с $\alpha_0 = 18,644^\circ$.

На рис.2.12 приведена зависимость долговечности от осевой силы при различных значениях радиальной нагрузки.

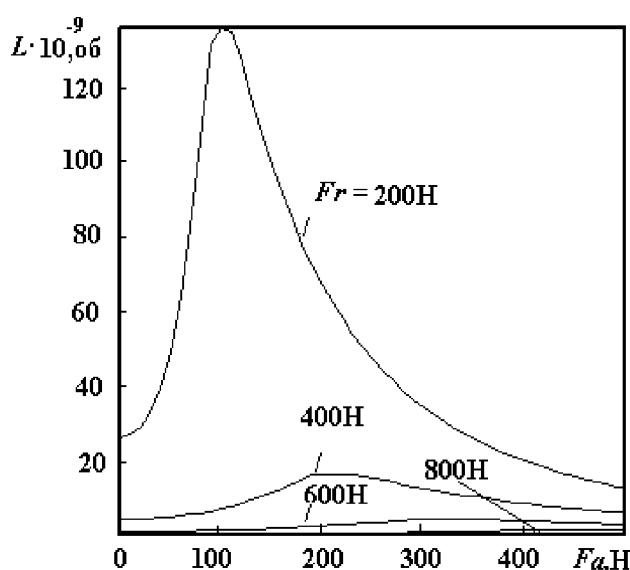


Рис. 2.12. Зависимость долговечности подшипника от осевой нагрузки: диаметральный зазор $g=25\text{мкм}$

Получено, что с увеличением осевой нагрузки до некоторой величины долговечность увеличивается. Это объясняется тем, что с увеличением осевой силы увеличивается число шариков, воспринимающих нагрузку, и её доля на максимально нагруженный шарик уменьшается. При дальнейшем увеличении осевой силы долговечность снижается, так как увеличивается нагрузка на все тела качения.

Полученные зависимости не соответствуют стандартной методике расчета [38], так как согласно ей осевая нагрузка не влияет на долговечность, если $F_a / F_r \leq e$, где e – параметр осевой нагрузки.

Для исследованного подшипника $e=0,57$. Видно, что отношение $F_a / F_r = e$ соответствует в наших расчетах максимуму долговечности. Таким образом, осевую нагрузку на подшипник целесообразно поддерживать на уровне $F_a \approx eF_r$.

Недостатком подшипников качения является их низкая демпфирующая способность и маленький диапазон изменения жесткости, в котором при росте осевой нагрузки повышается долговечность радиально-упорного подшипника за счет увеличения количества тел качения, находящихся в контакте. Дальнейшее увеличение осевой нагрузки на радиально-упорные подшипники качения приводит к снижению их долговечности.

На рис.2.13 приведены результаты расчетов радиального смещения подшипника 7-5-205P2 с максимальным допускаемым диаметральным зазором $g=33$ мкм от осевой силы. Там же приведены точки результатов экспериментов, представленных в работе [176].

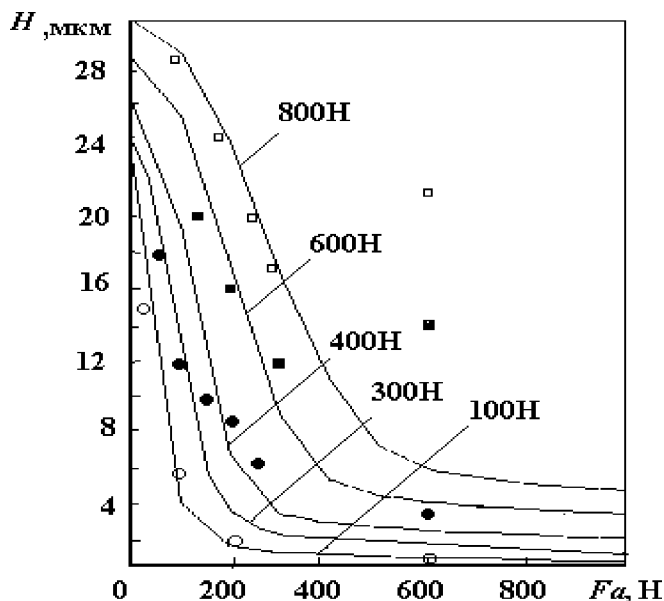


Рис. 2.13. Зависимость радиального смещения в подшипнике от осевой нагрузки:

○- $F_r=100$ Н, ●- $F_r=300$ Н, ■- $F_r=600$ Н, □- $F_r=800$ Н

Из рис. 2.13 видно хорошее соответствие расчетных и экспериментальных данных, причем с уменьшением диаметального зазора расчетные

кривые ложатся ниже и перекрывают разброс экспериментальных точек, кроме точек при нагрузке $F_a=600$ Н. Расхождение с расчетами в этом случае является, видимо, следствием ошибок измерения.

Зависимость смещения от нагрузки носит существенно нелинейный характер. В этой связи коэффициенты жесткости определяются в виде производных

$$C_r = \partial F_r / \partial H \text{ и } C_a = \partial F_a / \partial S$$

Заменяя производные отношением приращений, получим

$$C_r = [R(H, S) - R(H + \Delta H, S)] / \Delta H; \quad C_a = [A(H, S) - A(H, S + \Delta S)] / \Delta S.$$

На рис. 2.14 приведены зависимости коэффициентов радиальной жесткости подшипника от осевой силы.

По экспериментальным данным работы [176] коэффициент радиальной жесткости для подшипника 7-5-205P2 в интервале нагрузок 0...800Н изменяется от 41,6 до 118 кН/м, что удовлетворительно соответствует теоретическим расчетам.

Вместе с тем расчеты показывают, что коэффициент радиальной жесткости существенно зависит от величины осевой нагрузки на подшипник. Причем при малых нагрузках ($F_a \leq eF_r$) коэффициент жесткости с увеличением осевой нагрузки уменьшается, а при больших -возрастает.

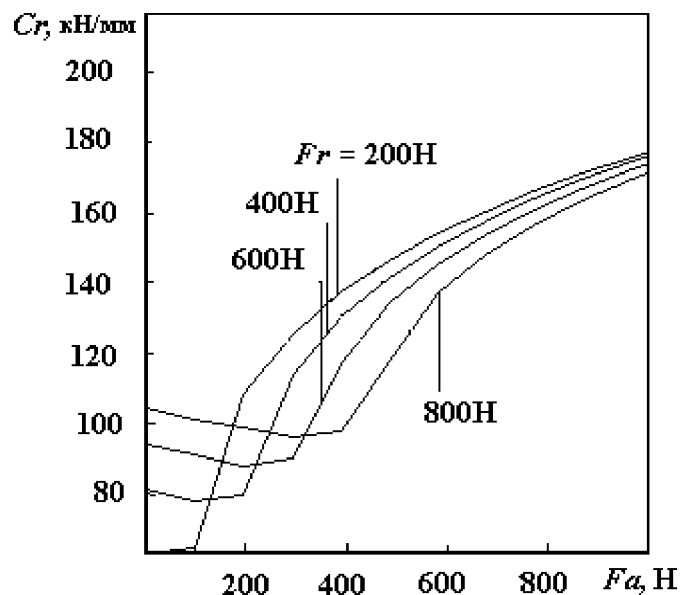


Рис.2.14. Зависимости радиального коэффициента жесткости C_r от осевой силы

Следовательно, приведенные в справочной литературе [38] результаты, не учитывающие влияние осевой нагрузки на радиальную жесткость подшипника, не могут быть использованы, если осевая нагрузка на подшипник изменяется в широких пределах, как, например, в авиационных ГТД.

На рис. 2.15 приведены зависимости коэффициента осевой жесткости подшипника от осевой силы.

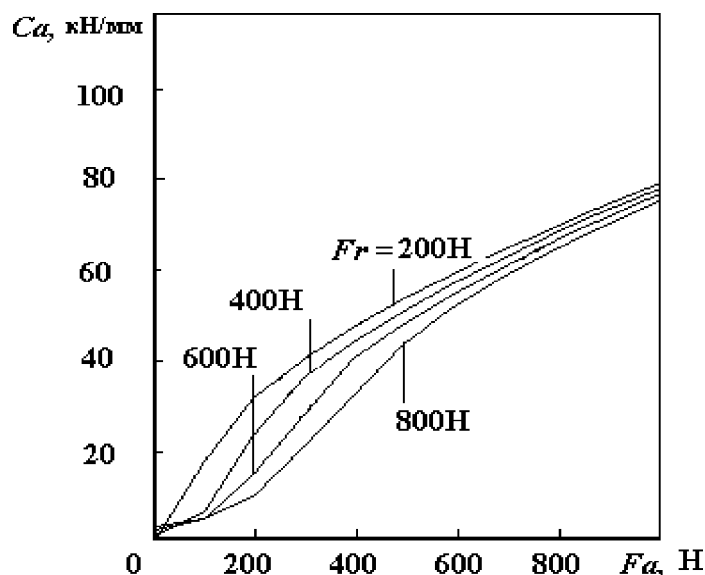


Рис.2.15. Зависимости осевого коэффициента жесткости C_a от осевой силы

Характеристика коэффициента осевой жесткости в функции осевой нагрузки также зависит от величины радиальной нагрузки, но не столь существенно, как аналогичная характеристика для коэффициента радиальной жесткости.

Таким образом, проведенные теоретические исследования показывают, что использование приведенных в справочной литературе зависимостей для расчета коэффициентов жесткости подшипников качения возможно лишь при больших значениях осевых нагрузок. В диапазоне малых осевых нагрузок значение коэффициентов жесткости необходимо определять более точными методами. В то же время для повышения долговечности подшипников уровень осевых нагрузок желательно поддерживать на уровне $F_a = eF_r$.

В турбонасосных агрегатах двигателей летательных аппаратов (НК-33, НК-43) для компенсации осевых сил используются автоматы разгрузки, которые изменяют осевую нагрузку на радиально-упорный подшипник качения с целью повышения его долговечности [177]. При этом радиальная жесткость подшипника меняется, как показано выше, что приводит к изменению собственных частот роторной системы. Этот прием можно использовать для про-

хождения критических частот ротором при разгоне и торможении в много-режимных двигателях летательных аппаратов [178-179], однако необходимо правильно выбрать диапазон изменения осевой силы, чтобы это не приводило к значительному снижению долговечности подшипника.

Для рассматриваемого подшипника изменение осевой силы в пределах от $F_r/2$ до F_r приводит к увеличению коэффициента жесткости на 50...80% для различных радиальных нагрузок. При этом долговечность подшипника снижается не более чем в два раза. В дальнейшем необходимо оценить влияние этого процесса на динамику ротора, а именно на изменение спектра собственных частот [180-181].

3. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОДЕМПФЕРНЫХ ОПОР

В качестве эксплуатационных факторов рассматриваются температура и нагрузки, вызывающие угловые и линейные деформации элементов конструкции опоры ротора. К основным технологическим факторам относятся качество рабочих поверхностей, допуски на изготовление и монтаж гидродинамических демпферов, влияющие на динамические характеристики, и ТБКУ, влияющие на расходные характеристики.

3.1. Влияние перекоса и нецилиндричности втулки вибратора на динамические характеристики короткого ГДД

Течение смазки в демпферном зазоре, обусловленное смещением e втулки вибратора (рис.3.1) вдоль линии центров $\theta_1\theta_2$ со скоростью $\dot{e}$ и прецессией этой линии со скоростью Ω , описывается законом сохранения масс, выраженным скалярным уравнением неразрывности, и вторым законом Ньютона (принципом Даламбера), описываемым векторными уравнениями движения (уравнения Навье-Стокса). В прямоугольной системе координат эти уравнения имеют вид (2.1). При использовании этих уравнений делается ряд допущений. Течение жидкости обычно считается ламинарным и изотермическим. Допущение о ламинарности течения в демпферном зазоре и малом вкладе инерционных сил справедливо при небольших скоростях прецессии и большой вязкости смазки.

Использование таких допущений позволяет привести систему (2.1) к обобщенному уравнению Рейнольдса (2.2).

Величина демпферного зазора, как правило, считается постоянной вдоль координаты z и описывается выражением

$$\delta = \delta_0 + e \cos \varphi,$$

где δ_0 - величина демпферного зазора при концентричном положении втулки-вибратора.

В процессе эксплуатации поверхности, образующие демпферный зазор, подвергаются силовым и температурным деформациям, что приводит к

нарушению их цилиндрической формы. В общем случае уравнение, описывающее форму демпферного зазора, можно представить в виде

$$\delta(\varphi, z) = \delta_0(1 \pm a^n z)h, \quad (3.1)$$

где a и n – константы; $h = (1 + \varepsilon \cos \varphi)$.

В коротком ГДД при использовании питающей канавки (см. рис.1.5, в) течение смазки преобладает в осевом направлении. В этом случае можно пренебречь первым слагаемым в левой части уравнения (2.2), что при стационарном движении значительно упрощает уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) = 12 \mu e \Omega \sin \varphi. \quad (3.2)$$

Решение уравнения (3.2) в случае представления демпферного зазора согласно уравнению (3.1) выполняется численным методом.

Для упрощения анализа рассмотрим частный случай линейной деформации поверхности демпферного зазора под углом ϑ_1 вдоль оси z при расположенной с перекосом ϑ_2 оси втулки-вибратора (рис.3.1), что позволяет получить аналитическое решение. Величина демпферного зазора в любой точке может быть представлена следующим уравнением:

$$\delta(\varphi, z) = \delta_0 + e \cos \varphi - \vartheta_1 z - \vartheta_2 z \cos \varphi.$$

Введем дополнительные безразмерные геометрические параметры: $\theta_1 = \vartheta_1 L / 2\delta_0$; $\theta_2 = \vartheta_2 L / 2\delta_0$; $\theta = \theta_1 + \theta_2 \cos \varphi$; $\bar{\theta} = \theta / h$; $\bar{z} = 2z / L$. Тогда выражение для демпферного зазора будет $\delta(\varphi, z) = \delta_0(1 - \bar{\theta}\bar{z})h$.

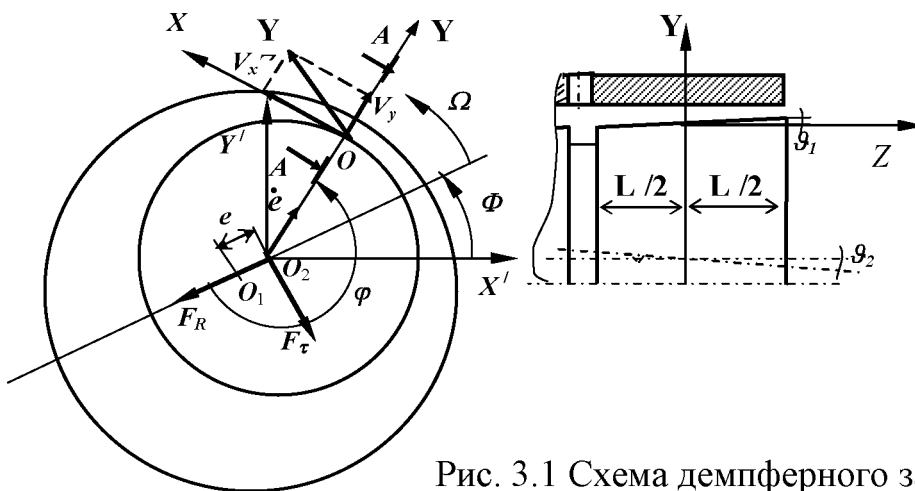


Рис. 3.1 Схема демпферного зазора короткого ГДД с перекосом и нецилиндричностью втулки-вибратора

В этом случае уравнение (3.2), описывающее распределение давления в демпферном зазоре короткого ГДД при стационарном движении, запишется в виде

$$\frac{\partial}{\partial z}(\delta^3 \frac{\partial P}{\partial z}) = 12\mu[e - (\vartheta_1 + \vartheta_2)z]\Omega \sin \varphi. \quad (3.3)$$

Дважды проинтегрировав уравнение (3.3) при следующих граничных условиях: $P=P_{\Pi}$ при $\bar{z} = -1$; $P=P_a$ при $\bar{z} = 1$,

где P_{Π} – давление смазки в питающей канавке, а P_a – давление окружающей среды, получим распределение давления в слое смазки в виде

$$P = P_{\Pi} - (P_{\Pi} - P_a) i_{z0} / i_0 + 0,25\mu\Omega L^2 \sin \varphi [\delta_0 \varepsilon (i_{z1} - i_{z0} i_1 / i_0) + 0,5\delta_0 (\theta_1 + \theta_2) (i_{z2} - i_{z0} i_2 / i_0)] / (\delta_0 h)^3,$$

где $i_{zm} = \int_{-1}^{\bar{z}} \frac{\bar{z}^m d\bar{z}}{(1 - \bar{\theta}\bar{z})^3}$; $i_m = i_{zm}(\bar{z} = 1)$.

Интегралы i_{zm} , вычисленные с точностью до $\bar{\theta}^2$ [130], приведены в табл.3.1

Значения интегралов

Таблица 3.1

$i_{z0} = \bar{z} + 1 + 1,5\bar{\theta}(\bar{z}^2 - 1)$	$i_0 = 2$
$i_{z1} = 0,5(\bar{z}^2 - 1) + \bar{\theta}(\bar{z}^3 + 1)$	$i_1 = 2\bar{\theta}$
$i_{z1} = [(\bar{z}^3 + 1) + 2,25\bar{\theta}(\bar{z}^4 - 1)]/3$	$i_2 = 2/3$

Составляющие гидродинамической силы при полном охвате найдем, интегрируя давление в демпферном зазоре

$$F_{\tau} = -0,5LR \int_{-1}^1 d\bar{z} \int_0^{2\pi} P(\bar{z}, \varphi) \sin \varphi d\varphi; F_R = -0,5LR \int_{-1}^1 d\bar{z} \int_0^{2\pi} P(\bar{z}, \varphi) \cos \varphi d\varphi.$$

После подстановки пределов интегрирования при полном охвате втулки - вибратора смазкой получим

$$F_{\tau} = \frac{\pi\mu\Omega RL^3 [\varepsilon - 0,4(\theta_1 + \theta_2)\theta_1]}{\delta_0^2 (1 - \varepsilon^2)^{1,5}}; \quad (3.4)$$

$$F_R = \frac{\pi RL \Delta P [\theta_2 - \varepsilon\theta_1]}{\varepsilon} [1 - 1/(1 - \varepsilon)^{0,5}], \quad (3.5)$$

где $\Delta P = P_{\Pi} - P_a$.

Потерями давления на входе в демпферный зазор пренебрегаем вследствие небольших результирующих скоростей в области сдвигания пленки смазки для ГДД авиационных двигателей, что объясняется небольшими давлениями подачи смазки ($P_H = 0,3 \dots 0,5$ МПа). Восстановлением давления на выходе из демпферного зазора можно пренебречь, если давление P_a невелико. В авиационных двигателях опоры роторов суфлируются и давление P_a близко к атмосферному. Вышеизложенное позволяет не учитывать местные потери на входе и выходе из демпферного зазора.

Переходя к безразмерным параметрам, получим выражения для безразмерных составляющих гидродинамической силы в виде

$$\bar{F}_\tau = \frac{\pi \lambda^2 [\varepsilon - 0,4(\theta_1 + \theta_2)\theta_1]}{12(1 - \varepsilon^2)^{1,5}};$$

$$\bar{F}_R = \frac{\pi \Delta \bar{P} [\theta_2 - \varepsilon \theta_1]}{12\varepsilon} [1 - 1/(1 - \varepsilon)^{0,5}].$$

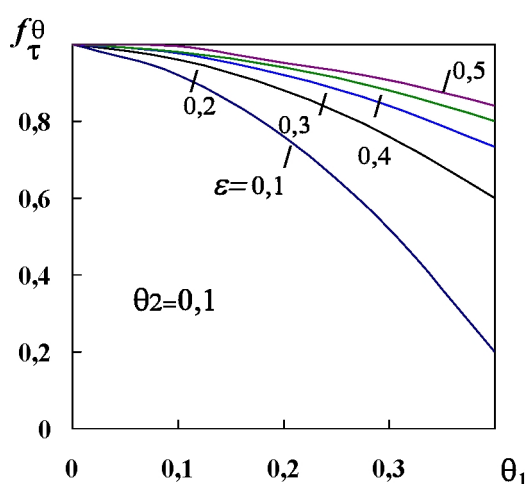


Рис.3.2. Зависимость параметра демпфирования f_τ^θ от безразмерного угла конусности θ_1

Из анализа уравнения (3.4) можно сделать вывод, что при цилиндрической форме втулки вибратора ($\theta_1 = 0$) выражение имеет предельный переход к уравнению для тангенциальной составляющей при полном охвате смазкой без учета перекоса оси втулки-вибратора цилиндрической формы (табл.2.1). Таким образом, наличие перекоса оси втулки-вибратора ($\theta_2 \neq 0$) не влияет на тангенциальную составляющую гидродинамической силы при цилиндрической форме втулки вибратора.

С целью анализа влияния нецилиндричности втулки-вибратора на демпфирование в системе введем относительный параметр демпфирования $f_\tau^\theta = F_\tau^\theta / F_\tau$, где F_τ^θ и F_τ — тангенциальные составляющие гидродинамической силы, рассчитанные соответственно с учетом нецилиндричности втулки вибратора и перекоса ее оси к составляющей, рассчитанной без учета этих эксплуатационных факторов. Зависимости относительного па-

параметра демпфирования от безразмерного угла конусности θ_1 приведены на рис. 3.2.

Из графиков видно, что с ростом конусности втулки - вибратора растет погрешность в определении тангенциальной составляющей гидродинамической силы без учета конусности втулки-вибратора. Причем погрешность для реальных конструкций ГДД авиационных двигателей может достигать 80 %.

Из анализа уравнения (3.4) следует, что при наличии конусности втулки вибратора тангенциальная составляющая гидродинамической силы уменьшается с ростом параметров θ_1 и θ_2 . При большой конусности демпферного зазора ($\theta_1 > 0$) и отрицательном перекосе оси втулки-вибратора ($\theta_2 < 0$) происходит перераспределение давления в слое смазки таким образом, что тангенциальная составляющая может принимать отрицательные значения. Это, в свою очередь, может привести к неустойчивости в системе.

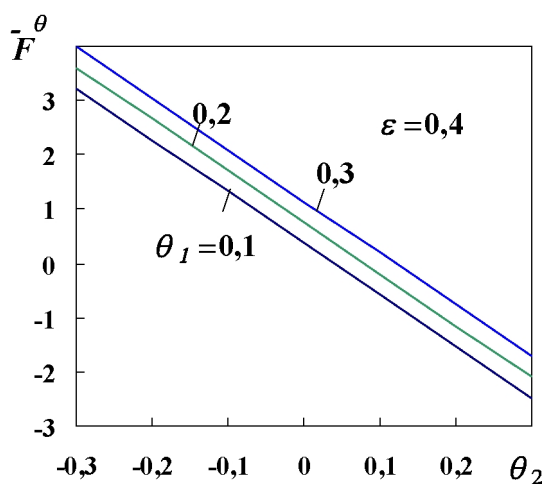


Рис.3.3. Зависимость безразмерной радиальной составляющей $\bar{F}_R^\theta$ от угла перекоса оси вибратора θ_2

линейно убывает. При выбранном положительном направлении перекоса оси (см. рис. 3.1) радиальная составляющая может принимать отрицательное значение при $\theta_2 > \epsilon\theta_1$. В этом случае радиальная составляющая по направлению совпадает с перемещением втулки-вибратора и может вызывать неустойчивость в системе при недостаточном демпфировании.

Вышеизложенное справедливо для случая, когда демпферный зазор располагается с одной стороны от питающей канавки. В реальных конструкциях ГДД демпферный зазор организуют с обеих сторон от питающей

Радиальная составляющая гидродинамической силы при полном охвате смазкой появляется как при нарушении цилиндрической формы втулки-вибратора, так и при перекосе ее оси. Зависимость безразмерной радиальной составляющей гидродинамической силы от безразмерного угла перекоса втулки-вибратора представлена на рис. 3.3.

Из графиков на рис.3.3 видно, что радиальная составляющая с ростом угла перекоса θ_2 втулки-вибратора

канавки, поэтому необходимо рассматривать отдельно каждую половину демпфера, а затем суммировать результаты. Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные В.А. Марцинковским [130], показали, что при наличии диффузорного зазора в проточной кольцевой щели в изотропной опоре могут возникнуть автоколебания ротора даже при отсутствии его вращения. Аналогичные условия работы возникают в опоре с коротким ГДД без уплотнений демпферного зазора.

Следовательно, автоколебания ротора на таких опорах могут возникнуть даже в случае идеальной балансировки, когда прецессия отсутствует. Границу устойчивости ротора определяет параметр диффузорности демпферного зазора $\theta_1 = \vartheta_1 L / 2\delta_0$,

где $\vartheta_1 = \arctg(\Delta h/L)$; Δh -величина нецилиндричности на длине демпфера L .

Для заданных параметров θ_1 и L/δ_0 числа Рейнольдса, при которых начинаются автоколебания, составляют соответственно для ламинарного и турбулентного режимов течения [130]:

$$Re_0 = -6L/\theta_1 \delta_0 = 12/\vartheta_1 ; \quad Re_0^{0,24} = -0,019L/\theta_1 \delta_0 = 0,038/\vartheta_1.$$

Анализ устойчивости ротора показал, что в логарифмических координатах зависимости ее границы представляют прямые линии с угловыми коэффициентами $k_L = -1$ для ламинарного и $k_T = -0,24$ для турбулентного течения.

Таким образом, использование проточных ГДД в опорах роторов авиационных ГТД проблематично с точки зрения устойчивости ротора и обеспечения заданных динамических характеристик.

3.2. Учет технологических допусков изготовления демпферного зазора

Существенное влияние на динамические характеристики ГДД оказывает точность выполнения размера демпферного зазора [182-183]. При проектировании гидростатического демпфера для опор ротора ТНА главного двигателя возвращаемого аппарата «Спейс Шаттл» исследовалось влияние разброса величины демпферного зазора на динамические параметры и характеристики роторной системы [184]. Авторами исследований было показано, что при возможном варьировании за счет технологических допусков величины демпферного зазора в интервале $\delta_0 = 25,4 \dots 63,5$ мкм коэффициент демпфирования может изменяться в 2,5 раза. Анализ парамет-

ров, проведенный для демпферов опор роторов компрессоров ТРДД ПС-90А (рис.1.6, ∂, e), показал, что разброс значений демпферного зазора $\delta_0=0,15...0,182$ мм согласно рабочим чертежам составляет 32 мкм или 20% от номинального значения. В этом случае при варьировании величины демпферного зазора, обусловленном технологическими допусками, при прочих постоянных параметрах разброс значений коэффициента демпфирования d_k , рассчитанный по зависимости из табл. 2.1 для короткого ГДД с полным охватом смазкой, составляет 73%.

На рис. 3.4 представлены зависимости безразмерной тангенциальной $\bar{F}_\tau$ и радиальной $\bar{F}_R$ составляющих гидродинамической силы, рассчитанные по обобщенной методике короткого ГДД [15] опоры КВД ТРДД ПС-90А, от критерия ε при технологическом разбросе демпферного зазора (варьирование критерия σ).

Из графиков видно, что для безразмерной тангенциальной составляющей $\bar{F}_\tau$ при $\varepsilon=0,6$ разброс составляет 25%.

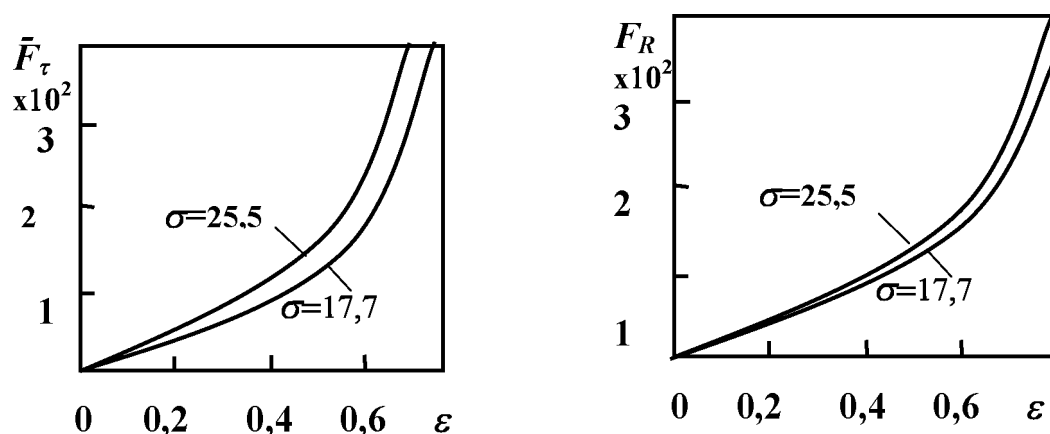


Рис. 3.4. Зависимости динамических характеристик ГДД ТРДД ПС-90 от относительного эксцентриситета

Учитывая, что размерное значение составляющих гидродинамической силы имеет функциональную зависимость от демпферного зазора в виде $F=12\mu\Omega R^3 L \bar{F} / \delta_0^2$, разброс характеристик для F_τ достигает 80%.

При изготовлении ГДД опор роторов для обеспечения заданных динамических характеристик с погрешностью, не превышающей $\pm 15\%$, необходимо уменьшать допуски на выполнение демпферного зазора до 10% от

его номинального значения. Этого можно добиваться путем увеличения номинального значения демпферного зазора и ужесточения допусков на изготовление втулок статора и вибратора. Однако величина демпферного зазора ограничена радиальными зазорами в компрессоре и турбине.

Известно, что увеличение радиального зазора по концам лопаток компрессора на 1% приводит к снижению его КПД на 1...2%, а запаса газодинамической устойчивости ΔK_y на 3%. Следует отметить, что по опыту доводки двигателя RB-199 [185] с малыми размерами проточной части, такое увеличение зазора привело к снижению ΔK_y на 8%.

В связи с этим не рекомендуется проектировать ГДД с демпферным зазором более 0,2 мм. Выполнение допусков даже по пятому качеству при изготовлении втулок, образующих демпферный зазор, которые, как правило, имеют диаметр больше 150мм, не позволяет достичь необходимой точности обеспечения динамических параметров и характеристик ГДД. В массовом производстве для обеспечения заданной точности величины демпферного зазора можно рекомендовать использовать селективную сборку. Для экспериментальных же конструкций демпферов и мелкосерийного производства можно добиться необходимого повышения точности обеспечения величины демпферного зазора путем введения зависимого размера для втулки вибратора, когда ее номинальный размер задается после изготовления, установки и обмера статорной втулки. В случае, когда втулкой - вибратором является наружное кольцо подшипника качения, как, например, в турбине ТРДД Д-18 (см. рис.1.16,а), необходимо окончательно шлифовать статорную втулку после ее запрессовки в корпус опоры. Это особенно актуально еще и по соображениям неопределенности распределения между корпусом опоры и втулкой статора натяга, с которым осуществляется монтаж последней.

3.3. Учет запрессовки статорной втулки ГДД в корпус

Для исключения утечек смазки по стыку между корпусом опоры и статорной втулкой 2 (см. рис.1.5,б), последнюю обычно запрессовывают с натягом, обеспечивающим герметичность соединения при рабочей температуре. В качестве примера рассмотрим конструкцию опоры КВД ПС-90А (см. рис. 1.6,е).

Радиальный натяг для среднестатистических параметров определим по зависимости

$$\Delta R = (\alpha_{M2} - \alpha_{cm}) R(t_{max} - t_0) = 0,19 \text{ мм},$$

где $\alpha_{M2}=2,7 \dots 2,8 \cdot 10^{-5}$ 1/град и $\alpha_{cm}=1,1 \dots 1,3 \cdot 10^{-5}$ 1/град – коэффициенты линейного расширения магниевого сплава и стали соответственно;
 $R=115,5$ мм – наружный радиус статорной втулки; $t_{max}=130^\circ \text{ С}$ – максимальная допускаемая температура статорной втулки; $t_0=20^\circ \text{ С}$ – температура статорной втулки при нормальных условиях окружающей среды.

Определим контактное давление P_κ , возникающее от такого натяга, для чего воспользуемся соотношением [186]:

$$P_\kappa = \Delta R / AR = 6,13 \text{ МПа}. \quad (3.6)$$

$$\text{Здесь } A = \frac{(1-\nu)R^2 + (1+\nu)R_1^2}{E_{M2}(R_1^2 - R^2)} + \frac{(1-\nu)R^2 + (1+\nu)R_2^2}{E_{cm}(R^2 - R_2^2)} = 2,69 \cdot 10^{-4} \text{ 1/МПа},$$

где $\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона для металлов; $E_{M2}=0,43 \cdot 10^5$ МПа и $E_{cm}=2 \cdot 10^5$ МПа – модули Юнга магниевого сплава и стали соответственно;
 $R_1=160$ мм – наружный радиус корпуса; $R_2=112,5$ мм – внутренний радиус статорной втулки.

Теперь определим деформацию ΔR_2 по внутреннему диаметру статорной втулки демпфера [187], возникающую вследствие натяга при температуре, соответствующей нормальным условиям окружающей среды:

$$\Delta R_2 = \frac{2P_\kappa R}{E_{cm}[1 - (R/R_2)^2]} = 0,13 \text{ мм}. \quad (3.7)$$

Следовательно, после запрессовки статорной втулки и остывания до нормальной температуры окружающей среды величина демпферного зазора будет составлять $\delta_0=0,02 \dots 0,05$ мм.

Такое уменьшение демпферного зазора приведет к значительному увеличению демпфирования, и упругодемпферная опора будет работать как жесткая стойка на режимах разгона, пока двигатель еще не прогрелся.

На рабочем режиме, после прогрева двигателя, радиальный натяг должен уменьшиться до величины, обеспечивающей герметичность стыка,

$$\Delta p = (\alpha_{мг} - \alpha_{ст}) R(t_{max} - t_p) = 0,05 \text{ мм},$$

где $t_p=100^\circ \text{ С}$ – рабочая температура статорной втулки.

В этом случае, согласно уравнениям (3.6) и (3.7), контактное давление $P_k=1,68 \text{ МПа}$ и деформация втулки статора по внутреннему радиусу составит $\Delta R_2=0,035 \text{ мм}$. Следовательно, при изготовлении статорной втулки необходимо делать припуск в радиальных размерах R и R_2 на $0,35 \text{ мм}$, иначе при запрессовке в корпус опоры на рабочем режиме величина демпферного зазора будет $\delta_0=0,115...0,145 \text{ мм}$. Погрешность в обеспечении коэффициента демпфирования может достигать 120% .

Для снижения влияния деформации от запрессовки необходимо увеличивать толщину статорной втулки до $4,5...5 \text{ мм}$. При этом на рабочем режиме возрастает натяг в соединении с корпусом опоры на $5...7\%$, а деформация втулки по внутреннему диаметру уменьшится на $20...30\%$.

С целью исключения влияния деформации от запрессовки необходимо устанавливать статорную втулку по наружной цилиндрической поверхности с зазором в корпус опоры и фиксировать в осевом направлении. Для устранения утечек из каналов подвода смазки через радиальный зазор его необходимо уплотнять резиновыми кольцами по торцам.

3.4. Учет шероховатости рабочих поверхностей демпферного зазора

Важным технологическим фактором является качество обработки поверхностей, образующих рабочие зазоры. Вопрос о влиянии шероховатости на динамические характеристики ГДД не являлся актуальным до тех пор, пока в качестве рабочей жидкости использовались минеральные и синтетические масла, у которых коэффициент динамической вязкости составляет $10^{-3}...10^{-2} \text{ Па}\cdot\text{с}$. Это позволяло получать оптимальные значения коэффициента демпфирования при величинах демпферного зазора $\delta_0>0,1 \text{ мм}$.

При проектировании демпферов опор роторов турбонасосных агрегатов подачи жидкого кислорода [184] или криогенного топлива, например для ТРДД НК-88 самолета ТУ-155 [24], потребная величина демпферного зазора составляет $\delta_0=25...80 \text{ мкм}$. При работе демпфера с относительным эксцентриситетом $\varepsilon=0,5$ величина слоя смазки может уменьшиться до $12,5$

мкм, что соизмеримо с суммарной максимальной величиной шероховатостей $R_{z1} + R_{z2}$ поверхностей, образующих демпферный зазор.

Влиянию шероховатости на работоспособность подшипников уделялось большое внимание в течение последних 30 лет. Известны многочисленные работы [188,...,193], посвященные анализу влияния шероховатости поверхности на среднее давление и несущую способность подшипников в условиях гидродинамической смазки.

Впервые Рой и Элрод выявили влияние одномерной шероховатости обеих поверхностей рабочего зазора на несущую способность подшипника [191]. В работе [192] авторами было показано, что область применения уравнения Рейнольдса ограничена, поэтому в случае, когда толщина смазочного слоя соизмерима с расстоянием между элементами шероховатости, необходимо использовать уравнение Стокса. Однако Чжоу и Сейбл [193] доказали справедливость применения усредненного уравнения Рейнольдса для гидродинамической смазки, когда шероховатость представляет собой случайную функцию продольной координаты с быстро затухающей статистической связью, а длина подшипника велика по сравнению с линейным масштабом корреляции микронеровностей. В этом случае среднеквадратичное отклонение от параметров гладкой поверхности определяет уровень влияния шероховатости поверхности.

Наиболее общую модель трехмерной шероховатости применили Патир и Чжен [190]. Они предложили метод получения усредненного уравнения Рейнольдса с помощью средней величины расхода смазки через зазор с изотропной и направленной шероховатостью поверхностей. Согласно их методике математическое ожидание выражения толщины пленки смазки в формуле расхода заменяется произведением $\psi_x \bar{h}^3$ и $\psi_z \bar{h}^3$, где ψ_x и ψ_z - коэффициенты расхода, которые определяются в зависимости от вида шероховатости и значений скоростей вдоль координатных осей x и z . Коэффициенты расхода, например для поверхностей с изотропной шероховатостью, хорошо аппроксимируются выражением [190]

$$\psi_z = \psi_x = 1 - 0,9 \exp(-0,56 \bar{h} / \sigma_i),$$

где $\bar{h}$ - номинальная величина зазора, определяемая как расстояние между средними уровнями рабочих поверхностей; $\sigma_i = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ - среднеквадратичное отклонение совместной шероховатости поверхностей. Сложность данного метода заключается в определении коэффициентов расхода. Ана-

литически удобно определять номинальную толщину смазочного слоя как расстояние между средними уровнями каждой поверхности. Первыми использовали стохастический подход для решения уравнения Рейнольдса в радиальных подшипниках Кристенсен и Тондер [188], представив толщину смазочного слоя в виде $\bar{h} = h(\varphi, z) + h_s(\xi)$, где $h_s(\xi)$ стохастическая составляющая, измеренная от номинального положения поверхности, а ξ - случайная переменная, характеризующая шероховатую поверхность. В случае предположения о Гауссовском (нормальном) распределении шероховатости поверхностей, что справедливо при обработке рабочих поверхностей шлифованием или тонким точением, номинальное значение зазора определяется в виде $\bar{h} = \delta_0 + 3\sigma_i$. Можно доказать, что среднее абсолютное отклонение $R_{ai} = \sigma_i \sqrt{2/\pi} \cong 0,798\sigma_i$ [194], следовательно, $\sigma_i \cong 1,25R_{ai}$. Влияние шероховатости поверхностей будем рассматривать в области малых величин демпферного зазора, поэтому ограничимся рассмотрением ламинарного режима течения смазки и сделаем допущение о незначительном влиянии сил инерции на гидродинамику.

При использовании таких допущений гидродинамическая задача для ГДД в выбранных координатах (рис.1.5), сводится к решению усредненного уравнения Рейнольдса в виде

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} (\psi_x \bar{h}^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi}) + R^2 \psi_z \bar{h}^3 \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = 12\mu R^2 (e\Omega \sin \varphi + \dot{e} \cos \varphi), \quad (3.8)$$

где $\bar{h} = \delta_0 + 3\sigma_i + e \cos \varphi$ - величина номинального демпферного зазора на угловой координате φ .

Течение смазки в коротком демпфере (см. рис.1.5,б) преобладает в осевом направлении вдоль координаты z . В этом случае можно пренебречь первым слагаемым в левой части уравнения (3.8) и оно примет следующий вид:

$$\psi_z \bar{h}^3 \frac{d^2 P}{dz^2} = 12\mu (e\Omega \sin \varphi + \dot{e} \cos \varphi). \quad (3.9)$$

При использовании в ГДД упругих изотропных элементов движение втулки-вибратора происходит по круговым орбитам, при этом $\dot{e} = 0$, а следовательно, уравнение (3.9) еще более упрощается. Зададим граничные условия в коротком непроточном демпфере (см. рис.1.5,б) в виде

$$P=P_{II} \text{ при } z=L/2; \quad \frac{dP}{dz}=0 \text{ при } z=0, \quad (3.10)$$

где P_{II} - давление подачи смазки в питающей канавке.

Дважды проинтегрировав уравнение (3.9) с учетом граничных условий (3.10), получим зависимость распределения давления в демпферном зазоре

$$P = P_{II} - 6\mu e \Omega [(L/2)^2 - z^2] \sin \varphi / \psi_z \bar{h}^3. \quad (3.11)$$

В безразмерных параметрах уравнение (3.11) перепишется в виде

$$\bar{P} = \bar{P}_{II} - \frac{\lambda^2 \varepsilon (0,25 - \bar{z}^2) \sin \varphi}{2[1 - 0,9 \exp(-0,56 / \bar{\sigma})](1 + 3\bar{\sigma})^3 (1 + \varepsilon \cos \varphi)^3},$$

где $\bar{\sigma} = \sigma_i / \delta_0$ - безразмерный параметр шероховатости.

Составляющие безразмерной гидродинамической силы в ГДД найдем для случая симметричного расположения питающей канавки, как изображено на рис.1.5,в, интегрированием безразмерного давления :

$$\begin{aligned} \bar{F}_\tau &= - \int_{\bar{z}_1(\varphi)}^{\bar{z}_2(\varphi)} d\bar{z} \int_{\varphi_1(\bar{z})}^{\varphi_2(\bar{z})} \bar{P}(\bar{z}, \varphi) \sin \varphi d\varphi; \\ \bar{F}_r &= - \int_{\bar{z}_1(\varphi)}^{\bar{z}_2(\varphi)} d\bar{z} \int_{\varphi_1(\bar{z})}^{\varphi_2(\bar{z})} \bar{P}(\bar{z}, \varphi) \cos \varphi d\varphi, \end{aligned}$$

где $\bar{z}_1(\varphi)$, $\varphi_1(\bar{z})$, $\bar{z}_2(\varphi)$, $\varphi_2(\bar{z})$ - координаты границы начала и конца пленки смазки.

Рассмотрим случай половинного охвата втулки-вибратора смазкой в пределах от π до 2π . Выражения для безразмерных составляющих гидродинамической силы в этом случае будут иметь вид:

$$\bar{F}_\tau = \frac{\pi \varepsilon \lambda^2}{24(1 + 3\bar{\sigma})[1 - 0,9 \exp(-0,56 / \bar{\sigma})](1 - \varepsilon^2)^{1,5}}; \quad (3.12)$$

$$\bar{F}_r = \frac{\varepsilon^2 \lambda^2}{6(1 + 3\bar{\sigma})[1 - 0,9 \exp(-0,56 / \bar{\sigma})](1 - \varepsilon^2)^2}. \quad (3.13)$$

Из анализа выражений (3.12) и (3.13) видно, что безразмерные составляющие гидродинамической силы уменьшаются с ростом параметра шероховатости, причем при значении параметра шероховатости $\bar{\sigma} = 0$ имеет место предельный переход к выражениям для идеально гладкого зазора (см.табл.2.1). На рис.3.5 приведена зависимость относительной гидродинамической силы $f_{R,\tau}$ от безразмерного параметра шероховатости $\bar{\sigma}$. Параметр $f_{R,\tau}$ представляет собой отношение составляющих гидродинамической силы, вычисленных без учета шероховатости ($\bar{\sigma} = 0$), к составляющим силы, рассчитанным по предлагаемой методике с учетом шероховатости.

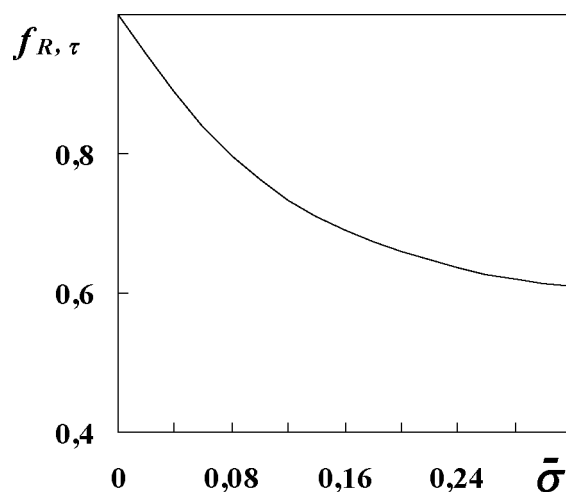


Рис.3.5. Зависимость относительной силы $f_{R,\tau}$ от безразмерного параметра шероховатости $\bar{\sigma}$

Из графиков видно, что влияние шероховатости на динамические характеристики необходимо учитывать при значениях параметра шероховатости $\bar{\sigma} \geq 0,04$, так как в противном случае погрешность в определении составляющих гидродинамической силы будет более 12%, что превышает погрешность экспериментального определения гидродинамического давления и сил в ГДД [76]. Следовательно, для гидродинамических демпферов опор роторов ГТД, в которых величина демпферного зазора больше 100 мкм, чистота обработки рабочих поверхностей должна быть не менее чем $Ra=1,25$, а для ГДД турбонасосных агрегатов, в которых величина демпферного зазора 30...50 мкм, шероховатость рабочих поверхностей должна быть не более $Ra=0,63$. В этих случаях значение параметра

$\bar{\sigma} \leq 0,04$ и можно не учитывать влияние шероховатости при расчете динамических характеристик.

3.5. Оценка влияния температуры на динамические параметры ГДД

В процессе работы двигателя температура в опоре ротора возрастает, что вызвано термодинамическим процессом, работой сил вязкого трения в демпфере и фрикционным нагревом подшипника качения. Влияние охлаждения смазки подшипников качения на их температурный режим исследовалось в ряде работ отечественных [41,42] и зарубежных [166] авторов, в то время как влияние температуры на динамические характеристики ГДД практически не исследовалось. До настоящего времени расчеты гидродинамических демпферов как определяющего элемента динамических параметров опоры проводились без учета изменения температуры смазки в демпферном зазоре и его температурных деформаций.

3.5.1. Влияние температуры на величину демпферного зазора

Существенное влияние на составляющие гидродинамической силы, согласно уравнениям табл. 2.1, оказывает величина демпферного зазора.

Изменение величины демпферного зазора δ_0 за счет изменения температуры составляет величину

$$\Delta\delta_0 = \Delta R_c - \Delta R_e, \quad (3.14)$$

где ΔR_c и ΔR_e – соответственно температурная деформация втулок статора и вибратора. Здесь $\Delta R_i = \alpha_i R_i \Delta t$, где α_i – коэффициент линейного расширения материала втулок вибратора и статора; R_i – радиус соответствующей втулки.

Термодинамический процесс в ГТД на установившемся режиме приводит к равномерному прогреву пространства вокруг опоры. Если гидродинамический демпфер непосредственно не контактирует с подшипником качения, как, например, в опоре двигателя Д-36 (рис.1.6,б), то температуру втулок статора и вибратора можно принять одинаковой. Чтобы свести к минимуму влияние температуры на величину демпферного зазора, материал втулок статора и вибратора рекомендуется выбирать с одинаковым коэффициентом линейного расширения. С учетом этого уравнение (3.14) примет вид

$$\Delta\delta_0 = \alpha_i \Delta t (R_c - R_e) = \alpha_i \Delta t \delta_0.$$

Втулки вибратора и статора обычно изготавливают из высокопрочных сталей. Для сталей коэффициент линейного расширения в интервале температуры 20...100°C находится в пределах $1,05...1,27 \cdot 10^{-5} \text{ град}^{-1}$. Увеличение температуры в опоре компрессора, например на 100°C, приведет к изменению демпферного зазора не более чем на 0,13 %, что практически не повлияет на динамические характеристики ГДД. Максимальное увеличение температуры в опоре турбины может достигать 200°C, при этом демпферный зазор изменится не более чем на 0,25 %, что также незначительно повлияет на динамические характеристики демпфера.

3.5.2. Влияние температуры на параметры рабочей жидкости

Повышение температуры в демпфере приведет к снижению плотности и вязкости смазки. Зависимость плотности от температуры может быть представлена в виде

$$\rho = \rho_0 / (1 + \beta_t \Delta t),$$

где ρ_0 и ρ - плотность при температуре соответственно t_0 и $t = t_0 + \Delta t$; $\beta_t = 8 \cdot 10^{-4} 1/^\circ\text{C}$ – коэффициент объемного расширения [195].

Радиальная составляющая гидродинамической силы имеет прямо пропорциональную функциональную зависимость от плотности смазки. Следовательно, повышение температуры смазки на 100°C приведет к снижению F_R согласно уравнениям табл.2.1 не более чем на 7,5%.

Влияние температуры на вязкость смазки можно оценить по зависимости

$$\mu = \mu_0 \exp[-\gamma(t - t_0)],$$

где μ и μ_0 - коэффициент динамической вязкости соответственно при температуре t и t_0 ; γ - коэффициент для смазок, равный 0,023...0,033 $1/^\circ\text{C}$ [195].

Таким образом, изменение температуры смазки всего на 3°C приведет к изменению вязкости, а согласно уравнениям из табл.2.1 – радиальной и тангенциальной составляющей гидродинамической силы – на 10%.

Следовательно, при проектировании ГДД необходимо учитывать подогрев смазки, обусловленный термодинамическим процессом в двигателе.

Повышение температуры может быть учтено путем термометрирования смазки, подаваемой в демпфер, на основных режимах работы ГТД.

3.5.3. Тепловыделение в демпферном зазоре ГДД

Оценим влияние на динамические характеристики ГДД повышения температуры смазки в демпферном зазоре за счет тепловой энергии, выделяющейся из-за диссипации механической энергии при колебаниях ротора.

Во многих работах по теории смазки [196],[4] широкое распространение получило предположение о том, что температура в несущей масляной пленке изменяется в направлении лишь одной из координат: или вдоль, или поперек пленки. Первое допущение означает, что во внимание принимается только конвективный перенос тепла, осуществляемый смазкой, движущейся в зазоре. Согласно второму допущению конвекция не учитывается, а считается, что вся теплота, выделившаяся при трении, отдается окружающим деталям посредством теплопроводности.

Естественно, что в общем случае имеют значение оба вида теплопередачи, хотя в определенных условиях одним из видов можно пренебречь. Наиболее распространенное допущение, используемое при решении температурной задачи – предположение о постоянстве температуры по толщине масляной пленки. Обычно такое допущение обосновывается тем, что если теплоотдачей от слоя пренебречь и тем самым рассматривать слой как теплоизолированный, то производные от температуры по координате на границах слоя будут равны нулю [196]. Отсюда делается вывод о равенстве нулю производной температуры по координате в поперечном направлении слоя по всей толщине пленки и, как следствие, о независимости температуры от толщины слоя.

При наличии больших окружных скоростей в подшипниках скольжения может наблюдаться значительная неравномерность температуры по толщине слоя смазки [4]. Однако эта неравномерность снижается с увеличением расстояния от входа в зазор и оценивается параметром ξ_L , равным отношению безразмерной координаты в направлении течения к числу Пекле $Pe = c_p \rho \delta_0^2 U / L \lambda_{жс}$, где c_p и $\lambda_{жс}$ - теплоемкость и теплопроводность смазки; U - линейная скорость.

В работе [4] доказано, что при значениях параметра $\xi_L > 1$ можно пренебречь изменением температуры по толщине слоя смазки.

Оценим значения параметра ξ_L для короткого ГДД. Реальные конструкции коротких ГДД авиационных ГТД имеют следующие пределы изменения геометрических параметров демпферного зазора: $L=20\ldots 40$ мм, $\delta_0=0,1\ldots 0,2$ мм, $\varepsilon=0\ldots 0,8$. Максимальная рабочая температура используемой в авиационных ГТД смазки ИПМ-10 не превышает 220°C , поэтому всегда значения комплекса $c_p\rho/\lambda_{жс}<1,78\cdot 10^7$ с/м². Если принять линейную скорость $U=e\Omega$, тогда значение параметра $\xi_L=Pe^{-1}$, подсчитанное по всей длине демпфера, $\xi_L<1$ лишь при скоростях прецессии ротора $\Omega\geq 2000$ с⁻¹. Так как ротор авиационного ГТД, как правило, совершает синхронную прецессию, то в коротких ГДД, установленных в опорах роторов, вращающихся с частотой до 2000 с⁻¹, можно принимать температуру постоянной по толщине слоя смазки.

В длинном ГДД температуру смазки (как и в коротком) будем принимать постоянной по толщине слоя смазки, так как течение происходит в окружном направлении, что значительно увеличивает длину пути, а согласно данным работы [4] с увеличением расстояния от входа в зазор неравномерность температуры снижается.

Тепло, выделившееся в демпфере, будем определять через осредненную по толщине слоя смазки мощность трения [4]

$$N=FU=F_\tau e\Omega+F_R\dot{e},$$

где F – гидродинамическая сила сопротивления в слое смазки;

F_τ и F_R – соответственно тангенциальная и радиальная составляющие гидродинамической силы, определяемые, например, выражениями из табл. 2.1; $\dot{e}$ – линейная скорость вдоль линии, соединяющей центры втулок вибратора и статора демпфера; $e\Omega$ – скорость, перпендикулярная линии центров.

Количество тепловой энергии, выделившееся за время τ ,

$$Q_d=N\tau=(F_\tau e\Omega+F_R\dot{e})\tau. \quad (3.15)$$

Для круговой прецессии $\dot{e}=0$, поэтому при наличии упругого изотропного элемента вторым слагаемым уравнения (3.15) можно пренебречь. Выделившееся за счет диссипации тепло частично отводится через стенки, а также уносится смазкой с утечками q_d из демпферного зазора. Величина утечек определяет повышение температуры смазки в демпфере

$$\Delta t_d=N/(c_v q_d), \quad (3.16)$$

где c_v – объемная теплоемкость смазки; q_d – объемные утечки из демпфера.

Даже если пренебречь отводом тепла в стенки демпфера, сразу определить подогрев смазки не представляется возможным, так как количество выделившегося тепла является функцией силы F_τ , которая существенно зависит от температуры смазки. Поэтому задача решается методом последовательных приближений.

В качестве примера рассмотрим короткий демпфер опоры двигателя Д-36 (рис.1.6,б) с параметрами: $L=30$ мм; $R=125$ мм; $\delta_0=0,15$ мм;

$$\mu=2\cdot 10^{-3} \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}^2; \rho=763 \text{ кг}/\text{м}^3; C_p=2,38 \frac{\text{кДж}}{\text{кгК}}; \lambda_{жс}=0,126 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}.$$

Пусть этот ГДД работает с относительным эксцентриситетом $\varepsilon=0,4$ на рабочем режиме с частотой прецессии $\Omega=530\text{с}^{-1}$.

Чтобы обеспечить работу ГДД с температурой на $\Delta t_\delta=0,1^\circ\text{C}$ больше, чем температура поступающей смазки, что не противоречит допущению об изотермическом течении, необходимо иметь утечки из демпфера объемом всего 1 л/мин.

Согласно уравнениям табл.2.1 при одинаковых физических параметрах демпфирование в длинном ГДД может быть в 100...300 раз больше, чем в коротком. Следовательно, чтобы температура смазки в длинном ГДД повышалась не более чем на $\Delta t_\delta=0,1^\circ\text{C}$, необходимо иметь утечки около 100 л/мин. Результаты экспериментальных проливов показали, что утечки в непроточных ГДД через уплотнения по торцам демпферного зазора составляют 1...3 л/мин.

Расход смазки через демпферный зазор единичной ширины вдоль оси z при ламинарном течении в коротком ГДД определяется зависимостью

$$q_z = - \frac{\delta^3}{12\mu} \frac{dP}{dz},$$

где $dP/dz=12\mu ez\Omega\sin(\varphi)/\delta^3$ - градиент давления в демпферном зазоре.

Сделав подстановки, получим на выходе из демпферного зазора ($z=L/2$)

$$q_z = - eL\Omega \sin\varphi /2.$$

Проинтегрируем последнее уравнение в пределах от π до 2π , что соответствует области выдавливания смазки из демпферного зазора. Учитывая, что демпфер состоит из двух половин, а также что $d\varphi=Rdx$, получим

выражение для расхода смазки через демпферный зазор короткого ГДД в виде

$$q_{\partial} = \int_{\pi}^{2\pi} q_z d\varphi = RLe\Omega.$$

Для приведенных выше параметров короткого ГДД получим расход смазки $q_{\partial}=7,2$ л/мин. В проточном демпфере весь этот объем вытесняется из демпфера. Следовательно, подогрев смазки за счет диссипации энергии колебаний в таком демпфере существенно меньше $0,1^{\circ}\text{C}$ и его можно не учитывать в расчетах. Для непроточных ГДД введем безразмерный параметр расхода смазки $\bar{q}_{\partial} = \frac{q_{\partial}}{RLe\Omega}$. Теоретически область изменения параметра $\bar{q}_{\partial}$ для короткого непроточного ГДД находится в пределах $0 < \bar{q}_{\partial} < 1$. В реальных же конструкциях имеют место утечки через уплотнения в демпферном зазоре, поэтому рассмотрим область изменения $\bar{q}_{\partial}=0,01 \dots 1$.

Для оценки влияния повышения температуры в демпферном зазоре за счет диссипации механической энергии введем параметр относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы $f_{\tau}^t = F_{\tau}^t / F_{\tau}$, где F_{τ}^t и F_{τ} – тангенциальные составляющие, рассчитанные по зависимостям из табл.2.1 соответственно с учетом подогрева смазки в демпферном зазоре и без учета подогрева.

Учитывая, что в непроточном ГДД лишь небольшая часть жидкости (5...10%) уносится с утечками через уплотнения и пополняется через питающие отверстия, то при установившемся режиме работы расчетную температуру смазки для определения гидродинамической силы можно принять равной $t_p = t_n + \Delta t_{\partial}$, где t_n – температура подачи смазки в демпферный зазор.

Расчеты тангенциальной составляющей гидродинамической силы для непроточного ГДД с учетом подогрева в демпферном зазоре будем проводить с использованием значения коэффициента динамической вязкости μ_p , соответствующего t_p .

На рис.3.6 приведены зависимости от относительного эксцентриситета ε относительных тангенциальных составляющих $f_{k\tau}^t$ для короткого (а) и $f_{\partial\tau}^t$ для длинного (б) ГДД при различных значениях параметра расхода $\bar{q}_{\partial}$.

Из рис.3.6,а видно, что для приведенных безразмерных определяющих параметров рассчитанные без учета теплообмена через стенки демп-

ферного зазора значения $f_{k\tau}^t > 0,95$ во всем диапазоне изменения относительного эксцентриситета. Таким образом, расчеты по изотермической модели ГДД дают погрешность, не превышающую 6% в сравнении с расчетами по методике, учитывающей подогрев смазки.

В длинном демпфере (рис.3.6,б) параметр относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы $f_{\partial\tau}^t$ нелинейно убывает с ростом параметра ε . Следовательно, погрешность в определении составляющих гидродинамической силы без учета подогрева смазки в этом случае возрастает и при значениях параметра $\bar{q}_\partial=0,1$ может превышать 100%.

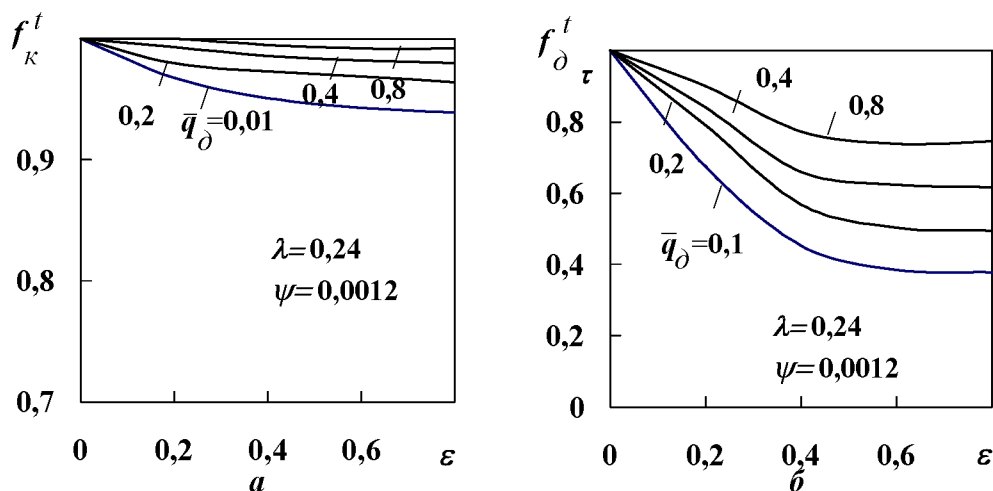


Рис.3.6. Зависимости от критерия ε относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы для непроточных ГДД:

a – для короткого; $б$ – для длинного

С уменьшением безразмерного параметра расхода погрешность в определении составляющих гидродинамической силы возрастает. Таким образом, для снижения температуры смазки необходимо увеличивать утечки из непроточного ГДД.

3.5.4 Тепловыделение в подшипниках качения

В большинстве конструкций ГДД (см. рис.1.5) втулку вибратора 1 устанавливают непосредственно на наружное кольцо подшипника качения, а втулку статора 2 запрессовывают в корпус опоры. Смазка из демпферного зазора 3 вытесняется в питающую канавку 6, откуда отводится через специальные каналы. В ряде конструкций, как, например, в опоре компрессора высокого давления ТРДД ПС-90 (см. рис.1.6,е), масло из питающей канавки поступает в форсунку для смазки подшипника качения.

Из-за фрикционного нагрева в подшипнике качения повышается температура масла, поступающего через систему каналов для его смазки и охлаждения. Температура масла на выходе из подшипника качения определяется зависимостью [41]

$$t_{\text{вых}} = t_{\text{ex}} + 60 Q_M / c_p \rho q_n, \quad (3.17)$$

где t_{ex} – температура масла на входе в подшипник, °C; Q_M – количество тепла, подводимого к маслу, ккал/с; c_p – теплоемкость масла, ккал/кг°C; ρ – плотность масла при температуре $t_{cp} = (t_{\text{вых}} + t_{\text{ex}})/2$; q_n – расход масла через подшипник, л/мин.

Тепловыделение (в ккал/с) в радиальном роликовом подшипнике при интенсивной струйной подаче смазки [41]

$$Q_{\Pi} = K_{\eta} (0,03 q_n^{0,58} e^{dn \lambda_p} + 10^{-3} F_r^{\vartheta_p} - 10^{-7} dn - 0,04). \quad (3.18)$$

Здесь $\lambda_p = (1,96 - 0,043 q_n) 10^{-6}$; $\vartheta_p = 0,61 + 10^{-7} dn$; n – частота вращения, об /мин; d – диаметр отверстия подшипника, мм; F_r – радиальная нагрузка, кгс;

$$K_{\eta} = q_n^{0,011(1,04\nu-1)} + 0,011(1,04\nu-1)/q_n, \quad \text{если } \nu \geq 9,6;$$

$$K_{\eta} = 1/[q_n^{(0,015(1,04\nu-1)} + 0,015(1,04\nu-1)/q_n], \quad \text{если } \nu < 9,6,$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости смазки, сСт.

Тепловыделение в радиальных и радиально-упорных шариковых подшипниках при интенсивной струйной смазке определяют (в ккал/с) по следующей эмпирической формуле [41]:

$$Q_{\text{ш}} = K_{\eta} [(2,2 + 1,5 q_n) 10^{-2} e^{\lambda_{\text{ш}} dn} + \Delta Q_{\text{ш}r} + \Delta Q_{\text{ш}a}],$$

где $\Delta Q_{\text{ш}r} = 10^{-3} F_r^{\vartheta_{\text{ш}}} - 0,03 + 1,2 \cdot 10^{-7} dn$ – слагаемое, учитывающее влияние на тепловыделение величины радиальной нагрузки; $\lambda_{\text{ш}} = 10^{-6} (1,93 - 0,058 q_n)$; $\vartheta_{\text{ш}} = 0,61 + 1,2 \cdot 10^{-7} dn$; $\Delta Q_{\text{ш}a} = 3,2 \cdot 10^{-12} e^{0,45 q_n (dn)^{1,4}} F_a^{\chi}$ – приращение тепловыделения при действии осевой нагрузки F_a ; $\chi = 0,763 - 0,5 \cdot 10^{-7} dn - 0,27 \cdot 10^{-3} q_n^{3,33}$.

Тепловыделение зависит от прокачки масла через подшипник. Величина оптимальной прокачки масла определяется по зависимости [41]

$$q_n = q_p + 1,2 \cdot 10^{-6} d_m n,$$

где $q_p=0,5(P<1)$; $q_p=1,0(1<P<5)$; $q_p=1,5(5<P<15)$; $q_p=2,0(15<P<25)$; $q_p=2,5(P>25)$ - дополнительная прокачка (л/мин), зависящая от динамической нагрузки P , кН; d_m - средний диаметр подшипника, мм .

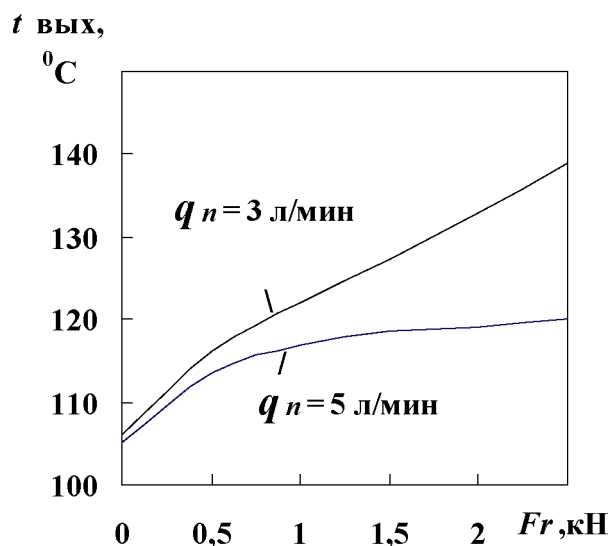


Рис.3.7. Зависимость температуры на выходе из роликоподшипника от радиальной нагрузки при $t_{\text{вх}}=100^{\circ}\text{C}$

Расчеты температуры смазки на выходе для подшипников качения опор роторов ДЛА по зависимостям (3.17) и (3.18) показали (рис. 3.7), что температура может повышаться на 10...40°C в зависимости от величины прокачки масла, радиальной нагрузки на подшипник и оборотов ротора. Это подтверждается экспериментальными данными для подшипников, приведенными в работе [166], где также показано, что температура по ширине наружного кольца шарикоподшипника распределяется не линейно, а имеет максимум на линии контакта тел качения с беговой дорожкой. Для роликовых подшипников распределение температуры по ширине беговой дорожки можно принимать по линейному закону. Следовательно, радиус наружного кольца подшипника со стороны выхода смазки может быть больше, чем со стороны входа на величину $\Delta R_n = \alpha_n R_n (t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})$, где α_n - коэффициент линейного расширения колец подшипника; R_n - радиус наружного кольца подшипника при температуре подачи смазки.

Применение в конструкции тонкостенной втулки вибратора, напрессованной на подшипник качения, в этом случае приведет к неравномерной деформации демпферного зазора. Следовательно, при проектировании гид-

родинамических демпферов это необходимо учитывать и ограничивать влияние температурных деформаций от фрикционного нагрева подшипников.

Наружное кольцо подшипника нужно устанавливать с гарантированным зазором во втулку вибратора, толщина которой должна быть соизмерима с толщиной кольца подшипника.

Подача смазки для охлаждения подшипника с двух сторон дает равномерное поле температуры по ширине подшипника. В этом случае расчеты показывают, что температура на выходе из подшипника будет ниже, чем для одностороннего подвода смазки при том же расходе при условии принятия ее равной средней арифметической между температурой входа и выхода из подшипника при односторонней подаче.

При установившемся тепловом режиме все тепло, выделившееся в подшипнике, отводится маслом, т.е. $Q_{II}=Q_M$, а при достаточной подаче смазки температуру наружного кольца принимают равной температуре смазки на выходе из подшипника [41]. В работе [166] было показано, что температура наружного кольца подшипника качения отличается от температуры смазки на выходе менее, чем на 1°C , а через некоторое время температура становится одинаковой по толщине кольца.

Следовательно, при установившемся режиме можно принять температуру втулки-вибратора смонтированной на подшипник качения, равной температуре смазки на выходе из подшипника.

3.5.5. Влияние тепловыделения в подшипнике качения на параметры ГДД

На работающем двигателе в демпфере происходит теплообмен между втулкой вибратора и смазкой, находящейся в демпферном зазоре, а также между смазкой и наружной стенкой демпферного зазора. Принято считать, что количество тепла, приобретаемого или отдаваемого телом, при прочих равных условиях пропорционально поверхности тела и разности между его температурой и температурой окружающей среды. Поэтому для практических расчетов установившегося теплового потока, отводимого от твердой поверхности к жидкости или подводимого от жидкости к твердой поверхности, исторически сложилась формула $Q=\alpha_{жс}(T_{ст}-T_{жс})S\tau$, где $\alpha_{жс}$ - коэффициент теплоотдачи жидкости; $T_{ст}$ - температура стенки канала; $T_{жс}$ - температура жидкости; S - площадь омываемой поверхности; τ -время.

По существу, эта формула является только некоторым формальным приемом, переносящим все трудности расчета теплопередачи на определение коэффициента $\alpha_{ж}$.

Обычно для описания процесса теплообмена используются термодинамические критерии подобия:

$Nu = \alpha_{ж} l_0 / \lambda_{ж}$ - критерий Нуссельта;

$Pr = \mu c_p / \lambda_{ж}$ - число Прандтля;

$Re = \omega_0 l_0 / \nu$ - число Рейнольдса,

где l_0 - характерный размер поверхности теплообмена; ω_0 - характерная скорость. Коэффициент теплоотдачи в кольцевом зазоре определяется уравнением

$\alpha_{ж} = \frac{Nu \lambda_{ж}}{2 \delta_0}$ [197]. В зависимости от формы зазора, направления и

вида течения жидкости в демпферном зазоре критерий Нуссельта принимает различные значения.

Для ламинарного течения смазки в круглом канале при постоянной температуре критерий $Nu = 3,66$ [197].

Для рассматриваемого примера $\delta_0 = 0,15 \text{ мм}$, а $\lambda_{ж} = 0,126 \frac{\text{Вт}}{\text{мК}}$, тогда получим $\alpha_{ж} = 1,537 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{К}}$.

При изменении температуры омываемой поверхности по линейному закону критерий $Nu = 4,36$ и, соответственно, $\alpha_{ж} = 1,831 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{К}}$.

Для турбулентного течения смазки в круглом канале критерий Нуссельта может быть рассчитан для значений $0,5 < Pr < 200$ с помощью выражения [197]

$$Nu = \frac{0,023 Pr Re^{0,8}}{1 + 2,14 Re^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)}. \quad (3.19)$$

В случае, когда короткий демпфер с приведенными выше физическими параметрами работает с эксцентриситетом $e = 0,1 \text{ мм}$ при частоте $\Omega = 1000 \text{ с}^{-1}$, получим значения критериев $Re = 2eL\Omega\rho/\mu = 2289$ и $Pr = 38,9$. Подставляя значения критериев в уравнение (3.19), получаем значение $Nu = 38,4$ и, соответственно, $\alpha_{ж} = 16,134 \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2 \text{К}}$.

Таким образом, в турбулентном потоке на порядок возрастает теплоотдача от стенок к жидкости и наоборот. Расчет теплоотдачи при турбулентном те-

чении в кольцевой щели для $Pr > 0,6$ и $Re > 7000$ можно вести по зависимости [197]

$$Nu = 0,015 Pr^{0,4} Re^{0,8} (D_H / D_B)^{0,25}.$$

В коротком демпфере течение можно рассматривать как осевое в кольцевом зазоре. При течении смазки в осевом направлении в кольцевых каналах коэффициент теплоотдачи определяется по зависимости [197]

$$\alpha_{жс} = \alpha_{жс} \{1 - 0,14 (D_B / D_H)^{0,6}\}, \quad (3.20)$$

где $\alpha_{жс}$ - коэффициент теплоотдачи в круглом канале; D_B - внутренний диаметр, а D_H - наружный диаметр канала.

В рассматриваемой конструкции ГДД при ламинарном режиме течения смазки в демпферном зазоре для установившегося теплового режима, согласно уравнению (3.20), получим значение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{жс} = 0,86 \alpha_{жс}$.

Рассмотрим тепловой баланс в опоре ротора, где короткий ГДД смонтирован на роликовый подшипник (рис.3.8).

При установившемся режиме уравнение теплового баланса можно записать в следующем виде:

$$Q_1 + Q_2 - Q_3 - Q_4 = 0. \quad (3.21)$$

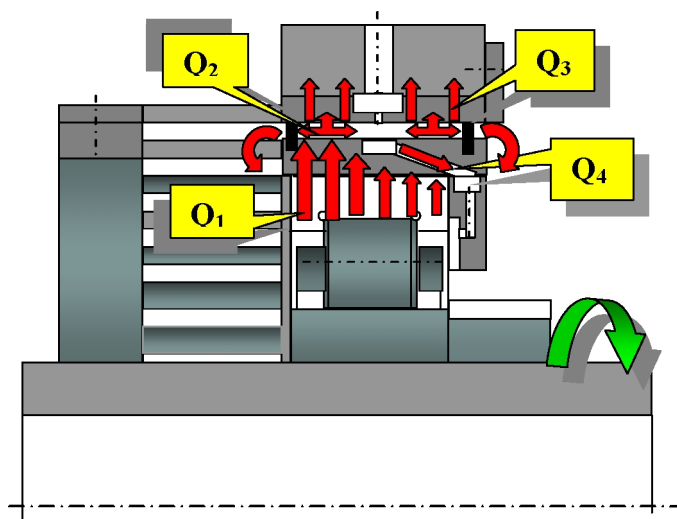


Рис.3.8. Схема тепловых потоков в опоре ГДД

Здесь в случае полного охвата втулки вибратора смазкой при ламинарном режиме течения $Q_1 = 2\pi R_6 L \alpha_{жс} (T_6 - T_{жс}) \tau$, - количество тепла, подводимое от роликоподшипника через втулку вибратора к смазке в демпферном зазоре; $Q_2 = \pi \mu \Omega^2 \varepsilon^2 L^3 R \tau / \delta (1 - \varepsilon)^{1,5}$ - количество тепла, выделившееся в демпфере за счет диссипации механической энергии; $Q_3 = 2\pi R_c L \alpha_{жс} (T_{жс} - T_c) \tau$,

- количество тепла, отводимое от смазки через наружную стенку демпферного зазора; $Q_4 = c_v q_{\partial} \tau \Delta T$ - количества тепла, уносимое с утечками из демпфера через уплотнения и каналы для смазки подшипника.

Подставив в уравнение (3.21) выражения для тепловых потоков в единицу времени, получим следующее выражение:

$$2\pi RL\alpha_{жс}(T_{\partial}-T_c)+\pi\mu_{ср}\Omega^2\varepsilon^2L^3R/[\delta(1-\varepsilon)^{1.5}]-c_{вср}q_{\partial}\Delta T=0. \quad (3.22)$$

Здесь $R=(R_{\partial}+R_c)/2$ - радиус демпфера принимается для упрощения выражения; T_{∂} - температура втулки вибратора; T_c - температура втулки статора; $\Delta T=T_{вых}-T_n$, где $T_{вых}$ - температура смазки на выходе из демпфера; T_n - температура смазки, подаваемой в демпфер; $\mu_{ср}$ и $c_{вср}$ - соответственно коэффициент динамической вязкости и объемная теплоемкость смазки при температуре $T_{ср}=(T_{вых}+T_n)/2$.

Уравнение (3.22) решается относительно ΔT методом последовательных приближений.

В качестве примера рассмотрим короткий демпфер с характерными параметрами, приведенными в разделе 3.5.3. Задавшись точностью вычисления температуры 0,1К и принимая температуру втулки статора равной температуре подачи $T_n=393$ К смазки ИПМ-10, получим, что при $q_n = q_{\partial} = 3$ л/мин подогрев смазки в подшипнике будет 26,5 К, а в демпфере составит 10,8 К.

Следовательно, температура смазки на выходе из демпферного зазора установится 403,8 К, при этом ее вязкость изменится на 20%, что существенно повлияет на динамические характеристики ГДД.

При возникновении областей с турбулентным режимом течения необходимо определить границы областей с различными режимами течения согласно рекомендациям работы [15]. В каждой области в зависимости от режима течения выбирается коэффициент теплоотдачи. Выражение для уравнения теплового баланса не приводится из-за громоздкости выражения тангенциальной составляющей гидродинамической силы при смешанном режиме течения.

На рис.3.9 приведены зависимости от безразмерного параметра расхода $\bar{q}_{\partial}$ относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы для короткого непроточного ГДД $f_{k\tau}^t = F_{k\tau}^t / F_{k\tau}$, где $F_{k\tau}^t$ и $F_{k\tau}$ - тангенциальные составляющие, рассчитанные согласно методик изложенных в работе [15] соответственно с учетом подогрева смазки в демпферном зазоре по среднему

значению коэффициента динамической вязкости μ_{cp} , соответствующего T_{cp} , и без учета подогрева.

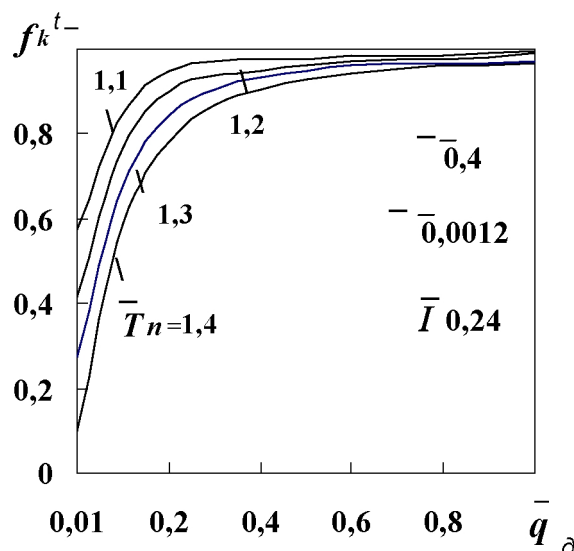


Рис.3.9. Зависимости относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы $f_{k\tau}^t$ от параметра $\bar{q}_\delta$ при полном охвате в коротком ГДД

Из рис.3.9 видно, что относительная тангенциальная составляющая гидродинамической силы $f_{k\tau}^t$ увеличивается нелинейно с ростом относительного расхода смазки $\bar{q}_\delta$ при всех значениях параметра температуры подогрева в подшипнике $\bar{T}_n = t_{вых} / t_{вх}$, что приводит к снижению погрешности в определении гидродинамической силы без учета подогрева смазки.

Из рис.3.9 следует, что погрешность при определении гидродинамических сил в изотермической модели течения смазки возрастает с увеличением параметра $\bar{T}_n$ и может составлять для реальных конструкций коротких ГДД при $\bar{q}_\delta = 0,1$ более 80%.

Рассмотрим длинный ГДД как изогнутую щель с зазором δ_0 и шириной L . В этом случае [197] $\alpha_{жс} = Nu \lambda_{жс} / \delta_0$.

При подогреве щели с двух сторон и линейном изменении температуры вдоль поверхности критерий $Nu = 8,24$. Тогда $\alpha_{жс} = 1,73$ кВт/м²К, а при постоянной температуре $Nu = 7,5$ и $\alpha_{жс} = 1,57$ кВт/м²К.

Если обогрев щели происходит с одной стороны, то при постоянной температуре $Nu = 4,86$ и $\alpha_{жс} = 1,02$ кВт/м²К, а если температура поверхности

теплообмена изменяется по линейному закону, то $Nu=5,40$ и $\alpha_{ж}=1,13 \text{ кВт/м}^2\text{К}$ [197].

Влияние кривизны поверхности щели оценим по зависимости

$$\varepsilon_{изг} = 1 + 1.8 \frac{2\delta_0}{R}, \quad (3.23)$$

где $\varepsilon_{изг}$ - поправочный коэффициент для коэффициента теплоотдачи плоской щели, учитывающий кривизну [197].

Для реальных конструкций ГДД геометрические параметры принимают значения $R=30 \dots 130 \text{ мм}$, $\delta_0=0,15 \dots 0,4 \text{ мм}$. Тогда из уравнения (3.23) получаем $\varepsilon_{изг}=1,002 \dots 1,029$. Таким образом, в длинном ГДД кривизна щели влияет на коэффициент теплоотдачи незначительно. Погрешность вычислений без учета кривизны составит не более 3 %.

Тепловой баланс в опоре, где на роликовый подшипник смонтирован длинный ГДД, будет также описываться уравнением (3.21). Однако тепловыделение из-за диссипации механической энергии в демпферном зазоре при полном охвате смазкой и ламинарном режиме течения (согласно данным табл.2.1) запишется в виде

$$Q_2 = 24\pi\mu\Omega^2\varepsilon^2LR^3\tau / [\delta(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{0,5}].$$

Тогда уравнение (3.22) примет следующий вид:

$$2\pi R_{cp}L\alpha_{ж}(T_e - T_c) + 24\pi\mu\Omega^2\varepsilon^2LR^3 / [\delta(2+\varepsilon^2)(1-\varepsilon^2)^{0,5}] - c_v q_d \Delta T = 0.$$

Решая последнее уравнение методом последовательных приближений и принимая утечки смазки 3 л/мин, получим, что в демпферном зазоре длинного ГДД с параметрами, такими же, как в примере для короткого ГДД, подогрев смазки на выходе из демпферного зазора составит $\Delta T = 61,7 \text{ К}$.

В длинном ГДД для снижения температуры смазки до рабочих значений необходимо обеспечивать больший расход смазки через демпферный зазор, чем в коротком, поэтому рассмотрим область изменения параметра $\bar{q}_d = 0,04 \dots 2$.

Из рис.3.10 видно, что относительная тангенциальная составляющая гидродинамической силы $f_{\partial\tau}^t$ увеличивается нелинейно с ростом относительного расхода смазки $\bar{q}_d$ при всех значениях параметра температуры подогрева в подшипнике $\bar{T}_n = t_{вих}/t_{вх}$. Погрешность в определении гидродинамических сил при изотермической модели течения смазки возрастает с увеличением параметра $\bar{T}_n$ и может составлять для реальных конструкций длинных ГДД при $\bar{q}_d = 0,4$ более 90%.

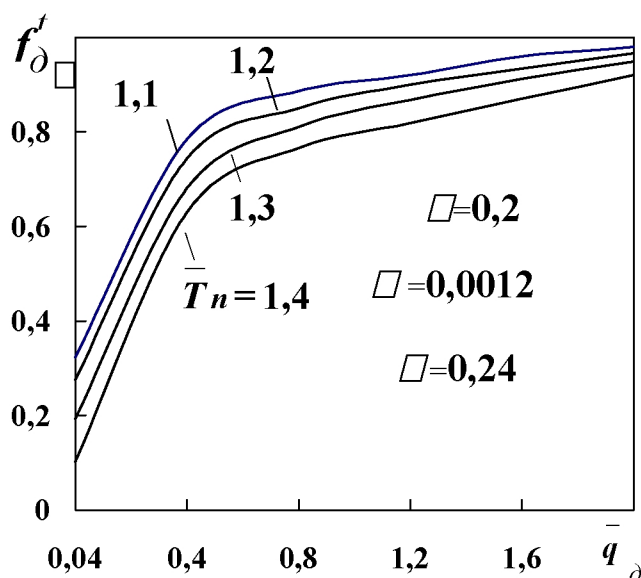


Рис.3.10. Зависимости относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы $f_{\partial\tau}^t$ от параметра $\bar{q}_{\partial}$ в длинном ГДД при полном охвате

Увеличение расхода через демпфер приводит к снижению температуры и соответственно погрешности в определении гидродинамической силы без учета подогрева смазки.

В результате проведенных в данном разделе исследований можно заключить, что при определении составляющих гидродинамической силы необходимо учитывать подогрев смазки в демпферном зазоре, обусловленный диссипацией механической энергии в длинном ГДД и тепловыделением в подшипнике качения, если втулка вибратора ГДД установлена непосредственно на его наружное кольцо. Для снижения влияния подогрева смазки необходимо увеличивать проток масла через демпферный зазор за счет использования специальных отводящих каналов.

3.6. Влияние деформации поверхности демпферного зазора на динамические характеристики ГДД

В опорах турбины и компрессора высокого давления, где повышенная температура смазки, для обеспечения требуемого демпфирования применяют длинные ГДД.

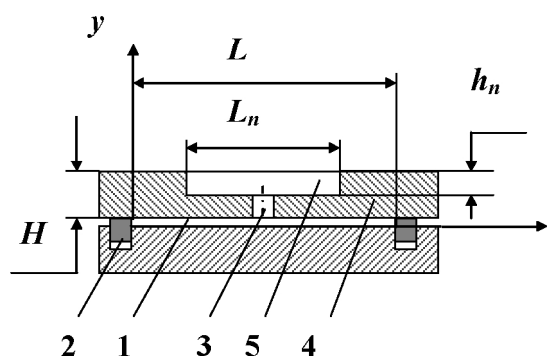


Рис 3.11. Поперечный
разрез длинного ГДД

Поперечный разрез такого демпфера представлен на рис. 3.11. В длинном ГДД демпферный зазор 1 по торцам уплотняют разрезными металлическими или резиновыми кольцами 2. Для подвода смазки в демпферный зазор через равномерно расположенные по окружности отверстия 3 конструкция должна предусматривать на наружной поверхности втулки статора 4, толщина которой H , проточку 5.

Глубина h_n и ширина L_n проточки определяются расходом смазки через демпфер и количеством отводимого тепла.

Для снижения веса корпус опоры ротора компрессора изготавливают из алюминиевого, титанового или магниевых сплава, а втулки вибратора и статора выполняют тонкостенными из легированных сталей.

В процессе работы двигателя температура в опорах компрессора может возрасти до $120...150^{\circ}\text{C}$, что вызвано рабочим процессом двигателя, работой сил вязкого трения в гидродинамическом демпфере и фрикционным нагревом подшипников. Если натяг в соединении втулки статора с корпусом опоры будет недостаточным, то так как коэффициент линейного расширения алюминиевого сплава практически в два раза больше чем стали, то в работе может появиться зазор между корпусом и втулкой статора над демпфером, где имеет место максимальная температура. С целью исключения температурных деформаций поверхностей демпфера из-за фрикционного нагрева подшипника наметилась тенденция размещения демпфера не в корпусе опоры над подшипником качения, а за ее пределами, как, например в опоре компрессора ТРДД Д-36 (рис.1.6,б). В этих случаях при работе демпфера происходит деформация втулки статора 4 под действием динамического давления, что приводит к увеличению демпферного зазора 1 (см. рис.3.11). Наличие проточки 5 на наружной поверхности статорной втулки 4 (рис.3.11) также приводит в процессе работы к деформации поверхности под проточкой, толщина втулки статора в этом месте будет $h_c = H - h_n$. В этом случае необходимо совместное решение задачи гидродинамики, деформирования и прочности.

До настоящего времени такая задача не решалась из-за больших трудностей вычислительного процесса. Решение такой задачи с необходи-

мой точностью возможно методом конечных элементов, однако длительный итерационный процесс в совокупности с решением гидродинамической задачи распределения давления в слое смазки требует больших затрат машинного времени и оперативной памяти. Появление у нас в стране персональных вычислительных машин с объемом оперативной памяти 64...512 Мбт и быстродействием 350...800 МГц позволило решить такую задачу с помощью программы ANSYS, использующей метод конечных элементов. Методика расчета состоит в организации итерационного процесса, в котором на каждом этапе решается классическая гидродинамическая задача (определение эпюры давления в окружном и осевом направлениях), а затем определяются деформации поверхностей втулок, образующих демпферный зазор, под действием этого давления.

В каждой последующей итерации эпюра давлений определяется уже с учетом изменившегося размера демпферного зазора. В качестве реализации этой методики была написана подпрограмма для пакета конечно-элементного анализа ANSYS. Она позволяет на основе геометрических параметров ГДД, заданных в базе ANSYS, где также находится конечно-элементная модель втулок, образующих демпферный зазор, выполнять расчет гидродинамических сил.

При выполнении подпрограммы осуществляются следующие основные этапы:

- задание граничных условий, определяющих закрепление деформируемых втулок, образующих демпферный зазор;
- определение величин составляющих гидродинамической силы аналитическим путем по зависимостям из табл.2.1;
- определение эпюры давления в демпферном зазоре;
- пересчет давления в узловые радиальные силы и расчет величин составляющих гидродинамической силы численным суммированием в виде

$$F_{\tau} = \sum_{i=1}^n P \sin(\varphi) \Delta x \Delta z \quad \text{и} \quad F_R = \sum_{i=1}^n P \cos(\varphi) \Delta x \Delta z.$$

При суммировании отрицательные значения, полученные при определении динамического давления, обнуляются, что соответствует возникновению кавитации смазки. Обычно в области кавитации давление принимается равным давлению насыщенных паров, однако это значение не превышает 10^{-3} МПа и им можно пренебречь без большого ущерба для точности решения. При определении составляющих гидродинамической силы численным методом необходимо оптимизировать число точек разбиения в окружном и осевом направлениях поверхностей, образующих демпферный

зазор, которые также используются в качестве узловых точек в базе AN-SYS. Точность определения величин составляющих гидродинамической силы возрастает с увеличением числа разбиений, но это, в свою очередь, ведет к возрастанию времени расчета сил и общего времени при работе с базой. Деформацию втулки вибратора можно не учитывать, если она не прессовывается на наружное кольцо подшипника качения, так как жесткость всего пакета велика. Оптимальное с точки зрения точности и времени расчета число окружных разбиений втулки, образующей демпферный зазор, составило 160 точек. При уменьшении числа точек разбиения вдоль оси втулки с 40 до 10 погрешность вычисления численным методом динамических характеристик составила $\delta F_R^h = 1,74\%$ и $\delta F_\tau^h = 0,95\%$.

Следовательно, увеличение осевого разбиения несущественно влияет на точность расчета составляющих гидродинамической силы. Число точек осевого разбиения колец необходимо выбирать из условия обеспечения правильной формы конечных элементов, помня о приемлемом времени расчета.

Для исследований влияния различных параметров демпфера на величину составляющих гидродинамической силы оптимально использовать число точек разбиений 20×160 .

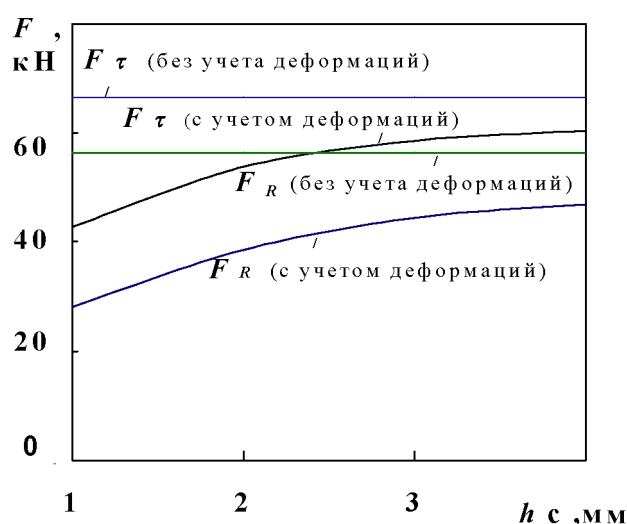


Рис. 3.12. Зависимости составляющих гидродинамической силы от толщины втулки под проточкой h_c при $\varepsilon=0,5$

В качестве примера рассмотрим длинный ГДД со следующими физическими параметрами: $R=100$ мм; $L=20$ мм; $L_n=15$ мм; $\delta_0=0,15$ мм;

$\mu_0=2\cdot 10^{-3}$ Н·с/м²; $\Omega=1047$ с⁻¹; $P_{II}=0,5$ МПа. Для упрощения задачи и уменьшения времени расчета рассматривается случай ламинарного течения смазки в демпферном зазоре при половинном охвате вибратора. Результаты расчетов приведены на рис.3.12.

Анализ результатов вычислений показывает, что при наличии свободы перемещения статорной втулки в радиальном направлении, например при наличии широкой распределительной канавки, ошибка при определении динамических характеристик длинного ГДД без учета деформации в демпферном зазоре может составлять до 50% на рабочих режимах работы. Это необходимо учитывать при проектировании гидродинамических демпферов.

Из графиков видно, что влияние деформации демпферного зазора при наличии большой распределительной канавки в длинном ГДД необходимо учитывать до значений толщины втулки статора h_c , равной 4 мм. В этом случае погрешность вычисления составляющих гидродинамической силы превышает 10 %, соответствующих точности экспериментальных измерений динамических характеристик [76].

Для распространения выявленных закономерностей на все устройства данного типа проведем исследование в безразмерных параметрах, полученных на основании теории размерностей и подобия. Это позволит уменьшить число переменных, влияющих на динамические характеристики демпфера.

В качестве определяющих критериев подобия для длинного ГДД при половинном охвате вибратора смазкой без учета сил инерции выбираем относительный эксцентриситет $\varepsilon=e/\delta_0$, безразмерный демпферный зазор $\psi=\delta_0/R$, безразмерную толщину статорной втулки $\bar{H}=h_c/R$. Пределы изменения безразмерных параметров принимаем $\varepsilon = 0...0,7$, $\psi = 0,015...0,05$, $\bar{H} = 0,01...0,04$. В качестве определяемых безразмерных параметров рассмотрим относительные составляющие гидродинамической силы $f_\tau=F\tau_c/F\tau_a$ и $f_R=F_{Rc}/F_{Ra}$. В этих выражениях индекс "с" соответствует расчетам с учетом деформации демпферного зазора, индекс "а"- расчетам по аналитическим зависимостям из табл.2.1 без учета деформации.

На рис.3.13,а представлена зависимость относительной радиальной составляющей гидродинамической силы f_R , а на рис.3.13,б – относительной тангенциальной составляющей гидродинамической силы f_τ от безразмерной толщины статорной втулки $\bar{H}$ для значений параметра $\psi=0,03$.

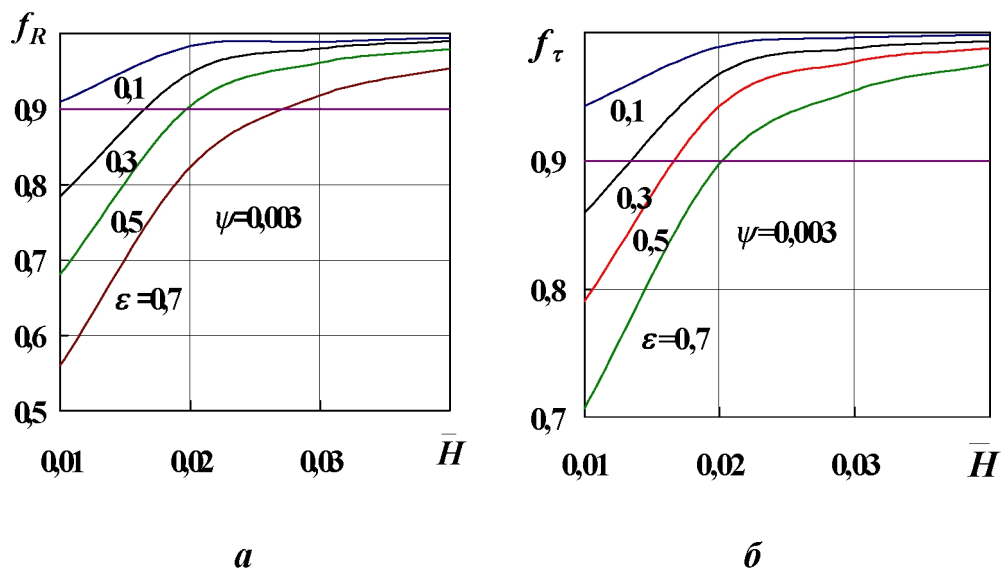


Рис. 3.13. Зависимость относительных составляющих f_τ и f_R гидродинамической силы от безразмерной толщины втулки

Из графиков видно, что уровень погрешности в 10 % при расчетах без учета деформации демпферного зазора достигается при работе с относительным эксцентриситетом $\varepsilon = 0,7$ при значениях параметра $\bar{H} = 0,02$ для f_τ и $\bar{H} = 0,027$ для f_R . Для случая, когда ширина распределительной канавки равна длине демпфера, количество определяемых параметров уменьшается до трех.

Построим трехмерную поверхность, характеризующую границы области влияния деформации в демпферном зазоре на определяемые динамические параметры. В качестве границы выбирается совокупность определяющих критериев, для которых значения определяемых динамических параметров, рассчитанных с учетом деформации демпферного зазора, отличаются от аналитических на 10%.

Границы влияния деформации демпферного зазора приведены для тангенциальной составляющей гидродинамической силы на рис.3.14.

Для радиальной составляющей границы влияния деформации представлены на рис.3.15.

Значения определяющих критериев, при которых необходимо учитывать влияние деформации демпферного зазора в длинном ГДД, лежат ниже рельефной поверхности.

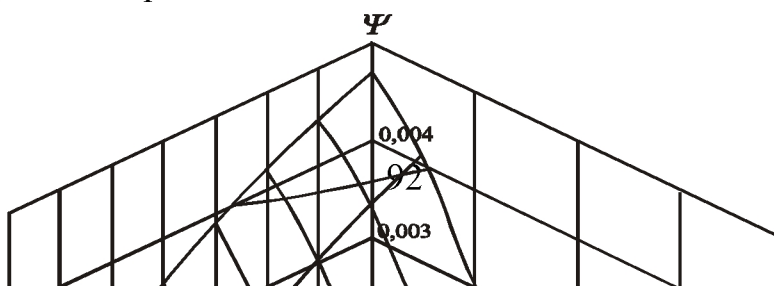


Рис. 3.14. Рельеф влияния деформации демпферного зазора для тангенциальной составляющей гидродинамической силы

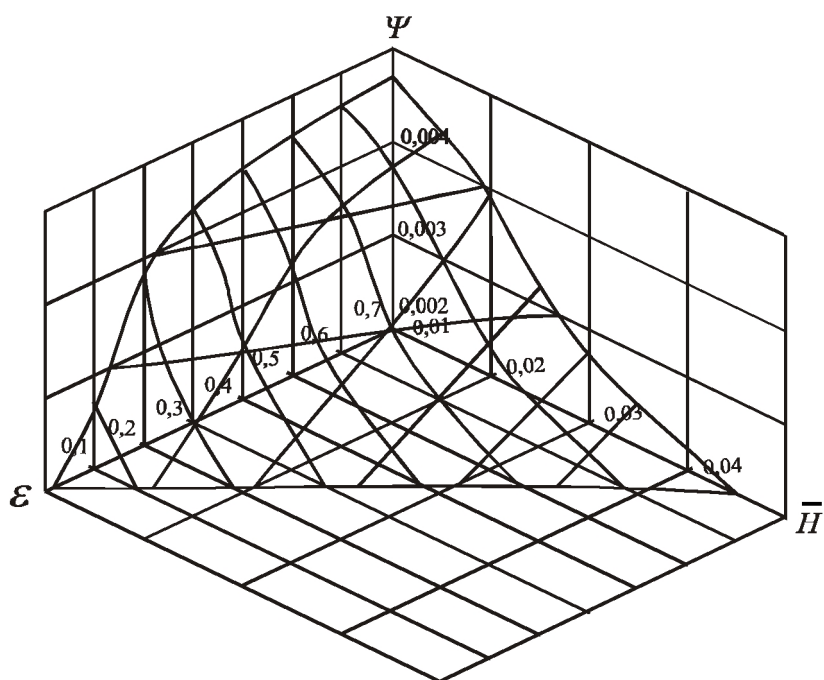


Рис. 3.15. Рельеф влияния деформации демпферного зазора для радиальной составляющей гидродинамической силы

Исследуем влияние ширины проточки для распределения смазки на динамические характеристики длинного ГДД с параметрами, приведенными выше, для случая толщины статорной втулки под проточкой $h_c=1$ мм. На рис.3.16 представлены зависимости безразмерных тангенциальной и радиальной составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета ε

при различных значениях параметра $k=L_n/L$, характеризующего отношение длины распределительной проточки к длине демпфера.

Верхние кривые на графиках рис.3.16 соответствуют составляющим гидродинамической силы, рассчитанным без учета деформации демпферного зазора, а последующие - с учетом деформации при различной ширине проточки.

Видно, что с увеличением параметра k растет погрешность в определении динамических характеристик без учета деформации.

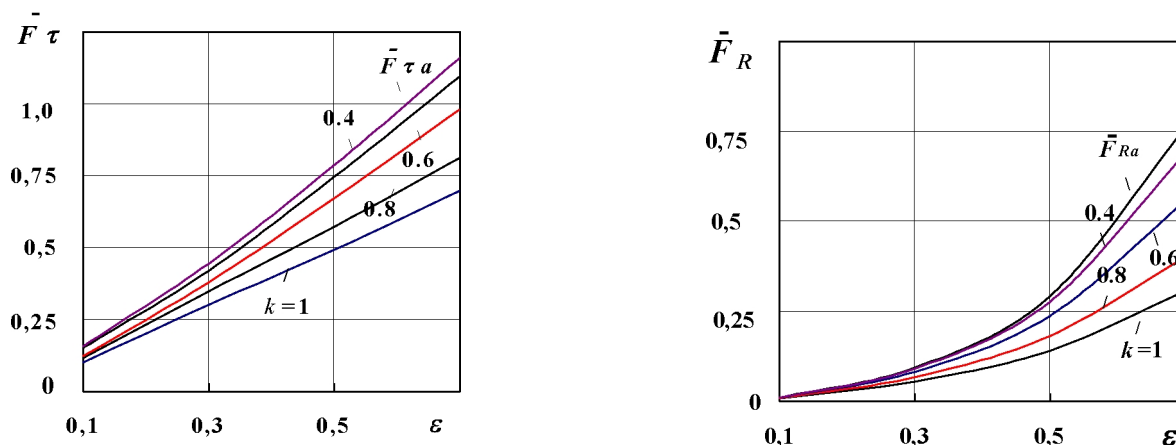


Рис. 3.16. Зависимости безразмерных тангенциальной и радиальной составляющих гидродинамической силы от критерия ε

Чтобы исключить влияние деформации на динамические характеристики длинного гидродинамического демпфера во всем диапазоне работы, включая резонансные режимы, распределительную проточку рекомендуется выполнять в корпусе опоры, а не на статорной втулке. Статорная втулка должна запрессовываться в корпус опоры с гарантированным натягом, превышающим температурные расширения, возникающие в процессе работы. Если статорная втулка имеет возможность деформироваться в радиальном направлении, то она должна выполняться с толщиной стенки, обеспечивающей значение произведения параметров $\psi \cdot \bar{H} > 8 \cdot 10^{-5}$.

Зависимости составляющих гидродинамической силы от относительного эксцентриситета становятся практически линейными при значении параметра $k=1$. Таким образом, конструктивными методами можно получить длинный ГДД с линейными характеристиками в рабочем диапазоне до значений $\varepsilon=0,7$.

4. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ И МЕТОДИКИ РАСЧЕТА АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчеты долговечности подшипников качения стандартных типов стандартизированы DIN ISO 281, а также отечественным стандартом ГОСТ 18855-82. Вместе с тем авиационные подшипники, как правило, имеют долговечность выше рассчитанной по указанным методикам. Это объясняется рядом причин: более высокое качество изготовления, более высокое качество применяемых для подшипниковых материалов, лучшие условия организации смазывания подшипников и др. Эти причины практически не учитываются в стандартных методиках расчета. Обширные и глубокие исследования долговечности авиационных подшипников качения позволили фирме FAG сделать уточнения к методике DIN ISO 281 и создать, таким образом, методику, которую можно рекомендовать для расчетов подшипников авиационной и аэрокосмической техники.

Весьма серьезные исследования влияния свойств материалов для изготовления подшипников и условий работы проведены фирмой SKF, создавшей собственные уточнения стандартной методики расчета.

В настоящей работе приводится методика расчета подшипников на базе методик фирм FAG и SKF с необходимыми дополнениями, сделанными на базе наших исследований.

4.1. Расчет подшипников качения по ГОСТ

В соответствии с отечественными стандартами [204,205] расчет долговечности авиационных подшипников качения производится по формуле

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{23}, \quad (4.1)$$

где L_h – расчетное значение номинальной долговечности подшипника;
 a_1, a_{23} – поправочные коэффициенты.

Расчетное значение номинальной долговечности определяется по стандартной методике расчета по формуле

$$L_h = 10^6 L / 60n, \quad (4.2)$$

где n – частота вращения кольца в об./мин.

При этом долговечность L подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца определяется по формуле

$$L = \left(\frac{C \cdot K_T}{P} \right)^m. \quad (4.3)$$

В формуле (4.3) экспериментальный показатель степени принимается равным $m = 3$ – для шариковых и $m = 3,33$ – для роликовых подшипников.

Приведенная динамическая нагрузка определяется по зависимостям:

$$P = VF_r K_\delta \quad - \text{ для радиальных подшипников;}$$

$$P = (VXF_r + YF_a) K_\delta \quad - \text{ для радиально-упорных подшипников;}$$

$$P \geq VF_r K_\delta$$

$$P = F_a K_\delta \quad - \text{ для упорных подшипников.}$$

Здесь X и Y - коэффициенты приведения динамической нагрузки.

Значения коэффициента безопасности K_δ рекомендуется определять по табл. 4.1 [206].

Коэффициент вращения V принимается равным $V = 1$ – при вращающемся внутреннем и неподвижном наружном кольцах и $V = 1,2$ – при вращающемся наружном и неподвижном внутреннем.

Значения динамической грузоподъемности C определяются по таблицам [206]. При этом для подшипников, предназначенных для работы при высоких температурах, табличное значение динамической грузоподъемности C следует умножить на температурный коэффициент K_T . Этот коэффициент учитывает влияние пониженной твердости рабочих поверхностей на контактную выносливость подшипниковых материалов.

Таблица 4.1

Значения коэффициента безопасности

Характер нагрузки на подшипник	K_δ	Область применения
Спокойная нагрузка	1,00	Механизмы управления, приборы и их приводы
Легкие толчки, небольшие вибрационные перезагрузки	1,05... 1,10	Механизмы управления, редукторы приборов, агрегатов и насосов
Умеренные толчки и вибрации	1,15... 1,20	Главные редукторы вертолетов и газотурбинных двигателей
Значительные толчки и вибрации	1,25... 1,35	Опоры вала винта, электроагрегаты
Работа с сильными ударами и высокими вибрационными перезагрузками	1,35... 1,60	Подшипники авиаколес

Для подшипников из стали ШХ15 значение коэффициента можно определить по табл. 4.2.

Таблица 4.2

**Значение температурного коэффициента для подшипников
из стали ШХ15**

Температура отпуска, °C	150	175	200	225	250	275	300
Обозначение	-	-	T	T1	T2	-	T3
Твердость, HRC	61	60	58,5	57	56	55	53,5
Допустимая рабочая температура, °C	125	150	175	200	225	250	275
Коэффициент K_T	0,960	0,905	0,855	0,800	0,755	0,710	0,665

Для подшипников из теплостойких сталей 8X4B9Ф2, М50 и М50NiL при температуре до 300 °C $K_T = 1$.

Для радиальных шариковых подшипников коэффициент приведения радиальной нагрузки $X=0,56$. Коэффициент приведения осевой нагрузки Y определяется по табл. 4.3 с учетом величины статической грузоподъемности [205].

Для шариковых и роликовых сферических подшипников $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha_0$.

Таблица 4.3

Значение коэффициентов осевого нагружения для радиальных шариковых подшипников

F_a/C_0	0,014	0,028	0,056	0,084	0,110	0,170	0,280	0,420	0,560
e	0,19	0,22	0,26	0,28	0,30	0,34	0,38	0,42	0,44
Y	2,30	1,99	1,71	1,55	1,45	1,31	1,15	1,04	1,00

Тогда для сферических шариковых подшипников:

$X = 1,0$ и $Y = 0,42 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) \leq e$;

$X = 0,65$ и $Y = 0,65 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) > e$.

Для сферических роликовых подшипников:

$X = 1,0$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a / (VF_r) \leq e$;

$X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a / (VF_r) > e$.

Для однорядных радиально-упорных шариковых подшипников с углом контакта $\alpha_0 = 12^\circ$ коэффициент приведения радиальной нагрузки

$X = 0,46$. Коэффициент приведения осевой нагрузки определяется по табл. 4.4.

Таблица 4.4

Значения коэффициентов осевого нагружения для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников при $\alpha_0 = 12^\circ$

F_a / C_0	0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,00

Для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha_0 = 26^\circ$ $X = 0,41$ и $Y = 0,87$, с углом контакта $\alpha_0 = 36^\circ$ - $X = 0,36$ и $Y = 0,64$.

Для сдвоенных радиально-упорных подшипников, установленных по схеме «тандем», коэффициенты приведения динамической нагрузки определяются, как для однорядных.

Для двухрядных или сдвоенных шарикоподшипников, установленных «в распор» или «в растяжку» коэффициенты приведения определяются по табл. 4.5.

Таблица 4.5

Значения коэффициентов осевого нагружения для сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипников при $\alpha_0 = 12^\circ$

F_a / C_0		0,014	0,029	0,057	0,086	0,110	0,170	0,290	0,430	0,570
e		0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	X	1,00								
	Y	2,08	1,84	1,69	1,52	1,39	1,30	1,20	1,16	1,16
$\frac{F_a}{VF_r} > e$	X	0,74								
	Y	2,94	2,63	2,37	2,18	1,98	1,84	1,69	1,64	1,62

Для сдвоенных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha_0 = 26^\circ$:

$X = 1,0$ и $Y = 0,92$ при $F_a / (VF_r) \leq 0,68$;

$X = 0,67$ и $Y = 1,41$ при $F_a/(VF_r) > 0,68$.

Для подшипников с углом контакта $\alpha_0 = 36^\circ$:

$X = 1,0$ и $Y = 0,63$ при $F_a/(VF_r) \leq 0,99$;

$X = 0,59$ и $Y = 1,04$ при $F_a/(VF_r) > 0,99$.

Для однорядных конических роликоподшипников:

$X = 0,4$ и $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

Для двухрядных и сдвоенных конических роликоподшипников $e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha_0$. Тогда коэффициенты приведения динамической нагрузки будут равны:

$X = 1,0$ и $Y = 0,45 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) \leq e$;

$X = 0,67$ и $Y = 0,67 \operatorname{ctg} \alpha_0$ при $F_a/(VF_r) > e$.

4.1.1. Определение коэффициента a_1

Известно, что расчетное значение номинальной долговечности L_h соответствует 90-процентной вероятности безотказной работы подшипника. При повышенных требованиях к вероятности безотказной работы вводится поправочный коэффициент a_1 .

На основе экспериментальных исследований значение коэффициента a_1 в зависимости от требуемой вероятности безотказной работы P_g определяется по формуле

$$a_1 = \left(\frac{\ln(1/P_g)}{\ln(1/0,9)} \right)^{1/e_0}. \quad (4.4)$$

Здесь e_0 – экспериментально определяемый коэффициент, значение которого рекомендуется принимать равным $e_0 = 10/9$ – для шариковых и $e_0 = 9/8$ – для роликовых подшипников.

После преобразований формулу (4.4) приведем к виду

$$a_1 = \left(\frac{\ln P_g}{\ln 0,9} \right)^{1/e_0}. \quad (4.5)$$

Для подшипников всех типов, изготавливаемых из сталей электрошлакового или вакуумного переплава, значение коэффициента можно принять:

вероятность безотказной работы P_g	0,90	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99
коэффициент a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

4.1.2. Проверка статической грузоподъемности подшипника

Проверку статической грузоподъемности рекомендуется выполнять по условию

$$f_S = \frac{C_0}{P_0} \geq s_0.$$

Здесь: f_S - критерий уровня нагруженности подшипника; s_0 - запас статической грузоподъемности, величину которого рекомендуется выбирать по табл. 4.6.

Таблица 4.6

Ориентировочные значения запаса статической грузоподъемности

Тип работы	Требования по малошумности					
	не важно		обычно		важно	
	шарико-подшипники	роliko-родшипники	шарико-подшипники	роliko-родшипники	шарико-подшипники	роliko-родшипники
Плавная без вибраций	0,5	1	1	1,5	2	3
Обычная	0,5	1	1	1,5	2	3,5
Отчетливые ударные нагрузки	$\geq 1,5$	$\geq 2,5$	$\geq 1,5$	≥ 3	≥ 2	≥ 4

Для сферических роликовых упорных подшипников рекомендуется принимать $s_0 \geq 4$.

Значение статической грузоподъемности C_0 определяется по таблицам [204,205]. Величина приведенной статической нагрузки определяется по формулам:

$$P_0 = F_r \quad \text{- для радиальных подшипников;}$$

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \quad \text{- для радиально-упорных подшипников;}$$

$$P_0 \geq F_r$$

$$P_0 = F_a \quad \text{- для упорных подшипников.}$$

Значение коэффициентов приведения статической нагрузки X_0 и Y_0 определяется по таблицам [205].

Для радиальных шарикоподшипников $X_0 = 0,6$ и $Y_0 = 0,5$.

Для сферических шариковых и роликовых подшипников $X_0 = 1,0$ и $Y_0 = 0,44 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

Для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников коэффициент приведения радиальной нагрузки $X_0 = 0,5$. Коэффициент приведения осевой нагрузки определяется в зависимости от угла контакта:

угол контакта α_0	12°	26°	36°
коэффициент приведения Y_0	0,46	0,37	0,28

Для сдвоенных шарикоподшипников, установленных по схеме «тандем», коэффициенты приведения определяются, как для однорядных.

Для двухрядных или сдвоенных шарикоподшипников, установленных «в распор» или «в растяжку», коэффициент приведения радиальной нагрузки $X_0 = 1,0$. Коэффициент приведения статической осевой нагрузки определяется в зависимости от угла контакта:

угол контакта α_0	12°	26°	36°
коэффициент приведения Y_0	0,94	0,74	0,56

Для однорядных конических роликоподшипников принимают $X_0 = 0,5$ и $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha_0$. Для двухрядных или сдвоенных - $X_0 = 1,0$ и $Y_0 = 0,44 \operatorname{ctg} \alpha_0$.

4.1.3. Определение коэффициента a_{23}

Коэффициент a_{23} учитывает, прежде всего, влияние на долговечность условий смазывания в контактах. Вместе с тем его величина зависит также от уровня нагрузок на подшипник и применяемых материалов.

По рекомендациям [204] значение коэффициента a_{23} устанавливается приближенно по табл. 4.7.

4.2. Уточненные расчеты по FAG

В соответствии с рекомендациями фирмы FAG [201] расчет долговечности авиационных подшипников качения производится по формуле

$$L_{ha} = L_h a_1 a_{23} f \cdot f_m f_t f_r, \quad (4.6)$$

где L_h – расчетное значение номинальной долговечности подшипника;
 $a_1, a_{23}, f, f_m, f_t, f_r$ – поправочные коэффициенты.

Таблица 4.7

Значение коэффициента a_{23} , учитывающего условия эксплуатации (по ВНИПП)

Тип подшипника	Условия эксплуатации		
	Обычное применение	При частично гидродинамической смазке без переко-сов	При полностью гидродинамической смазке для деталей из стали электрошлакового или вакуумного переплава
Все типы шариковых, кроме сферических	0,7...0,8	1,0	1,2...1,4
Роликовые цилиндрические и шариковые сферические	0,5...0,6	0,8	1,0...1,2
Роликовые конические	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3
Роликовые сферические	0,3...0,4	0,6	0,8...1,0

Расчет номинальной долговечности L_h и определение коэффициента a_1 , учитывающего требуемую вероятность безотказной работы, выполняется, как указано ранее. Значение коэффициента a_{23} определяется в зависимости от уровня нагруженности подшипника и условий смазывания в контактах.

Характеристика уровня нагруженности f_S определяется, как указано ранее.

4.2.1. Оценка режима смазывания подшипника

Влияние смазки на долговечность подшипников качения установлено экспериментально рядом отечественных и зарубежных исследователей и отражено в современных методах расчета [201,204]. При этом выбор коэффициента a_{23} в формуле (4.6) осуществляется в зависимости от харак-

теристики режима смазывания в подшипнике, определяемой по рекомендации Т. Тальяна отношением

$$\lambda = \frac{h}{\sqrt{R_{ck1}^2 + R_{ck2}^2}}, \quad (4.7)$$

где h – толщина смазочного слоя; R_{ck1}, R_{ck2} – средние квадратичные отклонения микронеровностей шероховатых поверхностей контактирующих тел.

На основе наших исследований [207,208] формула (4.7) для стандартных подшипников нормального класса точности приводится к виду

$$\lambda = K_0 (\mu d_m n)^{0,723} \alpha^{0,558} D_w^{0,277} \left(\frac{C_0}{P_0} \right)^{e_1} K_p^{-1}, \quad (4.8)$$

где: $e_1 = 0,167$ – для роликовых и $e_1 = 0,111$ – для шариковых подшипников; d_m – средний диаметр подшипника, мм; D_w – диаметр тела качения, мм.

Значение коэффициента K_0 определяется по табл. 4.8 в зависимости от отношения

$$\gamma = \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha_0, \quad (4.9)$$

где α_0 – угол контакта подшипника.

Таблица 4.8

Значения коэффициента K_0

γ	Значение K_0 для подшипников						
	роликовых			шариковых			
	радиальных конических сферических	игольчатых	упорных	радиальных	радиально-упорных	сферических	упорных
0,05	49,9	51,7	49,3	45,6	46,0	31,5	44,2
0,10	48,4			44,3	44,7		
0,15	46,7			42,8	43,2		
0,20	44,9			41,1	41,5		
0,25	42,9			39,4	39,8		

0,3 0	40,8			37,4	37,7		
----------	------	--	--	------	------	--	--

Коэффициент K_p , учитывающий разогрев смазки в зоне контакта, определяется по формуле

$$K_p = 1 + C_\gamma \mu^{0,65} (d_m n)^{1,3} \lg \left[C_1 \left(\frac{\mu d_m n}{D_w} \right)^{1,114} \cdot \alpha^{0,285} \left(\frac{C_0}{P_0^{e_2}} \right) \right], \quad (4.10)$$

где $e_2 = 0,0855$ – для роликовых и $e_2 = 0,057$ – для шариковых подшипников.

Коэффициент C_1 принимает значения:

$C_1 = 124,6$ – для роликоподшипников радиальных, конических и сферических;

$C_1 = 127,3$ – для игольчатых роликоподшипников;

$C_1 = 109,3$ – для упорных роликоподшипников;

$C_1 = 106,6$ – для радиальных шарикоподшипников;

$C_1 = 107,0$ – для радиально-упорных шариковых подшипников;

$C_1 = 100,1$ – для сферических шарикоподшипников;

$C_1 = 104,0$ – для упорных шарикоподшипников.

Значение коэффициента C_γ определяется по табл. 4.9.

Таблица 4.9

Значение коэффициента C_γ

Тип подшипника	Значение $C_\gamma \cdot 10^7$ для γ					
	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30
Все типы радиальных и радиально-упорных	3,49	3,46	3,40	3,32	3,22	3,10
Упорные			3,52			
Игольчатые			3,48			

Вязкость μ и пьезокоэффициент вязкости α смазки при расчетах по формулам (4.9) и (4.10) следует выбирать в зависимости от рабочей температуры подшипника, определяемой для всех типов радиальных и радиально-упорных подшипников по температуре внутреннего кольца, для сферических шариковых подшипников – по температуре наружного кольца. Значение вязкости μ и пьезокоэффициента вязкости α для некоторых типов

отечественных смазок приведены в табл. 4.11 и 4.12 [197]. Наиболее применяемые смазки для авиадвигателей приведены в табл. 4.10.

Таблица 4.10

Масла для авиационных двигателей
(ОСТ 1 00148-75)

Условное обозначение	1	2	3	4
Марка масла	МС-8п	ВНИИ НП-7	МН-7,5	Б-3В
Максимальная рабочая температура	150	150	150	175
Условное обозначение	5	6	7	8
Марка масла	ВНИИ НП 50-1-4ф	ИПМ-10	36/1-Ку	ВТ-301
Максимальная рабочая температура	175	200	200	240

Таблица 4.11

Зависимость вязкости смазки от температуры

Масла	Вязкость μ , Па·с, при температуре, °С						
	50	60	80	100	120	140	150
МС-20	0,114 0	0,076 0	0,034 0	0,018 4	0,010 5	0,007 0	0,005 7
75%МС- 20+25%Тр.	0,058 4	0,040 0	0,019 1	0,010 8	0,006 7	0,004 7	0,003 9
50%МС- 20+50%Тр.	0,026 5	0,020 6	0,010 5	0,006 4	0,004 1	0,003 0	0,002 6
25%МС- 20+75%Тр.	0,014 6	0,010 7	0,005 9	0,003 9	0,002 7	0,002 1	0,001 9
МК-8	0,007 4	0,005 5	0,003 0	0,002 0	0,001 6	0,001 3	0,001 2
Трансформатор- ное	0,007 4	0,005 5	0,003 2	0,002 2	0,001 6	0,001 4	0,001 3

МН-7, 5у	0,031 0	0,021 4	0,011 4	0,006 9	0,004 9	0,003 7	0,003 2
ВНИИ НП-7	0,022 4	0,016 9	0,010 1	0,006 4	0,004 6	0,003 4	0,003 1
Б-3В	0,023 2	0,016 3	0,008 3	0,005 3	0,003 5	0,002 6	0,002 2
ЛНМЗ-36/1 Ку	0,010 1	0,007 5	0,004 3	0,002 9	0,002 2	0,001 7	0,001 5
ВНИИ НП-50-1-4ф	0,068	0,005 5	0,003 8	0,002 8	0,002 1	0,001 7	0,001 5

Таблица 4.12

Зависимость коэффициента вязкости от температуры

№ п/п	Масла	Пьезокоэффициент $\alpha \cdot 10^8, \text{Па}^{-1}$ при температуре, °С						
		50	60	80	100	120	140	150
1	МС-20	2,25	2,07	1,78	1,45	1,13	0,83	0,66
2	75%МС-20+25%Тр	2,06	1,92	1,65	1,37	1,09	0,82	0,68
3	50%МС-20+50%Тр	1,92	1,60	1,54	1,30	1,07	0,81	0,68
4	25%МС-20+75%Тр	1,75	1,65	1,44	1,23	1,02	0,80	0,69
5	МК-8	1,59	1,50	1,32	1,14	0,96	0,78	0,69
6	Трансформаторное	1,59	1,50	1,32	1,14	0,96	0,78	0,69
7	МН-7,5у	1,26	1,23	1,11	1,01	0,90	0,79	0,74
8	ВНИИ НП-7	1,23	1,20	1,12	1,05	0,99	0,92	0,88
9	Б-3В	0,84	0,83	0,83	0,82	0,82	0,81	0,81
10	ЛНМЗ-36/1Ку	0,92	0,91	0,84	0,78	0,73	0,68	0,65
11	ВНИИ НП-50-1-4ф	0,94	0,91	0,83	0,77	0,71	0,64	0,61

Примечание: Тр. - трансформаторное масло

Для подшипников высокого класса точности полученное по формуле (4.9) значение λ необходимо умножить на коэффициент

$$K_R = \frac{0,1237}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}},$$

где R_{a1}, R_{a2} – средние арифметические отклонения микронеровностей шероховатых поверхностей, мкм.

4.2.2. Определение коэффициента a_{23}

Как указывалось ранее, коэффициент a_{23} учитывает, прежде всего, влияние на долговечность условий смазывания в контактах. Вместе с тем его величина зависит также от уровня нагрузок на подшипник и применяемых материалов. По рекомендациям фирмы FAG значение коэффициента a_{23} находится по рис. 4.1 в зависимости от характеристики режима смазывания λ .

Поле рис. 4.1 разделено на три области. Область I соответствует наиболее благоприятным условиям эксплуатации: максимальная чистота смазки в контактах и относительно невысокие нагрузки. При полном разделении колец и тел качения гидродинамической смазочной пленкой в области I возможен переход к высокой (до бесконечности) долговечности подшипника.

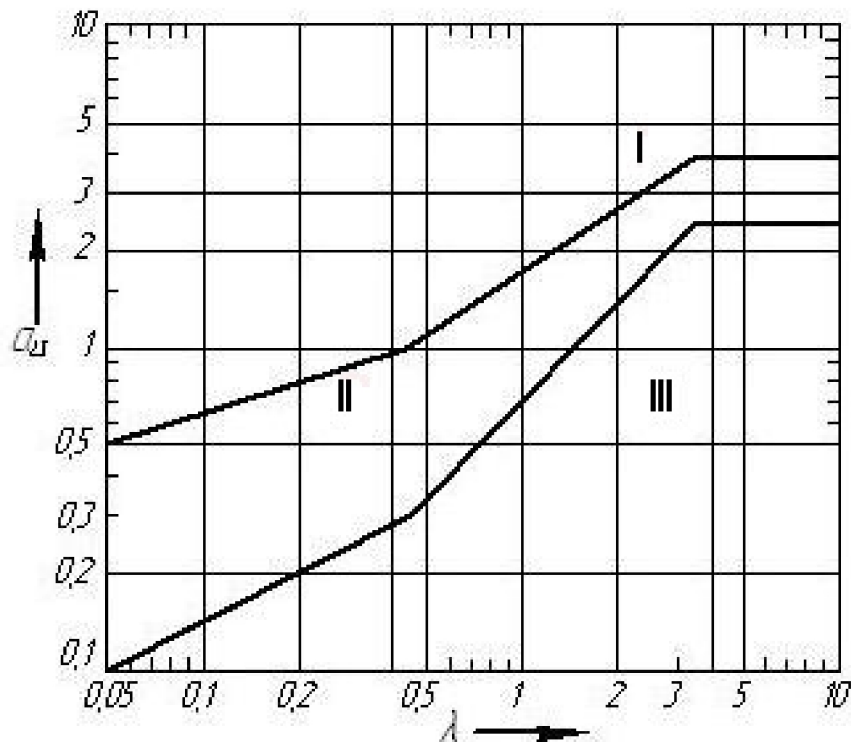


Рис.4.1. Зависимость коэффициента a_{23} от характеристики λ

Область II соответствует хорошим условиям эксплуатации: хорошая чистота смазки и использование присадок в смазочном материале, благоприятно влияющих на работу подшипника.

Область III соответствует неблагоприятным условиям эксплуатации: наличие загрязнений в смазочном материале, очень высокие нагрузки, недостаточные толщины гидродинамической смазочной пленки в контактах колец и тел качения.

Для выбора области определения коэффициента a_{23} находим предварительно вспомогательные коэффициенты K_1 и K_2 по табл.4.13.

После определения коэффициентов K_1 и K_2 находим область значений коэффициента a_{23} на рис. 4.1:

$K_1 + K_2 \leq 2$ - коэффициент a_{23} находится в области I;

$K_1 + K_2 = 3...4$ - коэффициент a_{23} находится в верхней части области II;

$K_1 + K_2 = 5...6$ - коэффициент a_{23} находится в нижней части области II;

Таблица 4.13

Значения коэффициента K_1 и K_2

Определяемая величина	Необходимые условия	Значение величины при уровне нагружения		
		$f_s \geq 8$	$8 > f_s \leq 4$	$f_s < 4$
K_1	Конструкция подшипника:			
	Шарикоподшипники радиальные и радиально-упорные	0	0	0
	Роликоподшипники с цилиндрическими и коническими роликами	0	1	2
	Сферические шарико- и роликоподшипники	1	2	3
K_2	Игольчатые роликоподшипники			
	Упорные шарико- и роликоподшипники			
	Смазочное вещество:			
	Весьма чистое с правильно выбранными присадками	1	2	3
	Без присадок при $\lambda \geq 0,44$	2	4	6
	Без присадок при $\lambda < 0,44$	7	>7	>7

$K_1 + K_2 \geq 7$ - коэффициент a_{23} находится в области III, необходимо улучшение условий эксплуатации.

Таким образом, коэффициент a_{23} находится по рис. 4.1 в соответствии с приведенными рекомендациями.

4.2.3. Определение коэффициента f

Как указано выше, если коэффициент a_{23} находится в области I рис. 4.1, то при некоторых условиях возможно значительное повышение долговечности подшипников. Указанные условия включают: относительно невысокий уровень нагрузок (большое значение f_s), а также весьма высокую степень чистоты смазки в контактах колец и тел качения. Последнее обеспечивается при смазке подшипников через специальные форсунки (не разбрызгиванием внутри редуктора или другого узла) и использовании фильтров со степенью очистки не хуже 5 мкм.

При выполнении указанных условий значение коэффициента a_{23} определяется по нижней кромке области I (рис. 4.1), а коэффициента f – по рис. 4.2. Если же эти условия не соблюдаются, то следует принять $f = 1$.

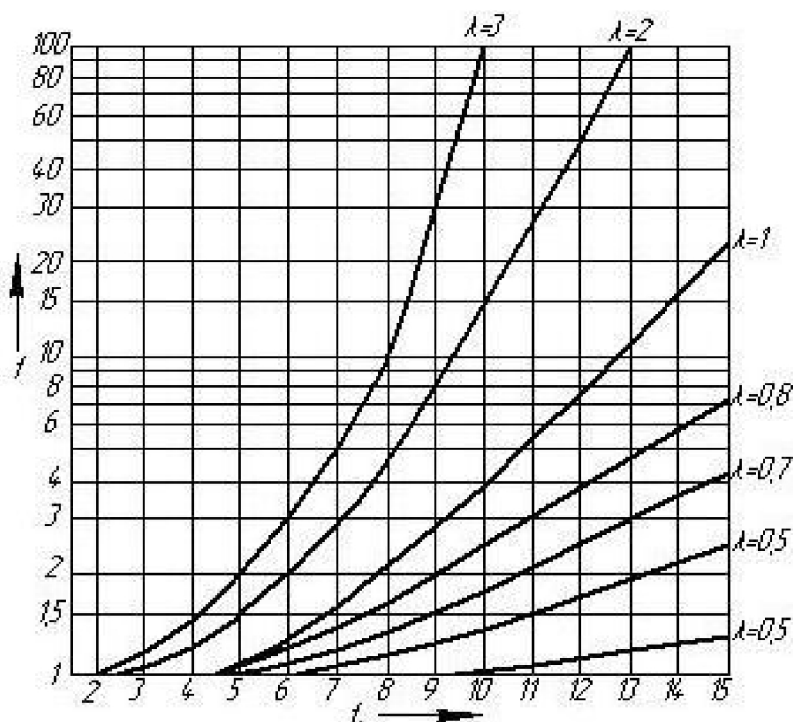


Рис. 4.2. Зависимость коэффициента f от уровня нагруженности

4.2.4. Определение коэффициента f_m

При $\lambda < 3,5$ в подшипниках наблюдается смешанное трение, т.е. шероховатые поверхности колец и тел качения не полностью разделены эластогидродинамическим смазочным слоем. В этих условиях на долговечность подшипника оказывают влияние загрязнения в смазочном материале.

По данным фирмы FAG у различных материалов различная чувствительность к повреждениям, вызываемым посторонними частицами в смаз-

ке. Аналогичные результаты были получены также в СНТК им. Н.Д. Кузнецова. Наиболее высокое сопротивление этим повреждениям у применяемых для изготовления аэрокосмических подшипников сталей марки М50 и особенно М50NiL. Близкой по химическому составу и свойствам к стали М50 является отечественная сталь 8Х4В9Ф2 (ЭИ347).

Коэффициент f_m учитывает более высокую долговечность подшипников из этих сталей и определяется по рис. 4.3 в зависимости от режима смазывания. Для подшипников из обычных подшипниковых сталей, а также для любых материалов при $\lambda > 3,5$ следует принять $f_m = 1$.

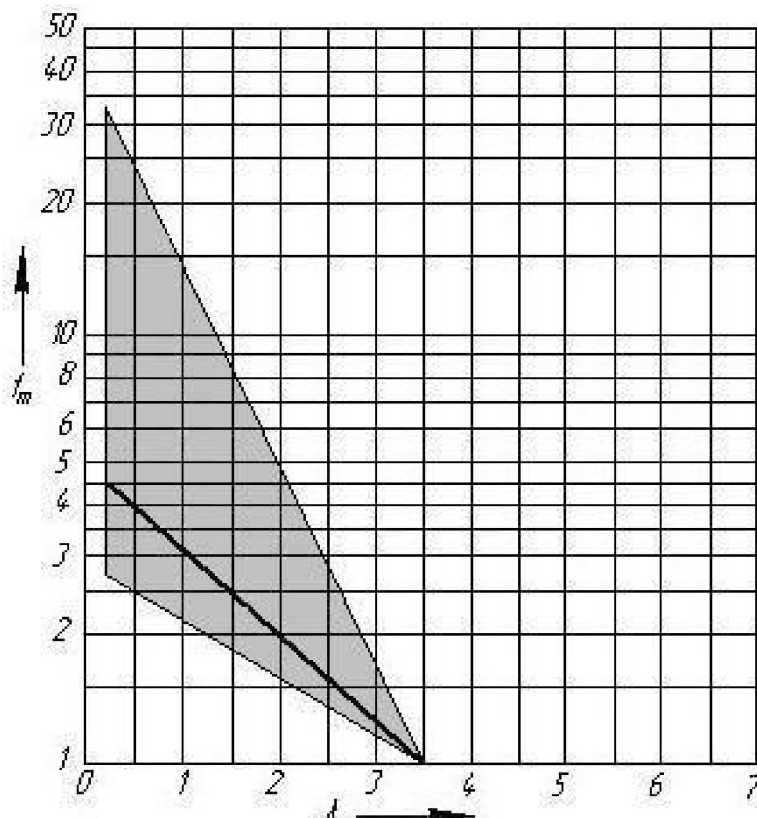


Рис. 4.3. Зависимость коэффициента f_m от характеристики λ

На рис. 4.3 сплошная линия определяет среднее значение коэффициента f_m , штриховыми отмечена область изменения f_m в зависимости от свойств загрязняющих частиц в смазке.

4.2.5. Определение коэффициента f_r

Многочисленными исследованиями установлено, что долговечность подшипников зависит от точности их изготовления, уровня технологии их производства и контроля качества. В этой связи фирмой FAG для авиационных подшипников, изготовленных по высокому и сверхвысокому классам точности, рекомендуется принять $f_r = 2$ – для шариковых радиальных

и радиально-упорных подшипников, а также радиальных роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами и конических роликоподшипников. Для всех остальных подшипников принимается $f_r = 1$.

Указанные значения коэффициента f_r учитывают уровень производства и опыт эксплуатации подшипников фирмы FAG. В этой связи величину f_r необходимо устанавливать каждой подшипниковой фирме. В частности, многолетние статистические данные испытаний подшипников ПО ГПЗ-4 и ОАО ЗАП указывают, что долговечность основных типов подшипников превышает расчетную в 2...5 раз. В первом приближении эти цифры можно принять в качестве коэффициентов f_r . Более точные значения могут быть получены обработкой результатов испытаний с использованием вместо стандартной методики расчета долговечности [205] формулы (4.6).

Предварительно на основе приведенных в отечественной литературе сведений можно принять значение коэффициента f_r в зависимости от класса точности подшипника:

Класс точности	0	6	5	4	2
Коэффициент f_r	1,00	1,16	1,33	1,50	1,68

Окончательные значения f_r должны устанавливаться каждым предприятием для выпускаемых им типов подшипников.

4.3. Уточненные расчеты по SKF

По рекомендациям фирмы SKF [209,210] расчет долговечности подшипников общего назначения можно выполнять по формуле:

$$L_{haa} = L_h a_1 a_{SKF}$$

Значение номинальной долговечности L_h и коэффициента a_1 , учитывающего требуемую вероятность безотказной работы, определяются как указано ранее.

Коэффициент a_{SKF} отражает влияние нескольких факторов и определяется по диаграммам на рис. 4.4, 4.5, 4.6 и 4.7.

Параметр k диаграммы связан с условиями смазки и определяется по относительной вязкости применяемой смазки: $k = \nu/\nu_1$. Здесь ν - кинематическая вязкость применяемой смазки при рабочей температуре, а ν_1 - рекомендуемая для эффективного смазывания вязкость смазки.

Рекомендуемое значение кинематической вязкости смазки, обеспечивающей достаточную степень разделения металлических поверхностей тел и дорожек качения, можно определить по диаграмме на рис. 4.8.

Значения кинематической вязкости некоторых типов смазки при рабочей температуре приведены в табл.4.14.

Для отсутствующих в приведенной таблице смазок вязкость можно определить по классификации смазок по стандарту ISO 3448 . Характеристики вязкости выпускаемых промышленностью смазок приведены в табл. 4.15.

Значение вязкости при рабочей температуре можно определить при известном значении индекса вязкости.

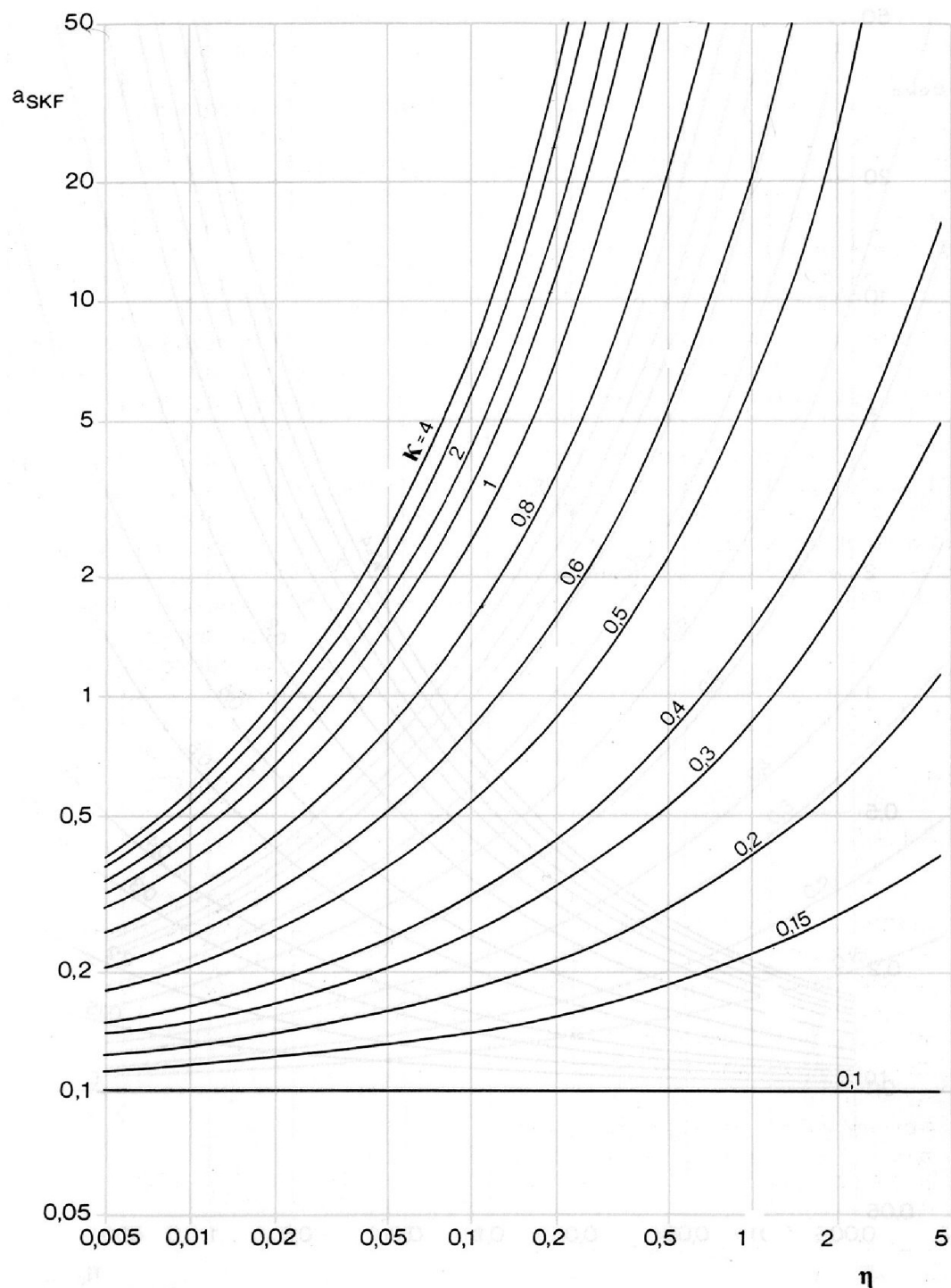


Рис.4.4. Диаграмма для определения a_{SKF} для радиальных шарикоподшипников

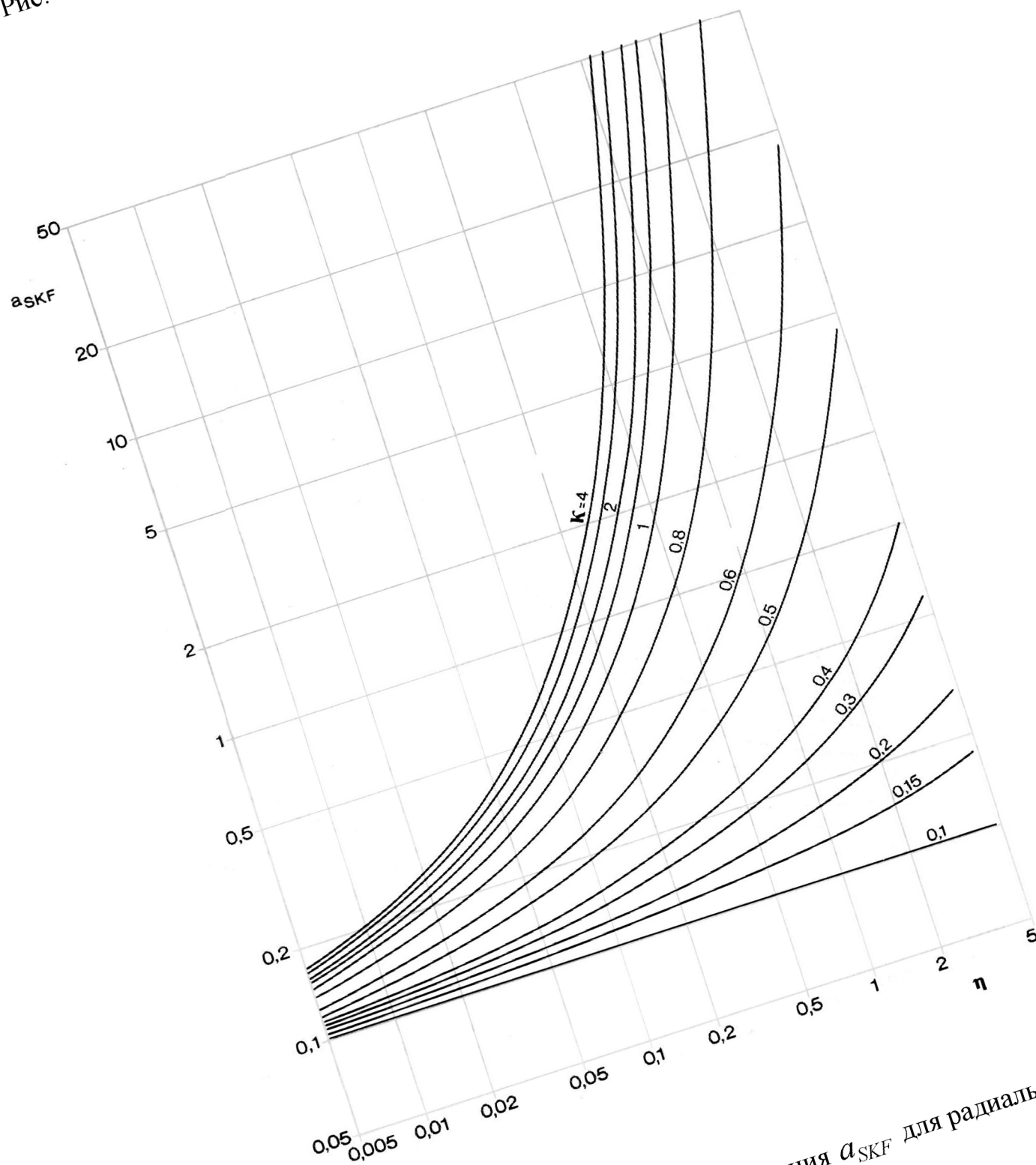


Рис.4.5. Диаграмма для определения a_{SKF} для радиальных роликоподшипников

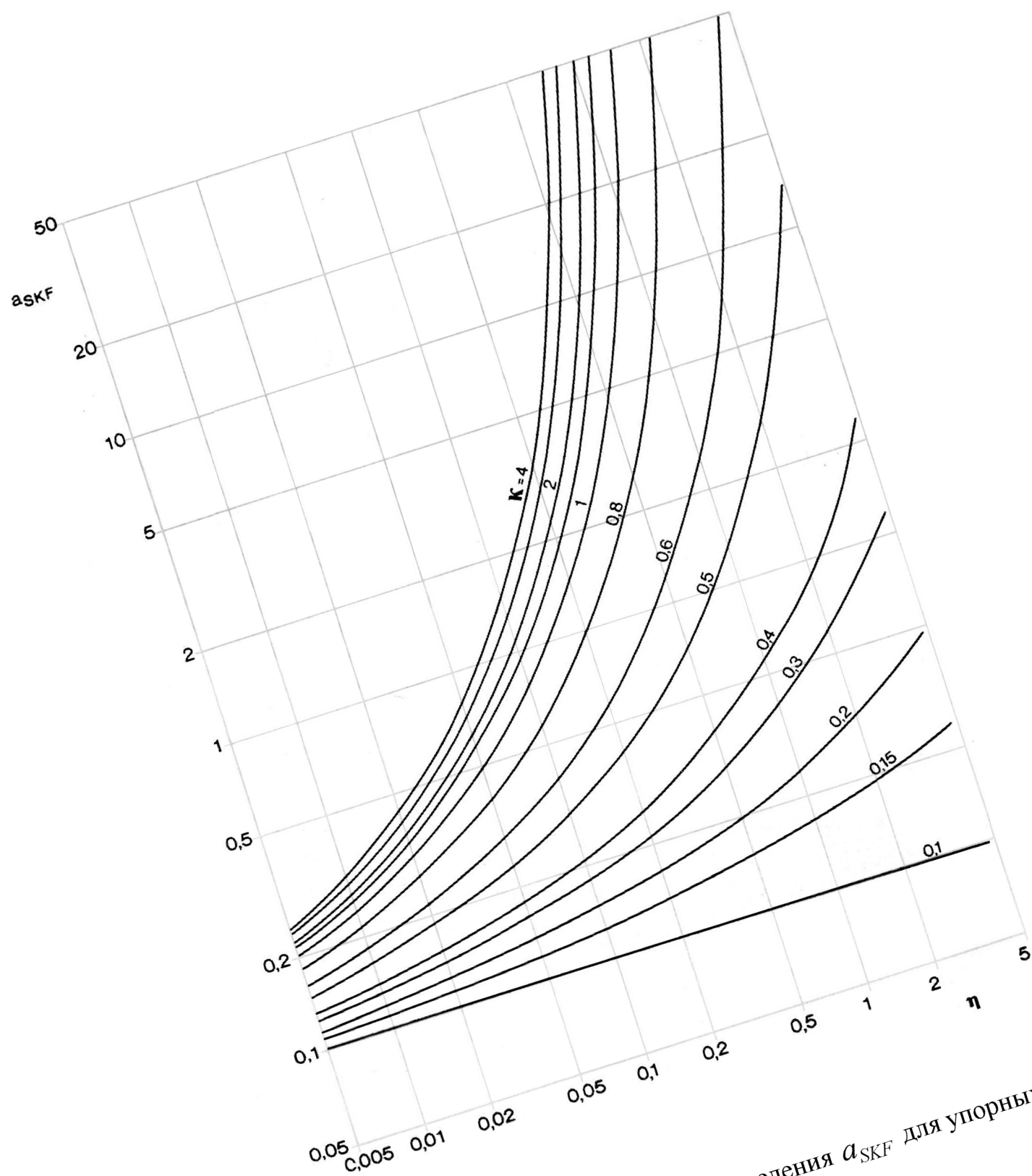


Рис.4.6 Диаграмма для определения a_{SKF} для упорных шарикоподшипников

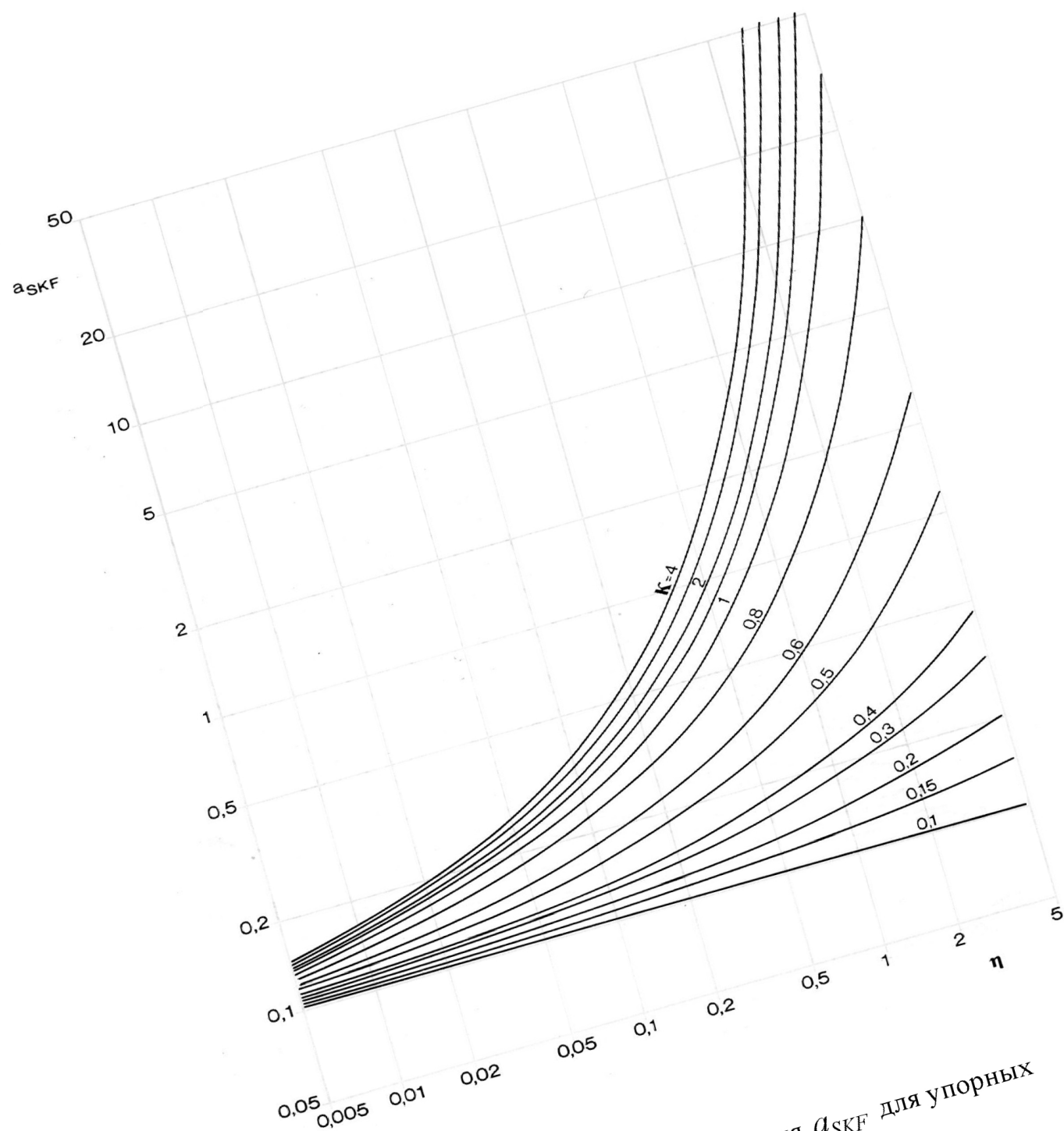


Рис.4.7. Диаграмма для определения a_{SKF} для упорных роликоподшипников

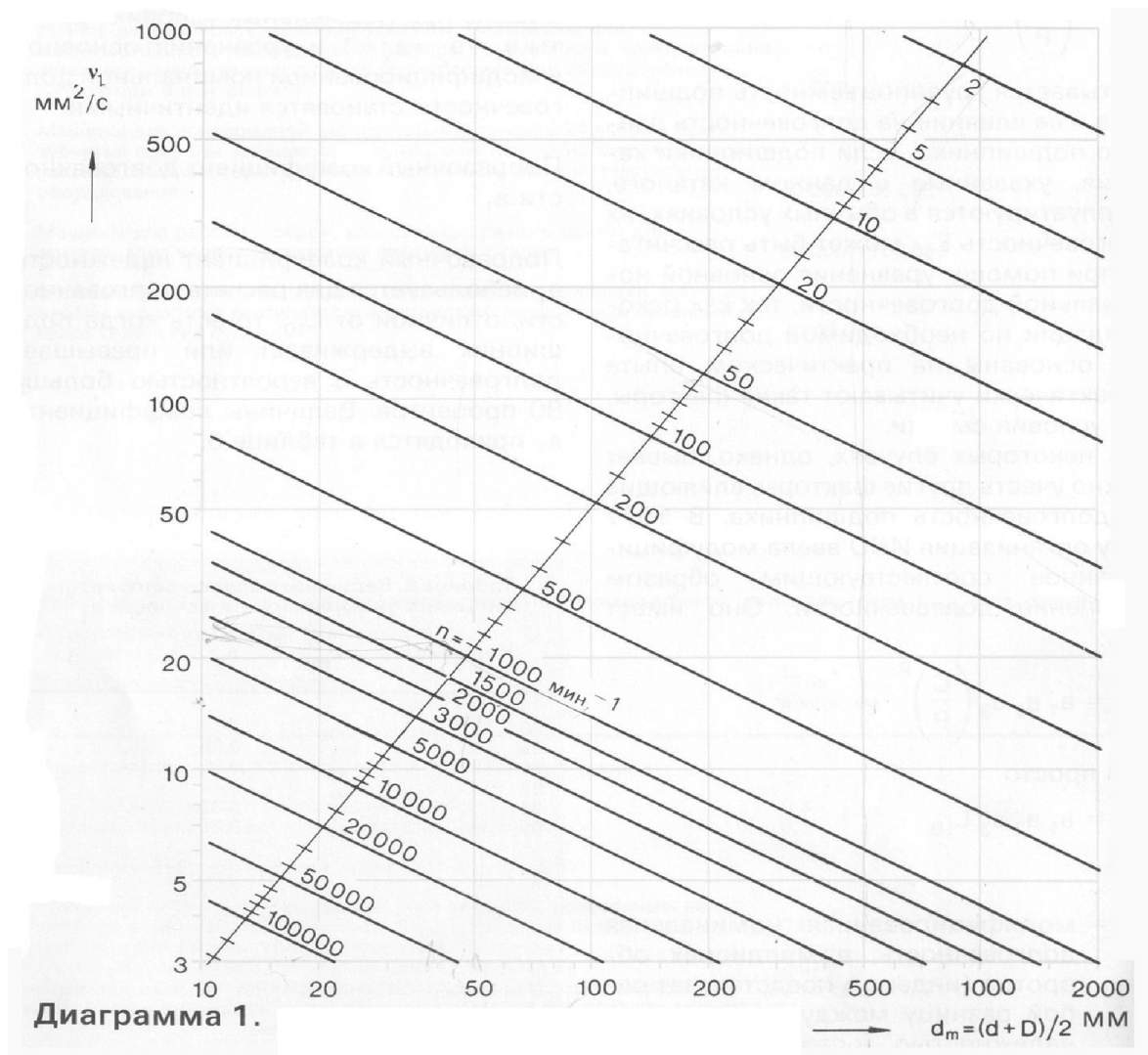


Рис.4.8. Диаграмма для определения эффективного значения кинематической вязкости смазки

Коэффициент a_{SKF} определяется в зависимости от отношения $\eta_c P_u / P$. Здесь P - приведенная динамическая нагрузка подшипника определяемая, как показано ранее. Для подшипников фирмы SKF значение нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости, определяется по [210]. Для подшипников ЗАП можно принять приближенно:

- $P_u = C_0 / 9$ - для роликовых подшипников;
- $P_u = C_0 / 27$ - для шариковых подшипников.

Поправочный коэффициент η_c , учитывающий влияние степени загрязнения смазки определяется по табл. 4.16.

При выборе значения η_c загрязнения водой и другими жидкостями, отрицательно влияющими на долговечность подшипника, не учитываются.

Таблица 4.14

Кинематическая вязкость авиационных масел, сСт

Темпе- ратура °C	Сорт масла							
	МС-8П	ВНИИ НП-7	МН-7,5	Б-3В	ВНИИ НП 50-1- 4ф	ИПМ- 10	36/1 Ку	ВТ-301
SM	1	2	3	4	5	6	7	8
-38	2210,00	9250,00	8640,00	8020,00	1280,00	1160,00	2320,00	579,00
-34	1420,00	6020,00	5440,00	4820,00	853,00	814,00	1480,00	444,00
-30	894,00	4160,00	3410,00	2970,00	581,00	571,00	974,00	348,00
-20	325,00	1510,00	1230,00	1200,00	242,00	255,00	387,00	200,00
-10	141,00	627,00	518,00	420,00	117,00	123,00	177,00	126,00
0	70,80	293,00	249,00	200,00	63,30	66,10	92,70	84,50
10	39,30	156,00	135,00	107,00	37,80	39,20	53,40	59,70
20	23,90	90,60	78,70	61,70	23,80	24,70	32,70	43,50
30	15,90	56,80	50,80	38,90	16,30	16,80	21,90	33,30
40	11,10	37,80	34,70	25,60	11,80	12,10	15,40	26,10
50	8,09	26,50	24,80	17,80	8,48	9,00	11,20	20,90
60	6,12	19,30	18,60	12,90	6,85	6,91	8,46	17,10
70	4,86	14,60	14,40	9,80	5,48	5,51	6,62	14,20
80	3,92	11,40	11,40	7,62	4,50	4,50	5,31	11,90
90	3,23	9,14	9,31	6,06	3,78	3,73	4,34	10,10
100	2,73	7,56	7,83	5,00	3,21	3,47	3,65	8,71
110	2,34	6,38	6,68	4,12	2,79	2,75	3,11	7,95
120	2,05	5,41	5,76	3,48	2,45	2,41	2,68	6,63
130	1,79	4,68	5,00	3,00	2,16	2,13	2,33	5,86
140	1,58	4,06	4,36	2,59	1,92	1,89	2,04	5,18
150	1,41	3,57	3,84	2,28	1,71	1,70	1,81	4,61
160				2,01	1,54	1,53	1,62	4,12
170				1,80	1,40	1,38	1,46	3,71
180				1,62	1,27	1,26	1,33	3,34
190						1,15	1,22	3,04
200						1,05	1,12	2,77
210								2,55
220								2,34
230								2,16
240								2,00
250								

Таблица 4.15

**Характеристики вязкости минеральных смазок
(по ISO 3448)**

Класс вязкости по ISO	Кинематическая вязкость при 40°C, мм ² /с		Класс вязкости по ISO	Кинематическая вязкость при 40°C, мм ² /с	
	средняя	min-max		средняя	min-max
VG 2	2,2	1,98...2,42	VG 68	68	61,2...74,8
VG 3	3,2	2,88...3,52	VG 100	100	90,0...110
VG 5	4,6	4,14...5,06	VG 150	150	135...165
VG 7	6,8	6,12...7,48	VG 220	220	198...242
VG 10	10	9,00...11,0	VG 320	320	288...352
VG 15	15	13,5...16,5	VG 460	460	414...586
VG 22	22	19,8...24,2	VG 680	680	612...748
VG 32	32	28,8...35,2	VG 1000	1000	900...1100
VG 46	46	41,4...50,6	VG 1500	1500	1350...1650

Таблица 4.16

Значение поправочного коэффициента η_c

Условия работы подшипника	η_c
Очень чисто Размер твердых частиц одного порядка с толщиной масляной пленки	1
Чисто Обычные условия для подшипников с уплотнением и с постоянной смазкой на весь срок службы	0,8
Обычно Обычные условия для подшипников с защитными шайбами и с постоянной пластичной смазкой на весь срок службы	0,5
Загрязнено Обычные условия для подшипников, не имеющих уплотнений или защитных шайб; смазочное масло очищается фильтром грубой очистки; инородные частицы попадают в подшипник снаружи	0,1...0,5
Сильно загрязнено	0

Рассмотрим пример расчета подшипника 5-176130P1 (опора ротора свободной турбины). Подшипник имеет размеры:

$d \times D \times B = 150 \times 225 \times 35$; диаметр шарика $D_w = 22,23 \text{ мм}$; угол контакта $\alpha_0 = 26^\circ$. Подшипник из теплостойкой стали 8Х4В9Ф2 (ЭИ 347). Условия работы: радиальная нагрузка $F_r = 5 \text{ кН}$; осевая - $F_a = 20 \text{ кН}$; частота вращения внутреннего кольца $n_g = 8300 \text{ об/мин}$; наружное кольцо не вращается; рабочая температура $T = 180^\circ \text{ С}$; смазка маслом ВНИИ НП – 7.

По каталогу [211] находим характеристики грузоподъемности $C = 144 \text{ кН}$ и $C_0 = 120 \text{ кН}$. Кроме того, для радиально – упорного шарикоподшипника с углом контакта $\alpha_0 = 26^\circ$ найдем:

$$X = 0,41; Y = 0,87; e = 0,68; X_0 = 0,50; Y_0 = 0,37.$$

Принимаем $V = 1,0$, по табл. 4.1 находим $K_\epsilon = 1,2$.

При $\frac{F_a}{VF_r} = \frac{20,0}{1 \cdot 5,0} = 4,0 > e$, найдем:

$$P = (VXF_r + YF_a)K_\epsilon = (1 \cdot 0,41 \cdot 5 + 0,87 \cdot 20) \cdot 1,2 = 20,65 \text{ кН}.$$

Значение номинальной долговечности:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C \cdot K_T}{P} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 8300} \left(\frac{144 \cdot 1}{20,65} \right)^3 = 681 \text{ ч}.$$

При требуемой вероятности безотказной работы $P_g = 0,98$ принимаем $a_1 = 0,33$. По табл. 4.7 в соответствии с рекомендациями ВНИПП примем $a_{23} = 1,0$.

Тогда расчетная долговечность подшипника по методике, рекомендуемой ВНИПП, будет равна:

$$L_{hВВНИП} = L_h a_1 a_{23} = 681 \cdot 0,33 \cdot 1 = 225 \text{ ч}.$$

Определим долговечность с учетом рекомендаций фирмы FAG.

Найдем:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 5,0 + 0,37 \cdot 20,0 = 9,9 \text{ кН};$$

$$f_s = C_0 / P_0 = 120 / 9,9 = 12,12;$$

$$d_m = (D + d) / 2 = (150 + 225) / 2 = 187,5 \text{ мм};$$

$$\gamma = D_w \cos \alpha_0 / d_m = 22,23 \cdot \cos 26^\circ / 187,5 = 0,106.$$

По табл. 4.8 и 4.9 находим: $K_0 = 44,1$; $C_\gamma = 3,45 \cdot 10^{-7}$. Кроме того $C_1 = 107,0$. По табл. 4.11 и 4.12 находим характеристики смазки: $\mu = 0,0022 \text{ МПа}$ и $\alpha = 0,78 \cdot 10^{-8} \text{ Па}^{-1}$.

Вычислим:

$$\begin{aligned}
K_p &= 1 + C_\gamma \mu^{0,65} (d_m n)^{1,3} \lg(C_I (\mu d_m n / D_w)^{0,114} \alpha^{0,285} f_S^{0,057}) = \\
&= 1 + 3,45 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0022^{0,65} \cdot (187,5 \cdot 8300)^{1,3} \times \\
&\times \lg \left(107 \cdot \left(\frac{0,0022 \cdot 187,5 \cdot 8300}{22,23} \right)^{0,114} \cdot (0,78 \cdot 10^{-8})^{0,285} \cdot 12,12^{0,057} \right) = \\
&= 1,02; \\
\lambda &= K_0 (\mu d_m n)^{0,723} \alpha^{0,558} D_w^{0,277} f_S^{0,111} / K_p = \\
&= 44,1 \cdot (0,0022 \cdot 187,5 \cdot 8300)^{0,723} \cdot (0,78 \cdot 10^{-8})^{0,558} \cdot 22,23^{0,277} \times \\
&\times 12,12^{0,111} / 1,02 = 1,44.
\end{aligned}$$

По табл. 4.13 находим $K_1 = 0, K_2 = 2$. Так как $K_1 + K_2 = 2$, то коэффициент a_{23} находится в области I рис. 4.1: $a_{23} = 2,24$. Если степень очистки смазки обычная, то $f = 1,0$. Для подшипника из стали ЭИ347 по рис. 4.3 найдем $f_m = 2,57$. Для подшипника 5-го класса точности примем $f_r = 1,33$.

Тогда уточненное значение долговечности с учетом рекомендаций FAG будет равно:

$$L_{hFAG} = L_h a_1 a_{23} f f_m f_r = 681 \cdot 0,33 \cdot 2,24 \cdot 1 \cdot 2,57 \cdot 1,33 = 1874 \text{ ч.}$$

Определим долговечность с учетом рекомендаций SKF.

Определим нагрузку, соответствующую пределу контактной выносливости: $P_u = C_0 / 27 = 120 / 27 = 4,444 \text{ кН}$.

Коэффициент, учитывающий влияние загрязнений в смазке, определим по табл. 4.16: $\eta_c = 0,8$.

$$\text{Тогда получим } \eta_c P_u / P = 0,8 \cdot 4,444 / 20,65 = 0,172.$$

По рис. 4.8 найдем эффективное значение кинематической вязкости смазки: $\nu_1 = 4,1 \text{ сСт}$. По табл. 4.15, экстраполируя, найдем кинематическую вязкость смазки при рабочей температуре $\nu = 2,53 \text{ сСт}$. Для отношения $k = \nu / \nu_1 = 2,57 / 4,1 = 0,627$ по рис. 2.4 найдем $a_{SKF} = 2,2$.

Уточненное значение долговечности с учетом рекомендаций SKF будет равно:

$$L_{hSKF} = L_h a_1 a_{SKF} = 681 \cdot 0,33 \cdot 2,2 = 494 \text{ ч.}$$

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости более тщательного учета факторов, влияющих на долговечность подшипника.

4.4. Эластогидродинамический расчет подшипников качения

Изложенная в отечественных справочниках методика расчета, основанная на рекомендациях DIN ISO 281, не учитывает большинство эксплуатационных факторов, поэтому часть предприятий авиадвигателестроения широко использует различные поправочные коэффициенты на основе собственного опыта.

Ведущими подшипниковыми фирмами SKF и FAG разработаны свои рекомендации [201,210], уточняющие стандартную методику расчета. При этом большинство поправочных коэффициентов определяется в зависимости от предложенной Г. Тальяном характеристики режима жидкостного трения:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}},$$

где h_0 – толщина эластогидродинамического смазочного слоя; R_{a1} и R_{a2} – характеристики шероховатости поверхностей в контакте.

Ранее нами предложена упрощенная методика [202] оценки режима жидкостного трения для стандартных подшипников качения, а также показана возможность адаптации методики фирмы FAG к расчетам подшипниковых узлов отечественных авиадвигателей [208].

Вместе с тем необходима разработка методики расчета толщин смазочных слоев и сил трения в эластогидродинамическом контакте при неполном разделении смазки шероховатых поверхностей.

R

4.4.1. Расчет сил трения в линейном УГД - контакте с учетом затвердевания смазки

Многочисленными исследованиями установлено, что толщина смазочного слоя в УГД - контакте определяется свойствами смазки на входе в зону трения. В то же время касательные напряжения на площадке контакта и, следовательно, силы и коэффициенты трения определяются свойствами смазки в зоне трения.

Для расчета толщины смазочного слоя с учетом термоэффекта входной зоны воспользуемся формулами Коднира – Васина [200]

$$h_0 = 1,846(\mu_0 U_\Sigma)^{0,733} \alpha^{0,558} E_{np}^{0,002} \rho_{np}^{0,444} / q^{0,167} / k_p. \quad (4.11)$$

Здесь k_p – коэффициент, учитывающий разогрев смазки во входной зоне, определяемый по формуле:

$$k_p = 1 + \left(\frac{\mu_0 V_1^2 \beta}{\lambda_0} \right)^{0,65} l q \left[0,9(\mu_0 U_\Sigma)^{0,114} \alpha^{0,285} E_{np}^{0,2565} \rho_{np}^{0,0285} / q^{0,0855} \right]. \quad (4.12)$$

В формулах (4.11) и (4.12): $\mu_0 = \mu_0(T_0)$; $\alpha = \alpha(T_0)$; $\lambda_0 = \lambda_0(T_0)$; E_{np} – приведенный модуль упругости; q – нагрузка на единицу длины линии контакта; β – коэффициент зависимости вязкости смазки от температуры.

Скорости поверхностей в зоне трения определяются по формулам:

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}; V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \quad (4.13)$$

При этом находим:

$$U_{\Sigma} = V_1 + V_2, \quad (4.14)$$

$$U_S = V_1 - V_2, \quad (4.15)$$

где U_S – скорость скольжения в контакте.

Приведенный модуль упругости определяем по формуле:

$$E_{np} = \frac{2}{\frac{1 - \varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varepsilon_2^2}{E_2}}.$$

Здесь E_1 и E_2 – модули упругости материалов, Па; ε_1 и ε_2 – коэффициенты Пуассона.

Приведенный радиус кривизны определяется по формуле:

$$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}.$$

Здесь: ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны поверхностей, м.

Нагрузка на единицу длины линии контакта определяется по формуле:

$$q = \frac{F_n}{l}.$$

Здесь F_n – нормальное усилие в контакте, Н, l – длина линии контакта, м.

Для расчета сил трения воспользуемся моделью контакта, представленной на рис. 4.9.

Принимаем, что толщина смазочного слоя постоянна в пределах Герцевской площадки с размером

$$b_n = \sqrt{\frac{8q\rho_{np}}{\pi E_{np}}}.$$

Давление на площадке контакта подчиняется закону Герца:

$$\sigma = \sigma_n \sqrt{1 - \left(\frac{x^2}{b_n^2}\right)}.$$

Максимальные контактные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_n = \frac{2q}{\pi b_n}.$$

Касательные напряжения сдвига в смазочном слое определяются формулой Ньютона:

$$\tau = \mu \frac{\partial U}{\partial y}. \quad (4.16)$$

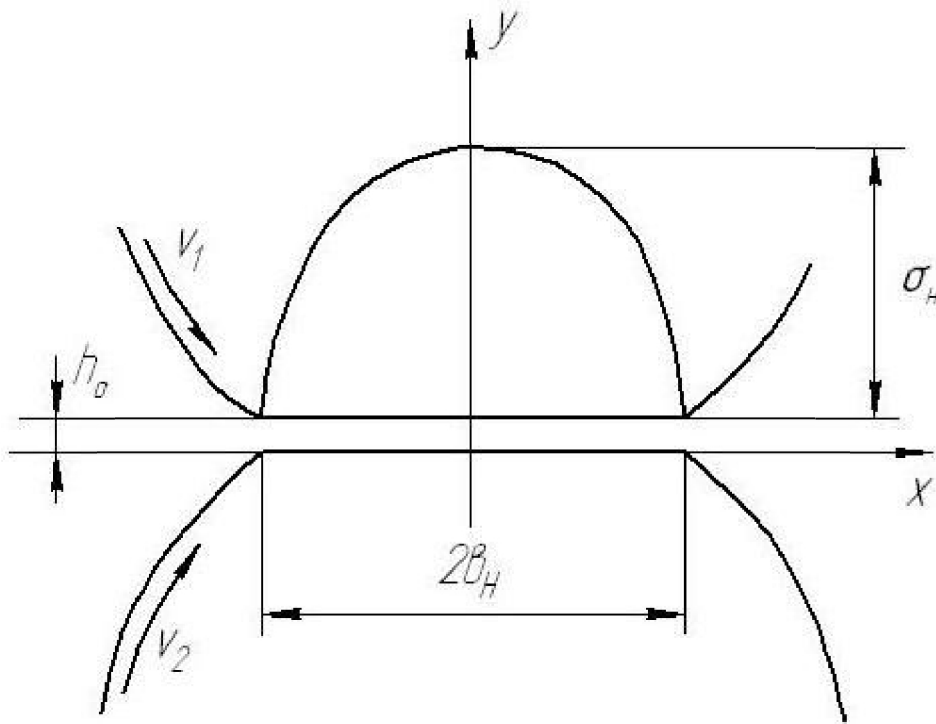


Рис. 4.9. Упрощенная схема УГД – контакта

В принятой на рис. 4.9 системе координат распределение скоростей в смазке описывается формулой:

$$U = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} (y^2 - hy) + \frac{V_1 - V_2}{h} y + V_2. \quad (4.17)$$

Тогда

$$\frac{\partial U}{\partial y} = \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \left(y - \frac{h}{2} \right) + \frac{U_1 - U_2}{h}.$$

В приведенных формулах: U – скорость слоя смазки, h – толщина смазочного слоя, p – давление в слое смазки, μ – динамическая вязкость смазки при давлении и температуре в данной точке смазочного слоя.

Принимая давление и температуру поперек смазочного слоя постоянными, с учетом давления «затвердевания» смазки найдем:

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p} \quad \text{при } p < p_c;$$

$$\mu = \mu_0 e^{\alpha p_c} \quad \text{при } p \geq p_c.$$

Здесь p_c – давление «затвердевания» (стеклования) смазки, Па; μ_0 и α – вязкость и пьезокоэффициент при температуре в данной точке смазочного слоя.

Давление в данной точке смазочного слоя примем равным $p = p(x)$. Подставляя (4.15) и (4.17) в (4.16), получим:

$$\tau = \frac{\partial p}{\partial x} \left(y^2 - \frac{h}{2} \right) + \mu \frac{U_s}{h}.$$

Касательные напряжения на поверхностях трения

$$\tau_1 = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \mu \frac{U_s}{h} \quad \text{при } y = h; \quad (4.18)$$

$$\tau_2 = \frac{\partial p}{\partial x} \frac{h}{2} + \mu \frac{U_s}{h} \quad \text{при } y = 0.$$

Известно для линейного контакта:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = 6\mu U_\Sigma \frac{h - h_0}{h^3}. \quad (4.19)$$

Подставляя (4.19) в (4.18), получим:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= 3\mu U_\Sigma \frac{h - h_0}{h^2} + \mu \frac{U_s}{h}; \\ \tau_2 &= -3\mu U_\Sigma \frac{h - h_0}{h^2} + \mu \frac{U_s}{h}. \end{aligned}$$

Принимая толщину смазочного слоя в пределах Герцевской площадки контакта постоянной и равной h_0 , получим:

$$\tau_1 = \tau_2 = \mu \frac{U_s}{h}. \quad (4.20)$$

Из уравнения (4.20) следует, что силы трения определяются для принятой модели контакта только скольжением поверхностей. Для определения температуры смазки рассмотрим уравнение теплового баланса;

$$\rho_0 c_0 U \frac{\partial T}{\partial x} = \lambda_0 \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \tau \frac{\partial U}{\partial y}. \quad (4.21)$$

Принимая постоянной температуру поперек смазочного слоя, уравнение (4.21) приведем к виду:

$$\rho_0 c_0 U \frac{\partial T}{\partial x} = \mu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2. \quad (4.22)$$

Здесь ρ_0 – плотность смазки, кг/м³, c – удельная теплоемкость смазки, Дж/(кг К).

Из уравнения (4.22) следует, что теплоотвод из зоны трения осуществляется только протекающей смазкой.

Общий теплоотвод смазкой определим интегрированием левой части уравнения (4.22)

$$Q_{отв} = \int_0^h \rho_0 c_0 U \frac{\partial T}{\partial x} \partial y = \rho_0 c_0 \frac{\partial T}{\partial x} \int_0^h U \partial y. \quad (4.23)$$

Как известно:

$$\int_0^h U \partial y = \frac{U_{\Sigma} h_0}{2}. \quad (4.24)$$

Подставив (4.24) в (4.23), получим:

$$Q_{отв} = \rho_0 c_0 \frac{U_{\Sigma} h_0}{2} \frac{\partial T}{\partial x}. \quad (4.25)$$

Тепловыделения в слое смазки получим интегрированием правой части уравнения (4.22)

$$Q_{выд} = \int_0^h \mu \left(\frac{\partial U}{\partial y} \right)^2 dy. \quad (4.26)$$

Подставив (4.17) в (4.26) и проинтегрировав, получим:

$$Q_{выд} = \frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{dp}{dx} \right)^2 + \mu \frac{(V_1 - V_2)^2}{h}. \quad (4.27)$$

Подставив (4.19) в (4.27), получим:

$$Q_{выд} = 3\mu \frac{U_{\Sigma}^2}{h} \left(\frac{h - h_0}{h} \right)^2 + \mu \frac{U_s^2}{h}. \quad (4.28)$$

Принимая толщину смазочного слоя в пределах площадки контакта постоянной и равной h_0 , получим:

$$Q_{выд} = \mu \frac{U_s^2}{h_0}.$$

Из уравнения (4.28) следует, что тепловыделение в смазочном слое определяется, как и силы трения для принятой модели контакта, только скольжением поверхностей.

Из уравнения теплового баланса, приняв $Q_{отв} = Q_{выд}$, найдем

$$\frac{dT}{dx} = \frac{2\mu U_s^2}{\rho_0 c_0 U_{\Sigma} h_0^2}. \quad (4.29)$$

Приняв в начале области трения температуру смазки равной температуре подаваемого масла T_0 , температуру в любой точке зоны трения определим по формуле:

$$T = T_0 + \int_{x_1}^x \frac{2\mu U_s^2}{\rho_0 c_0 U_\Sigma^2 h_0^2} dx. \quad (4.30)$$

При найденном значении температуры смазки по известным зависимостям определяются значения вязкости μ_0 , пьезокоэффициента α , плотности ρ_0 , удельной теплоемкости c_0 и давления затвердевания p_c смазки. Значение силы трения, отнесенной к единице длины линии контакта, определяется по формуле:

$$W = \int_0^{2b_H} \mu \frac{U_s}{h_0} dx. \quad (4.31)$$

Тогда коэффициент трения скольжения будет равен:

$$f = \frac{W}{q}. \quad (4.32)$$

Полученные зависимости позволяют построить кривую скольжения, т.е. зависимость коэффициента трения от коэффициента проскальзывания в роликовом контакте. Необходимо отметить, что при построении кривой скольжения коэффициент проскальзывания определяется по формуле:

$$\xi = \frac{V_1 - V_2}{V_1}. \quad (4.33)$$

В то же время в работах по эластогидродинамической теории смазки используется коэффициент относительного скольжения:

$$\xi_1 = \frac{U_s}{U_\Sigma} = \frac{V_1 - V_2}{V_1 + V_2}. \quad (4.34)$$

Из (4.33) и (4.34) получим

$$\xi_1 = \frac{\xi}{2 - \xi}. \quad (4.35)$$

При малых значениях ξ , получим $\xi_1 \approx \frac{\xi}{2}$.

Рассмотрим пример: стальные ролики сжимаются нормальным усилием $F_n = 5$ кН; диаметр ведущего ролика 40 мм, ведомого - 80 мм; длина контакта роликов - 20 мм; ведущий ролик вращается с частотой 5000 об/мин; в зону контакта подается масло трансформаторное; температура масла на входе - 80°C.

На рис. 4.10 приведена зависимость толщины смазочного слоя от коэффициента проскальзывания, на рис. 4.11 – кривая скольжения.

На рис. 4.11 приведены кривые скольжения, рассчитанные без учета изменения температуры смазки, а также без учета температуры и давления затвердевания.

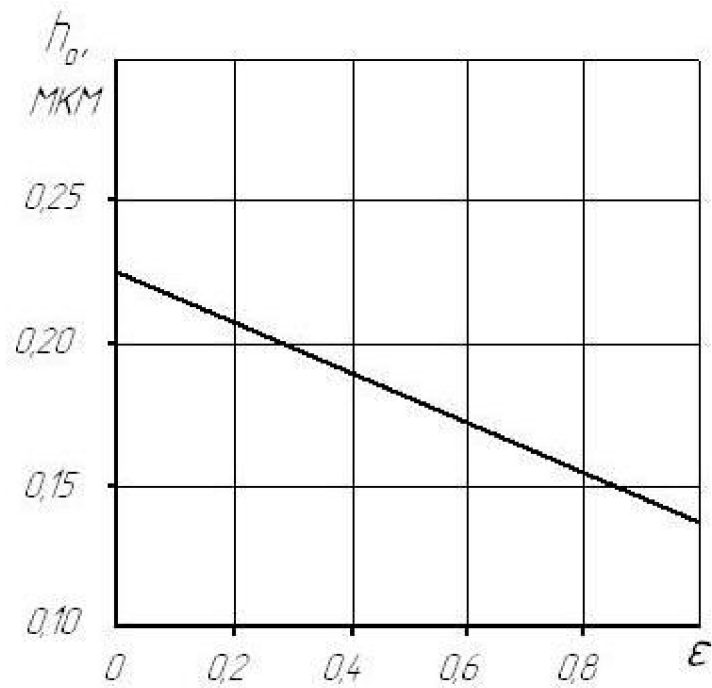


Рис.4.10. Зависимость толщины смазочного слоя от коэффициента проскальзывания

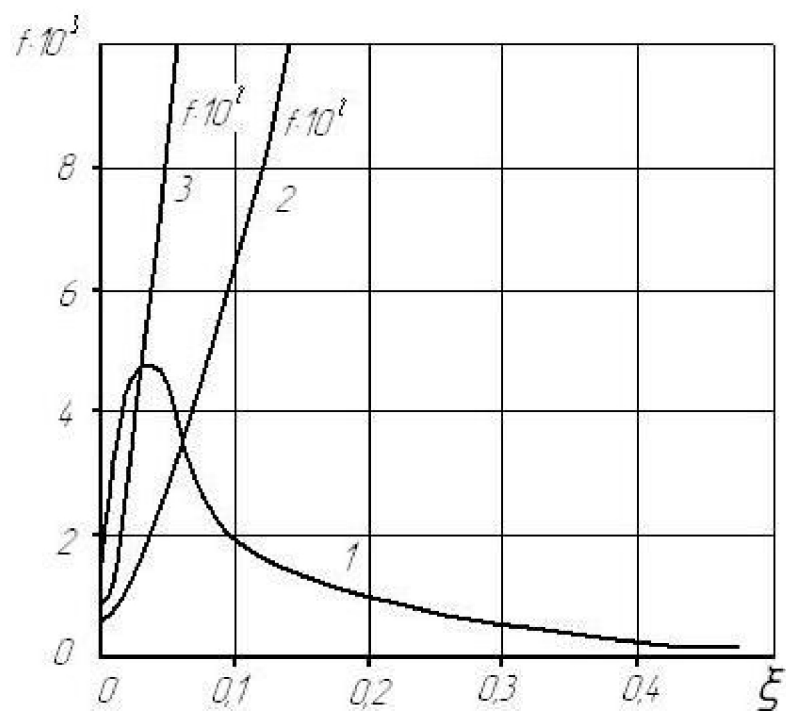


Рис.4.11. Зависимость коэффициента трения от коэффициента проскальзывания:

1 - с учетом температуры и давления затвердевания; 2 - при $T = T_0$ и $p_c = \text{const}$; 3 - при $T = T_0$ без учета давления затвердевания

Можно отметить, что только совместный учет, как изменения температуры, так и давления затвердевания смазки позволяет получить кривую скольжения, качественно соответствующую известным экспериментальным кривым скольжения. Вместе с тем рассчитанные по изложенной методике значения коэффициентов трения меньше экспериментальных. Например: для рассмотренного случая при $\xi = 0,1$ имеем $f = 1,887 \cdot 10^{-3}$ - с учетом изменения температуры и давления затвердевания смазки; $f = 6,457 \cdot 10^{-2}$ - с учетом давления затвердевания, но без учета изменения температуры смазки; $f = 5,466 \cdot 10^{-1}$ - без учета давления затвердевания и температуры смазки; $f = 1,859 \cdot 10^{-2}$ - по формуле Ю. Н. Дроздова.

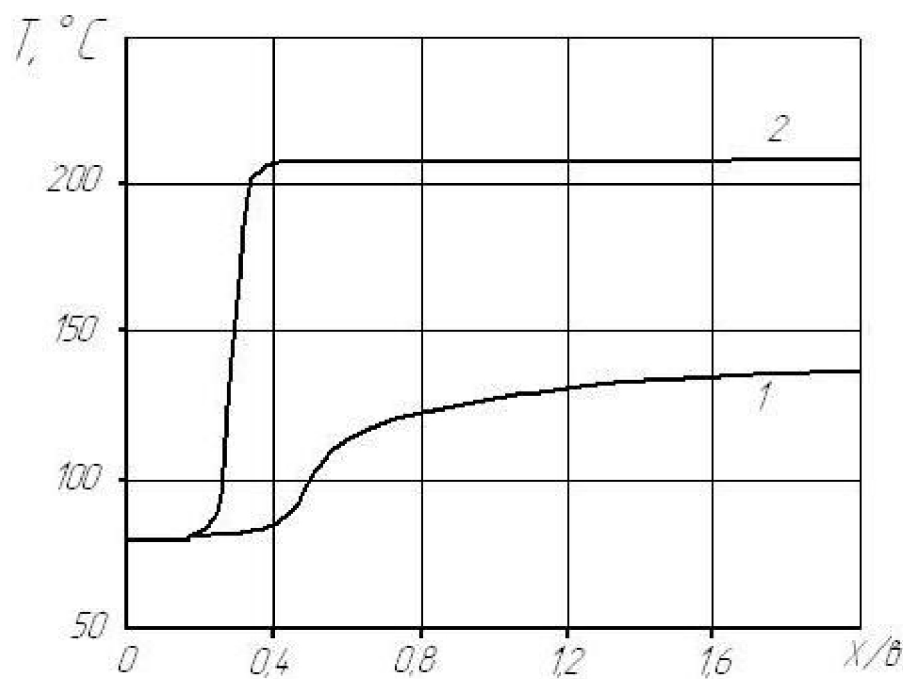


Рис.4.12. Распределение температуры смазки по длине зоны трения при $K_T = 0$; 1- $\xi = 0.002$; 2 - $\xi = 0.10$

Расхождение между расчетами по формуле Ю. Н. Дроздова, основанной на обширных экспериментальных исследованиях [212], и предложенной методикой по нашему мнению объясняется тем, что в предложенной методике не учитывается шероховатость трущихся поверхностей и отвод смазки из зоны трения в трущиеся поверхности.

На рис. 4.12 приведены результаты расчета температуры смазки в зоне трения. Видно значительное, а при больших коэффициентах проскальзывания и резкое повышение температуры смазки. Для учета влияния на температуру смазки отвода смазки в поверхности трения применим следующий метод.

Предположим, что мощность теплоотвода из зоны трения в данной точке пропорциональна разности температур смазки в данной точке и окружающей среды:

$$Q_{нов} = (K_{T1} + K_{T2}) \Delta T_0. \quad (4.36)$$

$$\text{Здесь } \Delta T_0 = T - T_{ов}. \quad (4.37)$$

В формулах (4.36) и (4.37) имеем: $T_{ов}$ - температура окружающей среды; K_T - коэффициент теплопередачи.

Величину коэффициента теплопередачи определим из уравнения:

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{\alpha_M} + \frac{\lambda}{l} + \frac{1}{\alpha_0}. \quad (4.38)$$

Здесь: α_M - коэффициент теплоотдачи от протекающей смазки в металлические поверхности роликов; α_0 - коэффициент теплоотдачи от вращающихся роликов в окружающую среду; λ - коэффициент теплопроводности материалов роликов; l - расчетные значения толщины роликов.

По рекомендациям [213] величины коэффициентов теплоотдачи определяются по формулам:

$$\alpha_M = 350 + 2100\sqrt{V} \text{ - между поверхностью и протекающей смазкой;}$$

$$\alpha_0 = 5,6 + 4V \text{ - между движущейся поверхностью и воздухом.}$$

Здесь: V - скорость движения в м/с; α_M и α_0 - в Вт/(м² К).

Некоторые сложности представляет определение расчетного, значения толщины роликов. Можно принять по рекомендациям [212] в качестве толщины роликов толщину теплового приповерхностного слоя, определяемую по формуле: $\delta_T = k\sqrt{at}$.

При этом $k = 0.5 \dots 3.0$, a - коэффициент температуропроводности, t - время воздействия теплового источника.

Коэффициент температуропроводности определяется по формуле:

$$a = \frac{\lambda_0}{\rho_0 c_0}.$$

Для стальных роликов: $\lambda_0 = 47$ Вт/(м К); $\rho_0 = 7850$ кг/м³; $c_0 = 460$ Дж/(кг К). Тогда $a = 1,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 / \text{с}$.

Время воздействия теплового источника на участок зоны трения протяженностью Δx равно $t = \Delta x / V$. Принимая для рассматриваемого примера $V_1 \approx V_2 \approx V = 10$ м/с и $\Delta x = 2b_H / 10$, где $b_H = 1,927 \cdot 10^{-4}$ м - полуширина Герцевской площадки контакта, получим:

$$\delta_T = (0,5 \dots 3) \sqrt{1,3 \cdot 10^{-5} \cdot 1,927 \cdot 10^{-4} / 10 / 10} = (3,52 \dots 21,1) \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Также найдем:

$$\alpha_{M1} \approx \alpha_{M2} = 350 + 2100\sqrt{10} = 6991 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К);}$$

$$\alpha_{01} \approx \alpha_{01} = 5,6 + 4 \cdot 10 = 45,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К).}$$

Принимая $l_1 \approx l_2 = \delta_T$ и подставляя значения в формулу (4.38), найдем:

$$2 K_T = 90,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К).}$$

Если предположить, что масса роликов столь велика, что их объемная температура равна температуре окружающего воздуха и, следовательно, теплоотдачей от роликов в окружающую среду можно пренебречь, то формула (4.38) примет вид:

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{\alpha_M} + \frac{\lambda}{e}.$$

В этом случае для рассматриваемого примера коэффициент теплопередачи будет равен:

$$2 K_T = 1,394 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}.$$

С учетом отвода тепла в поверхности роликов формулу приведем к виду:

$$T = T_0 + \int_0^x \frac{2}{\rho_0 c_0 U_{\Sigma} h_0} \left[\mu \frac{U_s^2}{h_0} - 2 K_T (T - T_{os}) \right] dx. \quad (4.39)$$

Результаты расчета температуры смазки по формуле (4.39) при $T_{os} = T_0$ представлены на рис. 4.13. Видно, что теплоотвод уменьшает температуру смазки, но существенно зависит от коэффициента теплопередачи.

Вместе с тем уменьшение температуры смазки незначительно изменяет величину коэффициента трения. Так при $\xi = 0,1$ при $2 K_T = 0$ получено $f = 1,887 \cdot 10^{-3}$, при $2 K_T = 90,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ коэффициент трения практически не меняется, а при $2 K_T = 1,394 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$ принимает значение $f = 2,232 \cdot 10^{-3}$.

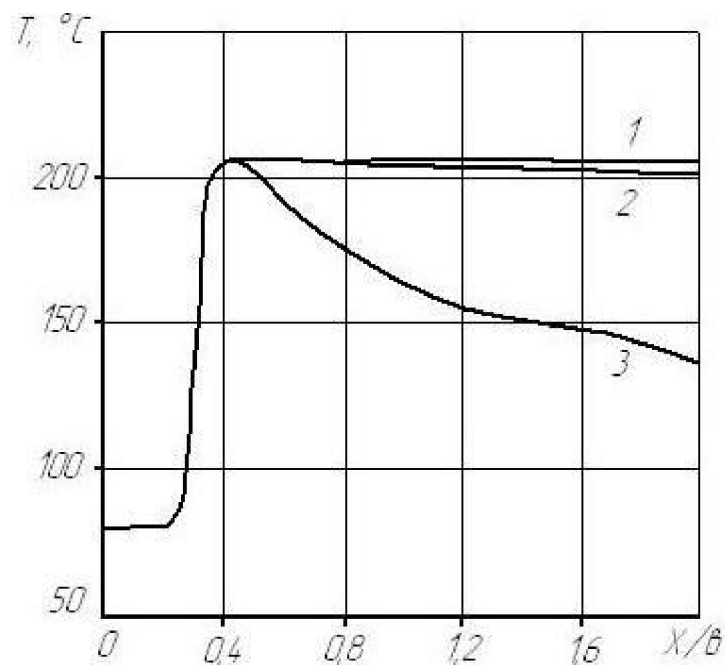


Рис.4.13. Распределение температуры смазки по длине зоны трения при $\xi = 0,1$: 1 - $2 K_T = 0$; 2 - $2 K_T = 90,6 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$; 3 - $2 K_T = 13938 \text{ Вт/(м}^2 \text{ К)}$

На рис. 4.14 приведены результаты расчетов температуры смазки при различных значениях температуры масла на входе.

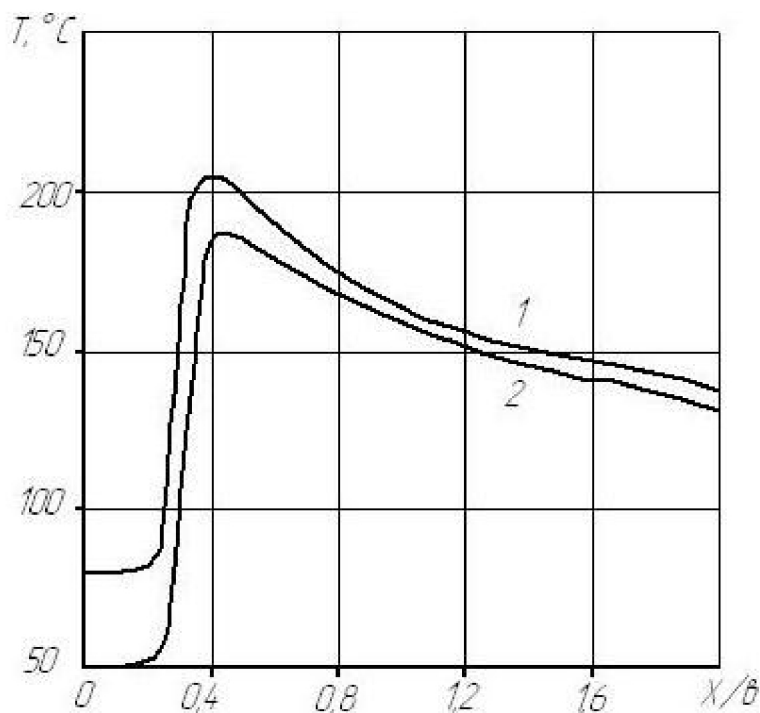


Рис.4.14. Распределение температуры смазки по длине зоны трения при $\xi=0,1$ и $2K_T = 13938 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$: 1 - $T_0 = 80^\circ\text{C}$; 2 - $T_0 = 50^\circ\text{C}$.

Видно, что на большей части зоны трения значения температуры смазки отличаются мало. Существенное отличие только в начальной области трения. Вместе с тем значения коэффициентов трения в контакте принимают разные значения. Так при $T_0 = 80^\circ\text{C}$ получено $f = 2,232 \cdot 10^{-3}$, а при $T_0 = 50^\circ\text{C}$ – $f = 0,648 \cdot 10^{-3}$. Это объясняется, прежде всего, различиями в толщине смазочного слоя, величина которой определяется свойствами смазки на входе в зону контакта. При $T_0 = 80^\circ\text{C}$ имеем $h_0 = 0,216 \text{ мкм}$, а при $T_0 = 50^\circ\text{C}$ – $h_0 = 0,387 \text{ мкм}$. Вместе с тем при низких температурах подаваемой смазки более существенное влияние оказывает затвердевание смазки. Так в точке $x = 0,2b_H$ Герцевское давление равно 495 мПа. При этом при $T_0 = 80^\circ\text{C}$ в рассматриваемой точке $T_0 = 80,2^\circ\text{C}$ и давление затвердевания равно 610 мПа, т.е. структурного изменения смазки не наблюдается. В то же время при $T_0 = 50^\circ\text{C}$ имеем $T = 50,1^\circ\text{C}$ и давление $p_c = 300 \text{ мПа}$, т.е. наблюдается затвердевание смазки. Вследствие этого происходит ограничение роста вязкости смазки и снижение касательных напряжений трения. При $T_0 = 80^\circ\text{C}$ в точке $x = 0,2b_H$ имеем $\tau = 12,2 \text{ мПа}$, при $T_0 = 50^\circ\text{C}$ – $\tau = 2,36 \text{ мПа}$.

Полученные результаты качественно соответствуют результатам экспериментальных исследований [214]. Однако расчетные значения коэффициен-

тов трения более чем на порядок меньше экспериментальных. Это расхождение, по нашему мнению, объясняется отсутствием учета взаимодействия металлических поверхностей шероховатых тел при указанных выше небольших значениях толщины смазочных слоев.

Таким образом, изложенная методика расчета коэффициентов трения с учетом температуры смазки и давления затвердевания смазки качественно соответствует экспериментальным результатам и может быть использована для анализа работы узлов трения при фрикционном качении с проскальзыванием.

4.4.2. Распределение нагрузки и толщина УГД - смазки в контакте шероховатых поверхностей

Влияние шероховатости поверхностей на толщины гидродинамического и эластогидродинамического смазочных слоев рассматривалось рядом отечественных и зарубежных исследователей. Наиболее полно этот вопрос рассмотрен в работах [200,215]. Однако в большинстве работ, включая указанные, предполагается, что величины шероховатости поверхностей значительно меньше толщины смазочного слоя, взаимодействия вершин микронеровностей нет, а шероховатость оказывает влияние на форму зазора между поверхностями и течение смазочного слоя. Вместе с тем элементарный анализ показывает, что в большинстве практически важных случаев толщины смазочных слоев в УГД контактах менее 1 мкм и, следовательно, даже для 10-го класса чистоты поверхностей при $R_{\max} = 1...2$ мкм будет наблюдаться металлический контакт шероховатых поверхностей. Это подтверждается также экспериментальными работами [216,217].

Попытка оценить распределение нагрузки между смазочным слоем и металлическим контактом микронеровностей в УГД контакте приведена в работе [198]. Рассмотрим решение этой задачи с учетом закономерностей взаимодействия микронеровностей шероховатых тел, приведенных в работе [199].

Влияние толщины смазочного слоя в контакте на долговечность подшипника учитывается, как показано в работах [201,202].

Модель смазываемого УГД контакта шероховатых тел приведена на рис. 4.15. В данной модели под толщиной h_0 слоя смазки понимается расстояние между средними линиями профилей шероховатых поверхностей. Эта модель соответствует рекомендациям Т.Тальяна, по которым режим смазывания считается полностью жидкостным, если толщина смазочного слоя более чем в три раза превышает приведенное значение среднего квадратичного отклонения профилей шероховатых поверхностей.

Для определения площади фактического контакта микронеровностей заменим контакт двух шероховатых поверхностей контактом гладкой и шероховатой поверхностей с приведенными характеристиками профиля. Модель такого контакта показана на рисунке 4.16.

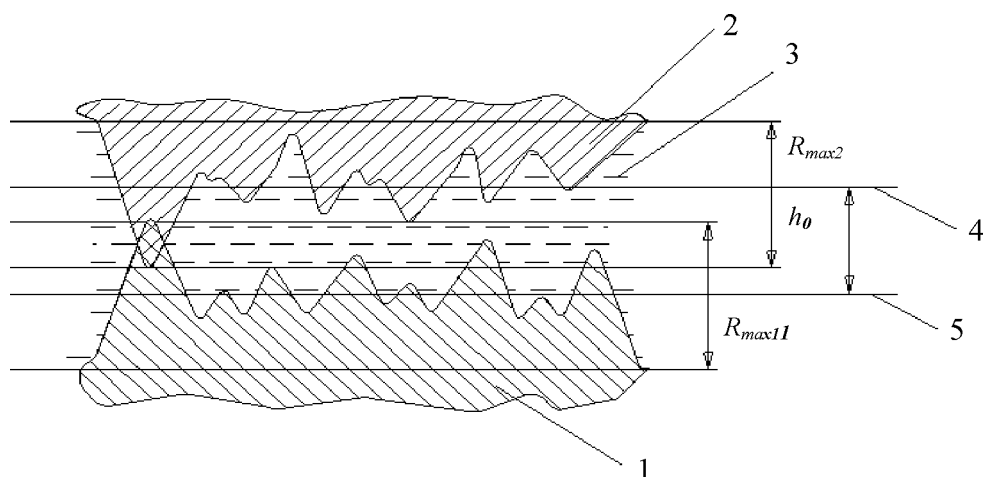


Рис.4.15. Модель смазываемого контакта шероховатых тел:
1 и 2 – контактирующие тела; 3 - смазка; 4 и 5 - средние линии
профилей поверхностей

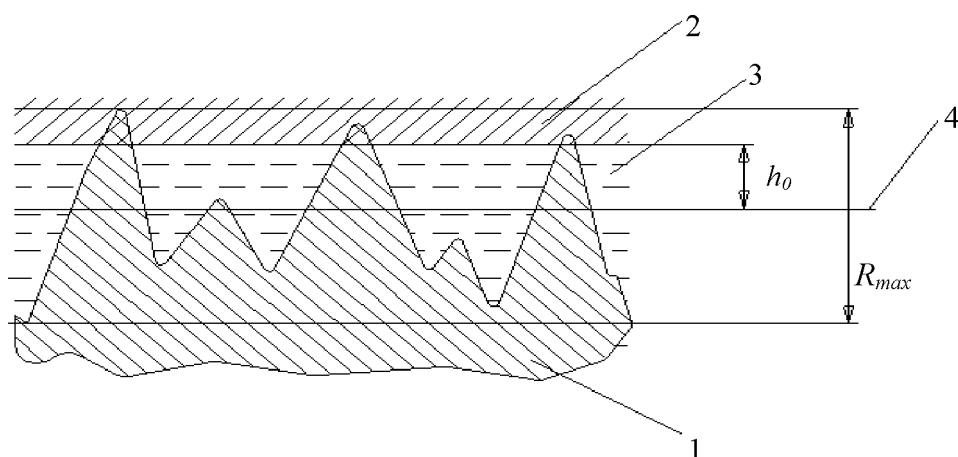


Рис.4.16. Модель смазываемого контакта гладкой и шероховатой поверх-
ностей: 1 и 2 - контактирующие тела; 3 - смазка; 4 – средняя линия про-
филя

Согласно [199] основными геометрическими характеристиками профилей шероховатых поверхностей, определяющими процессы трения, являются максимальные высоты микронеровностей $R_{\max 1}$ и $R_{\max 2}$, радиусы вершин микронеровностей r_1 и r_2 и коэффициенты b_1 и b_2 , а также ν_1 и ν_2 , характеризующие распределение вершин микронеровностей по высоте. Для приведенного шероховатого профиля эти характеристики согласно рекомендациям работы [199,218] могут быть определены по формулам:

$$R_{\max} = R_{\max 1} + R_{\max 2};$$

$$\nu = \nu_1 + \nu_2;$$

$$r = \frac{r_1 r_2}{r_1 + r_2};$$

$$b = K_v b_1 b_2 \frac{(R_{\max 1} + R_{\max 2})^{v_1 + v_2}}{R_{\max 1}^{v_1} R_{\max 2}^{v_2}}.$$

Здесь

$$K_v = \frac{v_1 v_2 \Gamma(v_1) \Gamma(v_2)}{(v_1 + v_2) \Gamma(v_1 + v_2)},$$

где $\Gamma(v_1)$, $\Gamma(v_2)$ и $\Gamma(v_1 + v_2)$ - гамма - функции.

Для приведенной на рис. 4.16 модели смазываемого контакта сближение поверхностей определится в виде разности:

$$Z = \frac{1}{2} R_{\max} - h_0. \quad (4.40)$$

Тогда относительное сближение будет равно:

$$\varepsilon = \frac{Z}{R_{\max}} = \frac{1}{2} - \frac{h_0}{R_{\max}}. \quad (4.41)$$

По величине относительного сближения находится относительная площадь фактического контакта микронеровностей контактирующих поверхностей по формуле:

$$\eta = \frac{1}{2} b \varepsilon^v. \quad (4.42)$$

Если известно контурное давление для металлического контакта, то величина относительного сближения согласно [199] может быть определена по формуле:

$$\varepsilon = \left(\frac{4 p_k \sqrt{\pi}}{K_v b E_{np}} \sqrt{\frac{r}{R_{\max}}} \right)^{\frac{2}{2v+1}}.$$

Отсюда можно найти давление p_k при определенном по (4.41) относительном сближении:

$$p_k = \frac{K_v b}{4 \sqrt{\pi}} E_{np} \left(\frac{R_{\max}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon^{v+0,5}. \quad (4.43)$$

Принимая контурную площадь контакта двух цилиндров равной площади прямоугольника с размерами площадки контакта, определяемой по формуле Герца, нагрузку на единицу длины линии контакта, воспринимаемую контактом микронеровностей металлических поверхностей, определим по формуле:

$$q_k = 2 p_k b_H. \quad (4.44)$$

Здесь b_H - полуширина площадки контакта цилиндров, определяемая по формуле:

$$b_H = \sqrt{\frac{8q\rho_{np}}{\pi E_{np}}}.$$

Общая нагрузка на единицу длины линии контакта будет суммой

$$q = q_k + q_{cm}. \quad (4.45)$$

Тогда толщина смазочного слоя будет определяться по формулам (4.11) и (4.12), приведенным к виду:

$$h_0 = 1,864(\mu_0 U_\Sigma)^{0,723} \alpha^{0,558} E_{np}^{0,002} \rho_{np}^{0,444} / q_{np}^{0,167} / K_p; \quad (4.46)$$

$$K_p = 1 + \left(\frac{\mu_0 V_1^2 \beta}{\lambda_0} \right)^{0,65} \lg \left[0,9(\mu_0 U_\Sigma)^{0,144} \alpha^{0,285} E_{np}^{0,62565} / \rho_{np}^{0,0285} / q_{cm}^{0,0855} \right]. \quad (4.47)$$

Тогда толщина смазочного слоя будет определяться по формулам (4.11) и (4.12), приведенным к виду:

$$h_0 = 1,864(\mu_0 U_\Sigma)^{0,723} \alpha^{0,558} E_{np}^{0,002} \rho_{np}^{0,444} / q_{np}^{0,167} / K_p; \quad (4.46)$$

$$K_p = 1 + \left(\frac{\mu_0 V_1^2 \beta}{\lambda_0} \right)^{0,65} \lg \left[0,9(\mu_0 U_\Sigma)^{0,144} \alpha^{0,285} E_{np}^{0,62565} / \rho_{np}^{0,0285} / q_{cm}^{0,0855} \right]. \quad (4.47)$$

Решение системы уравнений (4.41)...(4.47) производится методом последовательных приближений, принимая в качестве начального приближения $q_{k0} = 0$.

На рис. 4.17 приведены результаты расчета нагрузки, воспринимаемой контактами микронеровностей цилиндрических поверхностей, при общей нагрузке $q = 250$ Н/мм, диаметрах цилиндров $d_1 = 40$ мм и $d_{21} = 80$ мм, смазке МК-8 при температуре на входе 80°C .

В расчетах приняты наиболее распространенные значения параметров распределения высот микронеровностей $v_1 = v_2 = 2$ и $b_1 = b_2 = 2$.

Зависимости на рис. 4.17 показывают, что с ростом частоты вращения доля нагрузки, приходящаяся на металлический контакт микронеровностей шероховатых тел, уменьшается. Существенное влияние при этом оказывает величина высоты микронеровностей. Уменьшение нагрузки на контакт микронеровностей объясняется увеличением толщины смазочного слоя.

Зависимости на рис. 4.17 показывают, что с ростом частоты вращения доля нагрузки, приходящаяся на металлический контакт микронеровностей шероховатых тел, уменьшается. Существенное влияние при этом оказывает величина высоты микронеровностей. Уменьшение нагрузки на контакт микронеровностей объясняется увеличением толщины смазочного слоя.

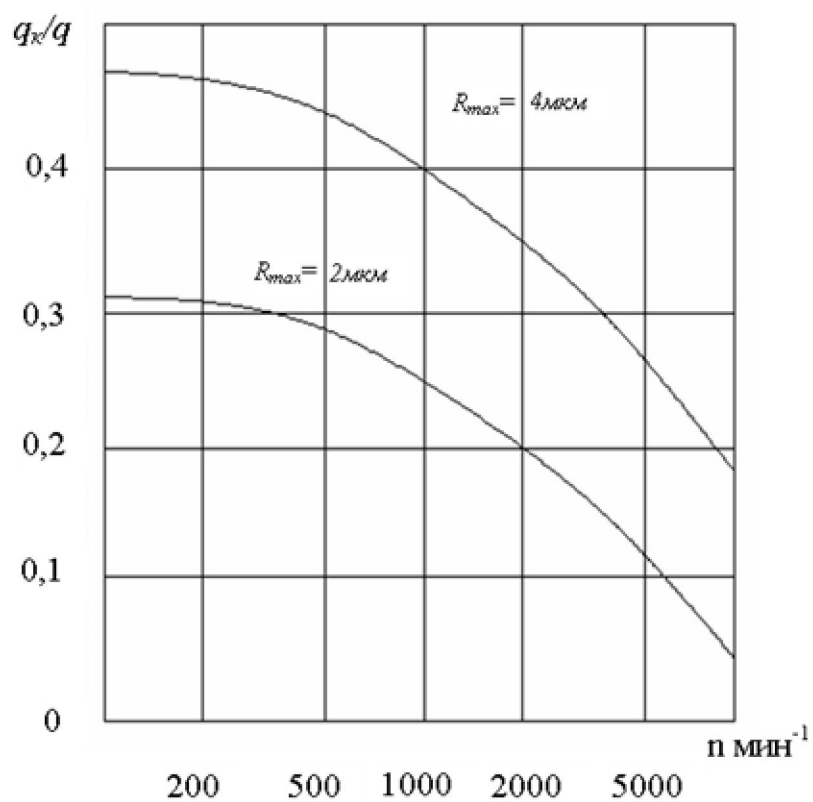


Рис.4.17. Зависимость нагрузки, воспринимаемой контактом микро-неровностей, от частоты вращения

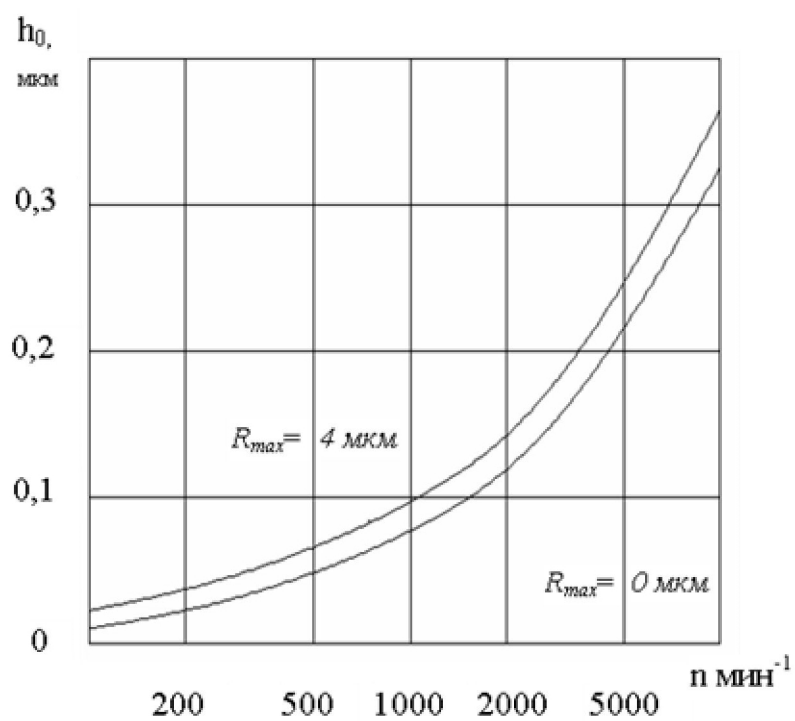


Рис.4.18. Зависимость толщины смазочного слоя от частоты вращения

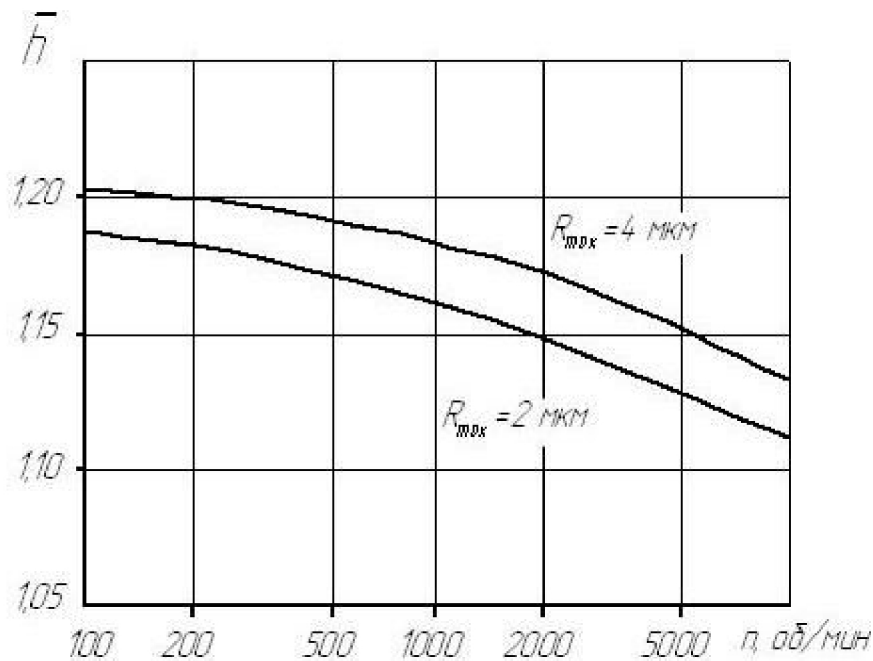


Рис.4.19. Зависимость относительной толщины смазочного слоя от частоты вращения

На рис. 4.18 показана зависимость толщины смазочного слоя от частоты вращения для гладкой и шероховатой поверхностей, а на рис. 4.19 зависимость относительной толщины, определяемой по формуле:

$$\bar{h} = h_{\text{шерохов}} / h_{\text{гладкой}}.$$

Видно, что толщина смазочного слоя увеличивается для шероховатой поверхности, т.к. уменьшается доля нагрузки, воспринимаемой смазочным слоем. В то же время изменение толщины смазочного слоя с увеличением, шероховатости невелико, что полностью совпадает с решением [200]. Конечно, при малых толщинах смазочных слоев применимость уравнения Рейнольдса для шероховатых поверхностей вызывает сомнение, однако, малое влияние шероховатости на толщины смазочных слоев даст нам основание использовать решения УГД задачи для гладких поверхностей для практических расчетов шероховатых поверхностей.

4.4.3. Силы трения в УГД контакте шероховатых поверхностей

При небольших толщинах смазочных слоев силы трения, отнесенные к единице длины УГД контакта шероховатых поверхностей, могут быть определены суммированием [219]:

$$W_f = W_{\text{см}} + W_{\text{мет}}. \quad (4.48)$$

Сила трения в смазочном слое определяется с учетом относительной площади фактического контакта микронеровностей:

$$W_{\text{см}} = W(1 - \eta). \quad (4.49)$$

Сила трения в контактах микронеровностей определяется по формуле:

$$W_{мет} = f_{мет} q_k. \quad (4.50)$$

Если коэффициент трения скольжения в контакте определить как отношение $f = \frac{W_f}{q}$, то из (4.48) - (4.50) получим:

$$f = f_{см} (1 - \eta) + f_{мет} \frac{q_k}{q}. \quad (4.51)$$

Здесь величина коэффициента трения в контактах металлических поверхностей определится по формулам работы [179]:

$$f_{мет} = \left(\frac{2\sqrt{\pi}}{2^{\frac{1}{2v}} K_v} \right)^{\frac{2v}{2v+1}} \frac{\tau_0}{E_{np}^{\frac{2v}{2v+1}} p_k^{\frac{1}{2v+1}} \Delta^{\frac{v}{2v+1}}} + \beta_0 + \\ + 0,19 K_{vf} \left(\frac{4\sqrt{\pi}}{K_v} \right)^{\frac{1}{2v+1}} \alpha_{\Gamma} \left(\frac{p_k}{E_{np}} \right)^{\frac{1}{2v+1}} \Delta^{\frac{v}{2v+1}}, \quad (4.52)$$

где τ_0 и β_0 - параметры сдвиговой прочности молекулярной связи материалов цилиндров; α_{Γ} - коэффициент гистерезисных потерь в контакте; Δ - характеристика профиля приведенной шероховатой поверхности, определяемая по формуле:

$$\Delta = \frac{R_{\max}}{rb^{\frac{1}{v}}}.$$

Коэффициент K_{vf} для упругого контакта определяется по формуле:

$$K_{vf} = \frac{8}{3\sqrt{\pi}} \frac{\Gamma(v-1,5)}{\Gamma(v+2)}.$$

Коэффициенты τ_0 , β_0 и α_{Γ} для трения со смазкой закаленных легированных сталей по рекомендациям примем равными: $\tau_0 = 1 \text{ МПа}$; $\beta_0 = 0,1$; $\alpha_{\Gamma} = 0,044$. Остальные величины, входящие в формулу (4.52), определяются, как было назначено выше. Коэффициент трения $f_{см}$, определяемый потерями на трение в смазочном слое, находится по формуле (4.42). Однако, при определении вязкости смазки необходимо учитывать повышение температуры в зоне контакта не только от потерь на трение в слое смазки, но и от трения в местах металлического контакта вершин микронеровностей.

Мощность тепловыделения на единицу поверхности от трения в контактах микронеровностей определится по формуле:

$$Q_{MET} = f_{MET} p_k U_S. \quad (4.53)$$

Тепло из зоны трения металлических поверхностей отводится прежде

всего в поверхности и частично в смазку. Поток тепла из зоны трения в поверхности цилиндров по [199] определяются по формулам:

$$Q_1 = Q_{MET} \frac{a_1}{a_1 + a_2}, \quad Q_2 = Q_{MET} \frac{a_2}{a_1 + a_2}. \quad (4.54)$$

Поток тепла от металлических поверхностей в смазку определится суммой:

$$Q_{CM} = Q_{CM1} + Q_{CM2}, \quad (4.55)$$

где
$$Q_{CM1} = Q_1 \frac{a_{CM}}{a_1 + a_{CM}}. \quad (4.56)$$

$$Q_{CM2} = Q_2 \frac{a_{CM}}{a_2 + a_{CM}}.$$

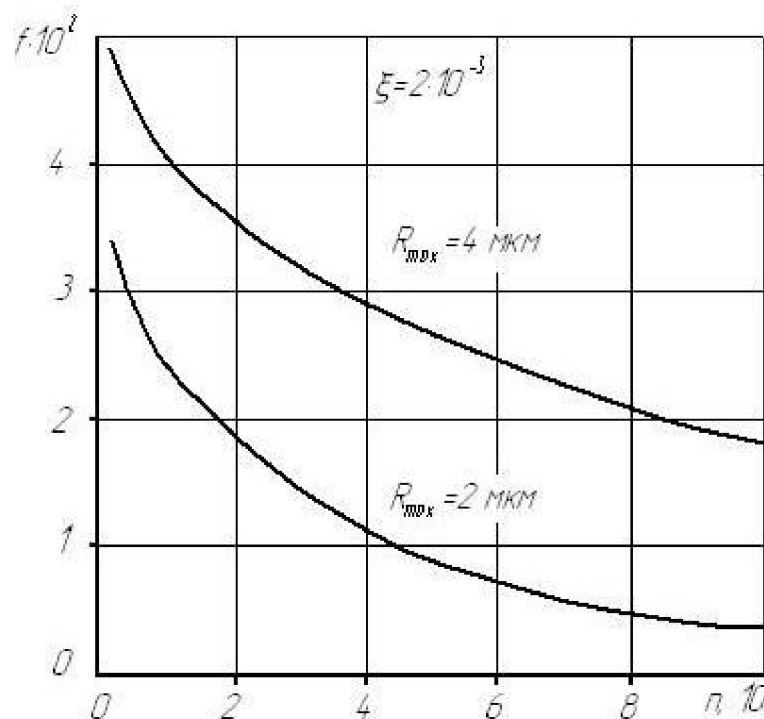


Рис. 4.20. Зависимость коэффициента трения скольжения от частоты вращения

Подставляя (4.54) и (4.56) в (4.55), получим:

$$Q_{CM} = Q_{MET} \alpha_{TH}. \quad (4.57)$$

Здесь коэффициент теплотокота α_{TH} определится по формуле:

$$\alpha_{TH} = \frac{a_{CM}(2a_1a_2 + a_{CM}(a_1 + a_2))}{(a_1 + a_2)(a_1 + a_{CM})(a_2 + a_{CM})}.$$

Здесь коэффициенты a_1, a_2 и a_{CM} определяются теплофизическими характеристиками материалов:

$$a_1 = \sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1}; \quad a_2 = \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2}; \quad a_{CM} = \sqrt{\lambda_0 \rho_0 c_0}.$$

С учетом (4.53) и (4.57) уравнение (4.39) приводится к виду:

$$T = T_0 + \int_0^x \frac{2}{\rho_0 c_0 U_\Sigma h_0} \left[\mu \frac{U_S^2}{h_0} (1 - \eta) + f_{MET} p_K U_S \alpha_{ТП} - 2K_T (T - T_{ОВ}) \right] dx.$$

На рис. 4.20 и 4.21 приведены определенные по изложенной методике зависимости коэффициентов трения скольжения от частоты вращения ведущего ролика при указанных ранее исходных данных.

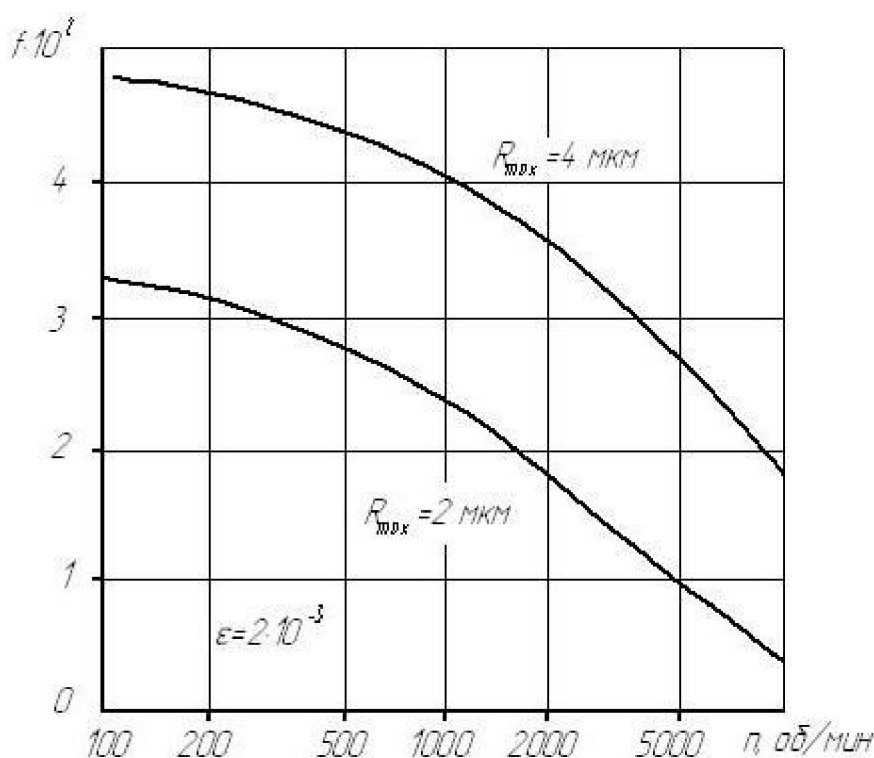


Рис.4.21. Зависимость коэффициента трения скольжения от частоты вращения

При этом температура окружающей среды принята равной $T_{ов} = 60^\circ \text{C}$, а коэффициент теплоотдачи от смазки в окружающую среду $K_T = 700 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$.

Зависимости на рис. 4.20 соответствуют начальной, падающей ветви кривой Штрибека, однако небольшая величина проскальзывания $\xi = 2 \cdot 10^{-3}$ создает значительно менее резкое падение ветви, чем при больших проскальзываниях. Если сравнить зависимости на рис. 4.21 и 4.17, можно сделать вывод, что величина коэффициента трения с УГД контакте шероховатых поверхностей при толщинах смазочного слоя, меньших высоты микронеровностей, определяется, прежде всего, трением в контактах микронеровностей металлических поверхностей. Определенная по формуле (4.52) величина коэффициента

трения металлических контактов в рассмотренных примерах изменялась не существенно $f_{мет} = 0,1015 - 0,1017$, а коэффициент жидкостного трения при столь незначительном проскальзывании $f_{мет} = (1,085 - 5,703) \cdot 10^{-5}$. Поэтому определенные по формуле значения общего коэффициента трения изменялись почти пропорционально изменению доли нагрузки, воспринимаемой контактом микронеровностей. Полученные результаты объясняют незначительное влияние свойств смазки, на величины коэффициентов трения в большинстве экспериментальных исследований.

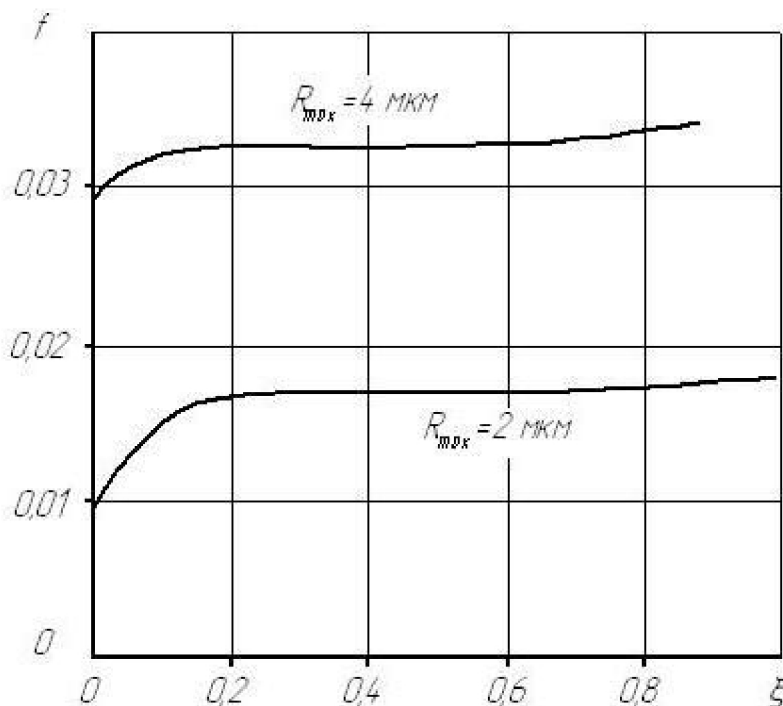


Рис.4.22. Зависимость коэффициента трения от проскальзывания для шероховатых поверхностей

В формуле Ю.Н.Дроздова [212] зависимость коэффициента трения от вязкости смазки выражается формулой: $f \sim \mu^{0,07}$, т. е влияние вязкости невелико.

На рис. 4.22 показаны рассчитанные по изложенной методике кривые скольжения для шероховатых поверхностей при приведенных ранее исходных данных и частоте вращения ведущего ролика $n = 5000$ об/мин.

Начальные участки кривых скольжения аналогичны экспериментальным кривым. Однако при коэффициентах проскальзывания более 0,2 уменьшения коэффициента трения не получено. Более того, при $\xi > 0,8$ наблюдается повышение коэффициента трения, что напоминает кривую, приведенную в работе [212]. Однако, т.к. указанные в [212] физические явления при больших проскальзываниях нами не учитывались, мы считаем отмеченное повышение коэффициента трения просто неточностями принятой нами модели.

На рис. 4.23 показана зависимость коэффициента трения в смазочном слое контакта шероховатых поверхностей от проскальзывания.

Для рассмотрения кривой скольжения в широком диапазоне проскальзывания использована логарифмическая шкала. Однако кривые скольжения для смазочного слоя весьма близки по форме обычным экспериментальным кривым скольжения.

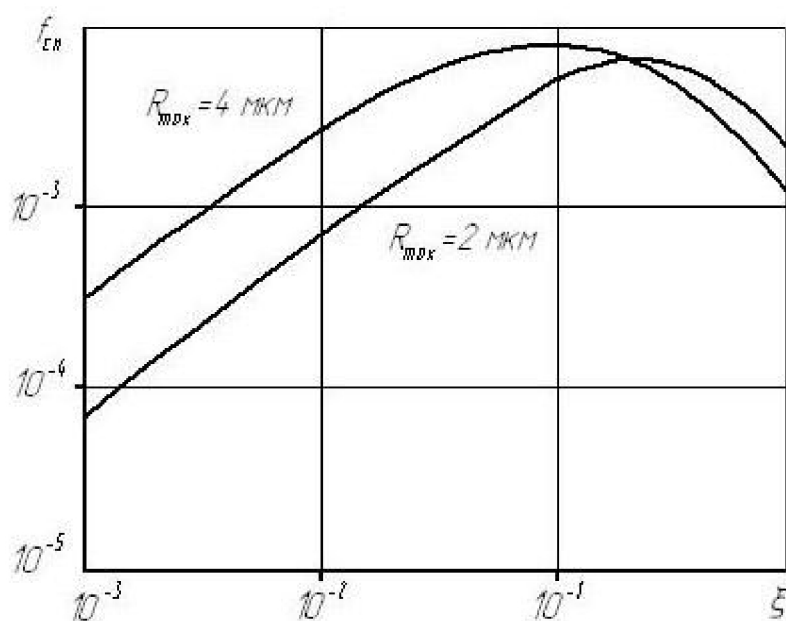


Рис.4.23. Зависимость коэффициента трения в смазочном слое от проскальзывания для шероховатых поверхностей

Полученные результаты позволяют еще раз сделать предположение о том, что, несмотря на то, что металлический контакт шероховатых поверхностей воспринимает относительно небольшую долю общей нагрузки, общая величина потерь на трение и коэффициент трения определяются, прежде всего, трением в контактах микронеровностей.

4.4.4. Методика интегральной оценки сил трения в УГД контакте шероховатых тел с учетом температуры смазки

Как было показано [220], касательные напряжения на поверхностях трущихся тел в эластогидродинамическом контакте определяются по формуле:

$$\tau_{0,h} = \mu_0 e^{\alpha p} \frac{U_s}{h} \pm \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h.$$

Силу трения, отнесенную к единице длины линии контакта, получим интегрированием в пределах Герцевской площадки контакта:

$$W = \int_{-b_h}^{b_h} \left(\mu_0 e^{\alpha p} \frac{U_s}{h} \pm \frac{1}{2} \frac{dp}{dx} h \right) dx.$$

Принимая, как в работе [220], толщину смазочного слоя в пределах площадки контакта постоянной и равной h_0 , а давление распределенным по зависимости

$$p = p_0 \left(1 - \left(\frac{x}{b_H} \right)^2 \right),$$

получим:

$$W = 2\mu_0 \frac{U_s}{h_0} J \pm p_0 h_0. \quad (4.58)$$

Здесь максимальное давление в центре площадки контакта определим по формуле Герца:

$$p_0 = \sqrt{\frac{qE_{np}}{2\pi\rho_{np}}}.$$

Выражение для интеграла J приводится к виду:

$$J = b_H e^{\alpha p_0} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha p_0}} \Phi(x_l), \quad (4.59)$$

где $\Phi(x_l)$ - интеграл вероятности, в котором предел интегрирования определится по формуле

$$x_l = \sqrt{2\alpha p_0}.$$

С использованием гипотезы стеклования смазки при вычислении интеграла J принимаем:

$$\begin{aligned} p &= p_0 \left(1 - \left(\frac{x}{b_H} \right)^2 \right) && \text{при } p < p_c; \\ p &= p_c && \text{при } p \geq p_c. \end{aligned}$$

Тогда получим:

$$J = b_H e^{\alpha p_0} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha p_0}} \Phi(\sqrt{\alpha p_0}) - b_c e^{\alpha(p_0 - p_c)} \sqrt{\frac{\pi}{\alpha(p_0 - p_c)}} \Phi(\sqrt{2\alpha(p_0 - p_c)}), \quad (4.60)$$

где
$$b_c = b_H \sqrt{1 - \frac{p_c}{p_0}}.$$

При малых толщинах смазочных слоев потери на трение определяются как касательными напряжениями в слое смазки, так и трением в контактах выступов шероховатых металлических поверхностей. Составляющая силы трения, определяемая напряжениями сдвига смазочного слоя, находится как [220], но величину W вычисляем по (4.58) и (4.59). Составляющую силы трения, определяемую взаимодействием контактов шероховатых поверхностей, можно приближенно вычислить по формуле:

$$W_{мет} = f_{мет} q \eta. \quad (4.61)$$

С учетом (4.60) получим
$$f = f_{см}(1 - \eta) + f_{мет}\eta. \quad (4.62)$$

Формула (4.62) соответствует формулам работы [219]. При этом относительную площадь металлического контакта также приближенно определим по формуле
$$\eta = \frac{l}{2} t_p.$$

Здесь по рекомендациям [199] для нормального закона распределения высот микронеровностей относительную опорную длину профиля можно вычислить по формуле $t_p = \frac{l}{2} - \Phi(\lambda)$, где λ - параметр, характеризующий режим смазывания в УГД контакте.

По рекомендациям Т.Тальяна
$$\lambda = h_0 / R_{ск}.$$

Величину среднего квадратичного отклонения приведенного профиля шероховатой поверхности можно принять равной:

$$R_{ск} = \frac{l}{6} R_{max}.$$

При расчете по формулам (4.58) и (4.59) среднюю температуру смазки определяем по формуле

$$T_m = T_0 + \frac{2}{3} T_v.$$

Приращение температуры в зоне трения вычислим по формуле

$$T_v = \frac{0,83 f q U_s}{\left(\sqrt{\lambda_1 \rho_1 c_1 V_1} + \sqrt{\lambda_2 \rho_2 c_2 V_2} \right) \sqrt{b_H}}.$$

Среднюю температуру смазки определяем последовательным приближениями: задаваясь T_m , вычисляем h_0 , $f_{см}$, η , T_v , затем уточненное значение T_m .

На рис.4.24 приведены рассчитанные по изложенной выше методике кривые скольжения для указанных ранее исходных данных при $R_{max} = 2$ мкм и смазке маслом трансформаторным.

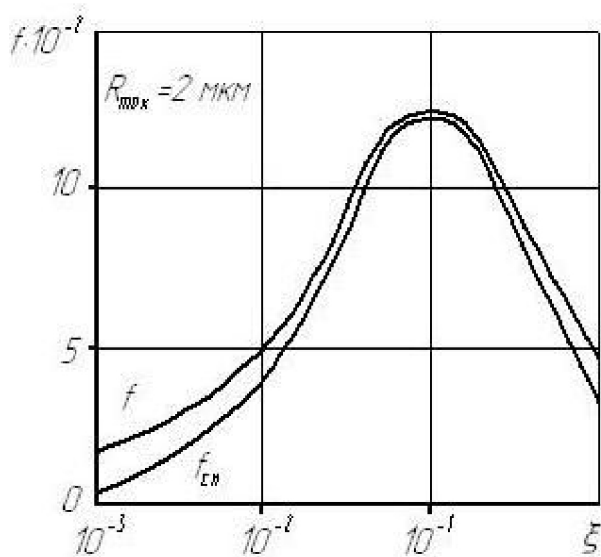


Рис. 4.24. Зависимость коэффициента трения скольжения от коэффициента проскальзывания

При этом температура подаваемого масла и объемная температура контактирующих тел приняты одинаковыми и равными 80°C . Зависимость коэффициента трения от коэффициента проскальзывания в области малых величин проскальзывания хорошо видна на рис.4.24. Там же показана зависимость от проскальзывания коэффициента трения, определяемого сдвигом смазочного слоя. Величина коэффициента трения в контактах микронеровностей принята постоянной и равной 0,1015.

Следует отметить, что величины коэффициентов трения, определенные по изложенной методике, на порядок выше значений, рассчитанных по методике, изложенных в [220]. Это объясняется, на наш взгляд, прежде всего различным подходом к расчету толщин смазочного слоя, т.к. ранее принималось, что толщина смазочного слоя определяется только температурой смазки на входе в зону трения. На рис.4.25 приведены зависимости толщины смазочного слоя от проскальзывания.

Сплошной линией показана зависимость, рассчитанная по изложенной методике, а штриховой - по методике, принятой в [220]. На рис.4.26 показана зависимость от коэффициента проскальзывания средней температуры смазочного слоя.

Необходимо отметить, что значения коэффициентов трения, определенные по изложенной в данном разделе методике, близки, хотя и несколько выше, значениям, определенным экспериментально.

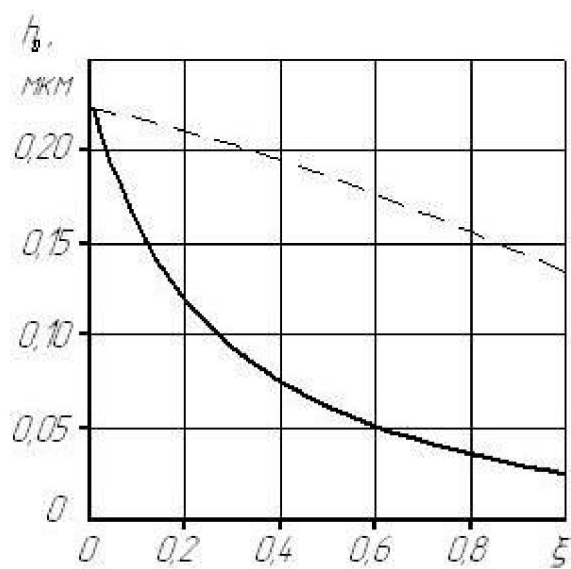


Рис.4.25. Зависимость толщины смазочного слоя от коэффициента проскальзывания

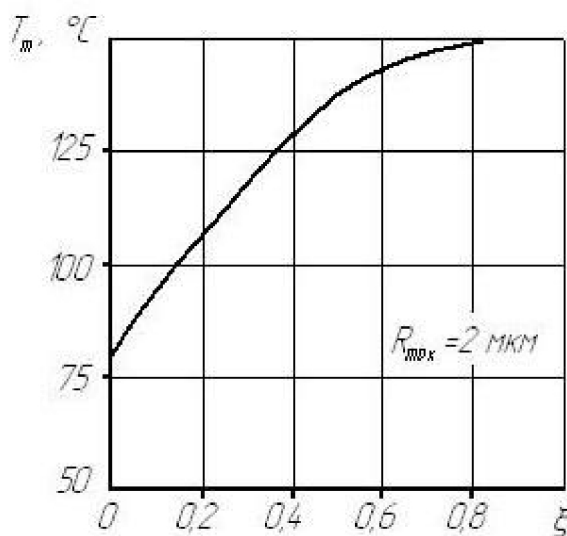


Рис.4.26. Зависимость средней температуры смазочного слоя от коэффициента проскальзывания

Так по формуле Ю.Н.Дроздова для рассматриваемого примера при $\xi=0,01$ получим $f=4,126 \cdot 10^{-2}$, а по изложенной нами методике $f=4,728 \cdot 10^{-2}$.

Следовательно, погрешность в вычислениях составляет 15%.

Таким образом, изложенная методика может быть применена для инженерных расчетов при анализе работоспособности смазываемых узлов трения в широком диапазоне коэффициентов проскальзывания.

4.4.5. Экспериментальная оценка режима смазывания в подшипнике

Для оценки достоверности методики расчета в Самарском государственном аэрокосмическом университете было проведено теоретическое и экспериментальное определение допускаемых нагрузок при условии отсутствия полужидкостного трения в контактах радиально-упорного подшипника.

Экспериментальные исследования были проведены на специальном стенде, имеющем электрическую изоляцию наружного кольца испытуемого подшипника от корпуса установки. Корпус и подаваемое масло имели электрический обогрев. Общий вид стенда показан на рис. 4.27. В качестве испытуемого был применен радиально-упорный шариковый подшипник с четырехточечным контактом.

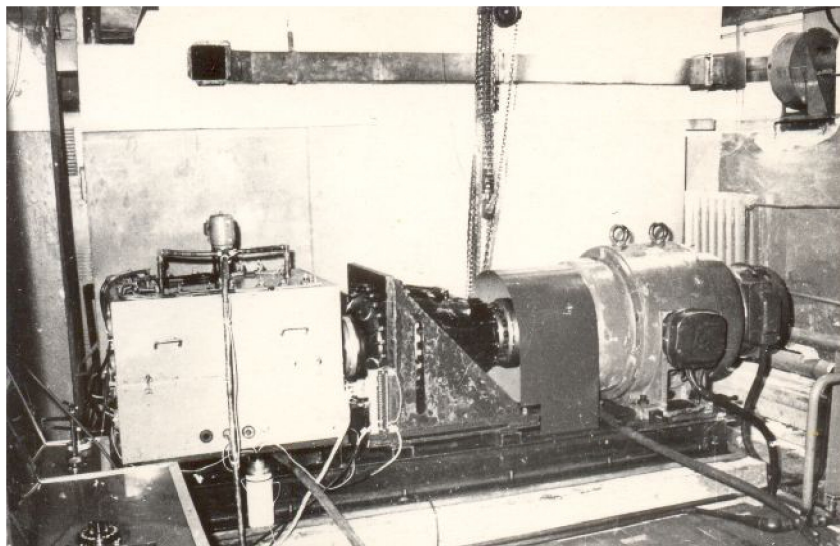


Рис.4.27. Общий вид экспериментальной установки

Электрическая схема эксперимента показана на рис. 4.28. Регистрация режима трения в испытуемом подшипнике производилась с помощью осциллографа. К внутреннему вращающемуся кольцу через ртутный токосъемник и к наружному кольцу исследуемого подшипника подводился электрический ток высокой частоты (150 кГц) напряжением 12 мВ от генератора. При жидкостном режиме трения тела качения и беговые дорожки колец подшипника разделены масляной пленкой, не проводящей электрический ток. В этом случае на экране осциллографа наблюдается переменное электрическое напряжение в виде широкой полосы.

При некоторой «критической» толщине масляный слой не обеспечивает разделения металлических поверхностей контактирующих тел и наступает полужидкостное трение.

При наличии полужидкостного трения в контактах шара с желобами наружного и внутреннего колец одновременно на экране осциллографа наблюдается узкая полоса, которая не изменяет своей ширины с дальнейшим повышением нагрузки на подшипник.

В эксперименте регистрировались, кроме режима трения, осевая и радиальная нагрузки на подшипник; перекося наружного кольца относительно внутреннего; температуры наружного и внутреннего колец; температуры масла на входе и выходе узла испытуемого подшипника; температуры корпуса установки.

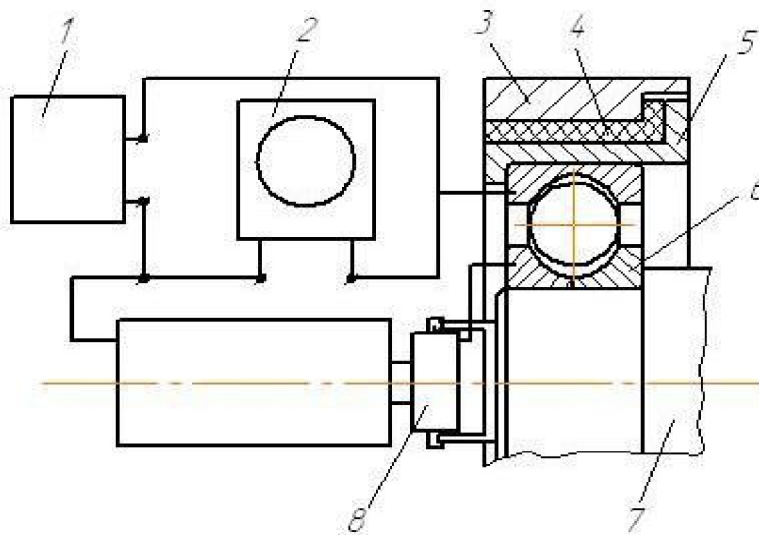


Рис. 4.28. Электрическая схема эксперимента:

1 - генератор электрических импульсов; 2 - осциллограф С-1-18; 3 - корпус испытательного стенда; 4 - электроизоляционное кольцо; 5 - стакан; 6 - испытуемый подшипник; 7 - вал установки; 8 - ртутный токосъемник

Значение «критической» толщины смазочного слоя, при которой возникает металлический контакт шариков с кольцами подшипника, определяется микронеровностями контактирующих поверхностей. Нами определялась «критическая» толщина смазочного слоя по формуле

$$h_{кр} = \sqrt{\frac{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}{2}},$$

где R_{a1} , R_{a2} - максимальные значения среднеквадратичной высоты микронеровностей контактирующих тел.

Высоты микронеровностей поверхностей исследуемого подшипника были замерены до и после испытаний. Результаты измерений показаны в табл. 4.17.

«Критическая» толщина смазочного слоя вычислялась для начала и конца испытаний, затем определялось среднее значение ее по формуле

$$h_{кр.ср.} = \frac{1}{3}h_{кр.нач.} + \frac{2}{3}h_{кр.кон.}$$

Таблица 4.17

Характеристики шероховатости поверхностей испытуемого подшипника

Рабочие поверхности	R_a , мкм	
	до испытания	после испытания
Шары	0,05 - 0,064	0,05 - 0,064
Желоб внутреннего кольца	0,11 - 0,15	0,10 - 0,018
Желоб наружного кольца	0,15 - 0,30	0,10 - 0,16

В результате были получены следующие значения «критических» толщин смазочного слоя:

- для контакта шарика с желобом внутреннего кольца $h_{кр} = 0,129$ мкм,
- для контакта шарика с желобом наружного кольца $h_{кр} = 0,187$ мкм.

Зная «критическую» толщину смазочного слоя по рис. 4.29 и 4.30, определяем величины усилий в контактах, приводящие к полужидкостному трению. По рассчитанным в соответствии с [221] зависимостям максимальных усилий на наиболее нагруженный шарик от внешней нагрузки, действующей на подшипник, находим диапазон допускаемых нагрузок на подшипник при условии отсутствия полужидкостного трения.

Приведенные на рис. 4.29 и 4.30 результаты расчетов показали, что полужидкостный режим трения в контакте шарика с наружным кольцом исследованного подшипника достигался при значительно меньших нагрузках, чем в контакте с внутренним кольцом.

Так как регистрировались лишь случаи полужидкостного трения в обоих контактах одновременно, то экспериментальные кривые на рис. 4.31 и 4.32 соответствуют ограничениям нагрузок на подшипник при отсутствии полужидкостного трения в контакте шара с желобом внутреннего кольца при перекосе 5', температурах наружного кольца 193°С и 211 °С, масла на входе 170 ÷ 175 °С и 193 ÷ 200 °С, масла на выходе 195 ÷ 202 °С и 217÷218 °С.

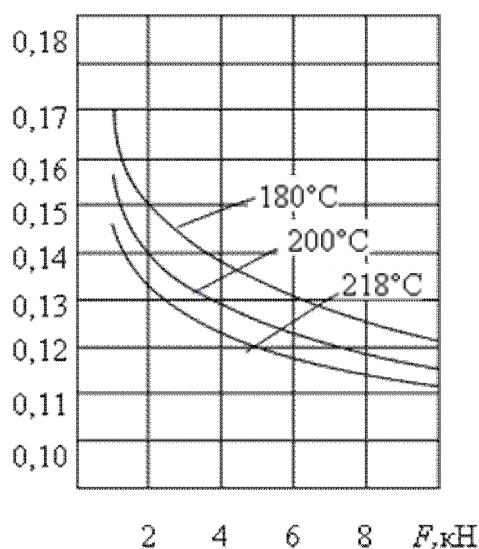


Рис. 4.29. Зависимость толщины масляного слоя от усилия при контакте шарика с желобом внутрен. кольца.

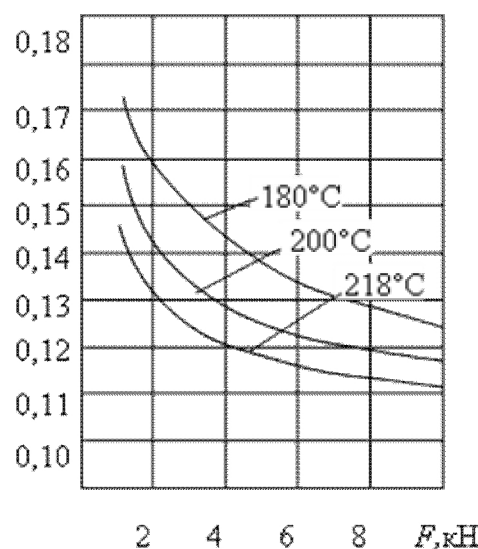


Рис. 4.30. Зависимость толщины масляного слоя от усилия в контакте шара с желобом наружного кольца.

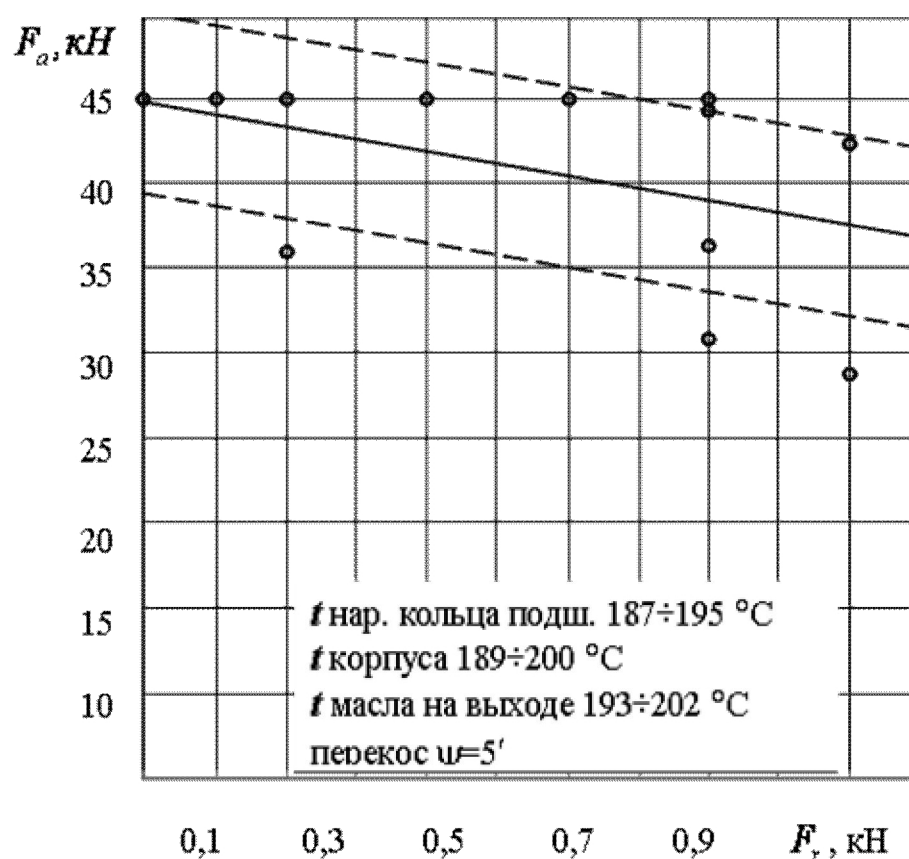


Рис. 4.31. Экспериментальное определение допустимых нагрузок на подшипник

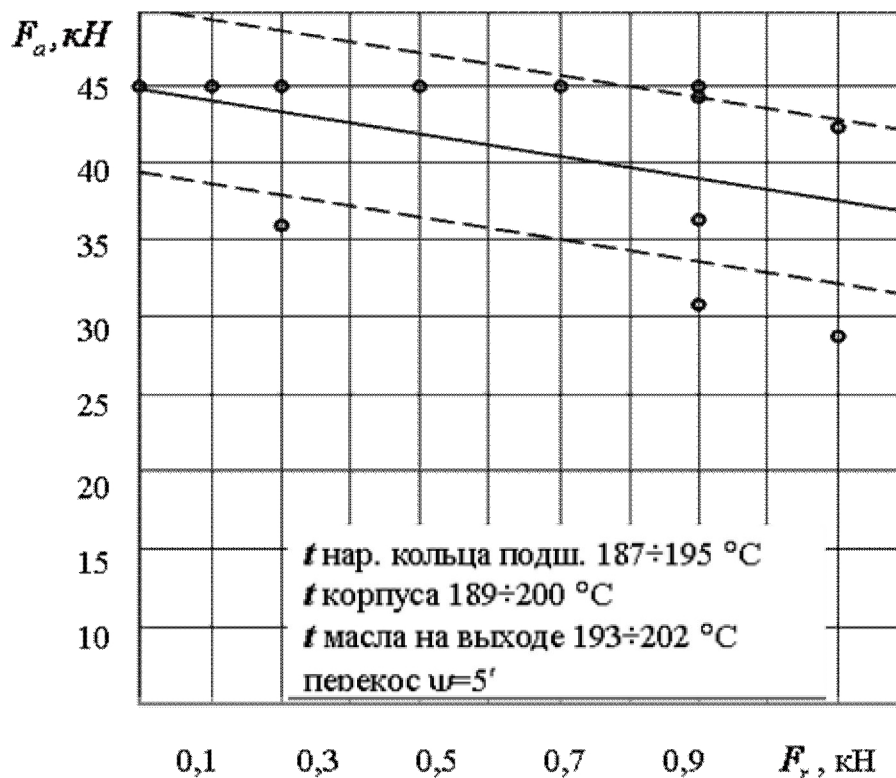


Рис. 4.32. Экспериментальное определение допустимых нагрузок на подшипник

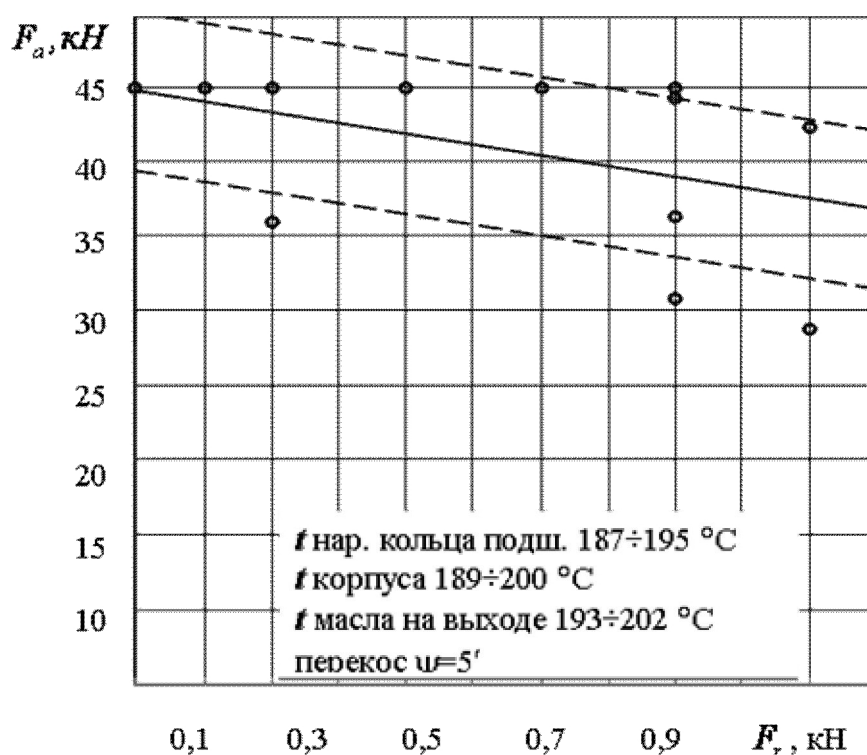
Параметры экспериментальных кривых ограничений осевой и радиальной нагрузок, изображенных сплошными линиями, определены по методу наименьших квадратов. Штриховыми линиями показаны области разброса экспериментальных данных, соответствующих среднеквадратичному отклонению.

Были сделаны расчеты толщин смазочных слоев для температур и нагрузок, соответствующих экспериментальным кривым. Результаты показали, что для контакта шара с желобом внутреннего кольца толщина смазочного слоя $h_0 = 0,129 \div 0,133 \text{ мкм}$. Для контакта шара с желобом наружного кольца толщина смазочного слоя $h_0 = 0,145 \div 0,146 \text{ мкм}$.

Независимо от температуры подшипника и нагрузок переход к полужидкостному трению на внутреннем кольце осуществляется в очень узком диапазоне толщин смазочных слоев. Рассчитанное значение «критической» толщины смазочного слоя близко совпадает с диапазоном толщин в эксперименте.

Рассчитанные значения толщины смазочного слоя в контакте шара с наружным кольцом для температур и нагрузок, соответствующих экспериментальной кривой, показали, что на наружном кольце постоянно осуществляется полужидкостный режим трения.

При одинаковой чистоте поверхностей желобов наружного и внутреннего колец полужидкостный режим трения возникал бы при повышении нагрузки на подшипник вначале на внутреннем кольце. Следовательно, полученные в результате исследований ограничения осевой и радиальной нагрузок являются ограничениями для подшипника в целом.



4.33. Сравнение теоретических и экспериментальных результатов

На рис. 4.33 показано сравнение теоретических кривых ограничения нагрузок на подшипник с полученными экспериментальными кривыми перехода к полужидкостному трению на внутреннем кольце. Экспериментальные кривые хорошо соответствуют теоретическому расчету.

4.5. Расчет долговечности подшипников качения по базовым контактным напряжениям

Изложенные ранее методы расчета подшипников качения основаны на предложенной А. Пальмгренем кривой контактной выносливости, приведенной на рис. 4.34.

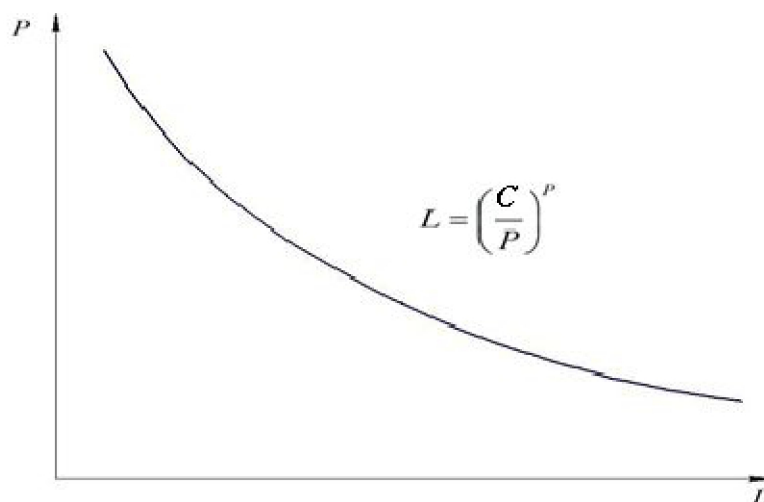


Рис. 4.34. Кривая выносливости по А. Пальмгрену

При этом им предполагалось отсутствие для подшипников предела контактной выносливости, и кривая принята асимптотически приближающейся к оси абсцисс. Вместе с тем при расчетах на прочность зубчатых передач для всех сталей учитывается предел контактной выносливости [222]. В этой связи фирмой SKF предложено использовать при расчетах долговечности подшипников качения кривую выносливости, приведенную на рис. 4.35. На основе собственных экспериментов фирмой установлены и приведены в каталоге выпускаемых фирмой подшипников [210] значения нагрузки P_u , соответствующей пределу контактной выносливости.

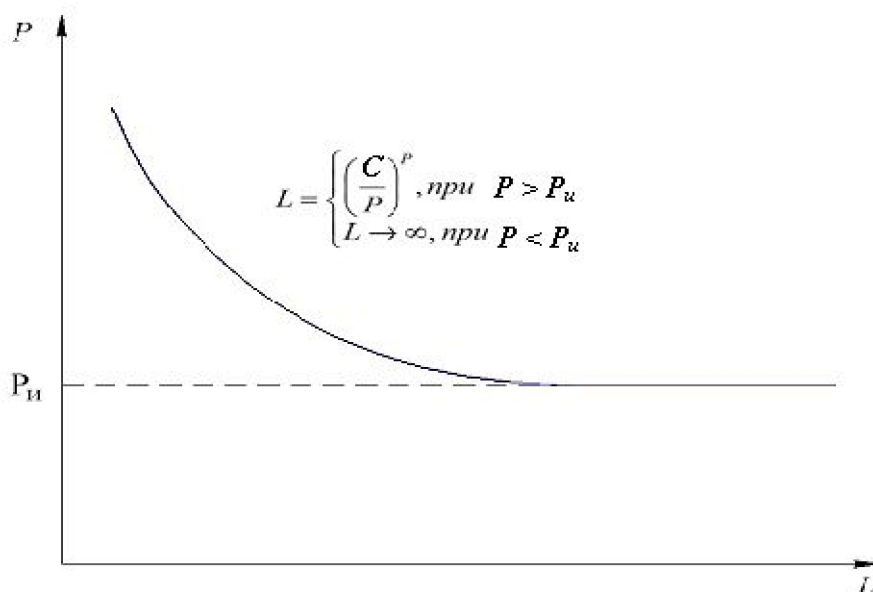


Рис. 4.35. Кривая выносливости по SKF

Однако расчет долговечности подшипника по приведенным динамическим нагрузкам не позволяет учесть реальные условия эксплуатации подшипников в изделиях авиационной техники. К ним относятся реальные значения рабочих диаметральных зазоров, перекосы колец подшипника, деформации тонкостенных деталей подшипниковых узлов и специальные профили рабочих поверхностей подшипников. В этой связи расчет долговечности подшипников авиационных целесообразно выполнять по контактным напряжениям.

Для выполнения расчетов долговечности подшипников по контактным напряжениям необходимо знание характеристик кривой контактной выносливости подшипниковых материалов.

Для выполнения расчетов долговечности подшипников по контактным напряжениям необходимо знание характеристик кривой контактной выносливости подшипниковых материалов.

4.5.1. Определение базовых контактных напряжений

Кривая контактной выносливости, предложенная А. Пальмгреном в модифицированном для подшипников виде (без характерной для сталей точки перехода к длительной выносливости), имеет вид, приведенный на рис. 4.36.

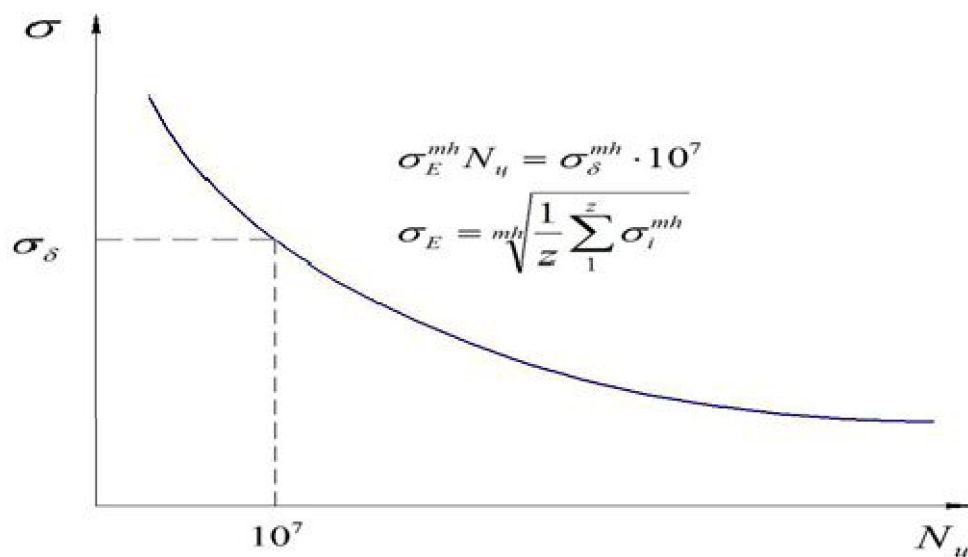


Рис.4.36. Кривая контактной выносливости материала по Пальмгрену

По рекомендациям работ [175] и [223] уравнение кривой выносливости для подшипниковой стали запишем в виде:

$$N_y \sigma_E^{mh} = const.$$

Показатель степени кривой выносливости определяется экспериментально и принимается равным:

$$m_h = 20 / 3 \quad - \text{ для роликовых подшипников;}$$

$$m_h = 9 \quad - \text{ для шариковых подшипников.}$$

В качестве базового примем напряжение при $N_y = 10^7$. Тогда уравнение кривой выносливости можем представить в виде:

$$N_y \sigma_E^{mh} = 10^7 \sigma_6^{mh}.$$

Рассмотрим стандартный случай нагружения радиальной нагрузкой подшипника с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцом.

Число циклов изменения напряжений колец определится по формуле

$$N_y = 60 \frac{n}{2} (1 \pm \gamma) z L_h.$$

Здесь знак « + » для вращающегося внутреннего кольца, знак « – » для невращающегося наружного; n - частота вращения; z - число тел качения; $\gamma = D_w / d_m$; D_w - диаметр тела качения; $d_m = (D + d) / 2$ - средний диаметр подшипника; D и d - наружный и внутренний диаметры подшипника.

Долговечность подшипника по стандартной методике определяется по формуле:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{mp}.$$

$$\text{Здесь} \quad m_p = \sqrt{m_h} = 10 / 3 \quad - \text{ для роликовых подшипников;}$$

$$m_p = \sqrt[3]{m_h} = 3 \quad - \text{ для шариковых подшипников.}$$

Приведенную динамическую нагрузку для радиального подшипника примем равной $P = F_r$. Тогда формулу для определения числа циклов изменения напряжений приведем к виду:

$$N_y = 5 \cdot 10^5 (1 \pm \gamma) z \left(\frac{C}{F_r} \right)^{mp}.$$

При базовом числе циклов изменения напряжений:

$$5 \cdot 10^5 (1 \pm \gamma) z \left(\frac{C}{F_{r6}} \right)^{mp} = 10^7.$$

Радиальная нагрузка, соответствующая базовому числу циклов, будет равна:

$$F_{r6} = C \left(\frac{(1 \pm \gamma) z}{20} \right)^{0,3} \quad - \quad \text{для роликового подшипника и}$$

$$F_{r6} = C \left(\frac{(1 \pm \gamma) z}{20} \right)^{1/3} \quad - \quad \text{для шарикового подшипника.}$$

Нагрузку в контакте максимально нагруженного тела качения определим по формуле:

$$F_{max} = \frac{K \cdot F_{r6}}{z}.$$

Здесь $K = 4,6$ - для роликовых и $K = 5,0$ - для шариковых подшипников.

С учетом распределения нагрузки по телам качения эквивалентные значения нагрузок для вращающегося и невращающегося колец определим по формулам:

$$F_{6E} = F_{max} J_1; F_{нE} = F_{max} J_2.$$

Значения коэффициентов эквивалентности определим по рекомендации работы [224]. Учитывая небольшие значения радиальных зазоров, принимаем: $J_1 = 0,64$ и $J_2 = 0,67$ - для роликовых подшипников; $J_1 = 0,56$ и $J_2 = 0,59$ - для шариковых подшипников.

Тогда для роликовых подшипников получим:

$$F_{6E} = 1,198 \frac{C(1+\gamma)^{0,3}}{z^{0,7}} \quad \text{и} \quad F_{нE} = 1,255 \frac{C(1-\gamma)^{0,3}}{z^{0,7}}.$$

Эквивалентные напряжения в контактах определим по формулам:

$$\sigma_{6E} = 275 \sqrt{\frac{F_{6E}}{D_w l (1-\gamma)}} \quad \text{и} \quad \sigma_{нE} = 275 \sqrt{\frac{F_{нE}}{D_w l (1+\gamma)}}.$$

Принимая $\sigma_{66} = \sigma_{6E}$ и $\sigma_{6н} = \sigma_{нE}$, после преобразований получим:

$$\sigma_{\text{бв}} = 301 \sqrt{\frac{C(1+\gamma)^{0,3}}{D_w \cdot l \cdot z^{0,7}(1-\gamma)}} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{бн}} = 308 \sqrt{\frac{C(1-\gamma)^{0,3}}{D_w \cdot l \cdot z^{0,7}(1+\gamma)}}.$$

Расчеты по приведенным формулам с использованием данных по геометрии и динамической грузоподъемности стандартных роликовых подшипников [204] и [205] дают значения:

$$\sigma_{\text{бв}} = 2258...2790 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{бн}} = 2040...2241 \text{ МПа}.$$

Значения эквивалентных нагрузок для шариковых радиальных подшипников определяются по формулам:

$$F_{\text{вЕ}} = 1,032 C \sqrt[3]{(1+\gamma)/z^2} \quad \text{и} \quad F_{\text{нЕ}} = 1,087 C \sqrt[3]{(1-\gamma)/z^2}.$$

Напряжения в контакте шариков с желобами колец определяются по [205, 224] по формуле:

$$\sigma_E = \frac{858}{\mu\nu} \sqrt[3]{F_E (\sum \rho)^2}.$$

При этом приведенная кривизна в контакте определяется по формуле:

$$\sum \rho = \frac{1}{D_w} \left(4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right),$$

а безразмерный коэффициент $\mu\nu$ по таблицам в зависимости от параметра:

$$\cos \tau = \left(\frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right) / \left(4 - \frac{1}{f} \pm \frac{2\gamma}{1 \mp \gamma} \right).$$

В приведенных формулах $f = R_{\text{жс}}/D_w$, где $R_{\text{жс}}$ - радиус желоба кольца. Кроме того, верхние знаки в формулах принимаются для контакта с внутренним кольцом, нижние – с наружным.

Расчеты для стандартных радиальных однорядных шариковых подшипников дают значения базовых контактных напряжений:

$$\sigma_{\text{бв}} = 2931...4036 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad \sigma_{\text{бн}} = 2443...3638 \text{ МПа}.$$

Необходимо отметить, что при определении величин динамической грузоподъемности роликовых подшипников вводится [224] понижающий коэффициент, учитывающий кромочные эффекты в распределении напряжений по длине ролика. В зависимости от величины нагрузки и формы профиля образующей значение коэффициента принимается от 0,4 до 0,8. Без учета указанного понижающего коэффициента значения базовых контактных напряжений для роликовых подшипников могут достигать 3005...3470 МПа и более, т.е. величин, близких к значениям для шариковых подшипников.

Полученные значения позволяют выполнять расчет долговечности подшипников при любых условиях вращения, а также перекосе колец.

4.5.2. Определение предела контактной выносливости

Фирмы *FAG* и *SKF* на основе стендовых испытаний своих подшипников предложили модифицированную методику расчета долговечности [201] и [210]. Основным отличием новой методики от стандартной является введение предела выносливости в уравнение, определяющее зависимость долговечности подшипника от нагрузки. Кривая контактной выносливости для такой модели будет иметь вид, показанный на рис. 4.37.

Как показано в [225], это может существенно изменить расчетную долговечность подшипника. Фирма *SKF* нагрузку, соответствующую пределу выносливости включила в каталог своих подшипников.

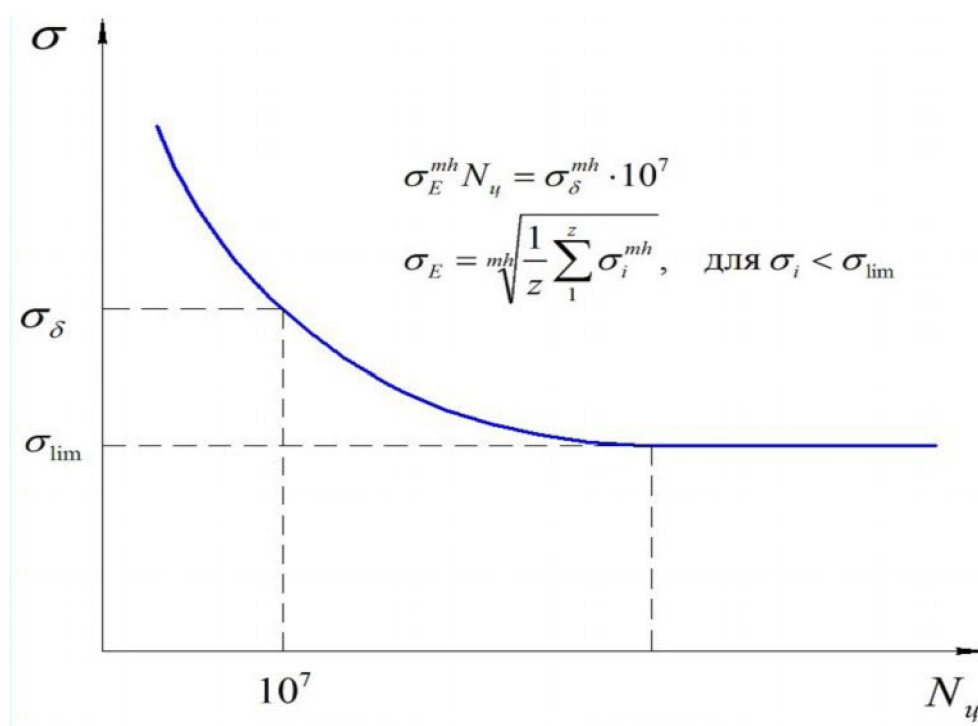


Рис. 4.37. Кривая контактной выносливости подшипниковых сталей

Эта нагрузка составляет приблизительно:

$P_u = C_0 / 9$ - для роликовых подшипников,

$P_u = C_0 / 27$ - для шариковых подшипников.

Здесь C_0 - величина статической грузоподъемности подшипника.

Предполагая это соотношение справедливым также для подшипников отечественного производства, с учетом приведенных выше формул определим значения эквивалентных контактных напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости роликовых подшипников.

Максимальное усилие в контакте ролика с кольцами при нагрузке, соответствующей пределу контактной выносливости, определим по формуле

$$F_{\max} = \frac{4,6 P_u}{z}.$$

Эквивалентное значение усилия в контакте будет равно:

$$F_{\text{вЕ}} = F_{\max} J_1 \text{ - для контакта с внутренним кольцом;}$$

$$F_{\text{нЕ}} = F_{\max} J_2 \text{ - для контакта с наружным кольцом.}$$

Значения коэффициентов эквивалентности примем, как и в предыдущем разделе, равными $J_1 = 0,64$ и $J_2 = 0,67$.

Подставляя соответствующие значения в формулу для расчета контактных напряжений, после преобразований получим:

$$\sigma_{\text{lim в}} = 157,3 \sqrt{\frac{C_0}{D_w l z (1 - \gamma)}} \text{ - для внутреннего кольца;}$$

$$\sigma_{\text{lim н}} = 160,9 \sqrt{\frac{C_0}{D_w l z (1 + \gamma)}} \text{ - для наружного кольца.}$$

Расчеты по приведенным формулам с использованием данных по геометрии и динамической грузоподъемности стандартных роликовых подшипников [204] и [205] дают значения:

$$\sigma_{\text{lim в}} = 815...1019 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{\text{lim н}} = 729...943 \text{ МПа}.$$

При проверке контактной прочности зубчатых передач напряжения, соответствующие пределу контактной выносливости, определяются твердостью рабочих поверхностей. По рекомендациям [222] для углеродистых и легированных сталей с термообработкой – объемная закалка предел контактной выносливости определяется по эмпирической зависимости $\sigma_{H \text{ lim b}} = 18 HRC + 150$. Для подшипниковых сталей при твердости поверхности 60HRC получим:

$$\sigma_{H \text{ lim b}} = 18 \cdot 60 + 150 = 1230 \text{ МПа}.$$

Полученная величина почти вдвое превышает значение предела контактной выносливости, определенного выше с учетом рекомендаций фирмы

SKF. Это объясняется несколькими причинами. Основными из них являются характеристики кривой контактной выносливости подшипниковых сталей, отличающиеся от аналогичных характеристик сталей для зубчатых передач, и учет неравномерности распределения напряжений в контактах роликов с кольцами. Последнее при расчете зубчатых передач учитывается при определении значений расчетной нагрузки, в то время как при расчете роликовых подшипников – при определении значения динамической грузоподъемности.

По рекомендациям [224] коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине ролика при расчете динамической грузоподъемности, принимает значение от 0,4 до 0,8 в зависимости от формы образующей ролика и уровня нагрузки. С учетом приведенных цифр характеристики кривой выносливости подшипниковых сталей можно увеличить в 1,58...1,12 раза. Тогда предел контактной выносливости можно увеличить до 1152 МПа, что близко к значению предела выносливости для материалов зубчатых передач.

Определим значения эквивалентных контактных напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости шариковых подшипников.

Максимальное усилие в контакте ролика с кольцами при нагрузке, соответствующей пределу контактной выносливости, определим по формуле:

$$F_{max} = \frac{5,0P_u}{z}.$$

Эквивалентное значение усилия в контакте будет равно:

$$F_{вЕ} = F_{max} J_1 - \text{для контакта с внутренним кольцом};$$

$$F_{нЕ} = F_{max} J_2 - \text{для контакта с наружным кольцом}.$$

Значения коэффициентов эквивалентности примем, как и в предыдущем разделе, равными $J_1 = 0,56$ и $J_2 = 0,59$.

Подставляя соответствующие значения в формулу для расчета контактных напряжений, после преобразований получим:

$$\sigma_{lim в} = \frac{403,1}{(\mu\nu)_в} \sqrt[3]{\frac{C_0(\sum \rho)_в^2}{D_w z}} - \text{для внутреннего кольца};$$

$$\sigma_{lim н} = \frac{410,2}{(\mu\nu)_н} \sqrt[3]{\frac{C_0(\sum \rho)_н^2}{D_w z}} - \text{для наружного кольца}.$$

Расчеты по приведенным формулам с использованием данных по геометрии и динамической грузоподъемности стандартных шариковых подшипников [204] и [205] дают значения:

$$\sigma_{lim в} = 1101...1269 \text{ МПа} \quad \text{и} \quad \sigma_{lim н} = 891...1192 \text{ МПа}.$$

Полученные значения близки к значениям для роликовых подшипников, рассчитанных без учета понижающего коэффициента.

4.5.3. Расчет долговечности подшипника по базовым напряжениям

Расчеты долговечности подшипников выполняются с использованием приведенного ранее уравнения контактной выносливости.

Напряжения в контактах тел качения с кольцами определяются по известным формулам [224] при предварительно установленном распределении внешних нагрузок между телами качения. В свою очередь распределение нагрузок зависит от их характера и соотношения, от скоростей вращения и центробежных сил, конструкции подшипника и подшипникового узла и т.п. В этой связи основные положения и методику расчета долговечности рассмотрим на классическом примере расчета радиальных подшипников с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцами.

По рекомендациям работы [224] значения эквивалентных напряжений для вращающихся колец определим по формуле:

$$\sigma_{E\phi} = m\phi \sqrt{\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z \sigma_{\phi i}^{m\phi}} .$$

Значения эквивалентных напряжений для невращающихся колец определяются с учетом вероятности разрушения любой точки кольца по формуле:

$$\sigma_{En} = mn \sqrt{\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^Z \sigma_{ni}^{mn}} .$$

Здесь показатели степеней для вращающихся колец принимаются равными: $m_{\phi} = 9$ - для шариковых подшипников и $m_{\phi} = 20/3$ - для роликовых. Для невращающихся колец показатели степеней определяются произведением $m_n = m_{\phi} \cdot e$. При этом на основе экспериментальных исследований принимается: $e = 10/9$ - для шариковых и $e = 9/8$ - для роликовых подшипников.

При суммировании напряжений по приведенным формулам исключаются напряжения меньше напряжений, соответствующих пределу контактной выносливости:

$$\sigma_{\phi i} < \sigma_{lim\phi} \text{ и } \sigma_{ni} < \sigma_{limn} .$$

С использованием уравнения кривой выносливости число циклов изменения напряжений до разрушения колец можно определить по формуле

$$N_{\text{ц}} = 10^7 \left(\frac{\sigma_{\delta}}{\sigma_E} \right)^{m\sigma}.$$

Число циклов изменения напряжений для колец без учета проскальзывания сепаратора можно определить по формулам:

$$N_{\text{цв}} = 30n_{\text{с}}(1+\gamma)zL_{\text{хв}} \text{ и } N_{\text{цн}} = 30n_{\text{с}}(1-\gamma)zL_{\text{хн}}.$$

Здесь $n_{\text{с}}$ - частота вращения внутреннего кольца.

Тогда долговечность по выкрашиванию колец можно определить по формулам

$$L_{\text{хв}} = \frac{10^6}{3n_{\text{с}}(1+\gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\delta\text{в}}}{\sigma_{E\text{в}}} \right)^{m\sigma};$$

$$L_{\text{хн}} = \frac{10^6}{3n_{\text{с}}(1-\gamma)z} \left(\frac{\sigma_{\delta\text{н}}}{\sigma_{E\text{н}}} \right)^{m\sigma}.$$

При проскальзывании сепаратора частоту его вращения можно определить по формуле

$$n_0 = \frac{n_{\text{с}}}{2}(1-\gamma)(1-\nu).$$

Здесь ν - коэффициент проскальзывания, определяемый из условия силового равновесия сепаратора [226].

В этом случае долговечности колец определяются по формулам

$$L_{\text{хв}} = \frac{10^6}{6(n_{\text{с}} - n_0)z} \left(\frac{\sigma_{\delta\text{в}}}{\sigma_{E\text{в}}} \right)^{m\sigma}; L_{\text{хн}} = \frac{10^6}{6n_0z} \left(\frac{\sigma_{\delta\text{н}}}{\sigma_{E\text{н}}} \right)^{m\sigma}.$$

Расчетную долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец по рекомендациям [224] определим по формуле

$$L_h = \left(L_{\text{хв}}^{-1,11} + L_{\text{хн}}^{-1,11} \right)^{-0,9}.$$

Примеры расчета подшипников по изложенной методике рассмотрим ниже.

4.5.4. Расчет долговечности при переменном режиме нагружения

На основе предложенной Пальмгреном модели в [224] при переменном режиме нагружения расчет долговечности рекомендуется выполнять по эк-

вивалентной нагрузке. С использованием гипотезы линейного суммирования повреждений эквивалентную нагрузку предлагается вычислять по формуле

$$F_{rE} = \sqrt[3,33]{\sum_{j=1}^J F_{rj}^{3,33} \cdot \frac{t_j \cdot n_j}{t_h \cdot n_E}}$$

Здесь J – число режимов нагружения, $F_{rj}, t_j / t_h, n_j$ – соответственно нагрузка, относительная продолжительность работы и частота вращения на j -том режиме, t_h – общая продолжительность работы.

При этом эквивалентную частоту вращения n_E рекомендуется определять по формуле:

$$n_E = \sum_{j=1}^J \frac{t_j}{t_h} \cdot n_j$$

Приведенные формулы не учитывают влияния центробежных сил при высоких скоростях вращения и условий смазывания на всех режимах работы. В этой связи на основе работы [227] расчет долговечности при переменных условиях нагружения следует выполнять по формуле

$$L_h = \left(\sum_{j=1}^J \frac{t_j}{t_h} \cdot (L_{hj})^{-I} \right)^{-1}$$

Здесь L_{hj} – долговечность, рассчитанная по изложенной в предыдущем разделе методике с учетом центробежных сил и условий смазывания в контактах при нагрузке и частоте вращения, соответствующих j -тому режиму работы.

5. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ ГТД В СЛОЖНЫХ УСЛОВИЯХ НАГРУЖЕНИЯ

Изложенные ранее стандартные методы расчета подшипников не учитывают сложные условия их нагружения в опорах авиационных двигателей – высокие и сверхвысокие скорости вращения, перекосы колец вследствие деформаций и температурного расширения и др. Все это требует специальных методик и программ расчета.

5.1. Расчет межвального роликоподшипника

Стандартные методы расчета долговечности подшипников качения [205] не предусматривают случая, когда оба кольца вращаются с разными скоростями. В практических расчетах в подобных случаях используют различного рода упрощения и допущения [206,228]. В работе Акифьева и Данильченко [226] предложена методика расчета долговечности межвального роликоподшипника по базовым нагрузкам. При этом используются рекомендации работы [224] по определению значений базовых нагрузок в контактах тел качения с кольцами. Вместе с тем межвальные подшипники работают, как правило, при перекосах колец, что не может быть учтено при расчетах по базовым нагрузкам.

В настоящей работе излагается методика расчета подшипников по базовым напряжениям, аналогичная предложенной в работе [228,229] для шариковых подшипников.

5.1.1. Определение базовых контактных напряжений

Для определения базовых контактных напряжений используем, как показано ранее уравнение кривой контактной выносливости, предложенное А. Пальмгреном в модифицированном для подшипников виде (без характерной для сталей точки перехода к длительной выносливости).

В качестве базового примем напряжение при $N_y = 10^7$. Рассмотрим межвального роликоподшипника 5-272822Р2.

По данным справочника – каталога предприятия [211] подшипник 5-272822Р2 имеет динамическую грузоподъемность $C = 54930H$. Основными размерами подшипника будут: внутренний диаметр $d = 110мм$, наружный диаметр $D = 140мм$. Подшипник имеет 34 ролика диаметром $D_w = 8мм$ и длиной $l = 10мм$.

Средний диаметр подшипника $d_m = (110 + 140)/2 = 125 \text{ мм}$, относительная характеристика $\gamma = 8/125 = 0,064$.

Значения базовых контактных напряжений будут равны:

$$\sigma_{бв} = 301 \sqrt{\frac{54930 \cdot (1 + 0,064)^{0,3}}{8 \cdot 10 \cdot 34^{0,7} \cdot (1 - 0,064)}} = 2395 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{бн} = 308 \sqrt{\frac{54930 \cdot (1 - 0,064)^{0,3}}{8 \cdot 10 \cdot 34^{0,7} \cdot (1 + 0,064)}} = 2255 \text{ МПа}.$$

Фирмы *SKF* и *FAG* на основе стендовых испытаний своих подшипников предложили модифицированную методику расчета долговечности [201] и [210]. Основным отличием новой методики от стандартной является введение предела выносливости в уравнение, определяющее зависимость долговечности подшипника от нагрузки. Как показано в [225], это может существенно изменить расчетную долговечность подшипника. Фирма *SKF* нагрузку, соответствующую пределу выносливости, включила в каталог своих подшипников. Для роликовых подшипников эта нагрузка составляет приблизительно $C_0 / 9$, где C_0 - величина статической грузоподъемности подшипника.

Для подшипника 5-272822P2 статическая грузоподъемность равна $C_0 = 45790 \text{ Н}$. Тогда получим $\sigma_{lim в} = 728,9 \text{ МПа}$ и $\sigma_{lim н} = 686,3 \text{ МПа}$.

5.1.2. Распределение нагрузки по телам качения

Распределение нагрузки по телам качения рассмотрим с учетом радиальных зазоров и центробежных сил роликов при высоких скоростях вращения. При этом сделаем допущения:

- пренебрегаем силами трения в контактах;
- рассмотрим квазистатическую задачу;
- рассмотрим симметричное положение роликов относительно вектора радиальной нагрузки;
- пренебрегаем изгибной податливостью колец и валов;
- не учитываем перекосы колец относительно оси вращения;
- не учитываем изменение радиальных зазоров вследствие центробежного расширения быстровращающихся колец;
- не учитываем тепловыделение в подшипнике и связанное с ним изменение радиального зазора вследствие температурного расширения деталей.

При радиальном смещении внутреннего кольца относительно наружного суммарная величина деформации в контакте i -го ролика определится по формуле:

$$\delta_i = S_r \cos\left(\frac{2\pi}{z}(i-1)\right) - \frac{g}{2}.$$

Здесь: i - номер ролика, считая от расположенного по линии действия радиальной нагрузки; S_r - радиальное смещение колец; g - диаметральный зазор в подшипнике.

С другой стороны суммарная деформация в контактах может быть определена по формуле:

$$\delta_i = \frac{4,05 \cdot 10^{-5}}{l^{0,85}} \left(F_i^{0,925} + (F_i + F_c)^{0,925} \right).$$

Здесь: F_i - усилие в контакте ролика с внутренним кольцом; F_c - центробежная сила ролика.

Из решения системы двух приведенных уравнений при известном смещении S_r колец находится величина усилия в контакте F_i . При этом при решении указанной системы уравнений численными методами в качестве начального приближения можно принять:

$$(F_i)_0 = \left(\frac{\delta_i \cdot l^{0,85}}{2 \cdot 4,05 \cdot 10^{-5}} \right)^{1/0,925}.$$

Кроме того, принимается $F_i = 0$, если $\delta_i \leq 4,05 \cdot 10^{-5} \frac{F_c^{0,925}}{l^{0,85}}$.

Величина центробежной силы может быть определена по формуле:

$$F_c = \frac{2mV_0^2}{d_m}.$$

Здесь: m - масса ролика; V_0 - окружная скорость центра ролика, которая может быть определена по формуле $V_0 = (V_v + V_n)/2$.

Скорости поверхностей в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами могут быть определены соответственно по формулам:

$$V_v = \frac{d_m \omega_v}{2} (1 - \gamma) \quad \text{и} \quad V_n = \frac{d_m \omega_n}{2} (1 + \gamma),$$

где ω_v и ω_n - соответственно окружные скорости внутреннего и наружного колец.

Для определения величины радиального смещения колец вводим дополнительно условие равновесия внутреннего кольца в виде

$$\sum_{i=1}^z F_i \cos\left(\frac{2\pi}{z}(i-1)\right) = F_r.$$

Приведенная система нелинейных трансцендентных уравнений решается численными методами. При этом в качестве начального приближения принимается:

$$(S_r)_0 = \frac{g}{2} + \frac{4,05 \cdot 10^{-5}}{l^{0,85}} \left(\frac{4,6 F_r}{z} \right)^{0,925}.$$

В результате расчета определяются радиальное смещение колец и усилия в контактах всех роликов с внутренним кольцом.

По изложенной методике составлен алгоритм, разработана и отлажена программа для персонального компьютера. Выполнен расчет подшипника 5–272822Р2 при радиальной нагрузке $F_r = 7 \text{ кН}$. Частота вращения внутреннего кольца равна $n_{\text{в}} = 10200 \text{ об/мин}$, наружного – $n_{\text{н}} = 13300 \text{ об/мин}$. Диаметральный зазор подшипника принят равным $g = 0,05 \text{ мм}$.

В результате расчета получено:

- центробежная сила ролика $F_c = 377,226 \text{ Н}$;
- радиальное смещение колец $S_r = 0,0356 \text{ мм}$.

Распределение нагрузки по телам качения приведено в таблице 5.1

Таблица 5.1

Распределение нагрузки по телам качения

i	1	2	3	4	5...31	32	33	34
$F_i, \text{ Н}$	1433,70	1334,13	1041,76	577,19	0,0	577,19	1041,76	1334,13

Приведены значения нагрузок в контактах роликов с внутренним кольцом, значения нагрузок в контакте с наружным кольцом будут больше на величину центробежной силы ролика.

5.1.3. Расчет долговечности подшипника по базовым напряжениям

Напряжения в контактах роликов с кольцами без учета перекоса колец определяются по формуле:

$$\sigma_H = \frac{2F}{\pi l b},$$

где полуширина площадки контакта вычисляется по формуле:

$$b = \sqrt{\frac{F D_w (1 \mp \gamma)}{\pi l E_{np}}}.$$

После подстановки получим:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{FE_{np}}{\pi D_w l (1 \mp \gamma)}}.$$

Здесь знак « - » применяется для контакта ролика с внутренним кольцом, знак « + » - для контакта с наружным кольцом.

Приведенный модуль упругости в контакте определяется по формуле

$$E_{np} = 2 / \left(\frac{1 - \varepsilon_1^2}{E_1} + \frac{1 - \varepsilon_2^2}{E_2} \right),$$

где E_1, E_2 - модули упругости, а $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - коэффициенты Пуассона для материалов колец и роликов соответственно.

С использованием указанных формул после определения нагрузок в контактах напряжения в контактах можно определить по формулам

$$\sigma_{ei} = \sqrt{\frac{F_i E_{np}}{\pi D_w l (1 - \gamma)}} \quad \text{и} \quad \sigma_{ni} = \sqrt{\frac{(F_i + F_c) E_{np}}{\pi D_w l (1 + \gamma)}}.$$

По рекомендациям работ [227] значения эквивалентных напряжений для вращающихся колец при $n_e \neq n_n$ определим по формулам

$$\sigma_{Ee} = \sqrt[8]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{ei}^8} \quad \text{и} \quad \sigma_{En} = \sqrt[8]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{ni}^8}.$$

При $n_e = n_n$ значения эквивалентных напряжений определяются по аналогии с расчетом невращающихся колец

$$\sigma_{Ee} = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{ei}^9} \quad \text{и} \quad \sigma_{En} = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z \sigma_{ni}^9}.$$

При суммировании напряжений по приведенным формулам исключаются напряжения меньше напряжений, соответствующих пределу контактной прочности

$$\sigma_{ei} < \sigma_{lim e} \quad \text{и} \quad \sigma_{ni} < \sigma_{lim n}.$$

С использованием уравнения кривой выносливости число циклов изменения напряжений до разрушения колец можно определить по формуле

$$N_u = 10^7 \left(\frac{\sigma_6}{\sigma_E} \right)^8.$$

Число циклов изменения напряжений для вращающихся колец без учета проскальзывания сепаратора при $n_е \neq n_n$ можно определить по формулам:

$$N_{цв} = 30(n_е - n_n)(1 + \gamma)zL_{hв} \text{ и } N_{цн} = 30(n_е - n_n)(1 - \gamma)zL_{hn} -$$

при $n_е > n_n$;

$$N_{цв} = 30(n_n - n_е)(1 + \gamma)zL_{hв} \text{ и } N_{цн} = 30(n_n - n_е)(1 - \gamma)zL_{hn} -$$

при $n_е < n_n$.

Тогда долговечность по выкрашиванию колец можно определить по

формулам: - при $n_е > n_n$

$$L_{hв} = \frac{10^6}{3(n_е - n_n)(1 + \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бв}}{\sigma_{Ев}} \right)^8;$$

$$L_{hn} = \frac{10^6}{3(n_е - n_n)(1 - \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бн}}{\sigma_{Ен}} \right)^8;$$

- при $n_е < n_n$

$$L_{hв} = \frac{10^6}{3(n_n - n_е)(1 + \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бв}}{\sigma_{Ев}} \right)^8;$$

$$L_{hn} = \frac{10^6}{3(n_n - n_е)(1 - \gamma)z} \left(\frac{\sigma_{бн}}{\sigma_{Ен}} \right)^8.$$

При $n_е = n_n$ числа циклов изменения напряжений колец одинаковые и определяются по формулам

$$N_{цв} = 60n_еL_{hв} \text{ и } N_{цн} = 60n_nL_{hn}.$$

Тогда долговечности колец определяются по формулам

$$L_{hв} = \frac{10^6}{6n_е} \left(\frac{\sigma_{бв}}{\sigma_{Ев}} \right)^8 \text{ и } L_{hn} = \frac{10^6}{6n_n} \left(\frac{\sigma_{бн}}{\sigma_{Ен}} \right)^8.$$

При проскальзывании сепаратора частоту его вращения можно определить по формуле:

$$n_0 = \frac{1-\nu}{2} [n_е(1-\gamma) + n_n(1+\gamma)].$$

Здесь ν - коэффициент проскальзывания, определяемый из условия силового равновесия сепаратора [226].

В этом случае долговечности колец определяются по формулам:

$$\begin{aligned}
& \text{- при } n_{\text{с}} > n_{\text{н}} \quad L_{\text{нс}} = \frac{10^6}{6(n_{\text{с}} - n_0)z} \left(\frac{\sigma_{\text{св}}}{\sigma_{\text{Ес}}} \right)^8; L_{\text{нн}} = \frac{10^6}{6(n_0 - n_{\text{н}})z} \left(\frac{\sigma_{\text{сн}}}{\sigma_{\text{Ен}}} \right)^8; \\
& \text{- при } n_{\text{с}} < n_{\text{н}} \quad L_{\text{нс}} = \frac{10^6}{6(n_0 - n_{\text{с}})z} \left(\frac{\sigma_{\text{св}}}{\sigma_{\text{Ес}}} \right)^8; L_{\text{нн}} = \frac{10^6}{6(n_{\text{н}} - n_0)z} \left(\frac{\sigma_{\text{сн}}}{\sigma_{\text{Ен}}} \right)^8.
\end{aligned}$$

Расчетную долговечность подшипника с учетом вероятности разрушения любого из колец по рекомендациям [224] определим по формуле

$$L_h = \left(L_{\text{нс}}^{-1,11} + L_{\text{нн}}^{-1,11} \right)^{-0,9}.$$

При расчетах числа циклов нагружения необходимо учитывать направление вращения колец.

По приведенной методике составлен алгоритм расчета, разработана и отлажена программа для персонального компьютера. Выполнен расчет долговечности межвального роликового подшипника 5-272822Р2 при приведенных ранее значениях радиальной нагрузки и частоты вращения колец. Значения базовых контактных напряжений и распределение нагрузки приведены ранее.

Значения эквивалентных напряжений получены равными:

$$\sigma_{\text{Ес}} = 892,349 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_{\text{Ен}} = 956,478 \text{ МПа}.$$

Расчетные значения долговечности получены равными:

$$L_{\text{нс}} = 8003,2 \text{ ч}, L_{\text{нн}} = 3225,0 \text{ ч} \text{ и } L_h = 2418,3 \text{ ч}.$$

В практических расчетах подшипников [224] показатель степени в уравнении кривой выносливости принимается не 8, а 20/3. В этом случае эквивалентные напряжения в контактах будут равны: $\sigma_{\text{Ес}} = 833,5 \text{ МПа}$ и $\sigma_{\text{Ен}} = 894,3 \text{ МПа}$. Расчетные значения долговечности будут равны:

$$L_{\text{нс}} = 3381,4 \text{ ч}; L_{\text{нн}} = 1550,1 \text{ ч} \text{ и } L_h = 1121,8 \text{ ч}.$$

При расчете по стандартной методике [205] приведенную динамическую нагрузку примем равной

$$P = VF_r K_{\text{с}} K_T = 1,2 \cdot 7000 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 10080 \text{ Н}.$$

Тогда номинальная долговечность подшипника будет равна:

$$L_h = \frac{10^6}{60(13300 - 10200)} \left(\frac{54930}{10080} \right)^{3,33} = 1522,4 \text{ ч}.$$

Если принять коэффициент динамичности $K_{\delta} = 1,0$, то расчет по стандартной методике дает $L_h = 2793,84$. Результаты расчетов приблизительно соответствуют опыту эксплуатации данного подшипника. Однако для более точной оценки необходима экспериментальная проверка значений базовых напряжений и пределов выносливости подшипниковых материалов.

5.1.4. Определение величины посадочного натяга в подшипнике

Посадочный натяг колец подшипника устанавливается при сборке и определяется предельными отклонениями посадочных размеров колец и деталей подшипникового узла. Вместе с тем в рабочих условиях происходит изменение посадочного натяга вследствие температурного и центробежного расширения колец подшипника и деталей подшипникового узла.

Предполагая равномерное распределение температуры кольца подшипника в осевом и окружном направлениях, без учета влияния концевых участков валов уменьшение посадочного натяга можно определить по формулам:

$$\Delta N_{\text{вт}} = d(\alpha_n - \alpha_{\text{вв}})(t_{\text{в}} - t_0) - \text{для посадки внутреннего кольца};$$

$$\Delta N_{\text{нт}} = D(\alpha_{\text{вн}} - \alpha_n)(t_n - t_0) - \text{для посадки наружного кольца}.$$

Здесь d, D - посадочные диаметры внутреннего и наружного колец; $\alpha_n, \alpha_{\text{вв}}, \alpha_{\text{вн}}$ - коэффициенты линейного температурного расширения для материалов колец подшипника, внутреннего и наружного валов; $t_{\text{в}}, t_n$ - рабочие температуры внутреннего и наружного колец; t_0 - температура сборки подшипникового узла.

Увеличение посадочных диаметров колец от центробежных сил при высоких скоростях вращения можно определить по рекомендациям работ [230] и [232] по формулам:

$$\Delta d_{\text{nc}} = \frac{\gamma_n \omega_{\text{в}}^2 d}{16E} \left[(1 - \varepsilon) d^2 + (3 + \varepsilon) d_1^2 \right] - \text{для посадочной поверхности внутреннего кольца};$$

$$\Delta d_{\text{вс}} = \frac{\gamma_1 \omega_{\text{в}}^2 d}{16E_1} \left[(1 - \varepsilon_1) d^2 + (3 + \varepsilon_1) d_{\text{в}}^2 \right] - \text{для посадочной поверхности внутреннего вала};$$

$$\Delta D_{nc} = \frac{\gamma_n \omega_n^2 D}{16 E} \left[(1 - \varepsilon) D^2 + (3 + \varepsilon) D_1^2 \right] - \text{ для посадочной поверхности наружного кольца;}$$

$$\Delta D_{вс} = \frac{\gamma_2 \omega_n^2 D}{16 E_2} \left[(1 - \varepsilon_2) D^2 + (3 + \varepsilon_2) d_n^2 \right] - \text{ для посадочной поверхности наружного вала.}$$

Здесь $\gamma_n, \gamma_1, \gamma_2$ - удельный вес материалов колец подшипника, внутреннего и наружного валов; E, E_1, E_2 - модули упругости материалов; $\varepsilon, \varepsilon_1, \varepsilon_2$ - соответствующие коэффициенты Пуассона материалов; d, D - посадочные диаметры внутреннего и наружного колец подшипника; d_1, D_1 - расчетные диаметры беговых дорожек внутреннего и наружного колец подшипника; $d_в$ - внутренний диаметр внутреннего вала; d_n - наружный диаметр наружного вала.

Для подшипниковых колец без направляющих бортиков диаметры d_1 и D_1 определяются по чертежам колец или по формулам

$$d_1 = d_m (1 - \gamma) \quad \text{и} \quad D_1 = d_m (1 + \gamma),$$

где d_m - средний диаметр подшипника.

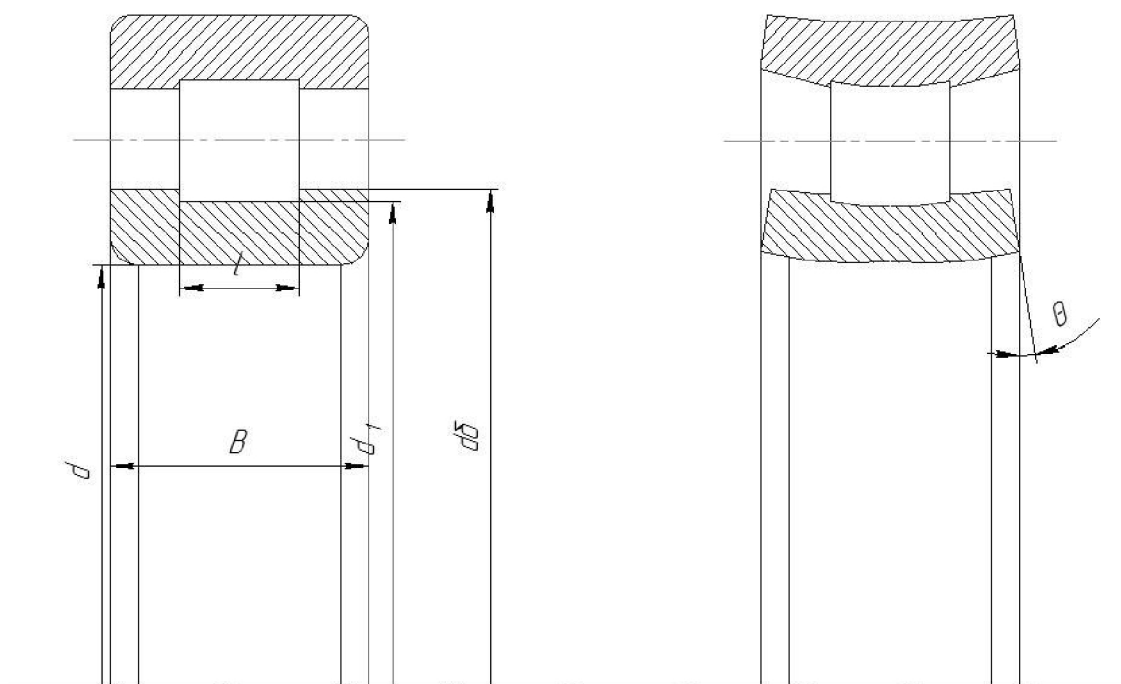
У подшипниковых колец с направляющими бортиками характер деформаций под действием центробежных сил имеет вид, показанный на рис. 5.1.

Точное определение величин и характера деформаций колец может быть найдено только методом конечных элементов с использованием программы ANSYS. При приближенном расчете используем принцип независимости перемещений отдельных сечений колец.

Рассмотрим деформации внутреннего кольца подшипника 5-272822P2 при частоте вращения $n_в = 10200 \text{ об/мин}$. Номинальные значения размеров кольца, указанные на рис.5.1, будут равны: $d = 110 \text{ мм}$, $d_1 = 117 \text{ мм}$, $d_в = 121 \text{ мм}$, $B = 19 \text{ мм}$ и $l = 10 \text{ мм}$.

Для подшипниковой стали примем характеристики: $\gamma_n = 7,85 \text{ г/см}^3$; $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\varepsilon = 0,3$.

Кроме того, найдем $\omega_в = \pi n_в / 30 = 1068,14 \text{ рад/с}$.



до деформации

после деформации

Рис. 5.1. Характер деформаций колец под действием центробежных сил

При указанной системе размерностей увеличение посадочного диаметра кольца будет равно:

$$\Delta d_{nc} = \frac{7,85 \cdot 1068,14^2 \cdot 110}{16 \cdot 10^9 \cdot 2,08 \cdot 10^5} \left[(1 - 0,3) \cdot 110^2 + (3 + 0,3) \cdot 117^2 \right] =$$

$$= 0,01588 \text{ мм} = 15,88 \text{ мкм} \text{ - в средней части;}$$

$$\Delta d'_{nc} = \frac{7,85 \cdot 1068,14^2 \cdot 110}{16 \cdot 10^9 \cdot 2,08 \cdot 10^5} \left[(1 - 0,3) \cdot 110^2 + (3 + 0,3) \cdot 121^2 \right] =$$

$$= 0,01681 \text{ мм} = 16,81 \text{ мкм} \text{ - у бортиков.}$$

Таким образом, в средней части кольца образуется выпуклость величиной $y = 16,81 - 15,88 = 0,93 \text{ мкм}$.

Углы поворота торцов бортиков определим по аналогии с поворотом сечений балки на шарнирных опорах, нагруженной распределенной нагрузкой, как показано на рис.5.2.

Условное расстояние между шарнирными опорами примем равным $l_{усл} = (B + l)/2 = (19 + 10)/2 = 14,5 \text{ мм}$.

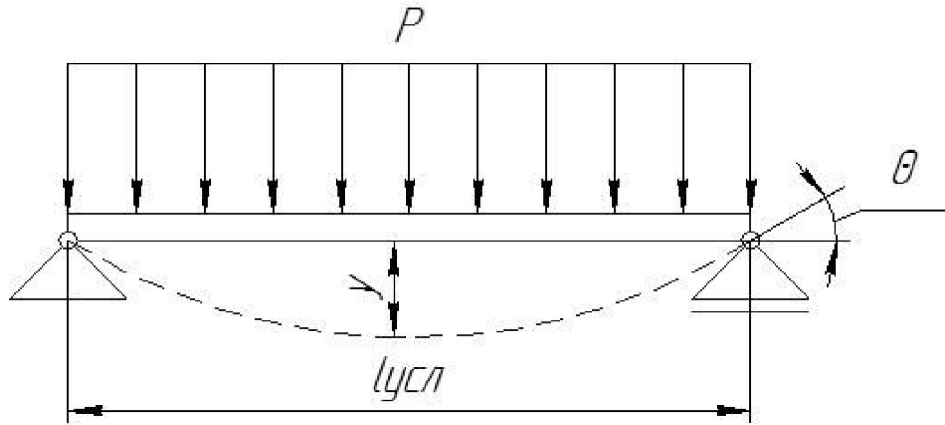


Рис.5.2. Схема деформаций балки, нагруженной распределенной нагрузкой

По рекомендациям [232] прогиб балки в центральной части и угол поворота сечения в опоре определяются по формулам

$$y = \frac{5}{384} \frac{pl_{усл}^4}{EJ} \quad \text{и} \quad \Theta = \frac{pl_{усл}^3}{24EJ}.$$

Отсюда при известной величине прогиба найдем:

$$\Theta = \frac{16y}{5l_{усл}} = \frac{16 \cdot 0,00093}{5 \cdot 14,5} = 0,000205 \text{ рад} = 0,0117^\circ = 0,706'.$$

Таким образом, углы поворота торцов направляющих бортиков и прогибы колец в практически важных условиях незначительны, и ими в первом приближении можно пренебречь. Вместе с тем, учитывая влияние центробежных сил бортиков, при расчетах увеличения посадочных диаметров колец по приведенным выше формулам диаметры беговых дорожек колец следует увеличить. При этом обеспечивается равенство площади сечения кольца с бортиками и условного кольца без бортиков. Тогда получим:

$$d_l = d_{\delta} - (d_{\delta} - d_m(1 - \gamma))l / B \quad - \text{ для внутреннего кольца};$$

$$D_l = D_{\delta} + (d_m(1 + \gamma) - D_{\delta})l / B \quad - \text{ для наружного кольца}.$$

Таким образом, уменьшение посадочного натяга от центробежного расширения валов и колец подшипника будет равно:

$$\Delta N_{вц} = \Delta d_{nc} - \Delta d_{вс} \quad - \text{ для посадки внутреннего кольца};$$

$$\Delta N_{нц} = \Delta D_{вс} - \Delta D_{nc} \quad - \text{ для посадки наружного кольца}.$$

Следовательно, величины натягов в рабочих условиях будут равны:

$$N_{\epsilon} = N_{\epsilon 0} - \Delta N_{\epsilon t} - \Delta N_{вц} \quad - \text{ для посадки внутреннего кольца};$$

$$N_n = N_{ho} - \Delta N_{nt} - \Delta N_{nc} \quad - \text{ для посадки наружного кольца.}$$

Здесь N_{bo}, N_{ho} - посадочные натяги внутреннего и наружного колец при сборке.

При выборе посадочного натяга при сборке следует обеспечить условия $N_e > 0$ и $N_n > 0$. Для предупреждения случайного проворачивания колец можно рекомендовать более жесткие требования как, например, обеспечение минимального давления на поверхностях от посадочного натяга. Величина давления на посадочных поверхностях колец по рекомендациям работы [224] определяется по формулам:

$$p_e = \frac{N_e/d}{\frac{1}{E} \left(\frac{d_1^2 + d^2}{d_1^2 - d^2} + \varepsilon \right) + \frac{1}{E_1} \left(\frac{d^2 + d_e^2}{d^2 - d_e^2} - \varepsilon_1 \right)} \quad - \text{ для внутреннего кольца;}$$

$$p_n = \frac{N_n/D}{\frac{1}{E_2} \left(\frac{d_n^2 + D^2}{d_n^2 - D^2} + \varepsilon_2 \right) + \frac{1}{E} \left(\frac{D^2 + D_1^2}{D^2 - D_1^2} - \varepsilon \right)} \quad - \text{ для наружного кольца.}$$

Тогда, принимая условия $p_e \geq 1 \dots 1,5 \text{ МПа}$ и $p_n \geq 1 \dots 1,5 \text{ МПа}$, можно определить минимально допустимые значения натягов $N_{e \min}$ и $N_{n \min}$. Затем определяются минимально необходимые посадочные натяги при сборке, и с учетом смятия гребешков микронеровностей поверхностей подбирается требуемая посадка.

Определим требуемое значение посадочного натяга внутреннего кольца подшипника 5-272822P2, основные размеры которого приведены ранее. Внутреннее кольцо имеет направляющие бортики диаметром $d_e = 121 \text{ мм}$. Тогда расчетное значение наружного диаметра внутреннего кольца будет равно:

$$d_1 = 121 - (121 - 125(1 - 0,064))10/19 = 118,895 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр вала примем равным $d_e = 80 \text{ мм}$. Кроме того характеристики материалов вала и кольца подшипника примем одинаковыми: $\varepsilon_1 = \varepsilon = 0,3$ и $E_1 = E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Минимальное давление на посадочной поверхности в рабочих условиях примем равным $p_e = 1,0 \text{ МПа}$. Тогда минимальное значение посадочного натяга в рабочих условиях будет равно

$$N_{e \min} = \frac{1,0 \cdot 110}{2,08 \cdot 10^5} \left(\frac{118,895^2 + 110^2}{118,895^2 - 110^2} + \frac{110^2 + 80^2}{110^2 - 80^2} \right) = 0,00853 \text{ мм.}$$

Угловая скорость вращения внутреннего кольца:

$$\omega_{\text{в}} = \pi n_{\text{в}} / 30 = \pi \cdot 10200 / 30 = 1068,14 \text{ рад/с}.$$

Увеличение посадочных диаметров кольца подшипника и вала от центробежных сил будет равно:

$$\Delta d_{\text{нс}} = \frac{7,85 \cdot 1068,14^2 \cdot 110}{16 \cdot 10^9 \cdot 2,08 \cdot 10^5} [(1-0,3) \cdot 110^2 + (3+0,3) \cdot 118,895^2] = 0,01632 \text{ мм};$$

$$\Delta d_{\text{вс}} = \frac{7,85 \cdot 1068,14^2 \cdot 110}{16 \cdot 10^9 \cdot 2,08 \cdot 10^5} [(1-0,3) \cdot 110^2 + (3+0,3) \cdot 80^2] = 0,00876 \text{ мм}.$$

Уменьшение посадочного натяга от центробежного расширения деталей будет равно $\Delta N_{\text{вс}} = 0,01632 - 0,00876 = 0,00756 \text{ мм}$.

Принимая температуры вала и кольца одинаковыми, получим $\Delta N_{\text{от}} = 0$. Тогда минимальное значение посадочного натяга внутреннего кольца при сборке будет равно

$$N_{\text{вomin}} = 0,00853 + 0,0 + 0,00756 = 0,01609 \text{ мм}.$$

Характеристики шероховатости посадочных поверхностей вала и кольца $R_a = 1,25 \text{ мкм}$ или $R_z = 6,3 \text{ мкм}$. Тогда с учетом смятия микронеровностей минимальное значение посадочного натяга при сборке следует принять равным:

$$N_{\text{вmin}} = 0,01609 + 1,2 \cdot (2 \cdot 0,0063) = 0,03121 \text{ мм}.$$

Предельные отклонения посадочного диаметра кольца равны $0 \dots 0,01 \text{ мм}$. Следовательно, предельные отклонения посадочного диаметра вала должны быть не менее $0,02121 \dots 0,03121 \text{ мм}$. Это обеспечивается посадкой $н6$, для которой предельные отклонения вала $0,023 \dots 0,045 \text{ мм}$. При максимальном значении посадочного натяга $0,055 \text{ мм}$ следует проверить условия прочности соединения по [219].

5.1.5. Определение рабочего значения диаметрального зазора подшипника

Диаметральный зазор в подшипнике в состоянии поставки в рабочих условия изменяется в зависимости от посадочных натягов колец, температурного, а также центробежного расширения колец подшипника и деталей подшипникового узла.

Изменение диаметров беговых дорожек колец от посадочных натягов может быть определено по формулам работы [224]:

$$\Delta d_{IN} = \frac{2p_e d^2 d_1}{E(d_1^2 - d^2)} - \text{увеличение для внутреннего кольца};$$

$$\Delta D_{IN} = \frac{2p_n D^2 D_1}{E(D^2 - D_1^2)} - \text{уменьшение для наружного кольца}.$$

При этом величины давлений p_e и p_n должны определяться с учетом значений посадочных натягов в рабочих условиях. Значения диаметров d_1 и D_1 для колец без направляющих бортиков определяются по чертежам или по приведенным ранее формулам. Деформации колец с бортиками при посадке с натягом будут иметь вид, показанный на рис.5.3.

Рассмотрим деформации внутреннего кольца роликоподшипника 5-272822Р2 с номинальными значениями размеров, указанных на рис.5.3: $d = 110\text{мм}$, $d_1 = 117\text{мм}$, $d_6 = 121\text{мм}$, $B = 19\text{мм}$, $l = 10\text{мм}$.

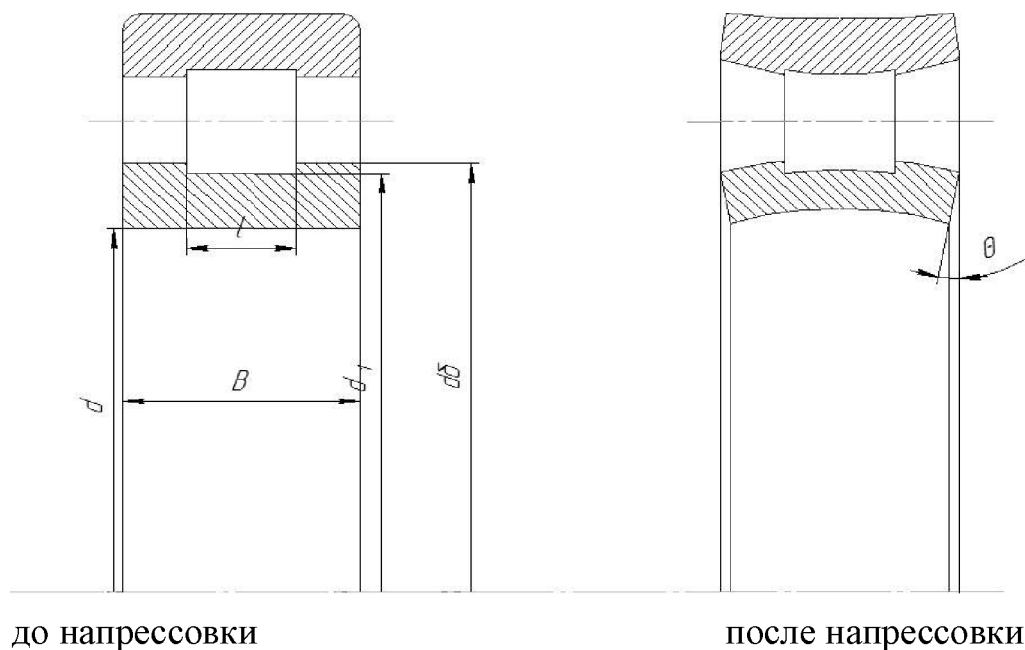


Рис.5.3. Характер деформаций колец с бортиками при напрессовке

Диаметр отверстия вала примем равным $d_v = 80\text{мм}$.

Для стального вала принимаем $E_1 = E$ и $\varepsilon_1 = \varepsilon$. Тогда формула для определения увеличения наружного диаметра внутреннего кольца примет вид

$$\Delta d_{IN} = N_{\epsilon} \left(\frac{d_1}{d} \right) \left[\frac{\left(\frac{d}{d_{\epsilon}} \right)^2 - 1}{\left(\frac{d_1}{d_{\epsilon}} \right)^2 - 1} \right].$$

Предельные отклонения посадочного диаметра внутреннего кольца подшипника 0...0,01 мм. При посадке *k6* предельные отклонения посадочного диаметра вала 0,003...0,025 мм. Тогда значение посадочного натяга $N_{\epsilon} = 0,003...0,035 \text{ мм}$. Если примем для расчета значение $N_{\epsilon} = 0,02 \text{ мм}$, то увеличение наружного диаметра в средней части кольца будет равно:

$$\Delta d_{IN} = 0,02 \left(\frac{117}{110} \right) \left[\frac{\left(\frac{110}{80} \right)^2 - 1}{\left(\frac{117}{80} \right)^2 - 1} \right] = 0,016635 \text{ мм}.$$

Увеличение диаметра d_1 у бортика кольца будет равно:

$$\Delta d'_{IN} = 0,02 \left(\frac{117}{110} \right) \left[\frac{\left(\frac{110}{80} \right)^2 - 1}{\left(\frac{121}{80} \right)^2 - 1} \right] = 0,014714 \text{ мм}.$$

Таким образом, в центральной части кольца будет выпуклость, равная $y = 0,016635 - 0,014714 = 0,001921 \text{ мм} = 1,921 \text{ мкм}$.

Углы поворота торцов бортиков определим по аналогии с поворотом сечений балки на шарнирных опорах, нагруженной распределенной нагрузкой, как показано на рис.5.2.

Условное расстояние между шарнирными опорами примем равным, как и ранее $l_{\text{усл}} = 14,5 \text{ мм}$. Как указывалось ранее по рекомендациям [232], при известной величине прогиба найдем угол поворота торцов направляющих бортиков:

$$\Theta = \frac{16y}{5l_{\text{усл}}} = \frac{16 \cdot 0,001921}{5 \cdot 14,5} = 0,0004239 \text{ рад} = 0,0243^{\circ} = 1,457'.$$

Таким образом, поворотом торцов бортиков можно пренебречь, а влияние бортиков на деформации беговых дорожек можно учесть увеличением расчетных значений их диаметров, как показано ранее.

Увеличение диаметров беговых дорожек колец и роликов от центробежных сил можно определить по формулам:

$$\Delta d_{lc} = \frac{\gamma_n \omega_n^2 d_l}{16E} \left[(1 - \varepsilon) d_l^2 + (3 + \varepsilon) d^2 \right] - \text{для внутреннего кольца};$$

$$\Delta D_{lc} = \frac{\gamma_n \omega_n^2 D_l}{16E} \left[(1 - \varepsilon) D_l^2 + (3 + \varepsilon) D^2 \right] - \text{для наружного кольца};$$

$$\Delta D_{wc} = \frac{\gamma_w \omega_w^2 D_w^3}{32E_w} (1 - \varepsilon_w) - \text{для ролика}.$$

Здесь $\gamma_w, E_w, \varepsilon_w$ - плотность, модуль упругости и коэффициент Пуассона материала ролика.

Как было показано ранее, при расчете колец без направляющих бортиков диаметры беговых дорожек d_l и D_l определяются по чертежу. При расчете колец с направляющими бортиками расчетные значения диаметров беговых дорожек принимаются увеличенными.

Увеличение диаметров беговых дорожек и роликов вследствие теплового расширения может быть определено по формулам:

$$\Delta d_{lt} = d_l \alpha_n (t_n - t_0), \quad \Delta D_{lt} = D_l \alpha_n (t_n - t_0)$$

и
$$\Delta D_{wt} = \alpha_w D_w [(t_n + t_n)/2 - t_0].$$

Здесь α_w - коэффициент линейного температурного расширения для материала ролика.

В целом изменение диаметров беговых дорожек колец и роликов будут равны:

$$\Delta d_l = \Delta d_{ln} + \Delta d_{lt} + \Delta d_{lc} - \text{увеличение для внутреннего кольца};$$

$$\Delta D_l = \Delta D_{ln} - \Delta D_{lt} - \Delta D_{lc} - \text{уменьшение для наружного кольца};$$

$$\Delta D_w = \Delta D_{wt} + \Delta D_{wc} - \text{для ролика}.$$

С учетом изменений диаметров беговых дорожек и роликов рабочее значение диаметрального зазора в подшипнике будет равно:

$$g = g_0 - \Delta d_l - \Delta D_l - 2\Delta D_w.$$

Здесь g_0 - диаметральный зазор подшипника в свободном состоянии (по паспорту).

Рабочее значение диаметрального зазора влияет на распределение нагрузки по телам качения и, следовательно, долговечность подшипника. Использование приведенных выше зависимостей позволяет установить требуе-

мый диапазон диаметральных зазоров в подшипнике в свободном состоянии и назначить диапазон посадочных натягов колец при их установке в опору.

5.1.6. Влияние изгибной податливости валов и колец подшипника

Кольца подшипников и детали подшипникового узла (валы и т.п.) авиационного газотурбинного двигателя являются весьма тонкостенными. В этой связи под нагрузками кольца подшипников и валы испытывают различные деформации, как в радиальном, так и в осевом направлениях. Эти деформации влияют на распределение нагрузки по телам качения и вызывают перекося колец подшипника. Точное решение задачи о напряженном и деформированном состоянии деталей возможно методом конечных элементов с использованием программы ANSYS.

Для решения практических задач примем допущения:

- деформациями в осевом направлении пренебрегаем;
- не учитываем перекося колец;
- кольцо подшипника рассматриваем как единую деталь с валом (зазор в посадке кольца на вал не допускается);
- рассматриваем только симметричное расположение роликов относительно вектора радиальной нагрузки.

Расчетные схемы нагружения внутреннего кольца приведены на рис. 5.4.

Схема деформаций сжатия внутреннего кольца в нагруженной области имеет вид, показанный на рис. 5.5.

При упрощенных расчетах принимаем, что местные деформации деталей будут пропорциональны усилиям в данной точке контакта:

$$\delta_{ci} = \lambda_g F_i.$$

Упрощенная схема деформаций приведена на рис. 5.5. Коэффициент пропорциональности определим приближенно по рекомендациям работ [230] и [232]

$$\lambda_g = \frac{r_g^3}{2E_{\Sigma g} J_g \sin^2 \varphi} \left(\frac{\sin 2\varphi}{4} \left(1 + \frac{\sin^2 \varphi}{\varphi} \right) + \varphi \right).$$

Здесь: $\varphi = \pi / z$; r_g - средний радиус кольца; J_g - момент инерции сечения при изгибе; $E_{\Sigma g} = (E + E_l) / 2$, где E и E_l - модули упругости материалов кольца и вала соответственно.

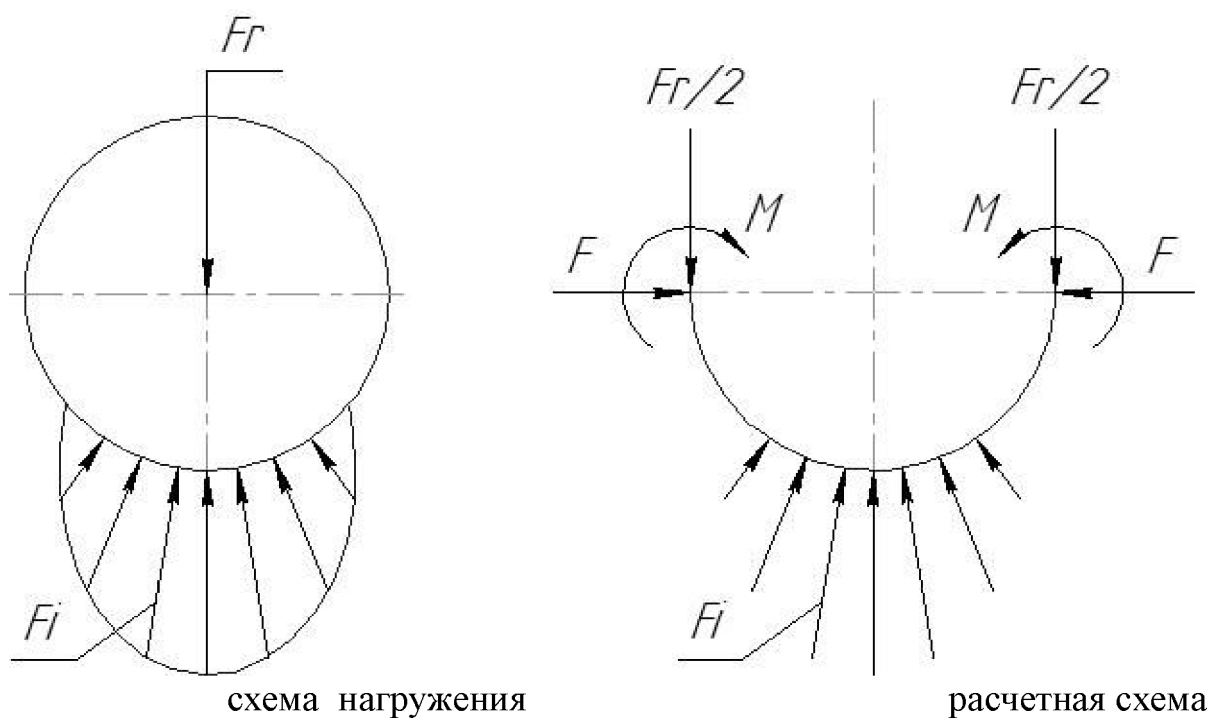


Рис.5.4. Схемы нагружения внутреннего кольца для расчета деформаций

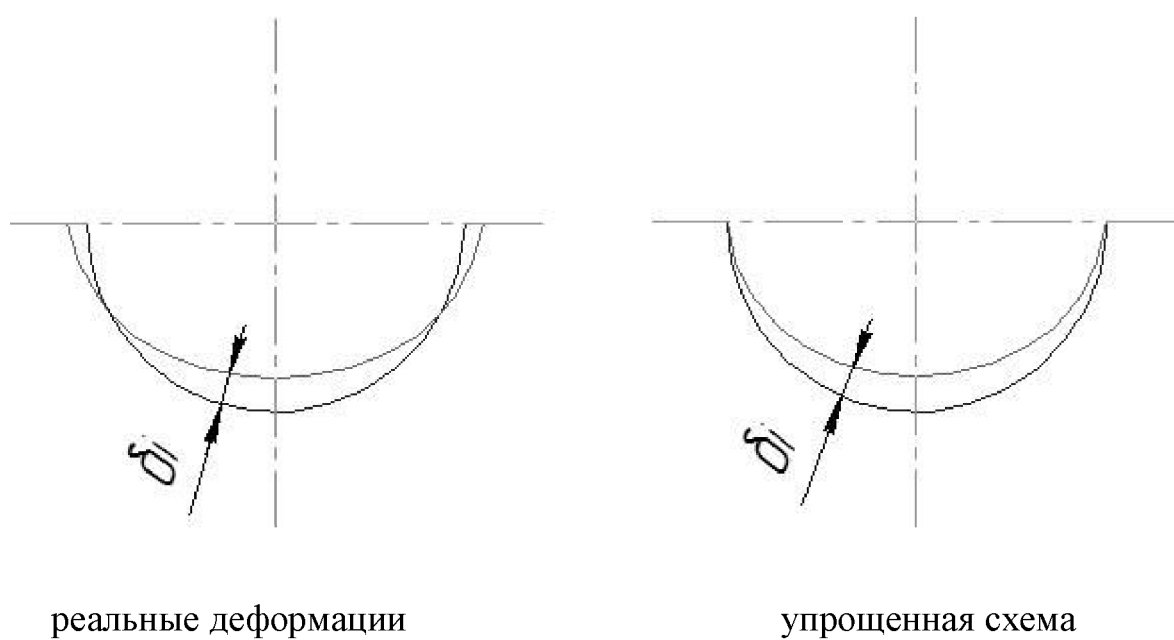


Рис. 5.5. Схема деформаций внутреннего кольца

Приведенная формула справедлива для стального вала. Для вала из титанового сплава, имеющего значительно меньший модуль упругости, необходимо учитывать относительное перемещение поверхностей деталей в

плоскости стыка и силы трения. Это создает дополнительное сопротивление деформациям составного кольца. В этой связи можно принять приближенно

$$E_{\Sigma} = (E + 1,1E_I) / 2.$$

Расчетные схемы нагружения наружного кольца приведены на рис.5.6.

При расчете деформаций наружного кольца используем принцип независимости действия сил. В этой связи принимаем, что под действием центробежных сил роликов происходит равномерное расширение наружного кольца на величину:

$$\delta_{\text{ц}} = \lambda_{\text{н}} F_{\text{с}}.$$

Затем определяем деформации от усилий в контактах роликов с кольцами без учета центробежных сил. Расчетная схема нагружения наружного кольца в этом случае будет иметь вид, показанный на рис.5.6.

Схема деформаций растяжения наружного кольца в зоне нагружения роликами будет иметь вид, показанный на рис.5.7. При упрощенных расчетах также принимаем, что местные величины деформаций кольца будут пропорциональны усилиям в контактах в данных точках:

$$\delta_{\text{нi}} = \lambda_{\text{н}} F_i.$$

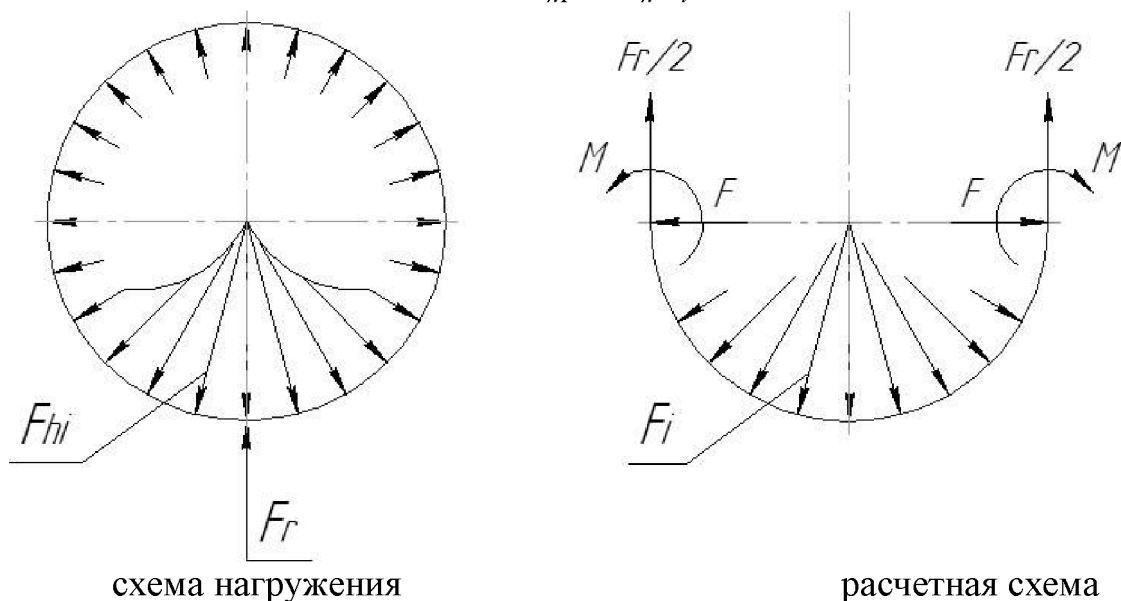


Рис.5.6. Схема нагружения наружного кольца для расчета деформаций

Тогда упрощенная схема деформаций будет иметь вид, также показанный на рис.5.7.

Как и для внутреннего кольца принимаем деформации пропорциональными усилиям в контактах. По рекомендациям работ [230] и [232] коэффициент податливости кольца принимаем равным:

$$\lambda_{\text{н}} = \frac{r_{\text{н}}^3}{2E_{\Sigma} J_{\text{н}}} \left(\frac{1}{\sin^2 \varphi} \left(\frac{\varphi}{2} + \frac{\sin 2\varphi}{4} \right) + \frac{1}{\varphi} \right).$$

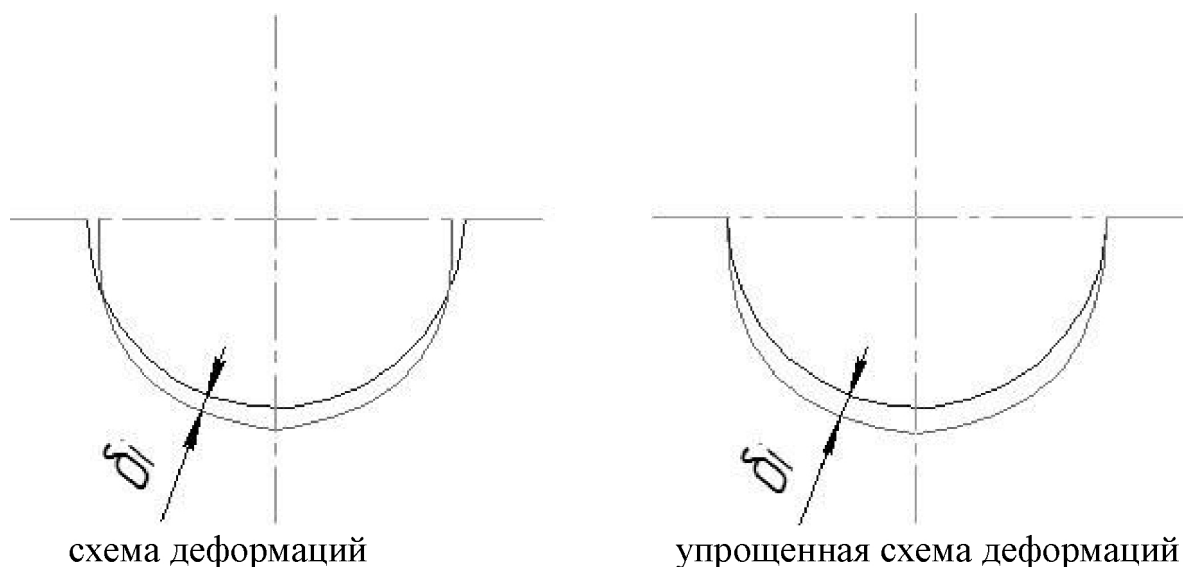


Рис. 5.7. Схема деформаций растяжения наружного кольца

Здесь r_n, J_n - определяются размерами наружного кольца подшипника и вала, в котором оно установлено.

Модуль упругости определится выражением

$$E_{\Sigma n} = (E + E_2) / 2,$$

где E и E_2 - модули упругости наружного кольца подшипника и вала, в котором оно установлено. Как сказано ранее, для титанового вала следует принять $E_{\Sigma n} = (E + 1,1E_2) / 2$.

5.1.6. Влияние податливости деталей подшипникового узла на долговечность подшипника

Уменьшение веса и толщины деталей авиадвигателей приводит к снижению их жесткости. Это необходимо учитывать при оценке работоспособности подшипниковых опор роторов.

Известно, что для уменьшения проскальзывания комплекта тел качения в ряде случаев создается натяг по роликам при сборке. В этом случае небольшая величина натяга обеспечивает даже повышение долговечности подшипника. При этом долговечность подшипников в опоре с тонкостенными, податливыми кольцами и валами может значительно выше, чем с жесткими, сплошными валами.

Для оценки влияния податливости колец на долговечность роликоподшипника расчеты долговечности должны выполняться только по базовым

напряжениям, как показано выше. Зависимости и методика расчета подшипника с учетом податливости колец изложены выше.

На рис.5.8 и 5.9 приведены зависимости долговечности межвального роликоподшипника В2762934Р3 двигателя НК-12МВ от радиальной нагрузки. Видно, что зависимости имеют одинаковый характер, как с учетом, так и без учета податливости колец. Так при радиальных зазорах $g_r \geq 0$ долговечность с увеличением нагрузки уменьшается. При натягах $g_r \leq 0,008 \text{ мм}$ для жестких колец и $g_r \leq -0,023 \text{ мм}$ для податливых долговечность подшипника практически не зависит от величины радиальной нагрузки и определяется усилиями, возникающими в контактах роликов с кольцами от натяга.

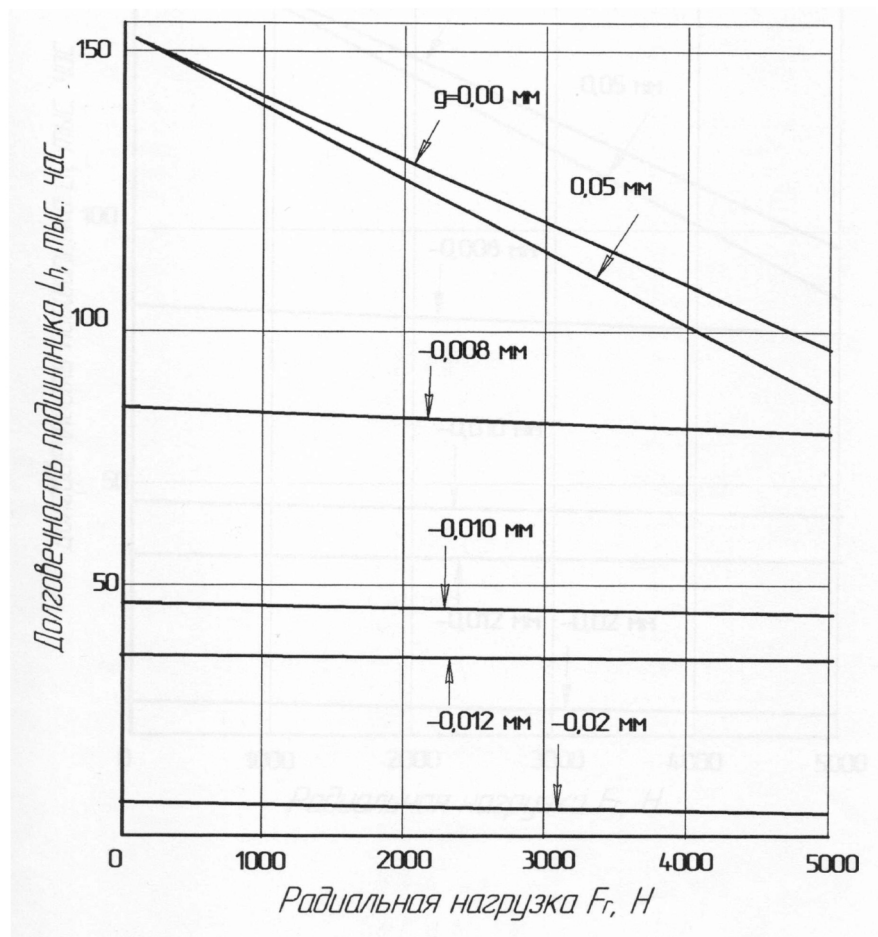


Рис.5.8. Зависимость долговечности подшипника от радиальной нагрузки без учета податливости колец

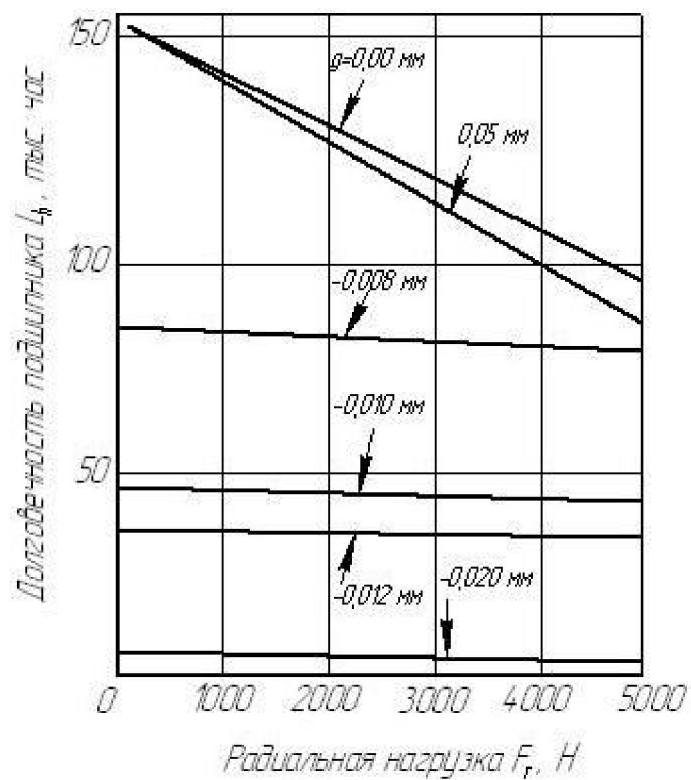


Рис.5.9. Зависимость долговечности подшипника от радиальной нагрузки с учетом податливости колец

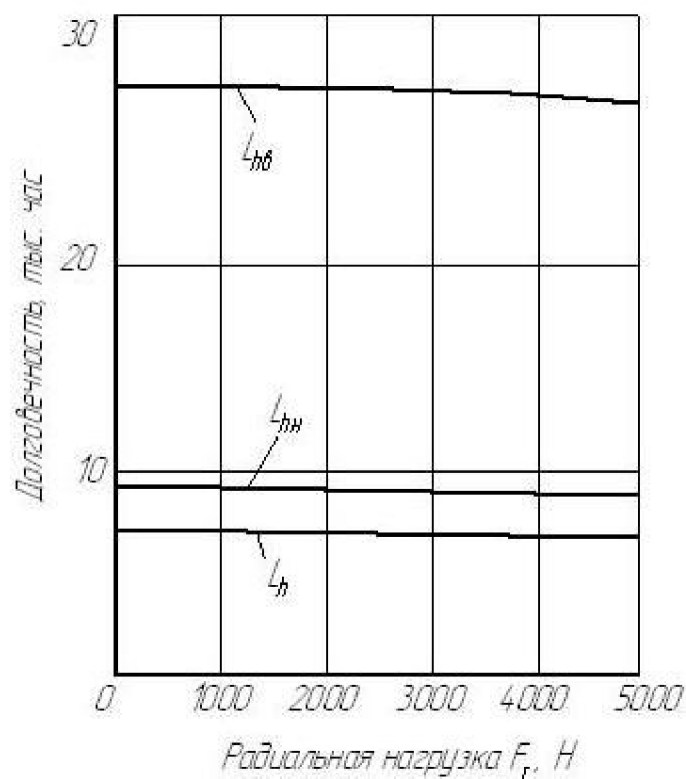


Рис.5.10. Зависимость долговечности колец роликоподшипника от радиальной нагрузки

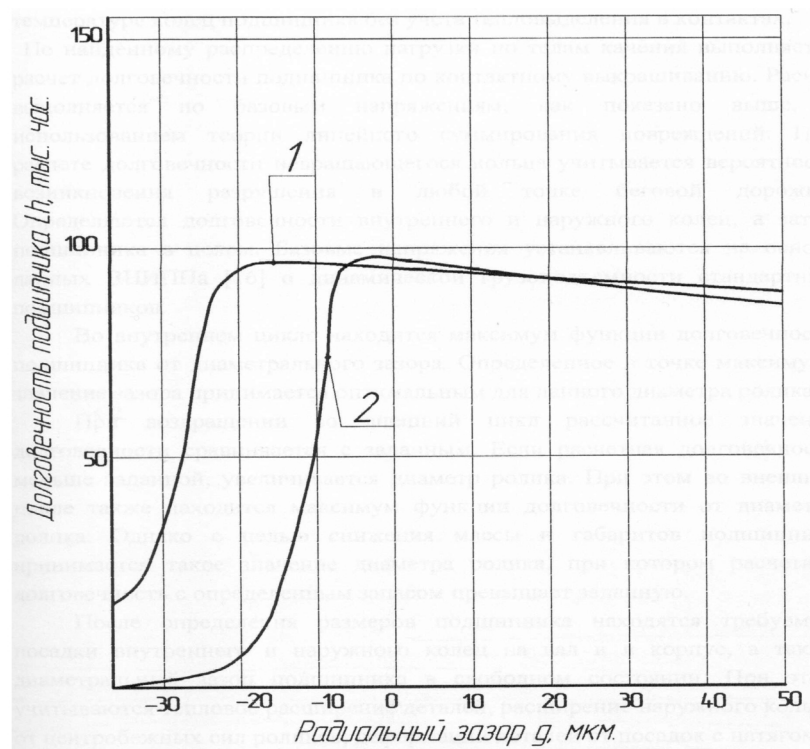


Рис.5.11. Зависимость долговечности роликоподшипника от диаметрального зазора:

1 – с учетом податливости колец; 2 – без учета податливости колец

Долговечность высокоскоростного подшипника в отличие от общепринятой модели часто определяется долговечностью наружного кольца. На рис.5.10 приведены результаты расчета долговечности указанного выше роликоподшипника при натяге $g_r = -0,02 \text{ мм}$. В рассмотренном примере во всем диапазоне радиальных нагрузок долговечность наружного кольца почти втрое меньше долговечности внутреннего. Это объясняется большими напряжениями в контактах роликов с наружными кольцами от центробежных сил роликов.

На рис.5.11 показана зависимость долговечности подшипника от диаметрального зазора при нагрузке $F_r = 5 \text{ кН}$. Видно, что при диаметральных зазорах и незначительных по величине натягах долговечность подшипника практически не зависит от податливости колец.

5.2. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД

Работоспособность подшипниковых опор часто определяет надежность

всего двигателя. Особенно возрастает значение работоспособности подшипников при повышении скоростей вращения и увеличении требуемой долговечности изделий. Решение задачи дальнейшего повышения надежности подшипниковых опор ГТД практически невозможно при использовании стандартных конструкций подшипников и методов их расчета.

Одним из перспективных направлений повышения надежности подшипниковых опор в авиакосмической отрасли является применение специальных подшипников, спроектированных для заданных условий работы, взамен стандартных. В отдельных случаях повышение работоспособности достигается изменением размеров и внутренней геометрии подшипников стандартных типов.

В опорах сателлитных шестерен планетарных редукторов авиационных ТВД широко используются нестандартные роликовые подшипники качения, в ряде случаев без одного или двух колец.

В настоящем разделе рассматривается программа расчета подшипников, устанавливаемых в щеках водила редуктора. При этом вращается ось шестерни с внутренним кольцом подшипника или без него, наружное кольцо неподвижно относительно щеки водила.

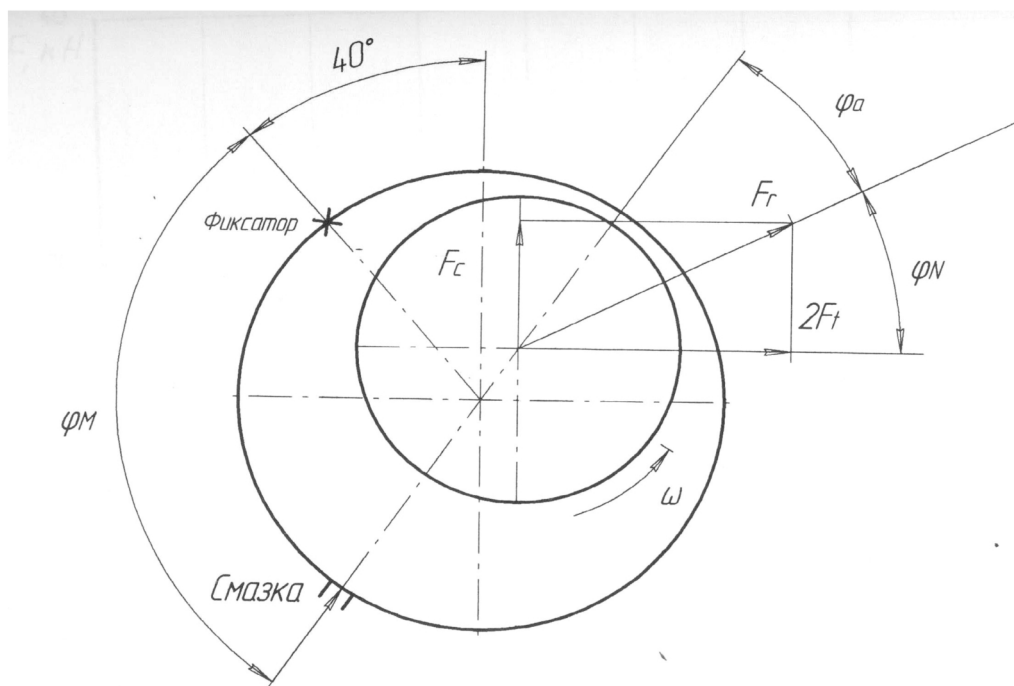


Рис.5.12. Схема нагрузок на ось сателлитной шестерни

На ось сателлитной шестерни действуют окружное усилие в зацеплении $2F_t$ и центробежная сила шестерни вместе с осью F_c . Тогда радиальная нагрузка на подшипник F_r и угол φ_n ее направления, показанные на рис. 5.12, определяются по формулам:

$$F_r = \sqrt{F_t^2 + (F_c / 2)^2};$$

$$\varphi_n = \arctg\left(\frac{F_c}{2 \cdot F_t}\right).$$

На рис. 5.13 приведены зависимости нагрузки на подшипник от частоты вращения турбины ТВД НК-93.

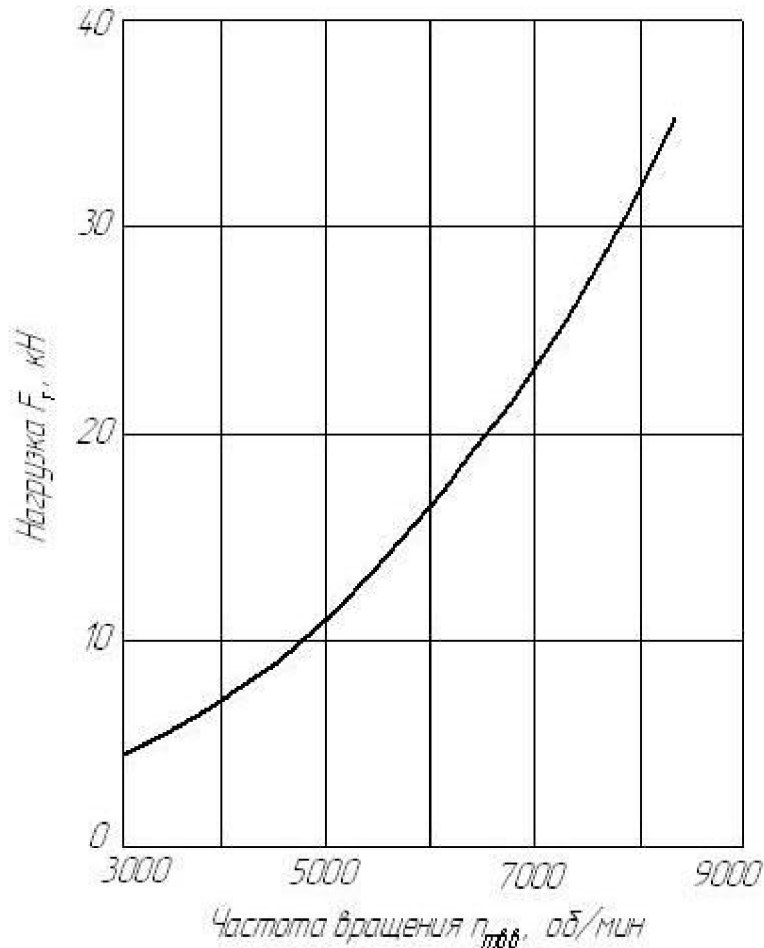


Рис.5.13. Зависимости нагрузки на подшипник от частоты вращения турбины ТВД

5.2.1. Распределение нагрузки по телам качения роликоподшипника

Подшипники сателлитных шестерен нагружаются радиальной нагрузкой F_r , величина и направление которой определяются, как показано выше.

Радиальная нагрузка распределяется между телами качения. На рис. 5.14 показана система сил, действующих на ролик, расположенный под произвольным углом φ от линии действия радиальной нагрузки.

Ролик совершает сложное движение – вращение вокруг собственной оси, переносное движение с угловой скоростью ω_0 относительно оси подшипника и переносное движение с угловой скоростью ω_h водила. В этой связи кроме сил F_φ и $F_{n\varphi}$, действующих со стороны внутренней и наружной

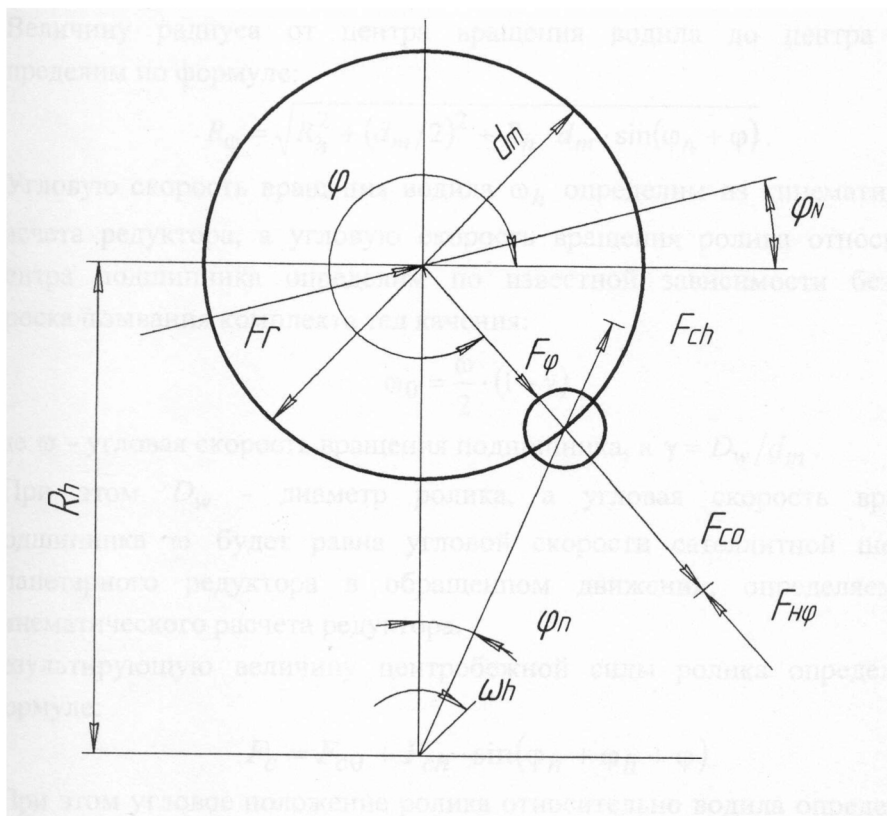


Рис.5.14. Схема сил, действующих на ролики

беговых дорожек, он подвержен воздействию центробежных сил F_{c0} и F_{ch} .

Величины центробежных сил переносного движения ролика определяются по формулам:

$$F_{c0} = m d_m \omega_0^2 / 2;$$

$$F_{ch} = m R_\varphi \omega_h^2.$$

Здесь m - масса ролика; d_m - средний диаметр подшипника; R_h - радиус водила по центрам сателлитных шестерен.

Величину радиуса от центра вращения водила до центра ролика определим по формуле:

$$R_\varphi = \sqrt{R_h^2 + (d_m/2)^2} + R_h d_m \sin(\varphi_n + \varphi).$$

Угловую скорость вращения водила ω_h определим из кинематического расчета редуктора, а угловую скорость вращения ролика относительно центра подшипника определим по известной зависимости без учета проскальзывания комплекта тел качения:

$$\omega_0 = \frac{\omega}{2}(1 - \gamma),$$

где ω - угловая скорость вращения подшипника, а $\gamma = D_w/d_m$.

При этом D_w - диаметр ролика, а угловая скорость вращения подшипника ω будет равна угловой скорости сателлитной шестерни планетарного редуктора в обратном движении, определяемой из кинематического расчета редуктора.

Результирующую величину центробежной силы ролика определим по формуле:

$$F_c = F_{c0} + F_{ch} \sin(\varphi_n + \varphi_h + \varphi).$$

При этом угловое положение ролика относительно водила определим по формуле:

$$\varphi_h = \arcsin\left(\frac{d_m}{2R_\varphi} \cos(\varphi_n + \varphi)\right).$$

Пренебрегая силами и моментами трения в контактах, условия равновесия ролика запишем в виде:

$$F_{n\varphi} = F_\varphi + F_c; F_{s\varphi} = F_{ch} \cos(\varphi_n + \varphi_h + \varphi).$$

Здесь $F_\varphi, F_{n\varphi}$ - усилия в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами соответственно; $F_{s\varphi}$ - усилие взаимодействия ролика с сепаратором.

Условием равновесия внутреннего кольца подшипника будет

$$F_r = \sum_{i=1}^z F_\varphi \cdot \cos \varphi \quad (5.1)$$

Рассматриваем случай симметричного расположения роликов относительно вектора радиальной нагрузки, поэтому угловые координаты роликов определяем по формуле:

$$\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{z} \cdot (i - 1), \quad (5.2)$$

где z - число роликов в подшипнике.

Распределение нагрузки по роликам находится с учетом условия совместности перемещений деталей подшипника. Условие совместности перемещений роликов и колец имеет вид:

$$\delta_{\varphi} + \delta_{н\varphi} = S_r \cdot \cos \varphi - g_r / 2 + h_{0\varphi} + h_{0н\varphi} . \quad (5.3)$$

Здесь δ_{φ} и $\delta_{н\varphi}$ - деформации в контактах ролика с внутренним и наружным кольцами соответственно; S_r - радиальное смещение центров колец подшипника; g_r - диаметральный зазор в подшипнике; $h_{0\varphi}$ и $h_{0н\varphi}$ - толщины смазочных слоев в контактах роликов с кольцами.

Величины деформаций в контактах определяются по известным [224] зависимостям:

$$\begin{aligned} \delta_{\varphi} &= 4,05 \cdot 10^{-5} \cdot F_{\varphi}^{0,925} / l_w^{0,85} ; \\ \delta_{н\varphi} &= 4,05 \cdot 10^{-5} \cdot F_{н\varphi}^{0,925} / l_w^{0,85} . \end{aligned}$$

Здесь l_w - расчетная длина ролика.

Толщины смазочных слоев в контактах роликов с беговыми дорожками колец определяются по формулам [200].

Таким образом, распределение нагрузки по телам качения находится из решения системы уравнений (5.1), (5.2) и (5.3) с учетом уравнений равновесия ролика и зависимостей для определения деформаций и толщин смазочных слоев в контактах. В качестве начального приближения при численном решении уравнений принимаются

$$\begin{aligned} F_{\varphi=0} &= 4,6 \cdot F_r / z ; \\ S_r &= g_r / 2 + \delta_{\varphi=0} + \delta_{н\varphi=0} . \end{aligned}$$

Начальные значения толщин смазочных слоев принимаются равными нулю. С полученными значениями усилий в контактах определяются толщины смазочных слоев и расчет повторяется до достижения заданной точности.

В результате определяются не только усилия в контактах, но и толщины смазочных слоев, средние значения температуры смазки, силы трения и степень жидкостного трения в контактах.

Результаты расчета распределения нагрузки для одного из случаев нагружения приведены на рис. 5.15.

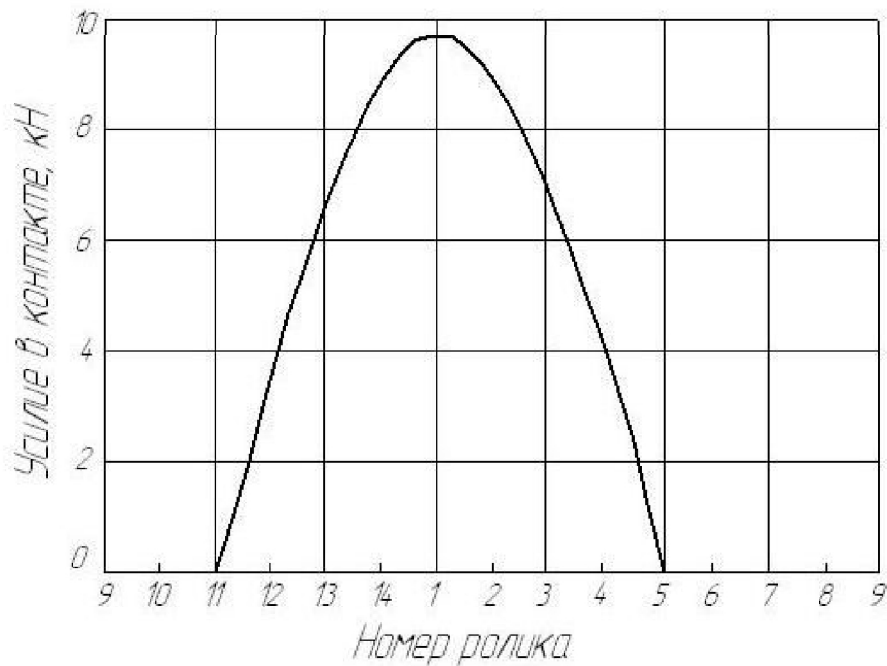


Рис.5.15. Распределение нагрузки в роликовом подшипнике

5.2.2. Расчет долговечности высокоскоростного роликоподшипника с учетом толщин смазочных слоев

Расчет долговечности подшипника производим по контактной выносливости по базовым контактным напряжениям с учетом влияния смазки.

Базовое контактное напряжение при числе циклов перемены контактных напряжений $N_0 = 10^7$ для вновь проектируемого роликового подшипника с использованием уравнения контактной выносливости определим по формуле:

$$\sigma_0 = \sigma_c \cdot m_H \sqrt{\frac{z}{20} \cdot (1 \pm \gamma)},$$

где знак $+$ - для контакта ролика с внутренним, а знак $-$ - с наружным кольцом.

При этом $m_H = 8$ - для вращающегося внутреннего кольца и $m_H = 9$ - для неподвижного наружного.

Напряжение σ_c , соответствующее долговечности $L = 10^6$ оборотов вращающегося кольца, определяется по формуле:

$$\sigma_c = \sqrt{\frac{Q_c \cdot \Sigma \rho \cdot E_{np}}{2 \cdot \pi \cdot l_w}}.$$

Здесь Q_c - динамическая грузоподъемность контакта; $\Sigma \rho$ - приведенная кривизна в контакте; E_{np} - приведенный модуль упругости.

При этом $E_{np} = E / (1 - \varepsilon^2)$, где E - модуль упругости, а ε - коэффициент Пуассона подшипниковой стали.

Значения Q_c и $\Sigma \rho$ определяются по формулам [224].

По приведенным зависимостям определяются базовые напряжения $\sigma_{0в}$ - для контакта ролика с внутренним и $\sigma_{0н}$ - с наружным кольцами.

Числа циклов нагружения до начала выкрашивания рабочих поверхностей колец определяются по формулам:

$$N_в = 10^7 (\sigma_{0в} / \sigma_{Ев})^8;$$

$$N_н = 10^7 (\sigma_{0н} / \sigma_{Ен})^9.$$

Эквивалентные контактные напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_{Ев} = \sqrt[8]{\frac{1}{z} \cdot \sum_{i=1}^z (\sigma_{vi}^8 / \phi_{vi})};$$

$$\sigma_{Ен} = \sqrt[9]{\frac{1}{z} \cdot \sum (\sigma_{ni}^9 / \phi_{ni})}.$$

Здесь σ_{vi}, σ_{ni} - напряжения в контактах роликов с внутренним и наружным кольцами; ϕ_{vi}, ϕ_{ni} - коэффициенты, зависящие от толщин смазочных слоев в контактах.

На основе экспериментальных данных Т.Тальяна коэффициент ϕ можно определить по аппроксимационной формуле

$$\phi = 3,3 \left(1 - \frac{1}{\exp(4 \cdot (\lambda_0 - 1,4)) + 1} \right),$$

где λ_0 - относительная толщина смазочного слоя в контакте, определяемая по формуле

$$\lambda_0 = \frac{0,8h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}}.$$

Здесь h_0 - толщина смазочного слоя; R_{a1}, R_{a2} - средние арифметические отклонения шероховатых поверхностей колец и роликов.

В миллионах оборотов вращающегося кольца долговечность поверхностей колец и подшипника в целом определим по формулам:

$$L_6 = \frac{2N_6}{10^6 z(1 + \gamma)};$$

$$L_n = \frac{2N_n}{10^6 z(1 - \gamma)};$$

$$L = \left(L_6^{-9/8} + L_n^{-9/8} \right)^{-8/9}.$$

Долговечность подшипника в часах определяется по известной формуле:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}.$$

5.2.3. Программа проектировочного расчета роликоподшипника

На базе изложенных выше методов расчета разработана программа проектировочного расчета нестандартного роликоподшипника.

Исходными данными для расчета являются диаметр вала в месте посадки подшипника, нагрузка, частота вращения, рабочая температура, свойства смазки и характеристики жесткости корпуса. Основным требованием при проектировочном расчете принято обеспечение заданного ресурса при минимальной массе и габаритах подшипника.

С использованием стандартных соотношений между размерами подшипника получаем при проектировании два независимых параметра – диаметр ролика и диаметральный зазор в подшипнике.

Алгоритм проектировочного расчета содержит внешний цикл – определение требуемого диаметра ролика и внутренний – определение оптимального значения диаметрального зазора.

Выбор диаметра ролика начинается с минимально допустимого стандартного значения, определяемого исходными данными. По диаметру ролика, используя стандартные соотношения размеров подшипника, находим длину ролика, наружный и средний диаметры подшипника и допустимое по условиям размещения число роликов, полученные значения округляются до

стандартных и используются для определения рабочего значения диаметрального зазора.

Поиск оптимального значения диаметрального зазора выполняется во внутреннем цикле.

Начальное значение зазора принимается равным нулю. При установленном значении диаметрального зазора выполняется расчет распределения нагрузки по телам качения с учетом контактных деформаций, центробежных сил роликов, толщин смазочных слоев в контактах и деформаций прогибов наружного и внутреннего колец под действием нормальных сил в контактах. Расчет прогибов колец производится по приведенным выше зависимостям на основе рекомендаций работы [231] с учетом деформаций пустотелого вала и корпуса. Кинематические характеристики определяются без учета проскальзывания комплекта тел качения. Вязкость смазки в контактах определяется по температуре колец подшипника без учета тепловыделения в контактах.

По найденному распределению нагрузки по телам качения выполняется расчет долговечности подшипника по контактному выкрашиванию. Расчет выполняется по базовым напряжениям, как показано выше, с использованием теории линейного суммирования повреждений. При расчете долговечности невращающегося кольца учитывается вероятность возникновения разрушения в любой точке беговой дорожки. Определяются долговечности внутреннего и наружного колец, а затем подшипника в целом. Базовые напряжения устанавливаются на основе данных ВНИППа [204] о динамической грузоподъемности стандартных подшипников.

Во внутреннем цикле находится максимум функции долговечности подшипника от диаметрального зазора. Определенное в точке максимума значение зазора принимается оптимальным для данного диаметра ролика.

При возвращении во внешний цикл рассчитанное значение долговечности сравнивается с заданным. Если расчетная долговечность меньше заданной, увеличивается диаметр ролика. При этом во внешнем цикле также находится максимум функции долговечности от диаметра ролика. Однако с целью снижения массы и габаритов подшипника принимается такое значение диаметра ролика, при котором расчетная долговечность с определенным запасом превышает заданную.

После определения размеров подшипника находятся требуемые посадки внутреннего и наружного колец на вал и в корпус, а также диаметральный зазор подшипника в свободном состоянии. При этом учитываются тепловое расширение деталей, расширение наружного кольца от центробежных сил

роликов, деформации деталей от посадок с натягом и центробежное расширение быстровращающихся деталей подшипникового узла.

В результате устанавливаются номинальные значения размеров подшипника, диаметального зазора и посадок. Допуски на изготовление подшипника, диапазоны изменения зазоров и посадок назначаются по соответствующим нормам.

По разработанной программе выполнены расчеты роликовых подшипников сателлитных шестерен планетарного редуктора ТВД НК-93 при исходных данных: диаметр оси сателлита $d = 80 \text{ мм}$; радиальная нагрузка $F_r = 36,084 \text{ кН}$; частота вращения оси сателлита $n = 13450 \text{ об/мин}$; частота вращения водила $n_h = 1681 \text{ об/мин}$; радиус водила по центрам осей сателлитов $R_h = 189 \text{ мм}$; смазка ИПМ-10; температуры смазки, оси сателлита и водила одинаковы и равны 100°C ; заданная долговечность 5000 часов.

Были рассмотрены ролики с соотношением длины и диаметра равным: 1,0; 1,2; 1,5. При отсутствии перекосов наибольшую долговечность имели подшипники, у которых $l_w / D_w = 1,5$. Рассматривались подшипники с двумя кольцами, а также без внутреннего кольца. В качестве основного принят подшипник без внутреннего кольца. Рассматривались также варианты с диаметром оси сателлита 85 мм и 90 мм.

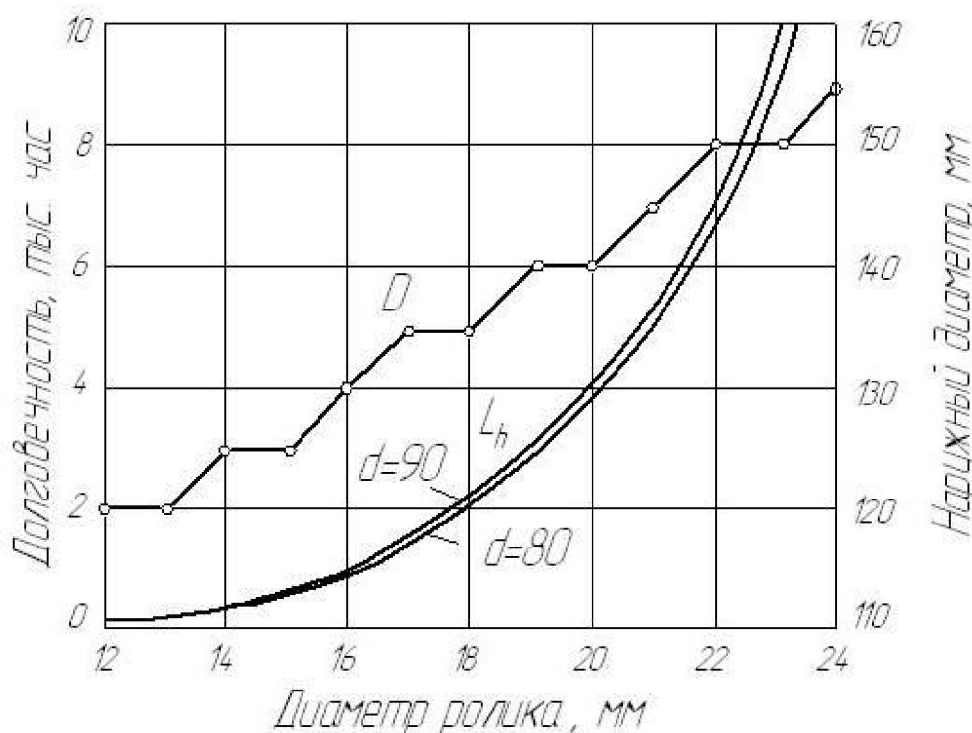


Рис.5.16. Зависимость долговечности и размера подшипника от диаметра ролика

На рис.5.16 показана зависимость долговечности подшипника от диаметра ролика при диаметрах оси сателлита 80мм и 90мм. Видно, что при $d = 90\text{мм}$ долговечность подшипника лишь незначительно выше.

Видно также, что с увеличением диаметра ролика увеличиваются как долговечность, так и наружный диаметр D подшипника.

Если принять, что толщина перемычки щеки водила после расточки гнезд под подшипники должна быть не менее диаметра ролика, то из условия размещения в щеках водила при $d = 80\text{мм}$ возможно применение подшипников с максимальным наружным диаметром $D = 140\text{мм}$. При этом в подшипник устанавливаются 13 роликов диаметром $D_w = 20\text{мм}$ и длиной $l_w = 30\text{мм}$. Тогда долговечность составит лишь 4000 часов.

Следовательно, при заданных условиях работы и ограничениях по габаритам роликовые подшипники в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД не могут обеспечить требуемую долговечность.

Таким образом, созданы основы автоматизированного проектирования нестандартных подшипников качения в изделиях авиационной техники для заданных условий эксплуатации.

5.3. Расчет радиально – упорных шариковых подшипников с многоточечным контактом

Радиально - упорные шариковые подшипники с трех - и четырехточечным контактом широко используются в главных опорах роторов авиационных газотурбинных двигателей. Они обладают рядом преимуществ перед обычными радиально - упорными подшипниками, главными из которых являются уменьшенные значения осевого люфта и возможность восприятия осевых нагрузок в двух направлениях.

Особенностью работы подшипников в опорах авиационных ГТД являются высокие и сверхвысокие скорости вращения и перекосы колец подшипников. Последнее объясняется деформациями деталей подшипниковых узлов под нагрузками или вследствие высоких температур.

Методы расчета и компьютерные программы расчета подшипников с четырехточечным контактом были опубликованы в работах М.И.Курушина [229], Хемрока [241] и М.З.Народецкого [223]. Более подробные исследования и выполненные на их основе компьютерные программы опубликованы в работах Е.П.Жильникова [221] и А.И.Данильченко. Однако в работе Народецкого не учитываются перекосы колец, а в программе Данильченко расче-

ты долговечности выполняются по рекомендованным в работе [221] значениям базовых нагрузок. В то же время при перекосах колец расчеты долговечности необходимо производить по базовым напряжениям с учетом характеристик контактной выносливости подшипниковых материалов.

В настоящей работе учитываются перекосы произвольного направления как наружного, так и внутреннего колец подшипника, а также изменения радиальных зазоров в подшипнике при высоких скоростях вращения и наличии разности температур колец. Кроме того, учитываются толщины эластогидродинамических смазочных слоев.

Стандартные методы расчета [221,224,205,210] не учитывают особенностей конструкции подшипников с арочными желобами колец и возникновения при определенных условиях многоточечного касания шариков с желобами колец. В настоящей работе выполняется расчет относительных смещений колец, распределения нагрузки и углов контакта, толщин смазочных слоев в контактах, контактных напряжений и долговечности подшипников с двух-, трех- и четырехточечным контактом шариков при различных условиях нагружения.

5.3.1. Элементы геометрии подшипника с многоточечным контактом

Геометрию подшипника рассмотрим на примере четырехточечного подшипника, схема которого приведена на рис. 5.17.

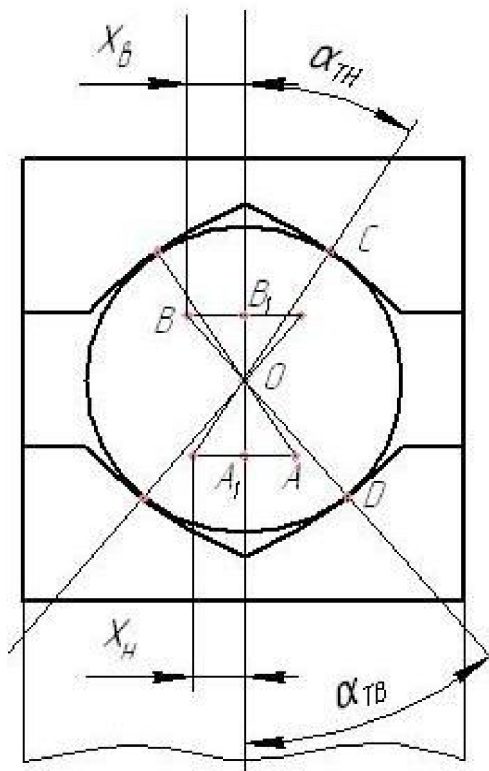


Рис.5.17. Схема подшипника с четырехточечным контактом

Основными характеристиками внутренней геометрии подшипника являются углы контакта шариков с арочными желобами колец, определяемые из треугольников OAA_1 и OBB_1 по формулам:

$$\alpha_{T_в} = \arcsin(X_в / (R_в - D_w / 2)) \text{ и } \alpha_{T_н} = \arcsin(X_н / (R_н - D_w / 2)).$$

Здесь D_w - диаметр шарика; $R_в, R_н$ - радиусы желобов внутреннего и наружного колец; $X_в, X_н$ - смещения центров желобов колец.

Характеристикой, зависящей от радиального зазора в подшипнике, является отрезок A_1B_1 . При нулевом радиальном зазоре величину отрезка A_1B_1 определим по формуле

$$A_1B_1 = H_{max} = (R_в - D_w / 2) \cos \alpha_{T_в} + (R_н - D_w / 2) \cos \alpha_{T_н}.$$

При радиальном зазоре $g > 0$ величина указанного отрезка определится по формуле

$$H = (R_в - D_w / 2) \cos \alpha_{T_в} + (R_н - D_w / 2) \cos \alpha_{T_н} - g / 2.$$

Углы контакта шариков с желобами при осевом смещении колец зависят от величины зазора g и соотношения углов $\alpha_{T_в}$ и $\alpha_{T_н}$.

При небольшой величине зазора устанавливается начальный трехточечный контакт шариков, как показано на рис.5.18. В этом случае имеем:

$$\text{при } \alpha_{T_в} > \alpha_{T_н} \quad \alpha_{0н} = \arccos(\alpha_{T_н} - g / (2R_н - D_w)); \alpha_{0в} = \alpha_{T_в};$$

$$\text{при } \alpha_{T_в} < \alpha_{T_н} \quad \alpha_{0в} = \arccos(\alpha_{T_в} - g / (2R_в - D_w)); \alpha_{0н} = \alpha_{T_н}.$$

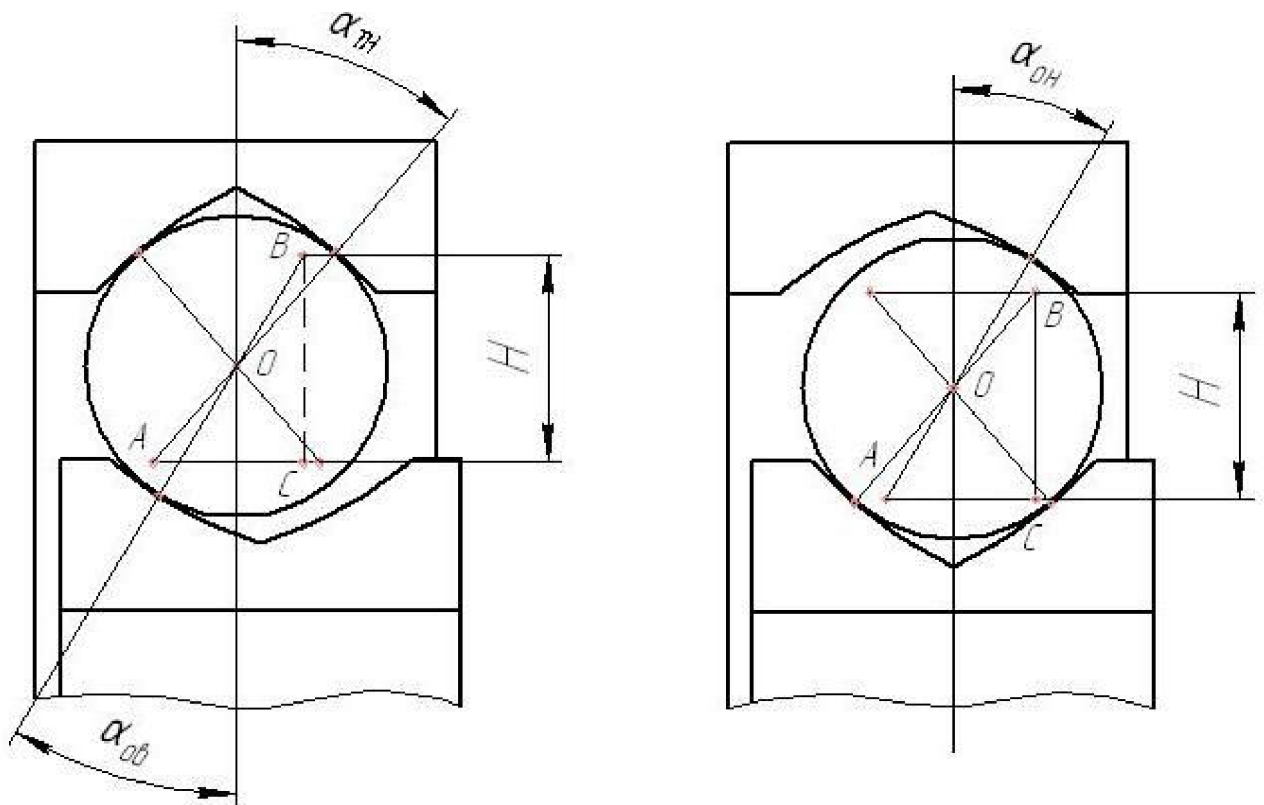


Рис.5.18. Схема начального трехточечного контакта шариков

На рис. 5.18 имеем:

$$AC = (R_{\epsilon} - D_w/2) \sin \alpha_{T\epsilon} + (R_{\eta} - D_w/2) \sin \alpha_{0\eta} \text{ при } \alpha_{T\epsilon} > \alpha_{T\eta};$$

$$AC = (R_{\epsilon} - D_w/2) \sin \alpha_{0\epsilon} + (R_{\eta} - D_w/2) \sin \alpha_{T\eta} \text{ при } \alpha_{T\epsilon} < \alpha_{T\eta}.$$

С учетом схемы на рис. 5.17 величину осевого люфта подшипника для рассматриваемых вариантов определим соответственно по формулам:

$$g_a = (2R_{\eta} - D_w)(\sin \alpha_{0\eta} - \sin \alpha_{T\eta}) = (2R_{\eta} - D_w) \sin \alpha_{0\eta} - 2X_{\eta} \text{ и}$$

$$g_a = (2R_{\epsilon} - D_w)(\sin \alpha_{0\epsilon} - \sin \alpha_{T\epsilon}) = (2R_{\epsilon} - D_w) \sin \alpha_{0\epsilon} - 2X_{\epsilon}.$$

При больших значениях зазора при осевом смещении колец устанавливается двухточечный контакт шариков, как показано на рис. 5.19.

В треугольнике ABC на рис. 5.19 имеем:

$$AB = R_m = R_{\epsilon} + R_{\eta} - D_w; AC = (R_{\epsilon} + R_{\eta} - D_w) \sin \alpha_0.$$

С учетом ранее приведенного выражения для H начальный угол двухточечного контакта можно определить по формуле:

$$\alpha_0 = \arccos(r_{m\epsilon} \cos \alpha_{T\epsilon} + r_{m\eta} \cos \alpha_{T\eta} - g/(2R_m)).$$

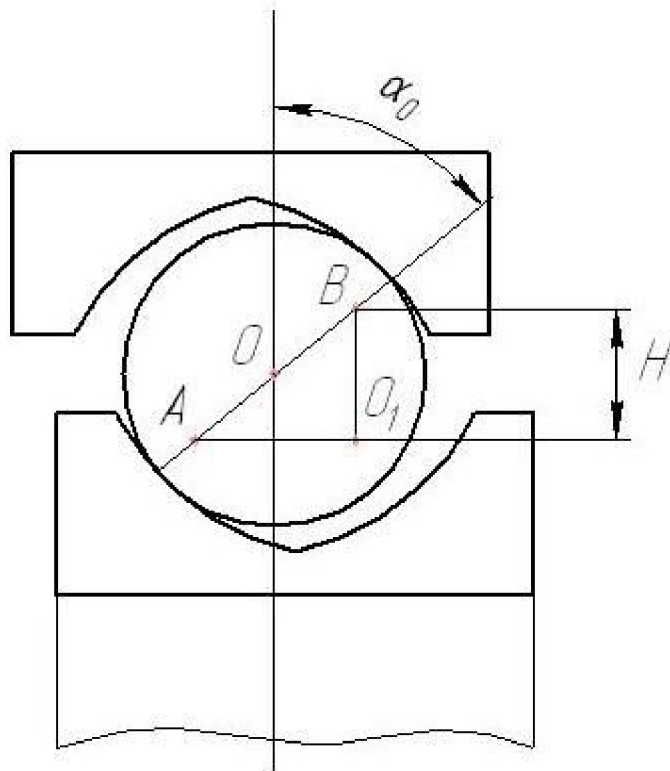


Рис.5.20. Схема начального двухточечного контакта шариков

Здесь безразмерные характеристики радиусов желобов:

$$r_{m\epsilon} = (R_{\epsilon} - D_w/2)/(R_{\epsilon} + R_{\eta} - D_w) \text{ и}$$

$$r_{m\eta} = (R_{\eta} - D_w/2)/(R_{\epsilon} + R_{\eta} - D_w).$$

Осевой люфт подшипника в этом случае определится по формуле:

$$g_a = (R_e + R_n - D_w) \sin \alpha_0 - 2(X_e + X_n).$$

Важной характеристикой подшипника является угол свободного поворота колец [224,243]. В [224] приводятся рекомендации по расчету угла свободного поворота только для однорядного радиального шарикоподшипника без учета относительного радиального смещения колец. В [244] приводится обобщенная методика расчета для двух – и четырехточечного подшипника с учетом радиального смещения колец. Схема свободного поворота колец четырехточечного шарикоподшипника без учета радиального смещения приведена на рис. 5.20.

На рис. 5.20, как и ранее, рассмотрены три расчетных случая. При этом диаметры по центрам желобов колец определяются по чертежу или по формулам:

$$D_{0e} = d_m + 2X_e / \operatorname{tg} \alpha_{T_e}; D_{0n} = d_m - 2X_n / \operatorname{tg} \alpha_{T_n}.$$

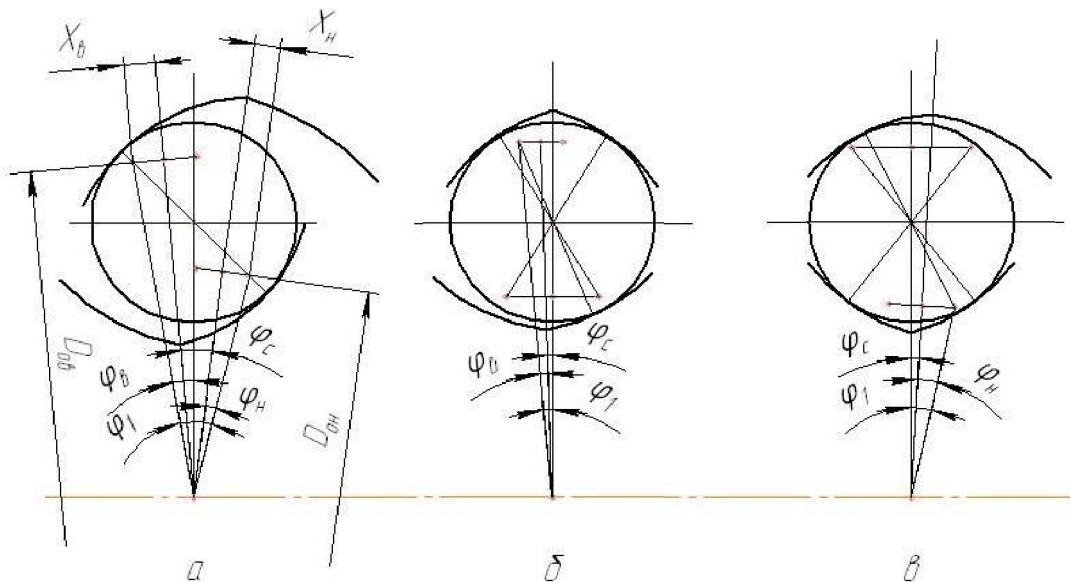


Рис.5.20. Схема поворота колец четырехточечного шарикоподшипника без радиального смещения колец

При большом радиальном зазоре для $\alpha_0 > \alpha_{T_e}$ и $\alpha_0 > \alpha_{T_n}$ (рис.5.20,а) угол свободного поворота колец определится разностью:

$$\varphi_c = \varphi_1 - \varphi_e - \varphi_n.$$

Углы φ_e , φ_n и φ_1 находятся по формулам:

$$\varphi_e = \arctg(2X_e / D_{0e}); \quad \varphi_n = \arctg(2X_n / D_{0n});$$

$$\varphi_1 = \arccos \left(\left(\left(\frac{D_{0e}}{\cos \varphi_e} \right)^2 + \left(\frac{D_{0n}}{\cos \varphi_n} \right)^2 - 4R_m^2 \right) / \left(2 \frac{D_{0e}}{\cos \varphi_e} \cdot \frac{D_{0n}}{\cos \varphi_n} \right) \right).$$

При недостаточном радиальном зазоре для $\alpha_{T_6} < \alpha_{T_n}$ (рис.5.20,б) угол свободного поворота определится разностью:

$$\varphi_c = \varphi_l - \varphi_e.$$

В этом случае угол φ_1 определится по формуле:

$$\varphi_1 = \arccos \left(\left(\left(\frac{D_{0\epsilon}}{\cos \varphi_\epsilon} \right)^2 + d_m^2 - (2R_\epsilon - D_w)^2 \right) / \left(2d_m \frac{D_{0\epsilon}}{\cos \varphi_\epsilon} \right) \right).$$

При недостаточном зазоре для $\alpha_{T_\beta} > \alpha_{T_H}$ (рис.5.20,в) имеем:

$$\varphi_c = \varphi_l - \varphi_H \quad \text{И}$$

$$\varphi_1 = \arccos \left(\left(\left(\frac{D_{0H}}{\cos \varphi_H} \right)^2 + d_m^2 - (2R_H - D_w)^2 \right) / \left(2d_m \frac{D_{0H}}{\cos \varphi_H} \right) \right).$$

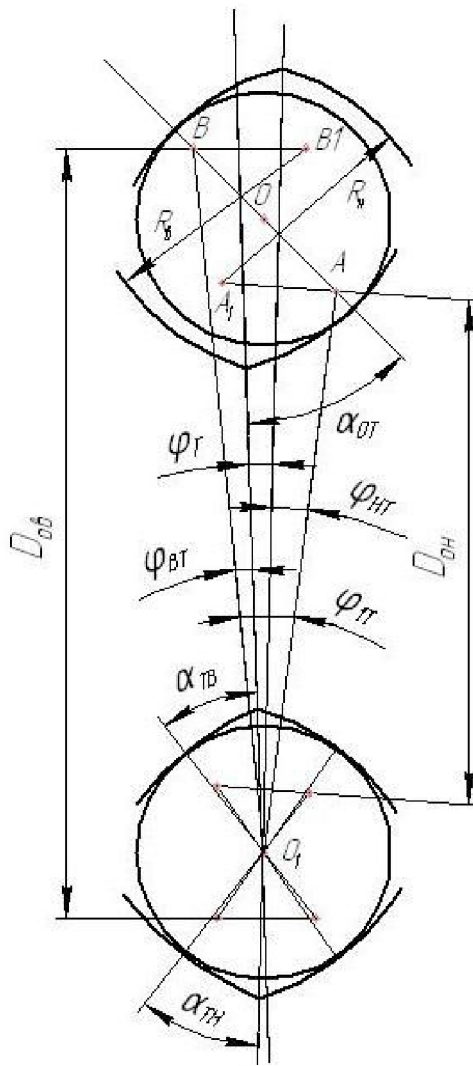


Рис.5.21. Поворот колец при радиальном смещении
для $\alpha_{0T} > \alpha_{T_6}$ и $\alpha_{0T} > \alpha_{T_n}$

При радиальном смещении колец в подшипнике с четырехточечным контактом возможны также три случая поворота колец в зависимости от соотношения углов α_{T_6} и α_{T_H} , а также радиального зазора g , показанные на рис. 5.21 и 5.22. Для оценки условий возникновения трехточечного контакта введем условную величину начального угла контакта при радиальном смещении.

Принимая в этом случае удвоенное значение радиального зазора, получим:

$$\begin{aligned}\alpha_{0T} &= \arccos(r_{m6} \cos \alpha_{T_6} + r_{mH} \cos \alpha_{T_H} - g/R_m); \\ \alpha_{06T} &= \arccos(\alpha_{T_6} - 2g/(2R_6 - D_w)); \alpha_{0H} = \alpha_{T_H}; \\ \alpha_{0HT} &= \arccos(\alpha_{T_H} - 2g/(2R_H - D_w)); \alpha_{06} = \alpha_{T_6}.\end{aligned}$$

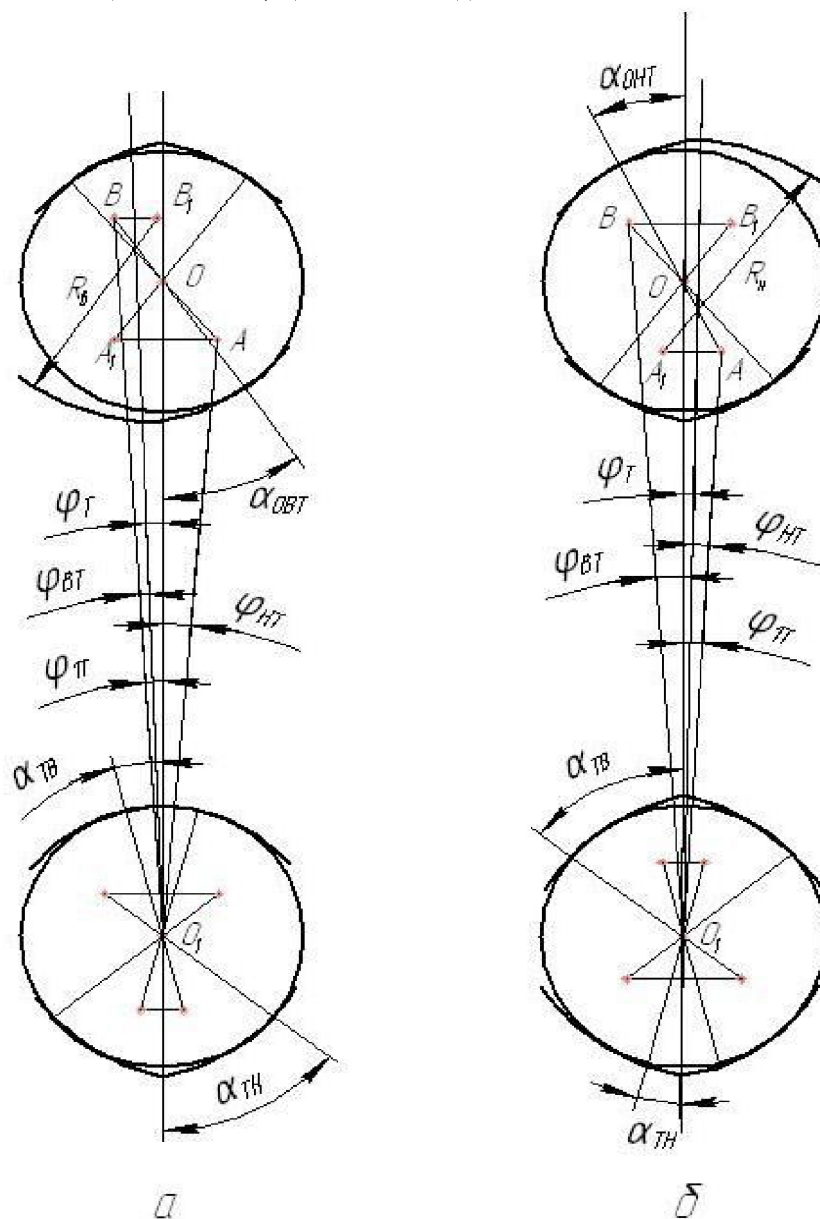


Рис.5.22. Поворот колец при радиальном смещении:

а - для $\alpha_{T_6} < \alpha_{T_H}$; б - для $\alpha_{T_6} > \alpha_{T_H}$.

При большом радиальном зазоре для $\alpha_{0T} > \alpha_{T\epsilon}$ и $\alpha_{0T} > \alpha_{Tн}$ (рис.5.21) угол свободного поворота колец определится разностью:

$$\varphi_T = \varphi_{IT} - \varphi_{\epsilon T} - \varphi_{нT}.$$

Углы $\varphi_{\epsilon T}$, $\varphi_{нT}$ и φ_{IT} находятся по формулам:

$$\begin{aligned}\varphi_{\epsilon T} &= \arctg(X_{\epsilon} / (D_{0\epsilon} - X_{\epsilon} \tg \alpha_{T\epsilon})); \\ \varphi_{нT} &= \arctg(X_{н} / (D_{0н} + X_{н} \tg \alpha_{Tн})); \\ \varphi_{IT} &= \arccos((D_{\epsilon T}^2 + D_{нT}^2 - R_m^2) / (2D_{\epsilon T} D_{нT})).\end{aligned}$$

Здесь:

$$D_{\epsilon T} = \sqrt{(D_{0\epsilon} - X_{\epsilon} \tg \alpha_{T\epsilon})^2 + X_{\epsilon}^2}; \quad D_{нT} = \sqrt{(D_{0н} + X_{н} \tg \alpha_{Tн})^2 + X_{н}^2}.$$

При недостаточном радиальном зазоре для $\alpha_{T\epsilon} < \alpha_{Tн}$ (рис.5.22,а) угол свободного поворота определится разностью:

$$\varphi_T = \varphi_{IT} - \varphi_{\epsilon T}.$$

В этом случае угол φ_{IT} определится по формуле:

$$\varphi_{IT} = \arccos((D_{\epsilon T}^2 + d_m^2 - (R_{\epsilon} - D_w/2)^2) / (2D_{\epsilon T} d_m)).$$

При недостаточном зазоре для $\alpha_{T\epsilon} > \alpha_{Tн}$ (рис.5.22,б) имеем:

$$\begin{aligned}\varphi_T &= \varphi_{IT} - \varphi_{нT} \quad \text{и} \\ \varphi_{IT} &= \arccos((D_{нT}^2 + d_m^2 - (R_{н} - D_w/2)^2) / (2D_{нT} d_m)).\end{aligned}$$

Для трех- и двухточечных подшипников можно применять все приведенные формулы, принимая:

$$\begin{aligned}\alpha_{T\epsilon} &= 0 \quad \text{и} \quad D_{0\epsilon} = d_m + 2R_{\epsilon} \quad \text{при} \quad X_{\epsilon} = 0; \\ \alpha_{Tн} &= 0 \quad \text{и} \quad D_{0н} = d_m - 2R_{н} \quad \text{при} \quad X_{н} = 0.\end{aligned}$$

Рабочее значение радиального зазора в подшипнике зависит от посадочных натягов при установке внутреннего кольца на вал, температурного расширения деталей подшипникового узла и расширения вала и внутреннего кольца подшипника под действием центробежных сил при высоких скоростях вращения.

Методика расчета рабочего значения радиального зазора изложена ранее. При этом учитывается, что внутренние кольца арочных подшипников, как правило, не вращаются и устанавливаются в стаканы корпуса без натягов. Кроме того, расчетное значение наружного диаметра внутреннего кольца можно приближенно определить по формуле:

$$d_l = d_m - D_w \cos \alpha_{T\epsilon}$$

5.3.2. Распределение нагрузки между телами качения

Определение нагрузок в контактах шариков с желобами колец является статически неопределимой задачей. Ее решение возможно только численными

ми методами с учетом условий совместности перемещений и деформаций деталей.

При расчетах не учитываются разноразмерность шариков, а также неточности формы колец.

5.3.2.1. Расчет подшипника при осевой нагрузке без учета центробежных сил шариков

При осевой нагрузке без перекоса колец все шарики нагружаются равномерно, и происходит только осевое смещение колец. При этом в зависимости от величины радиального зазора и осевой нагрузки возможны двухточечный, два варианта трехточечного и четырехточечный контакты. Усилия в контактах для случая без учета центробежных сил шариков приведены на рис. 5.23 и 5.24.

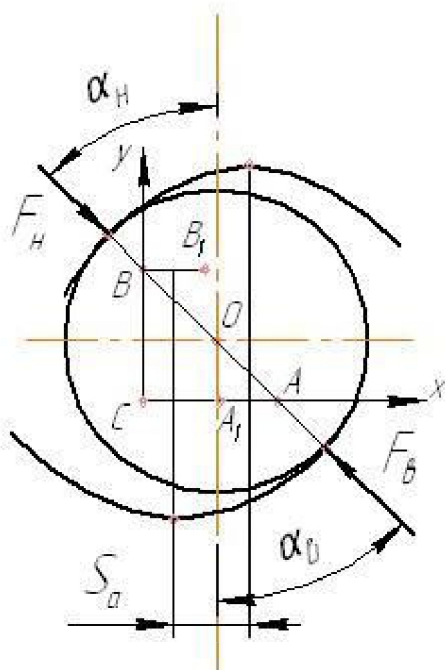


Рис.5.23. Усилия в контактах шарика без учета центробежных сил при $\alpha_0 > \alpha_{Tв}$ и $\alpha_0 > \alpha_{Тн}$

Необходимо отметить, что случай четырехточечного контакта (рис.5.24,в) возможен только при натяге в рабочих условиях (при $g < 0$) и небольших величинах осевых нагрузок. Основным без учета центробежных сил шариков будет случай двухточечного контакта (рис.5.24).

При двухточечном контакте условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$F_{\theta} = F_n \text{ и } F_{\theta} \sin \alpha = F_a / z. \quad (5.4)$$

Здесь F_a - осевая нагрузка подшипника. Кроме того, $\alpha_{\theta} = \alpha_n = \alpha$.

Геометрические соотношения, описывающие перемещения в подшипнике, получим из треугольника ABC .

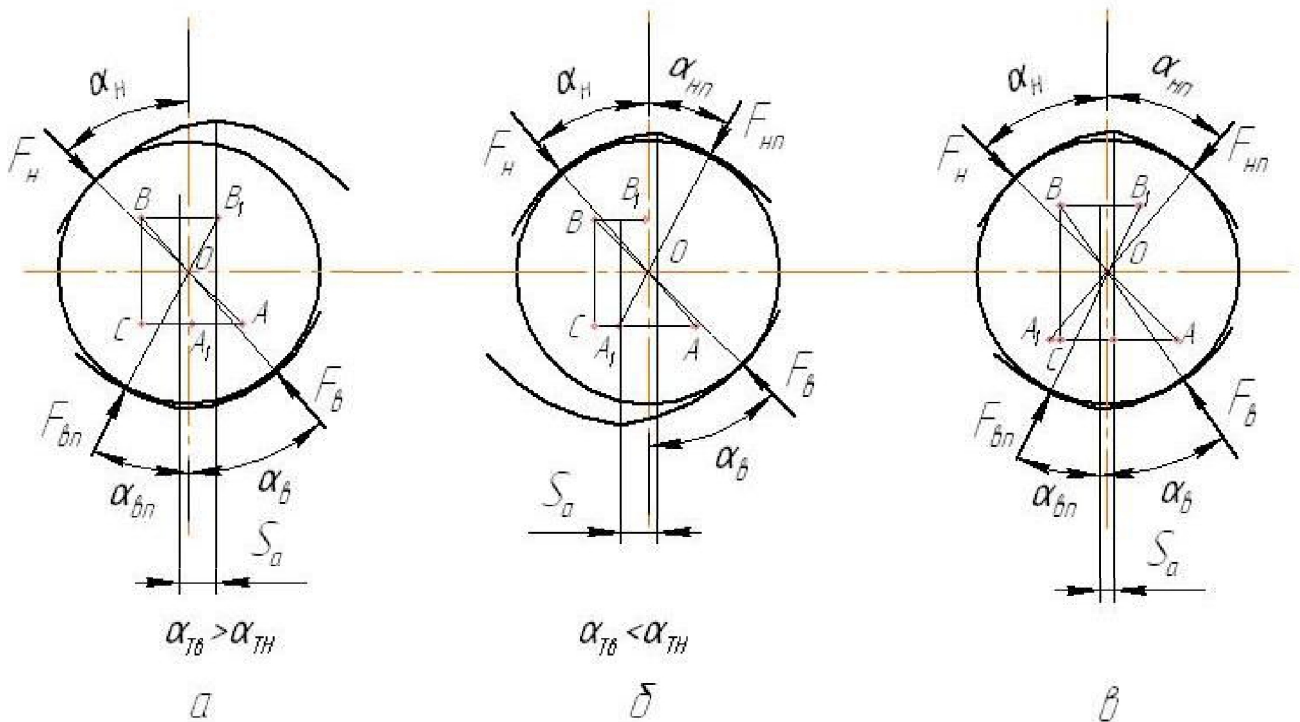


Рис.5.24. Усилия в контактах шарика без учета центробежных сил:

а - при $\alpha_{Tб} > \alpha_{Tн}$; б - при $\alpha_{Tб} < \alpha_{Tн}$; в - при $g < 0$

В указанном треугольнике:

$$\begin{aligned} AB &= R_б + R_н - D_w + \delta_б + \delta_н - h_б - h_н; \\ BC &= AB \cos \alpha = (R_б - D_w/2) \cos \alpha_{Tб} + (R_н - D_w/2) \cos \alpha_{Tн} - g/2; \\ AC &= AB \sin \alpha = S_a + X_б + X_н. \end{aligned} \quad (5.5)$$

Здесь S_a - осевое смещение колец под нагрузкой; $\delta_б, \delta_н$ - деформации в контактах шарика с желобами; $h_б, h_н$ - толщины эластогидродинамических слоев смазки в контактах.

Так как деформации в контактах и толщины смазочных слоев являются функцией усилия в контактах, то система уравнений (5.4) и (5.5) приводится к уравнению с одним неизвестным. В качестве неизвестного принимаем угол контакта α . Решение этого уравнения выполняется методом простой итерации. В качестве начального приближения принимается $\alpha_{j=0} = \alpha_0$. Из уравнения (5.4) находятся усилия в контактах, затем контактные деформации и толщины смазочных слоев. Наконец определяется следующее приближение:

$$\alpha_j = \arccos \left(\frac{(R_б - D_w/2) \cos \alpha_{Tб} + (R_н - D_w/2) \cos \alpha_{Tн} - g/2}{R_б + R_н - D_w + \delta_б + \delta_н - h_б - h_н} \right).$$

Расчет повторяется до достижения заданной точности определения угла контакта. Затем из уравнений (5.5) находится величина осевого смещения колец.

При трехточечном контакте система уравнений усложняется. Геометрические соотношения, описывающие перемещения в подшипнике, получим из четырехугольника $AOBC$.

В указанном четырехугольнике:

$$\begin{aligned} AO &= R_n - D_w / 2 + \delta_n - h_n; \quad BO = R_g - D_w / 2 + \delta_g - h_g; \\ BC &= AO \cos \alpha_n + BO \cos \alpha_g = \\ &= (R_g - D_w / 2) \cos \alpha_{Tg} + (R_n - D_w / 2) \cos \alpha_{Tn} - g / 2; \\ AC &= AO \sin \alpha_n + BO \sin \alpha_g = S_a + X_g + X_n \end{aligned} \quad (5.6)$$

При $\alpha_{Tg} > \alpha_{Tn}$ (рис.5.24,а) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_g \sin \alpha_g - F_{gn} \sin \alpha_{gn} &= F_n \sin \alpha_n = F_a / z; \\ F_g \cos \alpha_g + F_{gn} \cos \alpha_{gn} &= F_n \cos \alpha_n \end{aligned} \quad (5.7a)$$

При $\alpha_{Tg} < \alpha_{Tn}$ (рис.5.24,б) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_n \sin \alpha_n - F_{nn} \sin \alpha_{nn} &= F_g \sin \alpha_g = F_a / z; \\ F_n \cos \alpha_n + F_{nn} \cos \alpha_{nn} &= F_g \cos \alpha_g \end{aligned} \quad (5.7б)$$

При четырехточечном контакте (рис.5.24,в) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_n \sin \alpha_n - F_{nn} \sin \alpha_{nn} &= F_g \sin \alpha_g - F_{gn} \sin \alpha_{gn} = F_a / z; \\ F_n \cos \alpha_n + F_{nn} \cos \alpha_{nn} &= F_g \cos \alpha_g + F_{gn} \cos \alpha_{gn} \end{aligned} \quad (5.7)$$

Таким образом, уравнения (5.7) являются общим случаем условий равновесия для трех- и четырехточечного контактов.

Систему уравнений (5.6) и (5.7) можно привести к виду:

$$F_n \sin \alpha_n - F_{nn} \sin \alpha_{nn} = F_g \sin \alpha_g - F_{gn} \sin \alpha_{gn} = F_a / z; \quad (5.8)$$

$$\begin{aligned} f_1(x, y, S_a) &\equiv F_n \cos \alpha_n + F_{nn} \cos \alpha_{nn} - F_g \cos \alpha_g - F_{gn} \cos \alpha_{gn} = 0; \\ f_2(x, y, S_a) &\equiv F_n \sin \alpha_n - F_{nn} \sin \alpha_{nn} - F_g \sin \alpha_g + F_{gn} \sin \alpha_{gn} = 0. \end{aligned} \quad (5.9)$$

Здесь x и y - координаты центра шарика (точка O) в системе координат, указанной на рисунке 5.23:

$$\begin{aligned} x &= (R_g - D_w / 2 + \delta_g - h_g) \sin \alpha_g; \\ y &= (R_n - D_w / 2 + \delta_n - h_n) \cos \alpha_n. \end{aligned}$$

Решение полученной системы уравнений методом вариации параметров в сочетании с методом Ньютона. Задаваясь величиной смещения S_a , решаем систему (5.9) методом Ньютона относительно координат x и y . При этом выполняем численное дифференцирование, заменяя производные от-

ношениями приращений функций f_1 и f_2 к приращениям аргументов x и y . Определив координаты центра шарика, из геометрических соотношений определим усилия $F_\epsilon, F_{\epsilon n}, F_n$ и F_{nn} , а также углы контакта:

$$\begin{aligned}\alpha_\epsilon &= \arctg(x / ((R_\epsilon - D_w/2)\cos\alpha_{T\epsilon} + (R_n - D_w/2)\cos\alpha_{Tn} - g/2 - y)); \\ \alpha_{\epsilon n} &= \arctg((2X_\epsilon - x) / ((R_\epsilon - D_w/2)\cos\alpha_{T\epsilon} + (R_n - D_w/2)\cos\alpha_{Tn} - g/2 - y)); \\ \alpha_n &= \arctg((X_\epsilon + X_n + S_a - x) / y); \quad \alpha_{nn} = \arctg((X_n - X_\epsilon - S_a + x) / y).\end{aligned}$$

После определения усилий и углов контакта выполняется проверка условия (5.8) и, в случае его невыполнения, корректируется величина смещения колец.

5.3.2.1. Расчет подшипника при осевой нагрузке с учетом центробежных сил шариков

При осевой нагрузке без перекоса колец в высокоскоростном подшипнике все шарики нагружаются равномерно и происходит только осевое смещение колец. При этом в зависимости от величины радиального зазора и осевой нагрузки возможны, как и без учета центробежных сил, двухточечный, два варианта трехточечного и четырехточечный контакты.

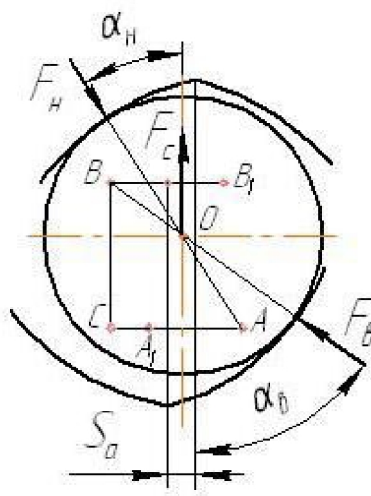


Рис.5.25. Усилия в контактах шарика с учетом центробежных сил при двухточечном контакте

Усилия в контактах с учетом центробежных сил шариков при двухточечном контакте приведены на рис. 5.25.

При двухточечном контакте условия равновесия шарика и внутреннего кольца с учетом центробежных сил будут иметь вид:

$$F_\epsilon \cos\alpha_\epsilon + F_c = F_n \cos\alpha_n \quad \text{и} \quad F_\epsilon \sin\alpha_\epsilon = F_n \sin\alpha_n = F_a / z. \quad (5.10)$$

Здесь F_c - центробежная сила шарика, определяемая по формуле:

$$F_c = \pi \gamma_w D_w^3 d_m \omega_0^2 / 12,$$

где ω_0 - угловая скорость переносного движения центра шарика.

Геометрические соотношения, описывающие перемещения в подшипнике, получим из четырехугольника $AOBC$. Основные зависимости приведены в (5.6).

Силовые соотношения **при трехточечном контакте** с учетом центробежных сил будут аналогичны приведенным ранее.

При $\alpha_{T\phi} > \alpha_{Tн}$ (рис.5.24,а) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_{\phi} \sin \alpha_{\phi} - F_{\phi н} \sin \alpha_{\phi н} &= F_{н} \sin \alpha_{н} = F_a / z; \\ F_{\phi} \cos \alpha_{\phi} + F_{\phi н} \cos \alpha_{\phi н} + F_c &= F_{н} \cos \alpha_{н}. \end{aligned} \quad (5.11a)$$

При $\alpha_{T\phi} < \alpha_{Tн}$ (рис.5.24,б) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_{н} \sin \alpha_{н} - F_{нн} \sin \alpha_{нн} &= F_{\phi} \sin \alpha_{\phi} = F_a / z; \\ F_{н} \cos \alpha_{н} + F_{нн} \cos \alpha_{нн} &= F_{\phi} \cos \alpha_{\phi} + F_c. \end{aligned} \quad (5.11б)$$

При четырехточечном контакте (рис.5.24,в) условия равновесия шарика и внутреннего кольца будут иметь вид:

$$\begin{aligned} F_{н} \sin \alpha_{н} - F_{нн} \sin \alpha_{нн} &= F_{\phi} \sin \alpha_{\phi} - F_{\phi н} \sin \alpha_{\phi н} = F_a / z; \\ F_{н} \cos \alpha_{н} + F_{нн} \cos \alpha_{нн} &= F_{\phi} \cos \alpha_{\phi} + F_{\phi н} \cos \alpha_{\phi н} + F_c. \end{aligned} \quad (5.11)$$

Таким образом, уравнения (5.11) являются общим случаем условий равновесия для двух-, трех- и четырехточечного контактов.

Систему уравнений (5.6) и (5.11) можно привести к виду:

$$F_{н} \sin \alpha_{н} - F_{нн} \sin \alpha_{нн} = F_{\phi} \sin \alpha_{\phi} - F_{\phi н} \sin \alpha_{\phi н} = F_a / z; \quad (5.12)$$

$$\begin{aligned} f_1(x, y, S_a) &\equiv F_{н} \cos \alpha_{н} + F_{нн} \cos \alpha_{нн} - F_{\phi} \cos \alpha_{\phi} - F_{\phi н} \cos \alpha_{\phi н} - F_c = 0; \\ f_2(x, y, S_a) &\equiv F_{н} \sin \alpha_{н} - F_{нн} \sin \alpha_{нн} - F_{\phi} \sin \alpha_{\phi} + F_{\phi н} \sin \alpha_{\phi н} = 0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

Решение системы уравнений (5.12) и (5.13) аналогично описанному ранее без учета центробежных сил шариков.

5.3.2.2. Расчет подшипника при радиальной нагрузке без перекоса колец

При чисто радиальной нагрузке принимаем осевое смещение колец равным нулю и учитывается только радиальное смещение, схема которого приведена на рис. 5.26.

Величина радиального смещения колец S_r значительно меньше диаметральных размеров колец. В этой связи принимаем, что радиальный зазор для шарика, расположенного под углом ϕ к линии действия радиальной нагрузки F_r , определяется по зависимости:

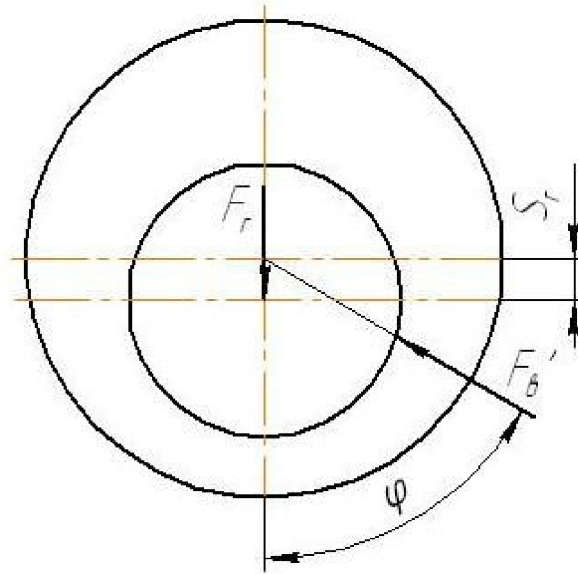


Рис.5.26. Схема радиального смещения колец

$$g_i/2 = g/2 - S_r \cos \varphi_i.$$

При этом угловая координата шарика определяется по формуле:

$$\varphi_i = \varphi_0 + (2\pi/z)(i-1),$$

где i - номер шарика, считая от максимально нагруженного, z - число шариков, φ_0 - координата максимально нагруженного шарика.

Изменяя координату φ_0 от 0 до $2\pi/z$, можно провести исследования траектории движения центра кольца при вращении.

Не учитывая возможную несимметричность профилей желобов колец, схемы усилий в контактах шарика с желобами колец в нагруженной и в ненагруженной зонах подшипника будут иметь вид, показанный на рис. 5.27.

На рис. 5.27 имеем

$$AO = R_n - D_w / 2 + \delta_n - h_n; BO = R_g - D_w / 2 + \delta_g - h_g;$$

$$F_{en} = F_g \text{ и } F_{nn} = F_n.$$

Условия равновесия шарика в нагруженной зоне имеют вид

$$2F_g \cos \alpha_g + F_c = 2F_n \cos \alpha_n. \quad (5.14)$$

Расстояние между центрами желобов колец при данном зазоре будет равно

$$H_i = (R_g - D_w/2) \cos \alpha_{Tg} + (R_n - D_w/2) \cos \alpha_{Tn} - g_i/2. \quad (5.15)$$

С другой стороны:

$$H_i = BO \cos \alpha_g + AO \cos \alpha_n. \quad (5.16)$$

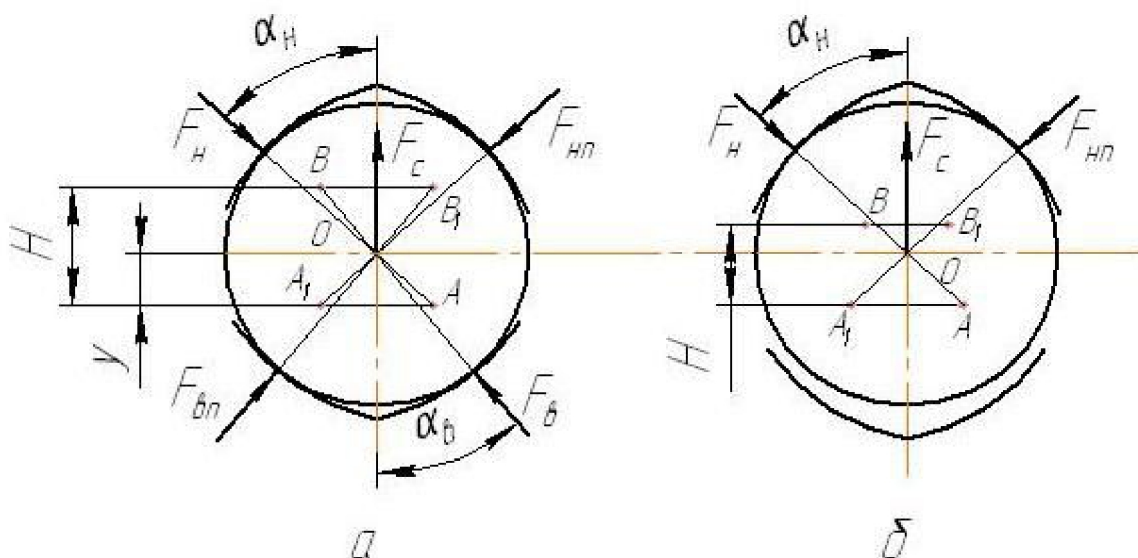


Рис. 5.27. Схемы усилий в контактах шарика при радиальной нагрузке:
а – в нагруженной зоне; б – в ненагруженной зоне

На рис. 5.26 $F'_e = 2F_e \cos \alpha_e$. Условия равновесия внутреннего кольца подшипника будут иметь вид:

$$F_r = 2 \sum_{i=1}^z F_{ei} \cos \alpha_{ei} \cos \varphi_i \quad (5.17)$$

Уравнение (5.14) может быть приведено к виду:

$$f_3(y, S_r) \equiv F_{ei} \cos \alpha_{ei} - F_{ni} \cos \alpha_{ni} + 2F_c = 0. \quad (5.18)$$

Здесь y - координата центра шарика (рис.5.26).

Решение системы уравнений (5.13)...(5.18) выполняется методом вариации параметров. Задаются величины смещения S_r и координаты y . Затем по формулам определяются углы контакта:

$$\alpha_{ei} = \arctg(X_e / (H_i - y)); \alpha_{ni} = \arctg(X_n / y).$$

Из геометрических соотношений определяются усилия в контактах, и проверяется условие (5.18). При необходимости вводится поправка в величину y . Затем проверяется условие (5.17) и также при необходимости вводится поправка в величину S_r .

5.3.2.3. Расчет подшипника при комбинированной нагрузке и перекосе колец

Схема перемещений в подшипнике при комбинированной нагрузке и перекосе колец приведена на рисунке 5.28.

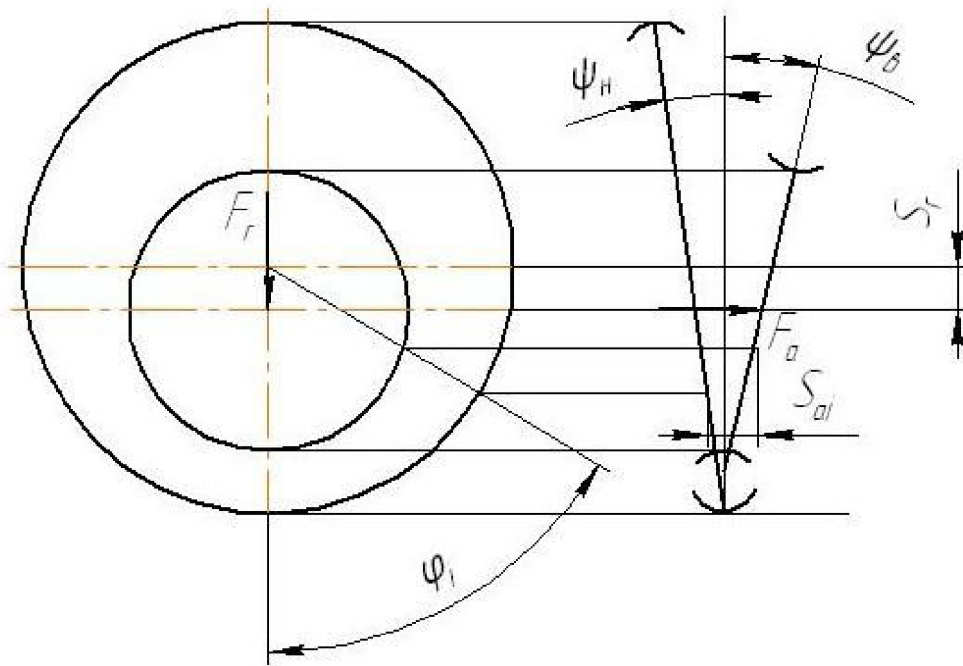


Рис.5.28. Схема перемещений колец подшипника при комбинированной нагрузке и перекосе

На рисунке S_a, S_r - осевое и радиальное смещения колец, ψ_o, ψ_n - перекосы внутреннего и наружного колец относительно оси вращения. Рассматриваем случай симметричного расположения шариков относительно вектора радиальной нагрузки. В качестве S_a - принимаем смещение колец в сечении, проходящем через центр максимально нагруженного шарика. При перекосах осевые смещения колец различны для всех сечений. В расчетах перекосу, при котором с увеличением координаты φ осевое смещение в сечении увеличивается, присваиваем знак плюс (см. рис.5.28). Перекосу в противоположном направлении присваиваем знак минус.

Величины радиального зазора и осевого смещения в сечении с координатой φ при наличии радиального смещения и перекоса определяются по формулам:

$$\begin{aligned} g_i/2 &= g/2 - S_r \cos \varphi_i - (D_{0o}(1 - \cos \psi_o) + D_{0n}(1 - \cos \psi_n)) \cdot |\cos \varphi_i|; \\ S_{ai} &= S_a + (D_{0o} \sin \psi_o + D_{0n} \sin \psi_n) \cos \varphi_i. \end{aligned} \quad (5.19)$$

В зависимости от величин радиального зазора, осевого смещения и углов контакта α_{To} и α_{Tn} в сечениях возможны двух-, трех- и четырехточечный контакт шарика с желобами колец. Схемы сил в контактах будут аналогичны приведенным на рис. 5.24 и 5.25. Условия равновесия шарика в сечении в нагруженной зоне могут быть приведены к виду:

$$\begin{aligned} F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_c &= F_{ni} \cos \alpha_{ni}; \\ F_{ei} \sin \alpha_{ei} &= F_{ni} \sin \alpha_{ni}; \end{aligned} \quad \text{ - при двухточечном контакте;}$$

$$\begin{aligned}
F_{ni} \cos \alpha_{ni} + F_{nni} \cos \alpha_{nni} &= F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_c; \\
F_{ni} \sin \alpha_{ni} - F_{nni} \sin \alpha_{nni} &= F_{ei} \sin \alpha_{ei}; \quad \text{или} \\
F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_{eni} \cos \alpha_{eni} + F_c &= F_{ni} \cos \alpha_{ni}; \quad - \text{ при трехточечном} \\
F_{ei} \sin \alpha_{ei} - F_{eni} \sin \alpha_{eni} &= F_{ni} \sin \alpha_{ni}; \quad \text{контакте;} \\
F_{ni} \cos \alpha_{ni} + F_{nni} \cos \alpha_{nni} &= F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_{eni} \cos \alpha_{eni} + F_c; \quad - \text{ при} \\
F_{ni} \sin \alpha_{ni} - F_{nni} \sin \alpha_{nni} &= F_{ei} \sin \alpha_{ei} - F_{eni} \sin \alpha_{eni}; \quad \text{четырёхточечном} \\
&\quad \text{контакте.}
\end{aligned} \tag{5.20}$$

Последние уравнения являются общими для всех случаев контакта. Они приводятся к двух- или трехточечному контакту, если одно из усилий равно нулю.

В ненагруженной зоне шарик прижимается центробежной силой к наружному кольцу. В этом случае условие равновесия шарика имеет вид:

$$F_{ni} \cos \alpha_{ni} + F_{nni} \cos \alpha_{nni} = F_c.$$

Уравнения (5.20) могут быть приведены к виду:

$$\begin{aligned}
f_4(x, y, S_r, S_a) &\equiv F_{ni} \cos \alpha_{ni} + F_{nni} \cos \alpha_{nni} - F_{ei} \cos \alpha_{ei} - F_{eni} \cos \alpha_{eni} - F_c = 0; \\
f_5(x, y, S_r, S_a) &\equiv F_{ni} \sin \alpha_{ni} - F_{nni} \sin \alpha_{nni} - F_{ei} \sin \alpha_{ei} + \\
&+ F_{eni} \sin \alpha_{eni} - F_c;
\end{aligned}$$

Здесь, как и ранее, x и y - координаты центра шарика в данном сечении.

Приведенная система при заданных значениях смещений S_a и S_r решается методом Ньютона относительно координат x и y для каждого шарика. При этом с учетом геометрических соотношений находятся усилия и углы контакта шариков.

Условия равновесия внутреннего кольца могут быть записаны в общем виде:

$$F_a = \sum_{i=1}^z (F_{ei} \sin \alpha_{ei} - F_{eni} \sin \alpha_{eni}); \tag{5.21}$$

$$F_r = \sum_{i=1}^z (F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_{eni} \cos \alpha_{eni}) \cos \varphi_i.$$

Уравнения (5.21) приводим к виду:

$$f_6(S_a, S_r) \equiv F_a - \sum_{i=1}^z (F_{ei} \sin \alpha_{ei} - F_{eni} \sin \alpha_{eni}) = 0;$$

$$f_7(S_a, S_r) \equiv F_r - \sum_{i=1}^z (F_{ei} \cos \alpha_{ei} + F_{eni} \cos \alpha_{eni}) \cos \varphi_i = 0.$$

Решение полученной системы относительно смещений S_a и S_r выполняется методом Ньютона. При этом производные функций определяются численно как отношения приращений функций к приращениям аргументов.

5.3.3. Определение деформаций и напряжений в контактах

Величины деформаций в контактах шариков с кольцами могут быть получены из геометрических соотношений, приведенных на рис. 5.29.

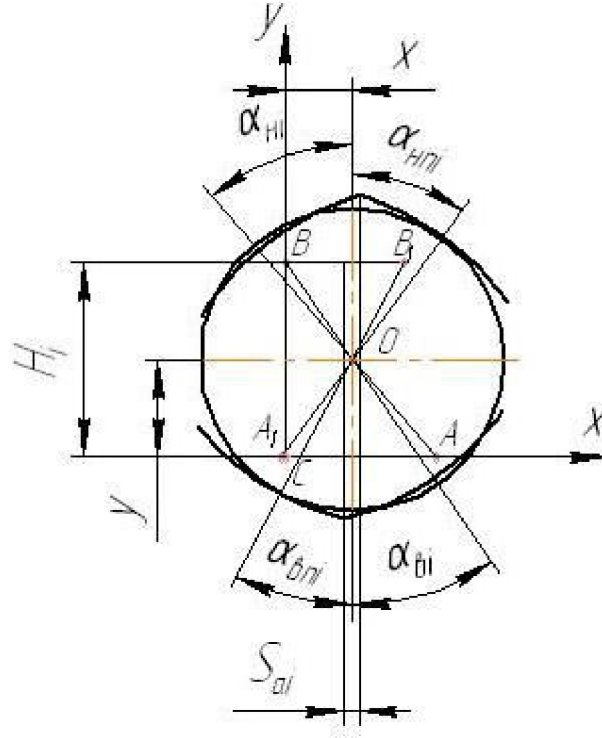


Рис.5.29. Геометрические соотношения в контактах шарика с кольцами

На рисунке показаны соотношения в сечении, проходящем через центр данного шарика. При этом:

$$g_i/2 = g/2 - S_r \cos \varphi_i - (D_{0в}(1 - \cos \psi_в) + D_{0н}(1 - \cos \psi_н)) \cdot |\cos \varphi_i|;$$

$$S_{ai} = S_a + (D_{0в} \sin \psi_в + D_{0н} \sin \psi_н) \cos \varphi_i;$$

$$H_i = (R_в - D_w/2) \cos \alpha_{Tв} + (R_н - D_w/2) \cos \alpha_{Tн} - g_i/2.$$

Кроме того:

$$AO = R_н - D_w/2 + \delta_{ни} - h_{ни}; \quad A_1O = R_н - D_w/2 + \delta_{ни} - h_{ни};$$

$$BO = R_в - D_w/2 + \delta_{ви} - h_{ви}; \quad B_1O = R_в - D_w/2 + \delta_{ви} - h_{ви}. \quad (5.22)$$

Для определения положения центра шарика примем систему координат с центром в точке C, являющейся проекцией точки B - центра желоба базовой стороны внутреннего кольца на линию AA₁, проходящую через центры желобов наружного кольца. Тогда:

$$AC = AO \sin \alpha_{ни} + BO \sin \alpha_{ви} = S_{ai} + X_в + X_н.$$

Для определения деформаций в контактах задаемся координатами x и y центра шарика.

Находим углы контакта

$$\alpha_{ei} = \arctg(x/(H_i - y)); \quad \alpha_{eni} = \arctg((2X_e - x)/(H_i - y));$$

$$\alpha_{ni} = \arctg((X_e + X_n + S_{ai} - x)/y); \quad \alpha_{nni} = \arctg((X_n - X_e - S_{ai} + x)/y).$$

Упругие характеристики контактов определим по рекомендациям работы [175]. Приведенный модуль упругости в контакте определим по формуле:

$$E_{np} = 2/((1 - \varepsilon_1^2)/E_1 + (1 - \varepsilon_2^2)/E_2).$$

Здесь E_1, E_2 - модули упругости, $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - коэффициенты Пуассона материалов шариков и колец.

$$\text{Радиус кривизны шарика} \quad R_1 = D_w/2.$$

Радиусы кривизны желобов колец:

- в сечении, перпендикулярном направлению качения,

$$R_{e1} = R_{eni} = R_e \text{ и } R_{n1} = R_{nni} = R_n;$$

- в сечении по направлению качения

$$R_{e2i} = D_{0e}/2 \cos \alpha_{ei} - R_e; \quad R_{n2i} = D_{0n}/2 \cos \alpha_{ni} + R_n;$$

$$R_{en2i} = D_{0e}/2 \cos \alpha_{eni} - R_e; \quad R_{nn2i} = D_{0n}/2 \cos \alpha_{nni} + R_n.$$

Приведенные радиусы кривизны в контактах будут равны:

- в сечении, перпендикулярном направлению качения,

$$R_{xvi} = R_{xvni} = R_e/(2R_e/D_w - 1) \text{ и } R_{xni} = R_{xnii} = R_n/(2R_n/D_w - 1);$$

- в сечении по направлению качения

$$R_{yve} = D_w (D_{0e}/2 \cos \alpha_{ei} - R_e)/(D_{0e}/\cos \alpha_{ei} - 2R_e + D_w);$$

$$R_{yven} = D_w (D_{0e}/2 \cos \alpha_{eni} - R_e)/(D_{0e}/\cos \alpha_{eni} - 2R_e + D_w);$$

$$R_{ynni} = D_w (D_{0n}/2 \cos \alpha_{ni} + R_n)/(D_{0n}/\cos \alpha_{ni} + 2R_n - D_w);$$

$$R_{ynnn} = D_w (D_{0n}/2 \cos \alpha_{nni} + R_n)/(D_{0n}/\cos \alpha_{nni} + 2R_n - D_w).$$

Вспомогательные коэффициенты:

$$Y_{ei} = 1 - (1 - R_{yvi}/R_{xvi})^3; \quad Y_{ni} = 1 - (1 - R_{yni}/R_{xni})^3;$$

$$Y_{eni} = 1 - (1 - R_{yeni}/R_{xvni})^3 \text{ и } Y_{nni} = 1 - (1 - R_{ynni}/R_{xnii})^3.$$

Безразмерные коэффициенты для расчета:

$$\text{- контактных деформаций} \quad k_{\delta ei} = 1,0401 \cdot Y_{ei}^{0,2}, \quad k_{\delta eni} = 1,0401 \cdot Y_{eni}^{0,2},$$

$$k_{\delta ni} = 1,0401 \cdot Y_{ni}^{0,2} \text{ и } k_{\delta nni} = 1,0401 \cdot Y_{nni}^{0,2};$$

$$\text{- контактных напряжений} \quad k_{pvi} = 0,2295 \cdot Y_{ei}^{0,189}, \quad k_{pvi} = 0,2295 \cdot Y_{ei}^{0,189},$$

$$k_{pni} = 0,2295 \cdot Y_{ni}^{0,189} \text{ и } k_{pnni} = 0,2295 \cdot Y_{nni}^{0,189};$$

- размеров больших полуосей площадок контакта

$$k_{ave} = (1,4664/Y_{ei}^{0,0945}) (R_{xve}/R_{yve})^{0,318},$$

$$k_{aven} = (1,4664/Y_{eni}^{0,0945}) (R_{xven}/R_{yven})^{0,318},$$

$$k_{a_{nn}} = (1,4664/Y_{ni}^{0,0945}) (R_{xnn}/R_{ynn})^{0,318} \text{ и}$$

$$k_{a_{nnn}} = (1,4664/Y_{nni}^{0,0945}) (R_{xnnn}/R_{ynnn})^{0,318};$$

- размеров меньших полуосей площадок контакта

$$k_{b_{ee}} = (1,4184/Y_{ei}^{0,0945}) (R_{yee}/R_{xee})^{0,318},$$

$$k_{b_{een}} = (1,4184/Y_{eni}^{0,0945}) (R_{yeen}/R_{xeen})^{0,318},$$

$$k_{b_{nn}} = (1,4184/Y_{ni}^{0,0945}) (R_{ynn}/R_{xnn})^{0,318},$$

$$k_{b_{nnn}} = (1,4184/Y_{nni}^{0,0945}) (R_{ynnn}/R_{xnnn})^{0,318}.$$

Характеристики контактов с учетом выше приведенных коэффициентов определяются по формулам:

- контактные деформации -

$$\delta_{ei} = k_{\delta ei} \sqrt[3]{(F_{ei}/E_{np})^2 / R_{npei}}, \delta_{eni} = k_{\delta eni} \sqrt[3]{(F_{eni}/E_{np})^2 / R_{npeni}},$$

$$\delta_{ni} = k_{\delta ni} \sqrt[3]{(F_{ni}/E_{np})^2 / R_{nrni}} \text{ и } \delta_{nni} = k_{\delta nni} \sqrt[3]{(F_{nni}/E_{np})^2 / R_{nrnni}};$$

- контактные напряжения -

$$\sigma_{Hei} = k_{pei} \sqrt[3]{F_{ei} \cdot (E_{np}/R_{npei})^2}, \sigma_{Hen} = k_{peni} \sqrt[3]{F_{eni} \cdot (E_{np}/R_{npeni})^2},$$

$$\sigma_{Hni} = k_{pni} \sqrt[3]{F_{ni} \cdot (E_{np}/R_{nrni})^2} \text{ и } \sigma_{Hnni} = k_{pnni} \sqrt[3]{F_{nni} \cdot (E_{np}/R_{nrnni})^2};$$

- размеры полуосей площадок контакта -

$$a_{ei} = k_{aei} \sqrt[3]{F_{ei} R_{npei} / E_{np}}, a_{eni} = k_{aeni} \sqrt[3]{F_{eni} R_{npeni} / E_{np}},$$

$$a_{ni} = k_{ani} \sqrt[3]{F_{ni} R_{nrni} / E_{np}}, a_{nni} = k_{annni} \sqrt[3]{F_{nni} R_{nrnni} / E_{np}},$$

$$b_{ei} = k_{bei} \sqrt[3]{F_{ei} R_{npei} / E_{np}}, b_{eni} = k_{beni} \sqrt[3]{F_{eni} R_{npeni} / E_{np}},$$

$$b_{ni} = k_{bni} \sqrt[3]{F_{ni} R_{nrni} / E_{np}} \text{ и } b_{nni} = k_{bnni} \sqrt[3]{F_{nni} R_{nrnni} / E_{np}}.$$

При принятых значениях координат x и y на рис. 29 найдем:

$$AO = \sqrt{(X_e + X_n + S_{ai} - x)^2 + y^2}; A_lO = \sqrt{(X_n - X_e - S_{ai} + x)^2 + y^2};$$

$$BO = \sqrt{x^2 + (H_i - y)^2}; B_lO = \sqrt{(2X_e - x)^2 + (H_i - y)^2}. \quad (5.23)$$

Из уравнений (5.19) и (5.22) определяются величины:

$$\delta_{ni} - h_{ni} = \sqrt{(X_e + X_n + S_{ai} - x)^2 + y^2} - (R_n - D_w/2);$$

$$\delta_{nni} - h_{nni} = \sqrt{(X_n - X_e - S_{ai} + x)^2 + y^2} - (R_n - D_w/2); \quad (5.24)$$

$$\delta_{ei} - h_{ei} = \sqrt{x^2 + (H_i - y)^2} - (R_e - D_w/2);$$

$$\delta_{eni} - h_{eni} = \sqrt{(2X_e - x)^2 + (H_i - y)^2} - (R_e - D_w/2).$$

Из уравнений (5.24) с использованием приведенных выше формул для вычисления деформаций, а также формул для расчета толщин смазочных слоев определяем усилия в контактах F_{ei}, F_{eni}, F_{ni} и F_{nni} . При этом, если разность между величиной деформации и толщиной смазочного слоя меньше или равна нулю, соответствующее усилие принимается равным нулю.

После определения усилий по приведенным выше формулам определяются контактные напряжения и размеры площадок контакта.

Проверку выкатывания шариков на кромку бортика внутреннего кольца можно выполнить по положению площадки контакта, как показано на рис. 5.30.

Проверку выкатывания шарика необходимо выполнить для шарика, имеющего максимальный угол контакта с кольцом, и для шарика, имеющего максимальное усилие в контакте. Для этих условий размеры большей полуоси площадки контакта с использованием приведенных ранее коэффициентов могут быть определены по формулам:

$$a_e = k_{ав} \sqrt[3]{F \cdot R_{прв} / E_{пр}} \quad \text{и} \quad a_n = k_{ан} \sqrt[3]{F \cdot R_{прн} / E_{пр}}.$$

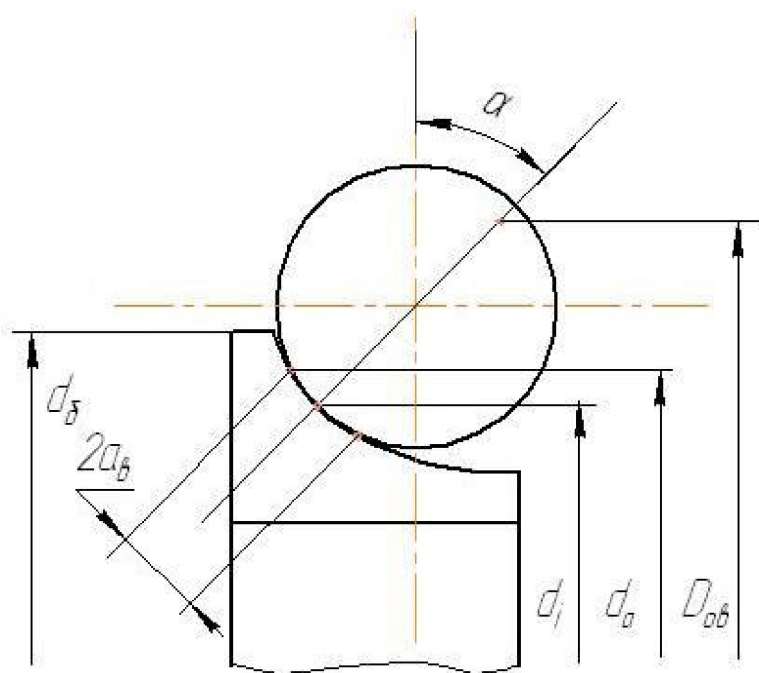


Рис.5.30. Положение площадки контакта шарика с желобом внутреннего кольца

Условие отсутствия выкатывания шарика на кромку бортика внутреннего кольца имеет вид $d_\delta > d_a$.

При этом диаметр по кромке эллипса площадки контакта можно определить по формуле

$$d_a = D_{об} - 2(R_\delta \cos \alpha - a_\delta \sin \alpha).$$

Условие отсутствия выкатывания на кромку бортика наружного кольца имеет вид $D_a > D_\delta$.

Здесь $D_a = D_{0н} + 2(R_n \cos \alpha - a_n \sin \alpha)$.

В приведенных формулах d_{δ} и D_{δ} - диаметры бортиков внутреннего и наружного колец соответственно.

5.3.4. Расчет кинематики подшипника

Общепринято, что основными недостатками шарикоподшипников с многоточечным контактом являются повышенные потери на трение и тепловыделение в контактах вследствие более сложной кинематики шариков. Наиболее общий метод анализа кинематики подшипников при многоточечном контакте с учетом сил трения изложен в работе [242]. Однако, предложенный автором метод весьма сложен. Рассмотрим метод расчета кинематики при некоторых упрощениях.

Основными допущениями являются:

- при анализе кинематики не учитываются силы трения в контактах;
- отсутствует вращение шариков под действием гироскопического момента;
- при расчетах скоростей движения не учитываются изменения размеров тел качения за счет деформаций.

При расчетах кинематики подшипника с четырехточечным контактом принимаем гипотезу «ведущего» кольца. В случае двух- и четырехточечного контактов «ведущим» принимаем наружное кольцо. В случае трехточечного контакта «ведущим» принимается кольцо, имеющее две точки контакта с шариком.

Распределение угловых скоростей при двухточечном контакте приведено на рис. 5.31. На рисунках принято: ω - угловая скорость вращения внутреннего кольца; ω_0 - угловая скорость переносного движения центра шарика (угловая скорость сепаратора); $\omega_{\delta}, \omega_n$ - угловые скорости вращения шарика относительно внутреннего и наружного колец соответственно; ω_w - угловая скорость шарика относительно оси, проходящей через его центр; $\omega_{вк}, \omega_{нк}$ - угловые скорости качения в контактах; $\omega_{вв}, \omega_{нв}$ - угловые скорости верчения в контактах.

В соответствии с гипотезой «ведущего» наружного кольца шарик совершает чистое качение относительно желоба наружного кольца, т.е. $\omega_{нв} = 0$. В этой связи угол β_n равен углу α_n , и точка P является мгновенным центром вращения шарика, точки A и B - точками контакта шарика с желобами.

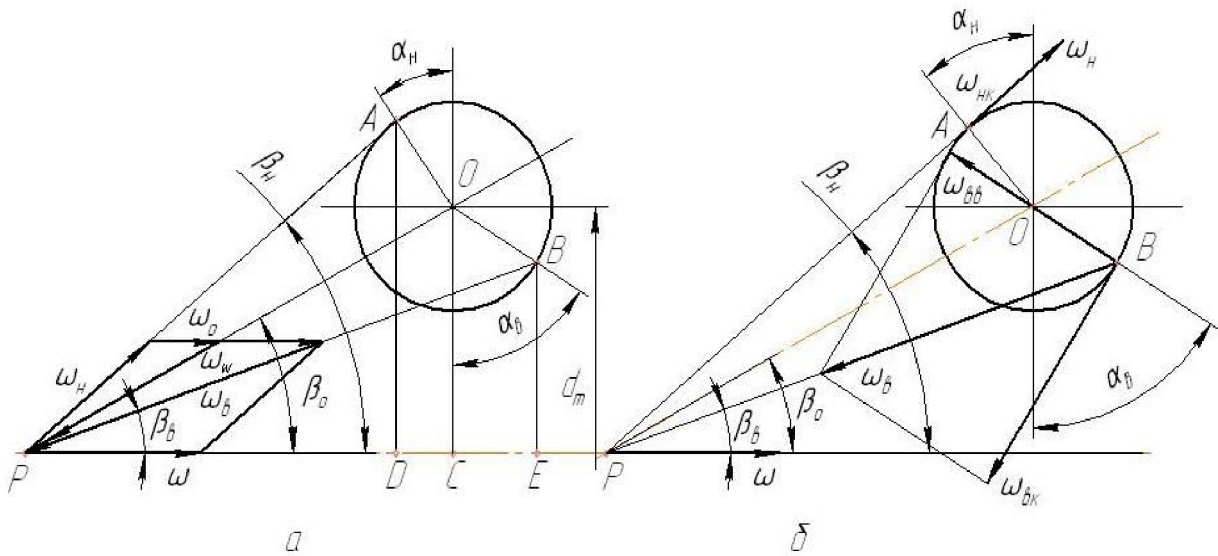


Рис.5.31. Распределение угловых скоростей при двухточечном контакте

На рис. 5.31,а имеем: $\beta_n = \alpha_n$; $OC = d_m/2$; $AD = d_m(1 + \gamma_n)/2$;
 $BE = d_m(1 - \gamma_e)/2$; $PD = d_m(1 + \gamma_n)/(2 \tan \beta_n)$;
 $PC = d_m((1 + \gamma_n)/\tan \beta_n + \gamma_n \tan \alpha_n)/2$;
 $PE = d_m((1 + \gamma_n)/\tan \beta_n + \gamma_n \tan \alpha_n + \gamma_e \tan \alpha_e)/2$.

(5.25)

Здесь $\gamma_e = D_w \cos \alpha_e / d_m$ и $\gamma_n = D_w \cos \alpha_n / d_m$.

Тогда получим: $\beta_0 = \arctg(1/((1 + \gamma_n)/\tan \beta_n + \gamma_n \tan \alpha_n))$;

(5.26)

$$\beta_e = \arctg((1 - \gamma_e)/((1 + \gamma_n)/\tan \beta_n + \gamma_n \tan \alpha_n + \gamma_e \tan \alpha_e)).$$

Соотношения угловых скоростей найдем из векторных треугольников:

$$\omega_e = \omega \sin \beta_n / \sin(\beta_n - \beta_e); \quad \omega_n = \omega \sin \beta_e / \sin(\beta_n - \beta_e);$$

$$\omega_0 = \omega_n \sin(\beta_n - \beta_0) / \sin \beta_0; \quad \omega_w = \omega_n \sin \beta_n / \sin \beta_0. \quad (5.27)$$

Из разложения угловых скоростей в точках контакта определим:

$$\omega_{нк} = \omega_n; \quad \omega_{нв} = 0; \quad \omega_{вк} = \omega_e \cos(\alpha_e - \beta_e); \quad \omega_{вв} = \omega_e \sin(\alpha_e - \beta_e).$$

Распределение угловых скоростей при трехточечном контакте показано на рис. 5.32. При этом основные обозначения те же, что и при двухточечном контакте.

Согласно гипотезе «ведущего» кольца при двух точках контакта с наружным кольцом (рис.5.32,а) принимаем $\beta_n = (\alpha_n - \alpha_{nn})/2$. Углы β_0 и β_e определяются по (5.26), угловые скорости $\omega_e, \omega_n, \omega_0$ и ω_w - по (5.27).

Из разложения угловых скоростей в контактах получим:

$$\omega_{вк} = \omega_e \cos(\alpha_e - \beta_e); \quad \omega_{вв} = \omega_e \sin(\alpha_e - \beta_e);$$

$$\omega_{нк} = \omega_{ннк} = \omega_n \cos((\alpha_n + \alpha_{nn})/2); \quad \omega_{нв} = \omega_{ннв} = \omega_n \sin((\alpha_n + \alpha_{nn})/2).$$

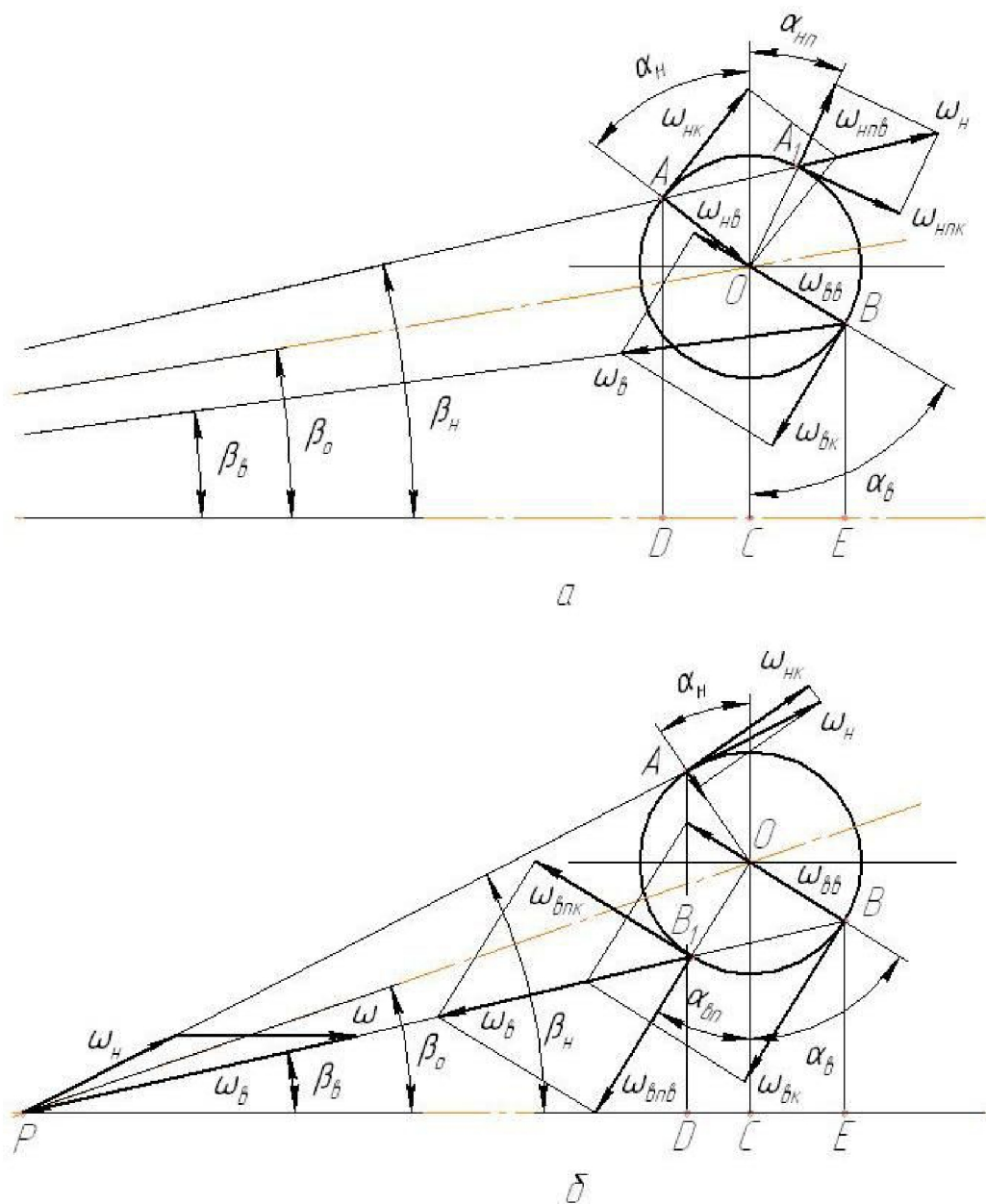


Рис.5.32. Распределение угловых скоростей при трехточечном контакте
а – два контакта с наружным кольцом; б – два контакта с внутренним
кольцом

При двух точках контакта с внутренним кольцом (рис.5.32,б) принимаем $\beta_e = (\alpha_e - \alpha_{en})/2$. Тогда положение мгновенного центра вращения и геометрические соотношения определяются по формулам:

$$PE = d_m(1 - \gamma_e)/(2 \operatorname{tg} \beta_e); PC = d_m((1 - \gamma_e)/\operatorname{tg} \beta_e - \gamma_e \operatorname{tg} \alpha_e)/2;$$

$$PD = d_m((1 - \gamma_e)/\operatorname{tg} \beta_e - \gamma_e \operatorname{tg} \alpha_e - \gamma_n \operatorname{tg} \alpha_n)/2.$$

Тогда получим: $\beta_0 = \operatorname{arctg}(1/((1 - \gamma_e)/\operatorname{tg} \beta_e - \gamma_e \operatorname{tg} \alpha_e));$

$$\beta_n = \operatorname{arctg}((1 + \gamma_n)/((1 - \gamma_e)/\operatorname{tg} \beta_e - \gamma_n \operatorname{tg} \alpha_n - \gamma_e \operatorname{tg} \alpha_e)).$$

Угловые скорости $\omega_e, \omega_n, \omega_0$ и ω_w определяются по (5.27). Угловые скорости в контактах определяются по формулам:

$$\omega_{нк} = \omega_n \cos(\alpha_n - \beta_n); \quad \omega_{нв} = \omega_n \sin(\alpha_n - \beta_n);$$

$$\omega_{вк} = \omega_{внк} = \omega_v \cos((\alpha_v + \alpha_{вн})/2); \quad \omega_{вв} = \omega_{внв} = \omega_v \sin((\alpha_v + \alpha_{вн})/2).$$

Распределение скоростей при четырехточечном контакте шарика показано на рис. 5.33. Обозначения основных величин те же, что и в предыдущих случаях.

Как отмечено выше, в качестве «ведущего» принято наружное кольцо. В этой связи: $\beta_n = (\alpha_n - \alpha_{нн})/2$ и

$$\beta_0 = \arctg(1/((1 + \gamma_n)/\tg\beta_n + \gamma_n \tg\alpha_n)).$$

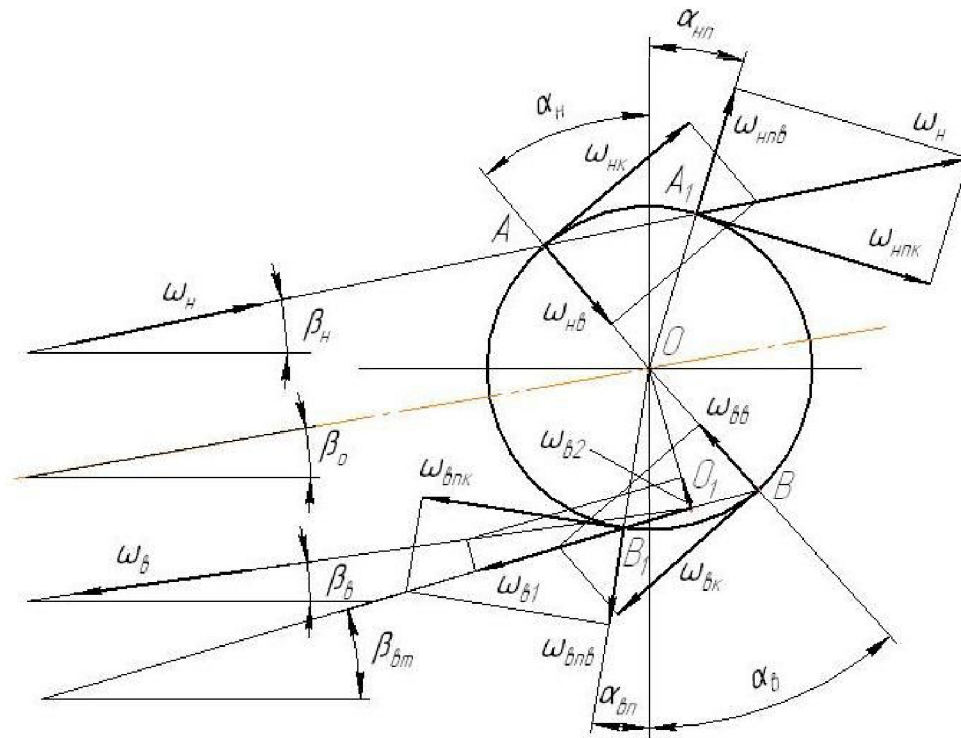


Рис.5.33. Распределение угловых скоростей при четырехточечном контакте

Принимаем, что мгновенная ось вращения шарика относительно внутреннего кольца проходит через точку O_1 , расположенную в середине отрезка BB_1 , соединяющего точки контакта.

Введем обозначение $\beta_{вм} = (\alpha_v - \alpha_{вн})/2$. Тогда угловое положение мгновенной оси можно определить по формуле:

$$\beta_v = \arctg((1 - \gamma_{вм})/((1 + \gamma_n)/\tg\beta_n + \gamma_n \tg\alpha_n + \gamma_{вм} \tg\alpha_{вм})).$$

Здесь: $\alpha_{вм} = (\alpha_v - \alpha_{вн})/2$ и $\gamma_{вм} = D_w \cos \alpha_{вм} / d_m$.

Угловые скорости $\omega_v, \omega_n, \omega_0$ и ω_w определяются по (5.27). Угловые скорости в контактах с наружным кольцом определяются по формулам:

$$\omega_{нк} = \omega_{нпк} = \omega_n \cdot \cos(\alpha_n - \beta_n); \quad \omega_{нв} = \omega_{нпв} = \omega_n \cdot \sin(\alpha_n - \beta_n).$$

Угловую скорость ω_ϵ можно разложить на составляющие:

$$\omega_{\epsilon 1} = \omega_\epsilon \cdot \cos(\beta_{\epsilon m} - \beta_\epsilon) \text{ и } \omega_{\epsilon 2} = \omega_\epsilon \cdot \sin(\beta_{\epsilon m} - \beta_\epsilon).$$

При этом скорости качения и верчения в контактах внутреннего кольца определяются по формулам:

$$\omega_{\epsilon k} = \omega_{\epsilon nk} = \omega_{\epsilon 1} \cdot \cos((\alpha_\epsilon + \alpha_{\epsilon n})/2);$$

$$\omega_{\epsilon \epsilon} = \omega_{\epsilon n \epsilon} = \omega_{\epsilon 1} \cdot \sin((\alpha_\epsilon + \alpha_{\epsilon n})/2).$$

Составляющая скорости $\omega_{\epsilon 2}$ приводит к возникновению проскальзывания в контактах шарика с внутренним кольцом. Скорость проскальзывания можно определить по приближенной зависимости

$$V_s \approx D_w \omega_{\epsilon 2} \sin((\alpha_\epsilon + \alpha_{\epsilon n})/2) / 2.$$

5.3.5. Эластогидродинамический расчет подшипника

Влияние смазки на долговечность подшипников качения отражено в ряде работ [200,201,202,210,229,242,245].

Для расчета толщины смазочного слоя с учетом термоэффекта входной зоны воспользуемся формулами работы [200] для линейного контакта

$$h_0 = 1,846(\mu_0 U_\Sigma)^{0,733} \alpha^{0,558} E_{np}^{0,002} \rho_{np}^{0,444} / q^{0,167} / k_p. \quad (5.28)$$

Здесь k_p – коэффициент, учитывающий разогрев смазки во входной зоне, определяемый по формуле

$$k_p = 1 + \left(\frac{\mu_0 V_1^2 \beta}{\lambda_0} \right)^{0,65} \lg \left[0,9(\mu_0 U_\Sigma)^{0,114} \alpha^{0,285} E_{np}^{0,2565} / \rho_{np}^{0,0285} / q^{0,0855} \right]. \quad (5.29)$$

В формулах (5.28) и (5.29) μ_0 – динамическая вязкость смазки; α – пьезокоэффициент вязкости смазки; λ_0 – коэффициент теплопроводности смазки; β – коэффициент зависимости вязкости смазки от температуры; U_Σ – суммарная скорость поверхностей в контакте; V_1 – максимальная скорость поверхности в контакте; E_{np} – приведенный модуль упругости; q – нагрузка на единицу длины линии контакта.

Динамическая вязкость, пьезокоэффициент вязкости и коэффициент теплопроводности смазки определяются при температуре масла на входе в зону контакта t_0 : $\mu_0 = \mu_0(t_0)$; $\alpha = \alpha(t_0)$; $\lambda_0 = \lambda_0(t_0)$.

При расчете эллиптического контакта в формулу (5.28) вводится поправочный коэффициент:

$$\chi = 1 - 0,61 \exp(-0,755(R_x/R_y)^{0,636}).$$

Здесь R_x и R_y приведенные радиусы кривизны в сечении, перпендикулярном направлению качения, и в сечении по направлению качения соответственно, определяемые по приведенным ранее формулам.

Суммарная скорость качения в контакте равна: $U_{\Sigma} = V_1 + V_2$. Здесь V_1 и V_2 - скорости поверхностей шарика и желоба кольца в окружном направлении.

При двух - и трехточечном контакте без учета возможного проскальзывания сепаратора скорости поверхностей в контактах определяются по формулам

$$V_1 = V_2 = D_w \omega_k / 2.$$

При четырехточечном контакте скорости поверхностей в окружном направлении в контактах с наружным кольцом определяются так же, как и при трехточечном контакте. Скорости поверхностей в контактах с внутренним кольцом будут равны

$$V_1 = D_w (\omega_{вк} + \omega_{в2} \sin((\alpha_{в} + \alpha_{вн})/2))/2, \quad - \text{ в контакте с базовой}$$

$$V_2 = D_w \omega_{вк} / 2, \quad \text{стороной};$$

$$V_1 = D_w \omega_{вк} / 2, \quad - \text{ в контакте с противобазовой}$$

$$V_2 = D_w (\omega_{вк} - \omega_{в2} \sin((\alpha_{в} + \alpha_{вн})/2))/2 \quad \text{стороной.}$$

Угловые скорости определяются по зависимостям, приведенным ранее.

Нагрузку на единицу длины линии контакта определим в сечении с максимальными контактными напряжениями:

$$q = \pi \sigma_H b_H / 2.$$

Здесь σ_H и b_H - контактное напряжение и размер меньшей полуоси эллипса площадки контакта, определяемые как показано ранее.

Если толщина смазочного слоя в УГД - контакте определяется свойствами смазки на входе в зону трения, то касательные напряжения на площадке контакта и, следовательно, силы и коэффициенты трения определяются температурой и свойствами смазки в зоне трения. При этом при неполном разделении шероховатых поверхностей смазочным слоем силы трения определяются как потерями в смазочном слое, так и трением в металлических контактах шероховатых тел. Соотношение различных видов трения определяется степенью жидкостного трения, вычисляемой по формуле

$$\lambda = 0,8 h_0 / \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2},$$

где R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профилей шероховатых поверхностей.

Распределение нагрузки между смазочным слоем и металлическим контактом микронеровностей в УГД контакте рассмотрим с учетом закономерностей взаимодействия микронеровностей шероховатых тел, приведенных в работе [199].

Модель смазываемого УГД контакта шероховатых поверхностей рассмотрена ранее. Для определения площади фактического контакта микронеровностей контакт двух шероховатых поверхностей заменяется контактом гладкой и шероховатой поверхностей с приведенными характеристиками профиля.

По величине относительного сближения находится относительная площадь фактического контакта микронеровностей контактирующих поверхностей по формуле

$$\eta = \frac{1}{2} b \varepsilon^v.$$

Отсюда можно найти среднее значение давления p_k по [199] при относительном сближении

$$p_k = \frac{K_v b}{4\sqrt{\pi}} E_{np} \left(\frac{R_{\max}}{r} \right)^{\frac{1}{2}} \varepsilon^{v+0,5}. \quad (5.31)$$

Нагрузку на единицу длины линии контакта, воспринимаемую контактом микронеровностей металлических поверхностей, определим по формуле

$$q_k = 2 p_k b_n.$$

Общая нагрузка на единицу длины линии контакта будет суммой:

$$q = q_k + q_{cm}. \quad (5.32)$$

Тогда толщину смазочного слоя можно определить по приведенной ранее формуле, принимая в качестве нагрузки величину q_{cm} .

Решение системы уравнений производится методом последовательных приближений, принимая в качестве начального приближения $q_{k0} = 0$.

При определении вязкости смазки необходимо учитывать повышение температуры в зоне контакта не только от потерь на трение в слое смазки, но и от трения в местах металлического контакта вершин микронеровностей.

Тепловыделение во всех контактах шариков с желобами колец определяется потерями на трение качения и трение верчения. Кроме того при четырехточечном контакте возникают дополнительно потери при скольжении в контактах шарика с желобом внутреннего кольца.

Мощность тепловыделения от потерь на трение качения в контактах определим с использованием экспериментальных значений коэффициентов трения: $Q_k = f_k F_n \omega_k$. Здесь f_k - коэффициент трения качения [199], F_n - нормальное усилие в контакте шарика с кольцом (т.е. $F_v, F_{вн}, F_n$ или F_{nn}).

Значение силы трения при скольжении в контактах металлических поверхностей определим по общепринятой зависимости: $F_{fk} = f F_n q_k / q$.

Коэффициент трения скольжения в металлических контактах можно определить по ранее приведенной формуле.

Мощность тепловыделения при скольжении определим по формуле:

$$Q_{скк} = f F_n V_s q_k / q. \quad (5.33)$$

При этом в контактах с наружным кольцом во всех случаях, а в контактах с внутренним кольцом при двух- и трехточечном контакте, $V_s = 0$. При четырехточечном контакте в контактах шарика с внутренним кольцом имеем:

$$V_s \approx D_w \omega_{e2} \sin((\alpha_e + \alpha_{en})/2) / 2.$$

Для определения потерь на трение верчения в контактах примем, что элементарное значение момента трения на площадке контакта определяется выражением:

$$dT_{fk} = fp_k \sqrt{(x^2 + y^2)} dx dy.$$

Распределение давления по площадке контакта имеет вид:

$$p_k = p_0 \sqrt{1 - (x/a_H)^2 - (y/b_H)^2},$$

где a_H, b_H - размеры полуосей эллиптической площадки контакта; p_0 - давление в центре площадки контакта.

Давление в центре площадки контакта определяется формулой:

$$p_0 = 3F_n(q_k/q)/(2\pi \cdot a_H b_H).$$

Полное значение момента трения верчения получим интегрированием по площадке контакта:

$$T_{fk} = fp_0 \iint_S \sqrt{(x^2 + y^2)} \left(1 - (x/a_H)^2 - (y/b_H)^2\right) dx dy.$$

Приведенный интеграл приводится к полному эллиптическому интегралу 2-го рода и вычисляется численными методами. Используя сходящийся ряд [246] с учетом выражения для p_0 , получим:

$$T_{fk} = 3\pi \cdot fF_n a_H (q_k/q) \cdot S / (16(1 + (a_H - b_H)/(a_H + b_H))).$$

Здесь S - значение ряда, вычисляемого по формуле:

$$S = 1 + \frac{m^2}{2^2} + \frac{m^4 \cdot 1^2}{2^2 \cdot 4^2} + \frac{m^6 \cdot 1^2 \cdot 3^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} + \frac{m^8 \cdot 1^2 \cdot 3^2 \cdot 5^2}{2^2 \cdot 4^2 \cdot 6^2 \cdot 8^2} + \dots,$$

где $m = (a_H - b_H)/(a_H + b_H)$.

Мощность тепловыделения при верчении определим по формуле:

$$Q_{вк} = T_{fk} \cdot \omega_e. \quad (5.34)$$

Здесь под ω_e понимаем скорости верчения в контактах $\omega_{ев}, \omega_{евн}, \omega_{вн}$ и $\omega_{внн}$ соответственно.

Потери на трение в смазочном слое определяются сопротивлением сдвигу смазки при скольжении и верчении в контактах. Силу и момент трения в эластогидродинамическом смазочном слое эллиптического контакта определим по формулам работы [247]. При этом введем предельное по «затвердеванию» смазки давление в зоне контакта, определяемое по рекомендациям работы [248].

Силу трения скольжения в контакте шарика с внутренним кольцом определим по формуле:

$$F_{fcm} = \pi \cdot a_H b_H \mu_0 n_f V_s / h_0.$$

Момент трения верчения в эллиптическом контакте определим по формуле:

$$T_{fcm} = \pi (a_H^3 b_H + a_H b_H^3) \mu_0 n_m \omega_s / h_0.$$

Здесь n_f - пьезокоэффициент трения скольжения; n_m - пьезокоэффициент трения верчения, определяемые по зависимостям:

$$n_f = ((\alpha p_m - 1) \exp(\alpha p_m) + 1) / (\alpha p_m)^2,$$

$$n_m = (2 \exp(\alpha p_m) + 1 - 6 \exp(\alpha p_m) / (\alpha p_m) + 6 (\exp(\alpha p_m) - 1) / (\alpha p_m)^2) / (\alpha p_m)^2$$

При этом $p_m = \sigma_H$ при $\sigma_H \leq p_a$ и $p_m = p_a$ при $\sigma_H > p_a$.

Здесь p_a - давление «затвердевания» смазки, определяемое по эмпирической зависимости на основе данных работы [248]: $p_a = 7,914 \cdot t_m^{1,518}$.

Мощность тепловыделения от потерь на трение в смазочном слое определится по формулам:

$$Q_{сксм} = F_{fcm} V_s (1 - q_k / q) \quad \text{при скольжении;} \quad (5.35)$$

$$Q_{всм} = T_{fcm} \omega_s (1 - q_k / q) \quad \text{при верчении.} \quad (5.36)$$

Общая величина мощности тепловыделения в контакте определится суммированием: $Q_{mp} = Q_k + Q_{скк} + Q_{вк} + Q_{сксм} + Q_{всм}$. (5.37)

Интенсивность тепловыделения, отнесенную к единице поверхности, определим отношением: $I_{mp} = Q_{mp} / (\pi \cdot a_H b_H)$. (5.38)

Приращение температуры в зоне трения определим по формуле Блока [249]:

$$\Delta t = 1,66 \cdot I_{mp} \sqrt{b_H} / ((\sqrt{V_1} + \sqrt{V_2}) \sqrt{\lambda_k \gamma_k c_k}). \quad (5.39)$$

Здесь λ_k - коэффициент теплопроводности, γ_k - плотность, c_k - удельная теплоемкость материала подшипникового кольца. Скорости V_1 и V_2 поверхностей определяются как показано ранее.

Среднюю температуру смазки определим суммированием:

$$t_m = t_0 + (2/3) \Delta t. \quad (5.40)$$

Система уравнений (5.28)...(5.40) решается последовательными приближениями. Задавая температуру смазки t_m , находим интенсивность тепловыделения I_{mp} и приращение температуры Δt . Затем вычисляется уточненное значение температуры смазки. При расхождении между принятым и

уточненными значениями температуры t_m вводится поправка и расчет повторяется.

5.3.6. Расчет долговечности подшипника

Зная распределение нагрузки F_{ei} , F_{eni} , F_{ni} и F_{nni} , углы контакта α_{ei} , α_{eni} , α_{ni} и α_{nni} , напряжения в контактах σ_{ei} , σ_{eni} , σ_{ni} и σ_{nni} , а также размеры полуосей эллипсов контакта a_{ei} , a_{eni} , a_{ni} и a_{nni} , долговечности каждой половины желобов колец находятся по уравнению контактной выносливости:

$$\begin{aligned} N_{\psi e} &= 10^7 (\sigma_{\psi e} / \sigma_{Ee})^9; N_{\psi en} = 10^7 (\sigma_{\psi e} / \sigma_{Een})^9; \\ N_{\psi n} &= 10^7 (\sigma_{\psi n} / \sigma_{En})^9; N_{\psi nn} = 10^7 (\sigma_{\psi n} / \sigma_{Enn})^9. \end{aligned} \quad (5.41)$$

Здесь: $\sigma_{\psi e}, \sigma_{\psi n}$ - базовые контактные напряжения, соответствующие 10^7 циклов перемены контактных напряжений для внутреннего и наружного колец; $\sigma_{Ee}, \sigma_{Een}, \sigma_{En}, \sigma_{Enn}$ - значения эквивалентных контактных напряжений для соответствующих полуколец.

Для вращающегося внутреннего кольца эквивалентные напряжения определяются на основе теории линейного суммирования повреждений:

$$\sigma_{Ee} = \sqrt[9]{\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^{i=Z} (\sigma_{\psi ei}^9 / \phi_{ei})} \quad \text{и} \quad \sigma_{Een} = \sqrt[9]{\frac{1}{Z} \sum_{i=1}^{i=Z} (\sigma_{\psi eni}^9 / \phi_{eni})}, \quad (5.42)$$

где $\sigma_{\psi ei}$ и $\sigma_{\psi eni}$ - расчетные напряжения в контакте данного шарика с желобом в плоскости, проходящей через центр площадки контакта максимально нагруженного шарика, как показано на рис. 5.34, ϕ_{ei} и ϕ_{eni} - коэффициенты, учитывающие влияние смазки на контактную выносливость.

При эллиптическом законе распределения напряжений на площадке контакта:

$$\sigma_{\psi ei} = \sigma_{ei} \sqrt{1 - (c_{ei} / a_{ei})^2} \quad \text{и} \quad \sigma_{\psi eni} = \sigma_{eni} \sqrt{1 - (c_{eni} / a_{eni})^2}.$$

Смещения точек контакта данного шарика с учетом углов контакта и перекосов колец определяются зависимостями:

$$c_{ei} = \left| \frac{R_e \sin \beta_e - x_{0e}}{\cos \beta_e} \right| \quad \text{и} \quad c_{eni} = \left| \frac{R_e \sin \beta_{en} - x_{0en}}{\cos \beta_{en}} \right|.$$

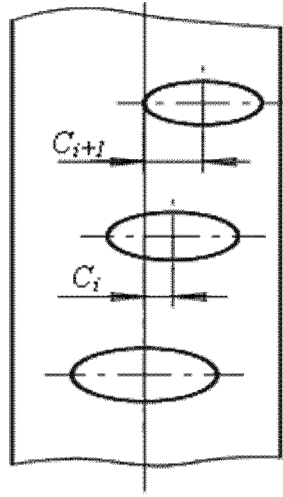


Рис.5.34. Смещения площадок контакта шариков

Здесь β_e, β_{en} и x_{0e}, x_{0en} величины, определяемые по формулам:

$$\beta_e = \alpha_{ei} + \psi_e \cos \theta_i, \quad \beta_{en} = \alpha_{eni} + \psi_e \cos \theta_i,$$

$$x_{0e} = R_e \sin(\alpha_{em} + \psi_e \cos \theta_{em}), \quad x_{0en} = R_e \sin(\alpha_{enn} + \psi_e \cos \theta_{em}),$$

где $\alpha_{em}, \alpha_{enn}$ и θ_{em} – углы контакта с желобом и угловая координата максимально нагруженного шарика.

При суммировании в формуле (5.42) учитываются напряжения, превышающие предел контактной выносливости материала кольца: $\sigma_{xvi} > \sigma_{H \lim}$ и $\sigma_{xni} > \sigma_{H \lim}$.

Коэффициенты, учитывающие влияние смазки на контактную выносливость можно определить по эмпирической зависимости:

$$\phi = 3,3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\exp(4 \cdot (\lambda - 1,4)) + 1} \right).$$

Для неподвижного наружного кольца эквивалентные напряжения находим по зависимостям:

$$\sigma_{En} = 10 \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (\sigma_{ni}^{10} / \phi_{ni})} \quad \text{и} \quad \sigma_{Enn} = 10 \sqrt{\frac{1}{z} \sum_{i=1}^z (\sigma_{nni}^{10} / \phi_{nni})}. \quad (5.43)$$

При суммировании по формуле (5.43) также учитываются только напряжения, превышающие предел контактной выносливости: $\sigma_{ni} > \sigma_{H \lim}$ и $\sigma_{nni} > \sigma_{H \lim}$.

Зная число циклов нагружения до разрушения, долговечность соответствующих половин колец определяем по известным зависимостям:

$$L_{he} = \frac{N_{ye}}{60z(n-n_0)}; L_{hen} = \frac{N_{yen}}{60z(n-n_0)}; L_{hn} = \frac{N_{yn}}{60z(n-n_0)};$$

$$L_{hnn} = \frac{N_{ynn}}{60z(n-n_0)}.$$

В связи с отсутствием более строгого решения частота вращения сепаратора n_0 принимается равной частоте вращения центра шарика, имеющего максимальную нагрузку в контакте с внутренним кольцом.

Используя известные соотношения, долговечность подшипника в целом определяется по формуле

$$L_h = \left(L_{hg}^{-1,1l} + L_{hg\eta}^{-1,1l} + L_{h\eta}^{-1,1l} + L_{h\eta\eta}^{-1,1l} \right)^{-0,9}.$$

Для стороны желоба, не имеющей контакта с шариками, соответствующее отношение $L_{hj}^{-1,11}$ принимается равным нулю.

5.3.7. Анализ результатов расчета

Исследования влияния различных эксплуатационных факторов на долговечность были выполнены на примере шарикоподшипника 1126934 с трехточечным контактом, внутренняя геометрия которого показана на рис.5.35.

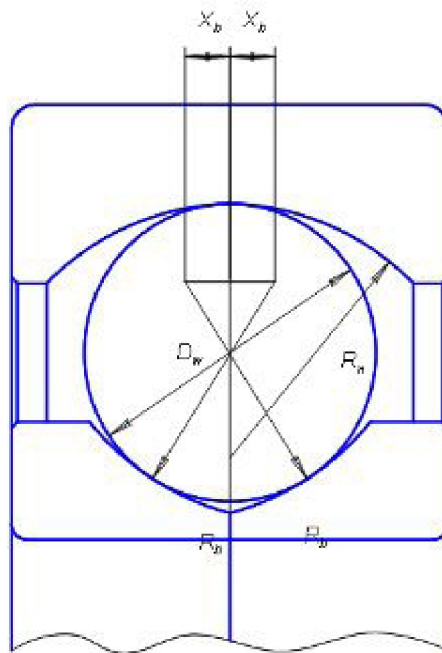


Рис.5.35. Схема шарикоподшипника с трехточечным контактом

Подшипник 1126934 имеет сочетание размеров внутренней геометрии:
 $D_w = 19,124$ мм, $R_g = R_n = 9,81$ мм, $x_g = 0,155$ мм.

Радиальный зазор в свободном состоянии $g_0 = 0,150$ мм, посадочный натяг при сборке $H_0 = 0,040$ мм.

При расчетах распределения нагрузки учитывалось центробежное расширение вращающихся вала и внутреннего кольца по [231].

На основе известных литературных данных с учетом высокого качества стали исследуемого подшипника базовое напряжение в расчетах принято равным $\sigma_b = 3600$ мПа.

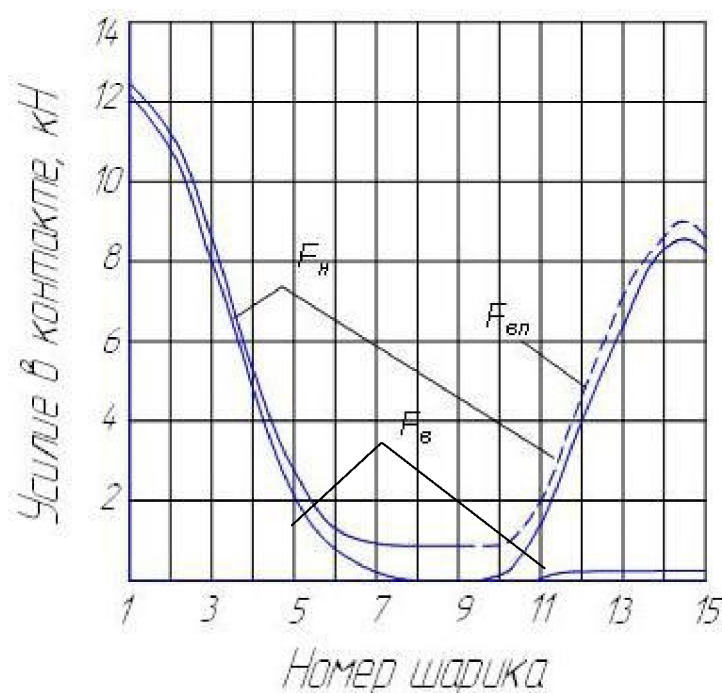


Рис.5.36. Распределение нагрузки между шариками подшипника 1126934 при перекосе $\psi_n = -\delta'$

На рис. 5.36, 5.37 и 5.38 приведены результаты расчета распределения нагрузки между шариками подшипника 1126934 при частоте вращения $n = 9850$ мин⁻¹, радиальной нагрузке $F_r = 6,5$ кН и осевой $F_a = 25,27$ кН.

На рис.5.36 и 5.38 часть кривой распределения F_{ni} показана штриховой линией в связи с тем, что при перекосах контакт соответствующих шариков с желобом наружного кольца осуществляется по нерабочей (противобазовой) стороне желоба.

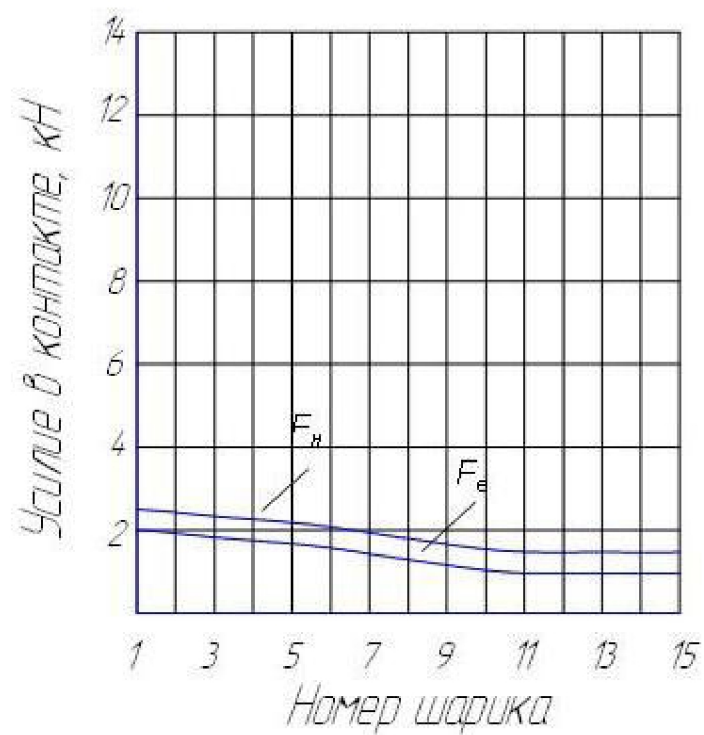


Рис.5.37. Распределение нагрузки между шариками в подшипнике 1126934 при перекосе $\psi_n = 0'$

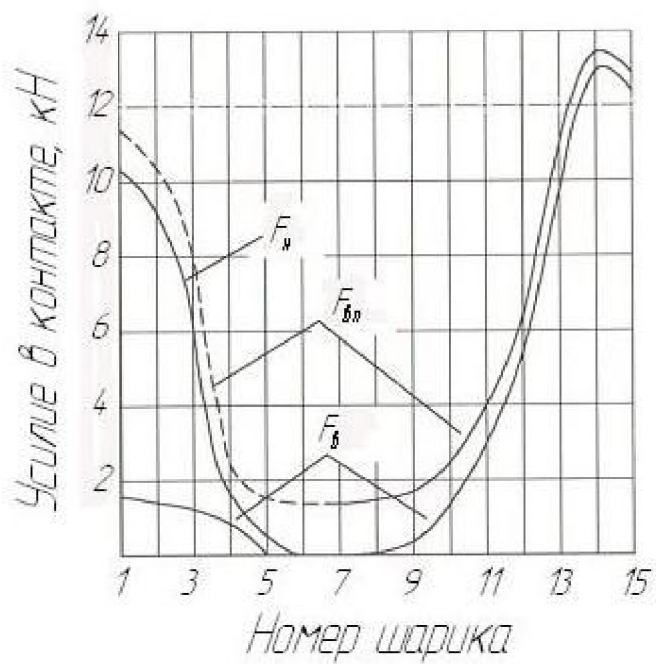


Рис.5.38. Распределение нагрузки между шариками подшипника 1126934 при перекосе $\psi_n = 8'$

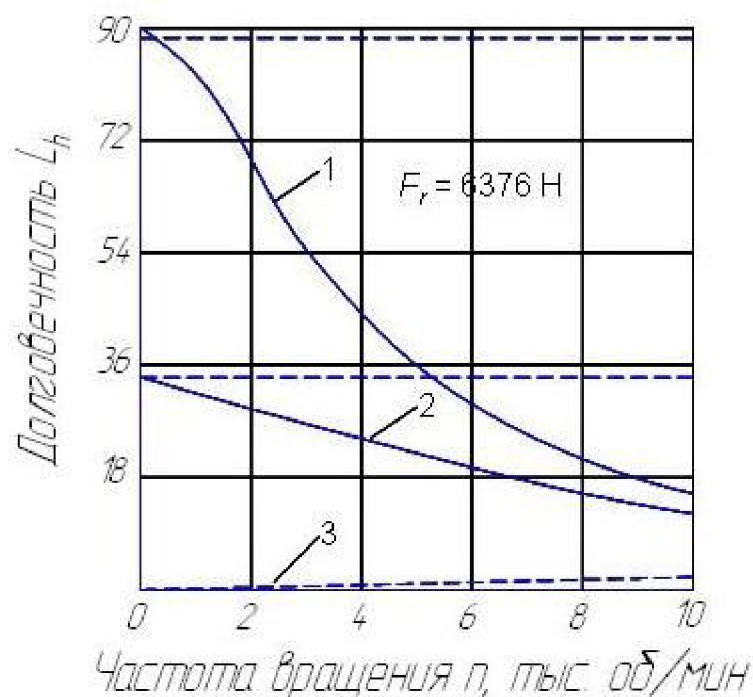


Рис 5.39. Зависимость долговечности L от частоты вращения:
 1 - $F_a = 8044$ Н; 2 - $F_a = 981$ Н; 3 - $F_a = 33384$ Н;

На рис.5.39 приведены результаты расчета долговечности указанного подшипника при $F_r = 6376$ Н в зависимости от частоты вращения при трех значениях осевой нагрузки. Результат расчета долговечности в миллионах оборотов вращающегося кольца, показывают снижение долговечности с ростом частоты вращения, в то время как по стандартной методике [205] на этом рисунке должны быть горизонтальные линии, указанные штриховыми. Результаты, близкие к стандартной методике, дает расчет лишь при большой осевой нагрузке. При малых осевых нагрузках наблюдается существенное различие долговечностей по изложенной и стандартной методикам, объясняемые в первую очередь влиянием центробежных сил шариков.

На рис.5.39 необычным является более высокая долговечность при $F_a = 8044$ Н по сравнению с долговечностью при $F_a = 981$ Н. В этой связи было исследовано влияние осевой нагрузки.

На рис.5.41 приведены результаты соответствующих расчетов при четырех значениях частоты вращения подшипника 1126934 без перекоса (сплошными линиями) и с перекосом наружного кольца по направлению действующей на него осевой силы $\psi_n = 2'$ (штриховыми линиями).

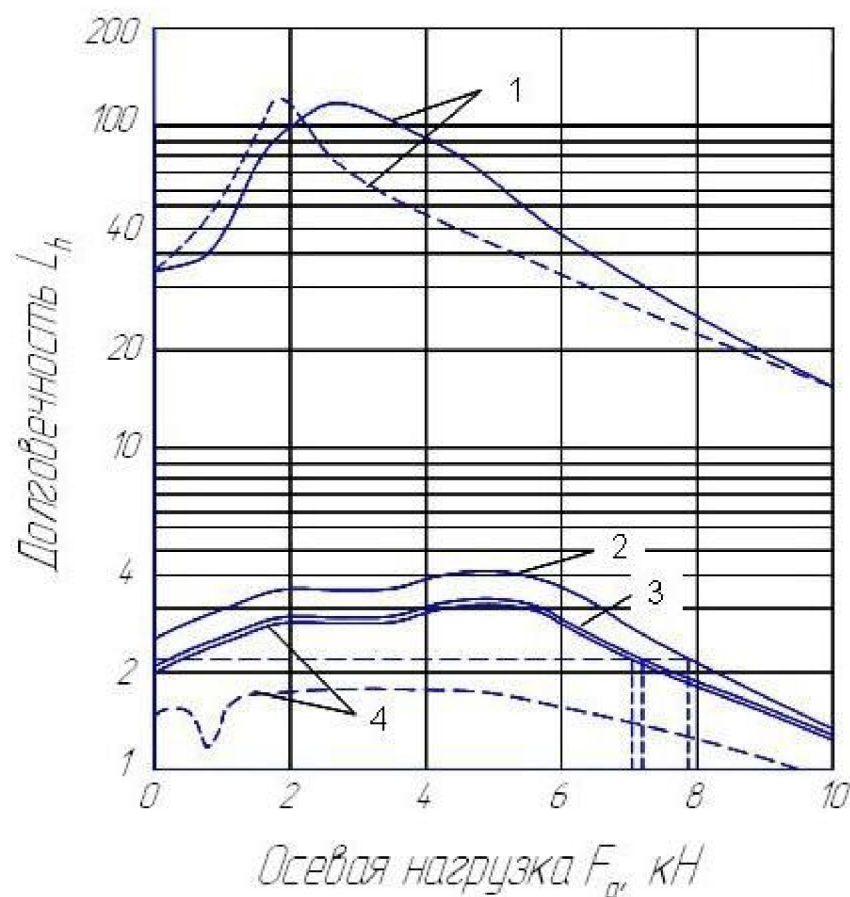


Рис.5.40. Зависимость долговечности L_h от осевой нагрузки
 1. $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ 2. $n = 9000 \text{ мин}^{-1}$; 3. $n = 9660 \text{ мин}^{-1}$; 4. $n = 9850 \text{ мин}^{-1}$;

Видно при всех условиях, что с ростом осевой нагрузки при постоянной радиальной $F_r = 6376 \text{ Н}$ долговечность подшипника вначале увеличивается, затем после достижения некоторого максимума уменьшается. Это явление резко проявляется при невысокой частоте вращения. При высоких частотах оно сглаживается вследствие влияния перечисленных выше факторов – центробежные силы шариков, расширение быстровращающихся деталей.

На снижение долговечности подшипника при уменьшении осевой силы ниже некоторой величины обращал внимание еще А. Пальмгрен. Однако в стандартной методике это не нашло должного отражения и осевую нагрузку ниже некоторой величины рекомендуется просто не учитывать. Эта рекомендация является неверной. Для подшипников ГТД, работающих определенное время при малых осевых силах, эти режимы могут оказаться наиболее опасными.

При перекосе наружного кольца в целом наблюдаются те же закономерности, что и без перекоса. Резкий выпад долговечности в районе осевых сил $F_a \approx 2 \text{ кН}$ и частоте вращения $n = 9850 \text{ мин}^{-1}$ связан с переходом в этой области контакта части шариков с противобазовой стороны (при малых нагрузках) на базовую (при больших).

Подшипник 1126934 в изделии работает на переменном режиме, включающем при постоянной радиальной нагрузке 20 комбинаций осевой нагрузки и частоты вращения различной продолжительности действия. В этом случае при расчете на ЭВМ долговечность подшипника может быть определена на основе теории линейного суммирования повреждений:

$$L_{hE} = \sqrt{\sum_{j=1}^{i=k} \frac{\tau_i}{L_{hj}}}.$$

Здесь k – число режимов (для подшипника 1126934 имеем $k = 20$); L_{hj} – долговечность подшипника на данном режиме.

В результате расчета по приведенной методике эквивалентная долговечность подшипника с указанными выше геометрическими параметрами получена равной $L_{hE} = 2249$ часов.

В [205] при работе на переменных нагрузках долговечность рекомендуется определять при эквивалентной нагрузке. Расчет по [205] получены значения эквивалентной осевой нагрузки для подшипника 1126934:

$$F_{aE} = 17629 \text{ Н при } n = 9000 \text{ мин}^{-1};$$

$$F_{aE} = 17218 \text{ Н при } n = 9660 \text{ мин}^{-1};$$

$$F_{aE} = 17106 \text{ Н при } n = 9850 \text{ мин}^{-1}.$$

По результатам расчета на ЭВМ получили следующие значения эквивалентной осевой нагрузки:

$$F_{aE} = 23350 \text{ Н при } n = 9000 \text{ мин}^{-1};$$

$$F_{aE} = 21400 \text{ Н при } n = 9660 \text{ мин}^{-1};$$

$$F_{aE} = 20650 \text{ Н при } n = 9850 \text{ мин}^{-1}.$$

Видно существенное расхождение в значениях эквивалентной нагрузки, т.к. стандартная методика [205] не учитывает влияния центробежных сил шариков, снижения долговечности при малых осевых силах и центробежного расширения колец при высоких скоростях вращения.

На рис.5.41 приведены результаты расчета долговечности подшипника 1126934 в зависимости от перекоса колец при $n = 9850 \text{ мин}^{-1}$ и нагрузках $F_r = 6,5 \text{ кН}$ и $F_a = 25,27 \text{ кН}$. При этом рассмотрены два сочетания размеров внутренней геометрии подшипника и радиального зазора в пределах допуска на изготовление. При отсутствии или малых величинах перекосов видно существенное влияние внутренней геометрии на долговечность. При больших значениях перекосов различие в долговечности для указанных сочетаний геометрических параметров невелико.

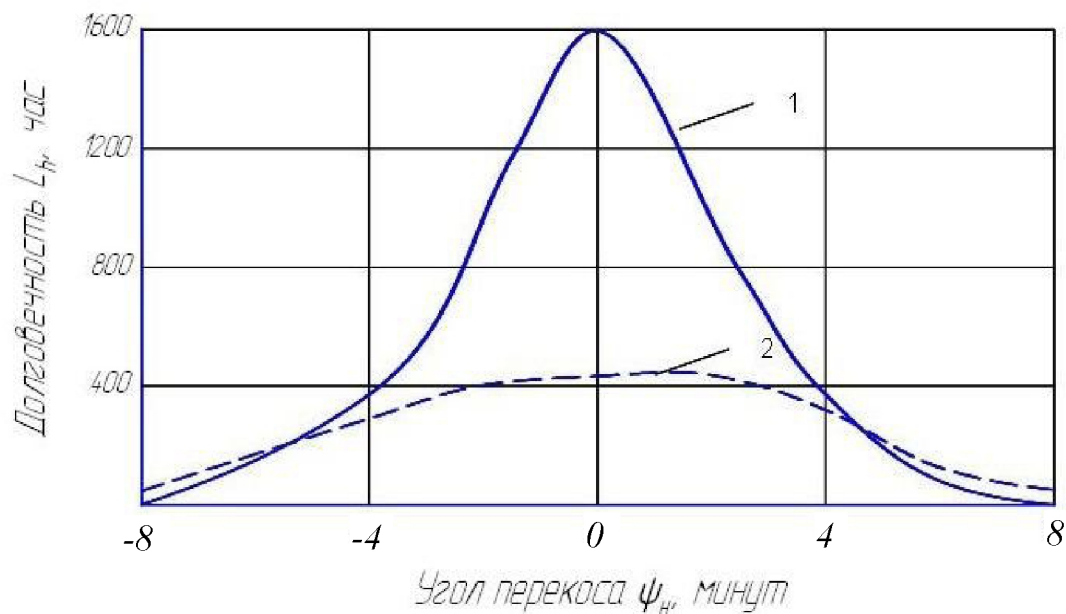


Рис.5.41. Зависимость долговечности L_h от перекоса наружного кольца.

1. $R_n, R_\delta, g_0 - \min, D_w, X_b - \max$; 2. $R_n, R_\delta, g_0 - \max, D_w, X_b - \min$

Следует отметить, что перекос наружного кольца по направлению действия на него осевой силы до 2-х минут может даже повысить долговечность вследствие более благоприятного распределения нагрузки между шариками. Дальнейшее увеличение перекоса или перекос в противоположную сторону снижает долговечность подшипника.

Список литературы

1. Пешти Ю.В. Газовая смазка.- М.: Изд-во МВТУ, 1993.- 381с.
2. Лучин Г.А., Пешти Ю.В., Снопов А.И. Газовые опоры турбомашин.- М.: Машиностроение, 1989.- 240с.
3. Сергеев С.И. Динамика криогенных турбомашин с подшипниками скольжения. - М.: Машиностроение, 1973.- 303с.
4. Подольский М.Е. Упорные подшипники скольжения. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1981.- 261с.
5. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник в 3-х т./ Под общ. Ред. А.С. Проникова.-М.: Машиностроение, 1995.- 371с.
6. Белоусов А.И., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Гидродинамические демпферы опор роторов турбомашин: Учеб. пособие.- Куйбышев: ИКуАИ, 1991.- 94 с.
7. Фалалеев С.В., Чегодаев Д.Е. Торцовые бесконтактные уплотнения двигателей летательных аппаратов: Основы теории и проектирования.- М.: Изд-во МАИ, 1998.- 276 с.
8. Многослойные демпферы двигателей летательных аппаратов/ Ю.К.Пономарев, Ю.Н.Проничев, Д.Е.Чегодаев, В.М.Вершигоров, А.Н.Кирилин. – Самара: СГАУ, 1998. –234с.
9. Пономарёв Ю.К., Антипов В.А., Калакутский Е.И. Положительное решение по заявке № 2001110001/20 от 28.04.01
10. Сравнение эффективности различных демпферов на работающем изделии. Отчет № 001.3544 . Предприятие п/я Р-6639, 1976.
11. А.с. 565550 СССР. Гидравлический демпфер / Р.И.Исаев и др. (СССР). Заявлено 12.04.75.; Оpubл. 03.06.77.
12. А.с. 860566 СССР. Гидродинамический демпфер / И.Д.Эскин, А.И.Белоусов, Д.К.Новиков, П.Д.Вильнер, М.А.Емельянов, В.Н.Снигирев (СССР). - №2792110; Заявлено 09.07.79;Оpubл. 04.05.81.
13. Белоусов А.И., Ржевский В.П., Равикович Ю.А. Расчет дросселирующих элементов гидростатических устройств// Проектирование и доводка авиационных двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1974.- С.178-186.
14. А.с. 1455817 СССР. Демпфер опор / В.Б.Балякин, А.И.Белоусов, М.А.Караблин, Д.К.Новиков (СССР). - №4275892; Заявлено 12.05.87; Оpubл. 01.10.88 .
15. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Теория и проектирование гидродинамических демпферов опор роторов/ Под ред. А.И. Белоусова.– Самара: Изд - во Самарского научного центра РАН, 2002. - 335с.

16. А.с. 922351 СССР. Демпфер / И.Д.Эскин, Д.К.Новиков (СССР). - №2488472/25-28; Заявлено 23.05.77; Оpubл. 23.04.82.
17. А.с. 1000625 СССР. Демпфер / А.И.Белоусов, И.Д.Эскин, Д.К.Новиков (СССР). - №2575869/25-28; Заявлено 01.02.78; Оpubл. 28.02.83.
18. А.с. 983340 СССР. Упругодемпферная опора / И.Д.Эскин, Д.К.Новиков, В.В. Сатосов (СССР). - №3009924/25-28; Заявлено 24.11.80; Оpubл. 23.12.82.
19. А.с. 775470 СССР. Демпфирующее устройство опор роторов турбомашин / А.И.Белоусов, И.Д.Эскин, Д.К.Новиков (СССР). - №2553542/25-28; Заявлено 09.12.77; Оpubл. 30.10.80.
20. Пат. 1821586 СССР. Гидродинамический демпфер / М.А.Караблин, Д.К.Новиков, Д.И.Пильдес (СССР). - №4848661/28; Заявлено 09.07.90; Оpubл. 15.06.93.
21. А.с. 754141 СССР. Гидродинамический демпфер опор / А.И.Белоусов, И.Д.Эскин, Д.К.Новиков (СССР). - №2599847/25-28; Заявлено 03.04.78; Оpubл. 07.08.80.
22. А.с. 1161734 СССР. Гидродинамический демпфер / А.И.Белоусов, Д.К.Новиков, В.Б.Балякин, С.В.Фалалеев (СССР). - №3669611; Заявлено 24.10.83; Оpubл. 15.06.85.
23. А.с. 969076 СССР. Гидродинамический демпфер / Д.Е.Чегодаев, Д.К.Новиков, В.Б.Балякин (СССР). - №3280006/25-28; Заявлено 28.04.81; Оpubл. 22.06.82 .
24. Белоусов А.И, Балякин В.Б, Новиков Д.К. Особенности проектирования гидродинамических демпферов роторов водородных насосов // «СИНТ-01»: Сб. трудов I Международной научно-технической конференции / Воронеж, 2001. - С. 311–319.
25. Карташов Г.Г., Юдин В.А. Основные этапы и некоторые проблемы создания композитных элементов конструкции ГТД// Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КуАИ, 1981. - С. 57-67.
26. А.с. № 2115578 RU. Эластомерный поглощающий аппарат/ Б.Г. Кеглин, А.П. Шлющенко, А.П. Болдарев, Д.А. Ступин, А.В. Иванов -Оpubл. 23.08.99.
27. Сергеев С.И. Демпфирование механических колебаний. - М.: Физматгиз, 1959. - 408 с.
28. А.с. 183174 СССР Упругодемпфирующий материал МР/ А.М.Сойфер, В.Н. Бузицкий, В.П. Першин– Оpubл. 24.08.66 БИ № 13.

29. Методология доводки газодинамического торцового уплотнения на заданные параметры/ С.В. Фалалеев, В.Б. Балякин, Д.К. Новиков, А.С. Виноградов Самар. гос. аэрокосм. ун -т.- Самара, 2002-111с.-Деп. в ВИНТИ, 30.05.02, №977.
30. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров/ В.А. Максимов, М.Б. Хадиев, И.Г. Хисамеев, Р.М. Галиев— Казань: Изд-во “ФЭН”, 1998. – 292 с.
31. Cargulio E.P. A Simple Way to Estimate Bearing Stiffness. - Machine design.- № 7, 1980.-р.107-110.
32. Harris T.A. Rolling Bearing Analysis. New York, 1966.- 468p.
33. Журавлев В.Ф., Бальмонт В.Б. Механика шарикоподшипников гироскопов/ Под ред. Д.М. Климова.- М.: Машиностроение, 1985.- 272с
34. Планетарные передачи. Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.М. Кирдяшева. – М.: Машиностроение, 1977. - 536с.
35. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1967. - 563с.
36. Подшипники качения: Справочное пособие / Под ред. Н.А. Спицына, А.И. Спришевского. – М.: Машгиз, 1961. - 828с.
37. Спришевский А.И. Подшипники качения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1969. - 748с.
38. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. - М.: Машиностроение, 1983. - 543с.
39. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. - М.: Машиностроение, 1975. - 575с.
40. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели.- М.: Машиностроение, 1974.- 519с.
41. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин. - М.: Машиностроение, 1993.- 639с.
42. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. -М.: Машиностроение, 1978.- 172с.
43. Капица П.Л. Устойчивость и переход через критические числа оборотов быстровращающихся роторов при наличии трения // Журнал технической физики. – 1939. - Т.9, вып. 2. - С.1-37.
44. Harnoy A. Squeeze Film Flow of Elastic Fluids at Steady Motion and Dynamic Loads // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1987, October. - V.109. - P.691-695.

45. Hashimoto H. Viscoelastic Squeeze Film Characteristics With Inertia Effects Between Two Parallel Circular Plates Under Sinusoidal Motion // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1994, January. - V.116. - P.161-166.
46. Hashimoto H. Squeeze Film Characteristics Between Parallel Circular Plates Containing a Single Central Air Bubble in the Inertial Flow Regime // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1995, July. - V.117. - P.513-518.
47. Jongmin Kang, Zhaoshun Xu, Adnan Akay. Inertia Effects on Compressible Squeeze Films // Transactions of the ASME. Journal of Vibration and Acoustics. – 1995, January. - V.117. - P.94-103.
48. Ramli M.D., Roberts J.D., Ellis J. Determination of Squeeze Film Dynamic Coefficients from Experimental Transient Data // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1987. - V.109, January. - P.155-163.
49. Yingke Han, Rogers R.J. Squeeze Film Force Modeling for Large Amplitude Motion Using an Elliptical Velocity Profile // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1997, July. - V.118. - P. 687-692.
50. Yong Lu, Robert J. Rogers. A Nonlinear Model for Short, Length Cylindrical Squeeze Films With Large Planar Motions // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1992, January. - V.114. - P.192-198.
51. Feng N., Hahn E. Effects of Gas Entrainment on Squeeze Film Damper Performance // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1987, January. - V.109. - P.149-154.
52. Walton J.F., Walowit J.A., Zorzi E.S., Schrand J. Experimental Observation of Cavitating Squeeze Film Dampers // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1987, April. - V.109. - P.290-295.
53. Zeidan F.Y., Vance J.M. Cavitation Leading to a Two Phase Fluid in a Squeeze Film Damper // Tribology transaction. – 1989. - V.32, №1. - P.100-104.
54. Zeidan F.Y., Vance J.M. Cavitation Regimes in Squeeze Film Dampers and Their Effect on the Pressure Distribution // Tribology transaction. – 1990. - V33, №3. - P.447-453.
55. Nelson C.C. The effect of turbulence and fluid inertia on a squeeze film bearing damper. – AIAA/SAE/ASME 16th Joint Prop. Conf., 1980.
56. Поддубный А.И. О совместном влиянии сдвиговых и напорных течений на характеристики несущего слоя смазки гидростатического подшипника // Исследование и проектирование гидростатических опор и уплотнений быстроходных машин: Сб. науч. тр. - Харьков, 1976. - Вып.3. - С.35-46.

57. Black H.F. Empirical Treatment of Hydrodynamic journal bearing performance in the superlaminar regime // Journal of Mechanical Engineering Science. - 1970. - V.12, №12. - P.116-122.
58. Chiao-Ping Ku, Tichy J. A. Application of the k- ϵ Turbulence Model to the Squeeze Film Damper // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1987. - V.109, January. - P.164-168.
59. Андрейченко К.П. К теории демпферов с тонкими слоями жидкости // Машиноведение. - 1978. - №1. - С.69-75.
60. Кельзон А.С., Журавлев Ю.Н., Январев Н.В. Расчет и конструирование роторных машин. - Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1977. - 287с.
61. Езикашвили О.С., Хачидзе Н.А., Цирекидзе А.Д. Сдавливание пленки несжимаемой смазки волнистостью шипа в многоклиновом гидродинамическом подшипнике скольжения // Сообщения АН ГССР. Машиноведение. - Т.75. - 1974.-№3. - С.669-672.
62. Хронин Д.В. Теория и расчет колебаний в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1970.- 412с.
63. Тондл А. Динамика роторов турбогенераторов. – Л.: Энергия, 1971.- 387с.
64. Marui E., Kato S., Matsubayashi T., Kobayashi A., Senda S., Ozawa H. On the Squeeze Effect of Lubricant Between Two Rough Surfaces // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1987. - V.109, October. - P.696-703.
65. Ботмэн. Экспериментальное исследование демпферов с масляной пленкой для турбомашин // Энергетические машины и установки. – 1976.- №3. - С.107-115.
66. Стиффлер. Демпферы со сдавливаемой пленкой нагнетания смазки // Проблемы трения и смазки. - 1980. - Т.102, №1. - С.47-54.
67. Arauz G.L., Luis San Andres. Effect of a Circumferential Feeding Groove on the Dynamic Force Response of a Short Squeeze Film Damper // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1994. - V.116, April. - P.369-377.
68. Brown P.F. Bearing and damper for advanced jet engines // SAE Preprints. - s.a. №700318. - P.12.
69. Luis A. San Andres. Analysis of Short Squeeze Film Dampers With a Central Groove // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1992. - V.114, October. - P.659-665.
70. Tan Qingchang, Chang Ying, Wang Lyjiang. Effect of a Circumferential Feeding Groove on Fluid Force in Short Squeeze Film Damper // Tribology International. - 1997. - V.30, №6. - P.409-416.

71. Wang J., Hahn E.J. Effect of Squeeze Film Damper Land Geometry on Damper Performance // Tribology transaction. – 1994. - V.37, №2. - P.347-357.
72. Wang J., Hahn E.J. Transient Analysis of Squeeze Film Dampers with Oil Hole Feed // Tribology transaction. - 1995. - V.38. - P.837-844.
73. Zhang J.X. Study of Static Fluid Forces in a Squeeze Film Damper with a Circumferential Groove // Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part J. Journal of Engineering Tribology. – 1995. - V.209, № 4. - P.263-274.
74. Балякин В. Б. Регулирование в опорах роторов авиационных газотурбинных двигателей // Вестн. СГАУ. Сер. «Проблемы и перспективы развития двигателестроения». - 2000, Вып. 4, Ч.1. - С.134-142.
75. Балякин В.Б., Белоусов А.И., Чегодаев Д.Е. Принципы управления регулируемых гидродинамических демпферов // Авиационная промышленность. - 1988. - №4. - С.28-29 .
76. Балякин В.Б. Экспериментальное исследование границ применения методик расчета гидродинамических демпферов // Изв. вузов. Авиационная техника. - 2001. - № 1. - С.34-38.
77. Балякин В.Б., Белоусов А.И., Люлев А.И. Исследование сложной динамической системы ротор – опора - корпус газотурбинного двигателя с помощью многомассовых реологических моделей // Изв. Самарского центра Российской академии наук. - 2002. - № 2. - С.334-343.
78. Балякин В.Б., Зырянов А.А., Новиков Д.К. Создание методик расчёта гидродинамических демпферов, учитывающих разрыв смазочного слоя рабочей жидкости / Куйбышев. авиац. ин-т. - Самара, 1995. - Деп. в ВИНТИ 18.07.95, №2183-B95.
79. Вибрационная доводка двигателя НК-12СТ / В.Б. Балякин, Д.К. Новиков, И.Н. Рыжинский, В.П. Стукалов // Авиационная промышленность. – 1990. - №8. – С.15-17 .
80. Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1999. - №2. - С.28-34.
81. Снижение вибрации двигателя НК-12СТ при эксплуатации/ Д.К. Новиков, В.Б. Балякин, Ю.А. Клячин, С.Н. Кулагин, С.Д. Медведев // Газовая промышленность. -1998 . - №12 - С.36-37.
82. Эскин И.Д., Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамические характеристики длинных гидродинамических демпферов с учетом посадки на ограничитель колебаний // Вибрационная прочность и надежность двигателей и

- систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. - Куйбышев, 1980. - Вып. 7. - С.155-160.
- 83.Эскин И.Д., Павлов Г.В. Вынужденные колебания жесткого несбалансированного ротора на упругодемпферных опорах с длинным гидродинамическим демпфером / Куйбышев. авиац. ин-т., Куйбышев, 1984.- 53с.- Деп. в ВИНТИ 25.05.84, № 3707-84.
 - 84.Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Экспериментальное исследование распределения давления в слое смазки “короткого” гидродинамического демпфера // Трение и износ. - 1985. - Т.6. - №4. - С.648-652.
 - 85.Белоусов А.И., Балякин В.Б., Равикович Ю.А. Исследование характеристик коротких гидродинамических демпферов опор роторов авиационных двигателей с учетом турбулизации рабочей жидкости в демпферном зазоре // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1983.- №1. - С.20-23.
 - 86.Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: Учеб. пособие. - М. : Изд –во МАИ, 1988. - 37с.
 - 87.Хронин Д.В. Колебания в двигателях летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1980, 296с.
 - 88.Cooper S. Preliminary investigation of oil film for the control of vibration // Institution of Mechanical Engineers (England). Lubrication and Convection. - 1963.- Paper 28.- P.123-131.
 - 89.Гантер. Влияние упругих опор качения на реакции, вызванные дисбалансом ротора. Ч. 1. Анализ линейной задачи // Проблемы трения и смазки. - 1970. - №1. - С.69-86.
 - 90.Holmes R. Research note: the non-linear performance of Squeeze-film Bearings // Journal Mechanical Engineering Science. – 1972. - V.14, №1. - P.74-77.
 - 91.Holmes R., Dede H. Dynamic pressure determinations in a squeeze-film damper // Vibr. Rotating Mach. 2-nd Int. Conf., Cambridge, London, 1980. - P.71-75.
 - 92.Cookson R.A., Kossa S.S. Theoretical and experimental investigation into the effectiveness of squeeze-film damper bearings without a centralizing springs // Vibr. Rotating Mach. 2-nd Int. Conf., Cambridge. London, 1980. - P.359-366.
 - 93.Zhao J.Y., Hahn E.J. Eccentric Operation and Blade-Loss Simulation of a Rigid Rotor Supported by an Improved Squeeze Film Damper // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1995. - V.117, July. - P.490-497.
 - 94.Моухэн, Хан. Расчет демпфирующих опор со сдавливаемой пленкой для жестких роторов // Конструирование и технология машиностроения. - 1974. - №3. - С.160-168.

95. Hahn E.J. Squeeze-film bearings as vibration isolators for unbalanced rigid rotors // ASLE Tribology Transaction. – 1981. - V.24, №2. - P.239-245.
96. Кузано, Фанк. Исследование коэффициента передачи упругой опоры качения в демпфере со сдвливаемой пленкой и пористой обоймой // Проблемы трения и смазки. - 1977. - №1. - С.54-61.
97. Рабинович, Хан. Установившиеся характеристики вибрации гибких роторов, опирающихся на демпферы со сдвливаемой пленкой // Энергетические машины и установки. - 1977. - №4. - С.61-69.
98. Симандири, Хан. Влияние давления подачи смазки на виброизолирующую способность подшипников со сдвливаемой пленкой // Конструирование и технология машиностроения. - 1976. - №1. - С.86-97.
99. Simandiry S., Hahn E.J. The design of centrally preloaded squeeze-film bearings to support rigid rotors // Mech. Eng. Trans. Inst. Eng. Austral. – 1980. - № 5. - P.18-27.
100. Zeidan F.Y., Vance J.V. Cavitation and Air Entrainment Effect on the Response of Squeeze Film Supported Rotors // Transaction of the ASME, Journal of Tribology. - 1990. - V.112, April. - P.347-353.
101. Ботмен, Шарма. Экспериментальное исследование переходных процессов в демпферах с масляной пленкой // Энергетические машины и установки. - 1978. - №1. - С.34-49.
102. Гантер, Баррет, Аллэр. Проектирование демпферов со сдвливаемой пленкой для авиационных двигателей // Проблемы трения и смазки. - 1977. - №1. - С.69-71.
103. Рабинович, Хан. Устойчивость гибких роторов, опирающихся на демпферы со сдвливаемой пленкой // Энергетические машины и установки. - 1977. - №4. - С.54-61.
104. Хан. Устойчивость и реакция на дисбаланс ротора, центрированного с помощью предварительного нагружения и опирающегося на гидродинамические радиальные подшипники со сдвливаемой пленкой // Проблемы трения и смазки. - 1979. - №2. - С.5-16.
105. Bhattacharyya K., Dutt J.K. Unbalance Response and Stability Analysis of Horizontal Rotor Systems Mounted on Nonlinear Rolling Element Bearing With Viscoelastic Supports // Transactions of the ASME. Journal of Vibration and Acoustics. - 1997. - V.119, October. - P.539-544.
106. Hahn E.J., Chen P.Y. Harmonic Balance Analysis of General Squeeze Film Damped Multidegree of Freedom Rotor Bearing Systems // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. – 1994. -V.116, July. - P.499-507.

107. Yu Wang. Prediction of Periodic Response of Rotor Dynamic Systems With Nonlinear Supports // Transactions of the ASME. Journal of Vibration and Acoustics. – 1997. - V.119, July. - P.346-353.
108. Yuichi Sato, Fujino H., Sakakida H., Hisa S. Stability Characteristics of a Journal Bearing Mounted in an Uncentrized Squeeze Film Damper // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1991. - V.113, January. - P.584-589.
109. Zhao J.Y., Linnett I.W., McLean L.S. Stability and Bifurcation of Unbalanced Response of a Squeeze Film Damped Flexible Rotor.-Transaction of the ASME. Journal of Tribology.- 1994.-V.116, April.- P.361-368.
110. Пэн, Тоннесен. Эксцентричный режим работы демпфера со сдвливаемой пленкой // Проблемы трения и смазки. - 1978. - Т.100. - №3. - С.61-71.
111. Hahn E.J., Mc. Lean L. The transient response of a balanced rigid rotor running in squeeze-film supported journal bearings // Topics Fluid Film bear. and Rotor Bear. Syst. Des. and Optimiz. Dez. Eng. Conf. III, Chicago, 1978. - P.203-229.
112. Каннингхэм, Флеминг, Гантер. Расчет демпфера со сдвливаемой пленкой для многомассового ротора // Конструирование и технология машиностроения. - 1975. - №4. - С.246-253.
113. Каннингхем. Вызванные дисбалансом установившиеся колебания гибкого ротора с тремя дисками, установленного на податливых демпфированных опорах // Конструирование и технология машиностроения. - 1978. - Т.100. - №3. - С.98-110.
114. Hibner D.H. Dynamic Response of Viscous-Damped Multi-Shaft Jet Engines // J. Aircraft.-1975. - Vol. 12, № 4. - P.305-312.
115. Si Joung Yung, Vance J. Effects of Vapor Cavitation and Fluid Inertia on the Force Coefficients of a Squeeze Film Damper . Part 1. Analysis of a Long SFD // Tribology transaction. - 1993. - V36, №4. - P.597-604.
116. Si Joung Yung., Vance J. Effects of Vapor Cavitation and Fluid Inertia on the Force Coefficients of a Squeeze Film Damper . Part 2. Experimental Comparisons // Tribology transaction. - 1993.- V36, №4. - P.700-706.
117. Ellis J., Roberts J.B., Ramli M.D. The Experimental Determination of Squeeze Film Dynamic Coefficients Using the State Variable Filter Method of Parametric Identification // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1989. - V.111, April. - P.252-259.

118. Ellis J., Roberts J.B., Hosseini Sianaki A. The Complete Determination of Squeeze Film Linear Dynamic Coefficients From Experimental Data // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1990. - V.112, October. - P.712-724.
119. Zhang J.X., Roberts J.B. Identification of Non - linear Force Coefficients for the Radial Motion of a Squeeze Film Damper // Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, Part J. Journal of Engineering Tribology. – 1997. -V.208. - P.235-245.
120. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы с регулируемым сопротивлением. // Автомобильная промышленность.- 1968. - №3.- С.18-27.
121. Чегодаев Д.Е., Шатилов Ю.В. Управляемая виброизоляция.- Самара, 1995.-143 с.
122. Whipple R.T.R. Herringbone Pattern Thrust Bearing// AERE. 1949. –Т/М 29.
123. Белоусов А.И., Зрелов В.А. Конструкция и проектирование уплотнений вращающихся валов турбомашин двигателей летательных аппаратов: Учеб. пособие/ КуАИ. Куйбышев, 1989. – 108 с.
124. Исследование торцовых уплотнений с камерами Рэлея/ А.И. Белоусов, В.А. Зрелов, С.В. Фалалеев, Р.В. Харламов// Уплотнения и вибрационная надежность центробежных машин: Труды VI научно-техн. конф./ Сум. фил. ХПИ. Сумы, 1991. – С. 14 – 19.
125. Mueller H.K., Falalejew S.W. Gasgeschmierte Gleitringdichtung als Lagerabdichtung fuer Flugtriebwerke// Konstruktion (Germany). 1991. №43. – S. 31 – 35.
126. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник/ Под общей ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
127. Мельник В.А., Голубев А.И., Волкова М.Е. О температурной деформации поля кольца торцового уплотнения// Исследование, расчет и конструирование гидромашин: Сб. научн. тр./ ХАИ. Харьков, 1977. Вып. 4. – С. 101 – 110.
128. Громыко Б.М., Колпаков А.В., Чернов А.Е. Опыт разработки импульсных торцовых уплотнений для быстроходных турбонасосов// Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования: Труды IX международной научно-технической конференции/ Ризоцентр СумГУ. Сумы, 1999. Т. 1. С. 151 – 159.
129. Расчет характеристик импульсных торцовых уплотнений с учетом деформаций колец / В.В. Пономаренко, А.Е. Чернов, Б.М. Громыко, А.В. Колпаков // Герметичность, вибронадежность и экологическая безопас-

- ность насосного и компрессорного оборудования: Труды IX международной научно-технической конференции/ Ризоцентр СумГУ. Сумы, 1999. Т. 1. С. 120 – 127.
130. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
131. Лисицын К.В., Марцинковский В.А. Торцовые уплотнения с саморегулируемым зазором для насосов//Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела энергетических установок. Ч. 4, АН БССР, 1977. - С. 104 – 113.
132. Бондаренко Г.А. К вопросу о проектировании газодинамических (сухих) уплотнений валов турбомашин// Герметичность, виброненадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования: Труды IX международной научно-технической конференции/ Ризоцентр СумГУ. Сумы, 1999. Т. 1. С. 140 – 148.
133. Максимов В.А. Расчет торцовых уплотнений термоупруго гидродинамического действия// Пути повышения надежности и унификации уплотнений роторов центробежных насосов и компрессоров: Тез. докл. Всесоюзн. Научно-техн. совещ./ Сум. фил. ХПИ. Сумы, 1979. – С.14.
134. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. – Казань: Издательство “Фэн”, 1998. – 430 с.
135. К вопросу о несущей способности обыкновенной пары трения торцового уплотнения/ И.П. Гаврик, Э.П. Кревсун, П.К. Нагула, А.В. Лукашевич// Диссоциирующие газы как теплоносители и рабочие тела АЭС: Сб. научн. тр./ ИЯЭ АН БССР. Минск, 1982. Ч. 1. – С. 91 – 99.
136. Болдырев Ю.Я., Григорьев Б.С., Лучин Г.А. О расчете “сухих” газовых торцовых уплотнений со спиральными канавками валов турбокомпрессорных машин// Компрессорная техника и пневматика. – Санкт-Петербург, 1994. Вып. 4-5. – С. 59-62.
137. Ден Г.Н., Крицул С.И. Математическая модель бесканавочного участка сухого газового торцового уплотнения со спиральными канавками// Компрессорная техника и пневматика. – СПб, 1995. Вып. 6-7. – С. 28-33.
138. Ludwig L.P. Self-acting shaft seals: NASA TM-73856. 1978. – 35 p.
139. Ludwig L.P., Greiner H.F. Design considerations in mechanical face seals for improved performance; Basis configurations: NASA TM-73735. – Cleveland, Ohio (USA). 1977. – 20 p.

140. Berclie I.W., Cheng H.S., Ludwig L.P., Townsend D., Welcock D.F. Configurations for gasturbine compressor and seals// Lubric. Eng. 1969. V. 25, № 4. – p. 169 – 175.
141. Ченг, Чоу, Кастелли. Рабочие характеристики высокоскоростных бесконтактных уплотнений, профилированных спиральными канавками и скрытой ступенью Рэлея// Проблемы трения и смазки.- 1969. -Т. 91.- № 1 – С. 67-76.
142. Lebeck A.O. Principles and Design of Mechanical Face Seals. – New York, 1991. – 764 p.
143. Etsion I. A New Concept of Zero-Leakage Noncontacting Mechanical Face Seal// Trans. ASME J. Of Lub. Tech. -1983. 83-Lub-17. –P. 1-6.
144. Etsion I. Mechanical Face Seal Dynamics Update// The Shock and Vibration Digest. -1985. V. 17, № 4. – P. 9-14.
145. Майер Э. Торцовые уплотнения/ Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1978. – 288 с.
146. Mueller H.K., Waidner P. Niederdruck-Gleitringdichtugen-Vorgaenge in Dichtspalt// Konstruktion (Germany) 1988. № 40. – S. 67 –72.
147. Mueller H.K., Nau B.S. Fluid sealing technology. – New York: Marcel Dekker Inc., 1998. – 485 p.
148. Mueller H.K. Abdichtung bewegter Maschinenteile. – Waiblingen (Germany), 1990. – 256 s.
149. Zuk I. Analytical study of pressure balancing in gas film seals// ASLE Trans. - 1974. -V. 17, № 2. – P. 97-101.
150. Zuk I. Analysis of Face Deformation Effects on Gas Film Seal Performance// ASLE Trans. -1980.- V. 23, № 1. – P. 35-44.
151. Salant R.F., Homiller S.J. Stiffness and Leakage in Spiral Groove Upstream Pmping Mechanical Seals// STLE Trans. -1993. -V. 36, № 1. – P. 55-60.
152. Вор, Пэн. Статические и динамические характеристики упорного подшипника со спиральными канавками// Теоретические основы инженерных расчетов. – 1965. - № 3. – С. 168-177.
153. Подшипники с газовой смазкой/ Под ред. Н.С. Грессема и Д.У. Пауэлла – М.: Мир, 1966. – 423 с.
154. Константинеску В.Н. Газовая смазка. – М.: Машиностроение, 1968. – 718 с.
155. Уочмен, Маланоски, Вор. Тепловые деформации упорных газодинамических подшипников со спиральными канавками// Проблемы трения и смазки. -1971. -№ 1. – С. 101-111.

156. Маланоски, Пэн. Статические и динамические характеристики упорного подшипника со спиральными канавками// Теоретические основы инженерных расчетов. -1965. -Т. 88, № 3. – С. 13-26.
157. Muijderland E.A. Spiral groove bearings. – Springer – Verlag, 1966.
158. Пинегин С.В., Емельянов А.В., Табачников Ю.Б. Газодинамические подпятники со спиральными канавками. – М.: Наука, 1977. – 107 с.
159. Фукумора Х. Разработка механических уплотнений с упругой деформацией// Нихон кикай Гаккайси. -1980.- Т. 23, № 740. – С. 789 – 793/ Пер. с яп. ВЦП. № - 43494. – М., 1982.
160. Shapiro W., Walowit I., Jones F. Analysis of spiralgroove face seals for liquid oxygen// ASLE Trans. -1984. -V. 27, № 3. – P. 177-188.
161. Schoepplein W., Zeus D. Hochbelastete Gleitringdichtungen, oel- und gasgeschmiert fuer Turboverdichter/ VDI-Ber., № 706. – Duesseldorf: VDI-Verlag, 1988. – S. 129 –153.
162. Жильников Е.П., Балякин В.Б. Влияние осевой силы на жесткость и долговечность радиально-упорного подшипника // Ракетно-космическая техника. - Самара, 2000. Вып. 1. -С. 132 - 141.
163. Балякин В.Б., Сапожников М. В. Исследование влияния упругих элементов на динамические характеристики опор роторов// Труды международной НТК, посвященной памяти академика Н.Д. Кузнецова.- Самара.- 2001. Ч.1.- С.149-153.
164. Балякин В.Б., Фалалеев С.В., Вигурский А.В. Методика расчета длинного гидродинамического демпфера с учетом деформации // Вестн. Самар. гос. аэрокосм. ун-та. Самара,-2000. Вып. 4. Ч. 2.- С. 12 - 20.
165. Балякин В.Б., Белоусов А.И. Актуальные направления исследования динамических и расходных характеристик опор роторов// Изв. вузов, Авиационная техника.- 2002.- № 2.- С. 29-33.
166. Шварц С. Фрикционный нагрев шарикоподшипников с осевой нагрузкой // Проблемы трения и смазки. 1970. № 1. С. 121 - 130.
167. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний. М.: Наука, 1976. -239 с.
168. Генкин М.Д., Яблонский В.В. Активные виброзащитные системы // Виброизолирующие системы в машинах и механизмах - М.: Наука, 1978.- С.3-11 .
169. Генкин М.Д., Елезов В.Г., Яблонский В.В. Методы управляемой виброзащиты машин. - М.: Наука,1985. - 240 с.

170. Слезкин Н.А. и Тарг С.М. Обобщенные уравнения Рейнольдса // ДАН СССР. – Т. 54. - 1946. - С.205-208.
171. Константинеску В.Н. О влиянии инерционных сил в турбулентных и ламинарных самогенерирующихся пленках // Проблемы трения и смазки. – 1970. - №3. - С.101-111.
172. Сидоренко А.В., Эскин И.Д. Теоретическое определение силы сопротивления короткого гидродинамического демпфера с уплотненными торцами с учетом инерции и турбулизации жидкости / Куйбыш. авиац. ин-т. – Куйбышев, 1984.- 23с.- Деп. в ВИНТИ 1984, № 6356.
173. Экспериментальное исследование динамики жесткого ротора на гидродинамических демпферах: Отчет о НИР / КуАИ; Руководитель А.И. Белоусов, тема 160-1, № Гос. регистрации 81004305.- Куйбышев, 1985.- 75с.
174. Иванцов А.М., Жильников Е.П. Расчет долговечности двухконтурного радиально- упорного шарикового подшипника// Исследование, расчет и автоматизированное проектирование подшипников качения: Сб. науч. трудов .- М.: Специнформцентр ВНИППа, 1985.- № 1.- С.142-158.
175. Галахов М.А., Бурмистров А.И. Расчет подшипниковых узлов.- М.: Машиностроение, 1988.-272с.
176. Проданов М.Е. Управление вибрационным состоянием и автоматизированное проектирование роторных систем ДЛА: Дис. ...канд. техн. наук. Куйбышев, 1990. -230с.
177. Некоторые аспекты проектирования и доводки автоматических разгрузочных устройств центробежных насосов/ А.И. Елизаров, А.Э. Брейво, А.И. Иванов, В.В. Ключников, И.П. Косицын //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. -Куйбышев: КуАИ, 1993.- С.42-57.
178. Чегодаев Д.Е., Проданов М.Е., Штейнберг С.М. О выборе закона управления динамическими параметрами роторной системы // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов: Сб. науч. тр..- Куйбышев, 1988. - С.53-58.
179. А.с. 1683379 СССР. Способ гидромеханического демпфирования и гидромеханический демпфер / В.Б.Балякин, М.Е.Проданов, С.Н.Мелентьев, Д.Е.Чегодаев (СССР).- № 4463260/28; Заявлено 19.07.88; Оpubл. 08.06.91.

180. Хронин Д.В., Леонтьев М.К., Борздыко Е.В. Конструкция и проектирование упругодемпферных опор роторов ВРД: Учеб. пособие. - М. : Изд – во МАИ, 1988. - 37с.
181. Новиков Д.К., Балякин В.Б. Динамика ротора газотурбинного двигателя с гидродинамическими демпферами в опорах // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1999. - №2. - С.28-34.
182. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Равикович Ю.А. Исследование характеристик коротких гидродинамических демпферов опор роторов авиационных двигателей с учетом турбулизации рабочей жидкости в демпферном зазоре // Изв. вузов. Авиационная техника. - 1983.- №1. - С.20-23.
183. Белоусов А.И., Балякин В.Б., Новиков Д.К. Экспериментальное исследование распределения давления в слое смазки “короткого” гидродинамического демпфера // Трение и износ. - 1985. - Т.6. - №4. - С.648-652.
184. Goggin D., Scharrer J., Beatty R. Hydrostatic Damper for the Space Shuttle Main Engine High Pressure Oxidizer Turbopump // Transaction of the ASME. Journal of Tribology. - 1990.- V.112, № 1.- P.141-146.
185. ТРДДФ RB 199 фирм «Роллс-Ройс» и «Турбоюнион»: Обзор ЦИАМ, 1976.- № 96.
186. Орлов П.И. Основы конструирования: Справ. метод. пособие, Ч.2. - М.: Машиностроение, 1988.- 543с.
187. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. - М.: Наука, 1972.- 544с.
188. Кристенсен, Тондер. Гидродинамическая смазка радиальных подшипников с шероховатыми поверхностями // Проблемы трения и смазки. 1973. - №2.- С. 53-62.
189. Уайт. Влияние шероховатости поверхностей на несущую способность подшипников с очень тонкими пленками сжимаемой смазки// Проблемы трения и смазки. - 1980. -№4. - С. 35-42.
190. Патир, Чжен. Модель усредненного течения для определения влияния трехмерной шероховатости на частичную гидродинамическую смазку// Проблемы трения и смазки. - 1978.- № 1.- С. 10-15.
191. Рой, Элрод. Влияние двусторонних поверхностных неровностей типа полос на несущую способность подшипников // Проблемы трения и смазки. - 1974. -№4. - С. 31-37.
192. Сун, Чжен. Первичные эффекты стоковской шероховатости в процессе гидродинамической смазки // Проблемы трения и смазки. -1977.- № 1.- С. 1-10.

193. Чжоу, Сейбл. О влиянии шероховатости при гидродинамической смазке // Проблемы трения и смазки. - 1978. - № 2. - С.34-38.
194. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1973. - 832с.
195. Некрасов Б.В. Гидравлика и ее применение на летательных аппаратах. - М.: Машиностроение, 1967.- 367с.
196. Кунин И.А. Гидродинамическая теория смазки упорных подшипников. - М.: Изд-во АН СССР (Сиб. отд.), 1960.- 130 с.
197. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена. - М.: Атомиздат, 1979. - 415с.
198. Christensen H., Tonder K. Hydrodynamic Lubrication of Final Width Bearings Having Surface Roughness. JOURNAL OF LUBRICATION TECHNOLOGY, TRANS. ASME, Series F, №3,1971, p.9-12.
199. Kodnir D. S., Zhilnikov E. P. An Investigation in the Field of Elastohydrodynamics. JOURNAL OF LUBRICATION TECHNOLOGY, TRANS. ASME, Series F, №46 1976, p.491-499
198. Stolarski T. A. Load sharing in lubricated contacts // Zagadnia eksploatacji maszyn. Z1(81), vol.25, 1990. s. 27 – 36.
199. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1979 – 526 с.
200. Коднир Д.С., Жильников Е.П., Байбородов Ю.И. Эластогидродинамический расчет деталей машин. - М.: Машиностроение, 1988-160с.
201. A. Practical Method of Calculating the Attainable Life in Aerospace Bearing Applications // FAG Publ. № FL 401134 EA. 1990. S. 5
202. Жильников Е.П. Оценка режима смазывания подшипников качения // Трение и износ. 1995. Т.16. №5. С. 847-850.
203. Zhilnikov E. P. The estimation of lambda ratio for predicting rolling bearing life. Friction and Wear. Vol. 16, № 5, 1995, p. 847-850.
204. Подшипники качения: Справочник-каталог/Под ред. В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
205. Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576с.; ил.
206. Циприн А.М., Курушин М.И., Жильников Е.П. Оси, валы и опоры качения: Пособие по расчету на прочность/ Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1976. – 72 с.
207. Расчет авиационных подшипников качения при повышенных требованиях к надежности: Метод. указания/ Самар. гос. аэрокосм. ун-т; Сост. Е.П. Жильников. Самара, 1996. 28 с.
208. Жильников Е.П. Новая методика расчета авиационных подшипников качения при повышенных требованиях к надежности// Изв. вузов, Авиационная техника. 1998. №2. С. 91...94.
209. Никитин А.В. Новая методика расчета долговечности подшипников качения // Вестник машиностроения. 1994, №5. с. 3-8.

210. SKF. Общий каталог. Изд. СКФ, 1989. – 976 с.
211. Каталог – 2006. Изд. ОАО «Завод авиационных подшипников», 2006. – 34 с.
212. Когаев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. М.: Высшая школа, 1991, 319 с.
213. Кухниг Х. Справочник по физике. М.: Мир, 1982, 520 с.
214. Решиков В. Ф. Трение и износ тяжело нагруженных передач. М.: Машиностроение, 1975, 232 с.
215. Галахов М.А., Усов П.П, Дифференциальные и интегральные уравнения математической теории трения. М.: Наука, 1985 – 296 с.
216. Жильников Е.П., Курушин М.И. Экспериментальное и теоретическое исследования режима трения в радиально-упорном подшипнике // Применение контактно - гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин: сб. трудов. Вып. 40/ Куйбыш. авиац. ин – та./ Куйбышев: 1969. С. 167 -176.
217. Карасик И.И., Кукол Н.П. Оценка режима трения при несовершенной смазке по статическим характеристикам электропроводности // Трение и износ. 1981. Т.11, №3. С. 452 – 458.
218. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина - М.: Машиностроение, 1978. - 400с.
219. Дроздов Ю.Н. Передаточные механизмы. / Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 2/ Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1979 – С. 113 -147.
220. Жильников Е.П. Эластогидродинамический расчет контакта торца ролика с бортиком кольца роликоподшипника. Трение и износ, 1990. Т.11, №2. С. 240-245.
221. Программа расчета распределения нагрузки и смещений в четырехточечном шарикоподшипнике. Отчет. Тема 1/81П, Руков. темы Е.П. Жильников/ КуАИ, Куйбышев, 1981, 39 с.
222. Передатки зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. ГОСТ 21354-75. – М.: Изд-во стандартов, 1976.
223. Ковалев М.П., Народецкий М.З. Расчет высокоскоростных шарикоподшипников. М., Машиностроение, 1980, 373 с.
224. Перель Л.Я.. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.
225. Жильников Е.П., Иванцов А.М. К расчету долговечности подшипников качения/ Изв. вузов. Авиационная техника. 1992. №4. С. 86...88.
226. Акифьев В.И. Разработка методики расчета роликовых подшипников опор ГТД с учетом проскальзывания: Дис.... канд. техн. наук.– Самара, 1998. – 165 с.

227. Жильников Е.П., Мурашкин В.В., Щербаков В.М. Расчет долговечности подшипников качения при переменных условиях нагружения/ Изв. вузов. Авиационная техника. 1995. № 1. С. 84-87.
228. Курушин М.И., Циприн А.М. Методика расчета на долговечность шариковых подшипников по контактными напряжениям/ Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин: сб.трудов, вып. 40, КуАИ, Куйбышев, 1969, с. 141-149.
229. Курушин М.И., Циприн А.М. Определение предельных нагрузок по долговечности для четырехточечного радиально-упорного подшипника/ Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин : сб.трудов, вып. 40, КуАИ, Куйбышев, 1969, с. 150-159.
230. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А.Биргер, Б.Ф.Шорр, Г.Б.Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
231. Жильников Е.П., Заров Г.З., Ильин Ю.В. Подбор зазоров и посадок высокоскоростных подшипников качения// Авиационная промышленность, №3, 1984, с.
232. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов /Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.
233. Основы трибологии (трение, износ, смазка) : Учебник для технических вузов /А.В.Чичинадзе, Э.Д.Браун, И.А.Буше, И.А. Буяновский и др. -М.: Центр “Наука и техника”, 1995.-778с.
234. Справочник по триботехнике. Т. 1. – Теоретические основы /Под ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989.-398с.
235. Жильников Е. П., Мурашкин В.В. Оценка уровня нагруженности стандартных подшипников качения// Изв. вузов, Авиационная техника. 1994. № 3. С. 53...56.
236. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению. – М.: Машиностроение, 1969. – 243 с.
237. Жильников Е.П., Макаrchук В.В., Мурашкин В.В. Совершенствование методов расчета опор ГТД с подшипниками качения// Российская научн. техн. конф. Мавлютовские чтения. Современные проблемы расчета, проектирования и производства авиационно-ракетной техники: Сб. трудов; Т. 2. Уфа, 2006 . – С. 91 – 99.
238. Жильников Е.П., Макаrchук В.В. Исследования в области повышения ресурса и надежности опор роторов авиационно-космической техники// Междунар. научн. – техн. Конф.. Проблемы и перспективы развития двигателестроения. Материалы докладов. Ч. 2. Самара, 2006. – С.214-215.

239. Жильников Е.П., Балякин В.Б., Макаrchук В.В.. Расчет роликовых подшипников качения в опорах сателлитных шестерен редуктора ТВД// Гидродинамическая теория смазки – 120 лет: Тр. Междунар. Науч. симпозиума. В 2-х т.Т.1. –М.: Машиностроение–1, Орел: ОрлГТУ, 2006.- С. 362 -373.
240. Методика расчета напряжений и деформаций в шариковом подшипнике с использованием ЭВМ. Е.П. Жильников, Б.П. Семенов, Ю.В. Ильин, В.А. Поляков// Динамика и прочность механических систем: сб. трудов - Пермь, 1982, С.31...37. Депонир. В ВИНТИ, № 2832-83.
241. Хемрок, Андерсон. Исследование шарикоподшипника с арочным наружным кольцом с учетом центробежных сил// Проблемы трения и смазки: Тр. Американского общества инженеров-механиков. Т. 95, сер. F, № 3, 1973. – С.1...12.
242. FAG Walzlager. Standardprogramm. – FAG Kugelfischer Georg Schafer KGaA. Katalog WL 41510/3 DA.,1991. – 856 s.
243. Жильников Е.П. Обобщенная методика определения углов свободного поворота колец шарикоподшипников.// Изв. вузов. Авиационная техника, 1988. №4. с.46...50.
244. Соппротивление материалов. Феодосьев В.И. – М.: Наука, 1970. – 544 с.
245. Курушин М.И. Кинематика и распределение усилий в быстроходных трех- и четырехточечных шариковых подшипниках с учетом смазки// Применение контактно-гидродинамической теории смазки к исследованию деталей машин: сб.трудов, вып. 40, КуАИ, Куйбышев, 1969, с. 97 - 116.
246. Двайт Г.Б. Таблицы интегралов и другие математические формулы. – М.: Наука, 1977 – 224 с.
247. Бауэр А.В., Санько Ю.М. Теоретическое определение параметров трения в силовом контакте высокоскоростного шарикоподшипника с учетом пьезохарактеристики смазочного материала: Труды института №1 (57), ВНИПП – М.: Изд. Спец. информ. центр подшипниковой промышленности, 1969. – С. 56 – 64.
248. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на надежность и долговечность машин. М.: Машиностроение, 1970. – 312 с..
249. Н. Blok. Les temperatures de surface dans des conditions de graissage sous pression extreme. Congr. mondial du petrole, Paris, 1937, v. III, p. 471 – 486.