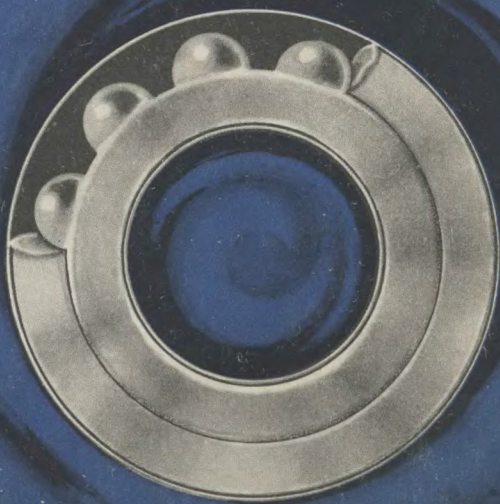


АКАДЕМИЯ НАУК
СССР

НАУЧНО-
ПОПУЛЯРНАЯ
СЕРИЯ

Тинегин

ОПОРЫ КАЧЕНИЯ В МАШИНАХ



АКАДЕМИЯ НАУК СССР

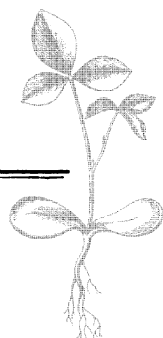
НАУЧНО-ПОПУЛЯРНАЯ СЕРИЯ

С. В. ПИНЕГИН

ОПОРЫ
КАЧЕНИЯ
В МАШИНАХ

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК СССР

Москва 1961



Scan AAW

Эта книга представляет собой научно-популярное описание основных конструкций, технологии и методов расчета опор качения, являющихся важными элементами современных машин.

Кроме того, в книге изложены основные понятия о природе трения и износа и намечены возможные пути развития опор качения в свете современных тенденций развития техники.

Материал книги рассчитан на читателей, имеющих общее или специальное среднее техническое образование, на студентов первых курсов технических вузов, на инженеров и техников-практиков, на квалифицированных рабочих-механиков, имеющих среднее образование, и на специалистов смежных областей знания.

В книге описаны возможные направления развития некоторых областей технологии и конструкции подшипников качения и подчеркнут ряд нерешенных проблем с целью оказания помощи изобретателям в их творческой работе.

Глава I

ТРЕНИЕ И ИЗНОС В МАШИНАХ

О ПРИРОДЕ ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ

Трение может быть названо одним из важнейших явлений, сопутствующих работе любой машины и любого механизма.

Действительно, нет и не может быть такой машины или механизма, где не было бы взаимного перемещения соприкасающихся деталей, и будь то скольжение тяжелого суппорта в массивных направляющих станины или едва заметный поворот острия оси часового механизма в микроскопической рубиновой чашечке, трение всегда присутствует, сопротивляется движению и оказывает многообразное влияние на работу машины.

Каким же может быть это влияние? Оно может быть весьма вредным. На преодоление трения расходуется огромное количество энергии, достигающее на некоторых предприятиях миллионов киловатт-часов в год, что обходится государству в миллионы рублей.

Кроме расхода энергии на преодоление трения, последнему обычно сопутствует износ деталей, сокращающий срок службы машин и также поглощающий огромные средства.

Кроме того, трение обычно вызывает нагрев деталей, ограничивающий допустимые скорости и нагрузки и, следовательно, производительность машин и механизмов.

Усилия, которые нужно приложить для преодоления трения, отрицательно сказываются на точности приборов и регулирующих устройств.

С другой стороны, явление трения положительно использовано в машиностроении в области гашения энергии (тормоза, гасители вибраций и т. п.), а также для

механической передачи энергии (приводные ремни, фрикционные муфты, фрикционные редукторы и т. п.).

Весьма широка область применения приборов, механизмов управления и регуляторов скорости, также использующих явление трения как конструктивный фактор.

Общеизвестно использование трения в транспортной технике, охватывающей обширную область, в которую входят самоходный колесный, непрерывный промышленный, строительный транспорт и т. д.

Что же такое трение между твердыми телами и какова его природа?

Ответить на этот вопрос не так просто, потому что в практике наблюдаются самые разнообразные последствия взаимного перемещения соприкасающихся тел, зависящие от свойств самих тел, от характера их движения и, наконец, от внешних условий.

В самом деле, тела могут быть мягкими или твердыми, упругими или пластичными, с гладкой или шероховатой поверхностью и т. д. Движение их может быть быстрым или медленным, равномерным или прерывистым и т. п.

Разнообразными могут быть внешние нагрузки, свойства смазки или среды, температура и другие условия, при которых тела взаимно перемещаются.

В зависимости от всех этих условий трение твердых тел по-разному проявляет себя и поэтому долгое время не было единообразного объяснения этому явлению.

Одни исследователи объясняли трение, т. е. сопротивление перемещению одного предмета по другому, необходимостью затрачивать усилие на смятие, пластическое деформирование неровностей на трущихся поверхностях, другие — необходимостью преодолевать силы молекулярного сцепления поверхностей, третьи — расходом энергии на упругое деформирование микрообъемов поверхностного слоя.

Все эти ученые были по своему правы, потому что любая из перечисленных причин сопротивления движению входит в общее объяснение природы трения и проявляется более или менее ярко в зависимости от конкретных условий опыта.

Теперь выработалось объяснение природы трения как комплексного явления, в которое в самом общем случае входят:

пластическое деформирование микровыступов, а также накапливающееся пластическое деформирование поверхностных слоев материала трущихся поверхностей;

измельчение (диспергирование) частиц материала, отрывааемых от поверхностей в процессе взаимного перемещения;

упругое деформирование элементов трущихся поверхностей;

внутреннее трение и явления гистерезиса;

молекулярное сцепление участков поверхностей, непрерывно разрушаемое и возобновляемое при взаимном перемещении;

при смазке, полностью или частично разделяющей трущиеся поверхности, молекулярное сцепление поверхностей полностью или частично заменяется сцеплением между смазкой и твердой поверхностью, а также сопротивлением сдвигу в самой смазке.

Каждый из перечисленных процессов вызывает сопротивление движению и требует затрат механической энергии при трении. Часть этой энергии рассеивается или переходит в тепло, в результате чего повышается температура трущихся тел и окружающей среды.

Роль каждого из этих процессов в общем процессе трения возрастает или уменьшается в зависимости от свойств трущихся тел, условий движения и внешних условий трения. Например, при скольжении под нагрузкой и без смазки деталей, изготовленных из мягких пластичных материалов, склонных к схватыванию (налипанию), главную роль играют пластическая деформация и молекулярное сцепление, на которые расходуется наибольшая часть энергии.

При скольжении твердых, хрупких, шероховатых тел, кроме упругих деформаций, большая часть энергии расходуется на отрыв и измельчение частиц материала.

При быстром скольжении упругих тел с гладкими поверхностями, разделенных слоем смазки, сопротивление движению складывается из усилий, расходуемых на внутреннее трение в материале, упругие деформации и сопротивление в смазочном слое.

В соответствии с условиями смазывания трущихся поверхностей принято различать три вида трения твердых тел: с у х о е, протекающее при полном отсутствии жидкой

смазки, когда трущиеся поверхности разделяются нежидкими веществами — окислами, графитом, пленками легких металлов и т. п.;

Г р а н и ч н о е, при котором смазка покрывает трущиеся поверхности более или менее устойчивой иногда очень тонкой ($< 0,1 \text{ мк}$) пленкой, но не образует крупных участков жидкостного трения;

ж и д к о с т н о е, при котором трущиеся поверхности разделены устойчивой жидкостной пленкой, образованной по законам гидродинамики, в сужающемся зазоре между поверхностями при их взаимном перемещении.

Жидкостную пленку между поверхностями можно также создавать и поддерживать при помощи гидростатического давления, т. е. непрерывной подкачкой масла в зазор между поверхностями, применяя специальные насосные установки. В этих случаях роль смазки иногда успешно выполняет вода или даже сжатый воздух.

Разграничить жидкостное и граничное трение чрезвычайно трудно, так как весьма часто участки жидкостного трения возникают и перемещаются параллельно с существованием участков граничного трения, и применяемые иногда определения промежуточных видов трения («полусухое», «полужидкостное» и т. п.) становятся весьма условными.

Коэффициент трения. Основной характеристикой условий трения двух соприкасающихся тел является коэффициент трения f .

$$f = \frac{T}{P},$$

где T — сила сопротивления перемещению, а P — сила, сжимающая тела в перпендикулярном к поверхности трения направлении. Для различных условий трения скольжения и различных интервалов величина f изменяется в очень широких пределах — например, от 0,8 для некоторых материалов и до 0,001 для некоторых опор жидкостного трения.

Резко различаются между собой коэффициенты трения движения и коэффициенты трения покоя, так как усилие, требующееся для поддержания движения одной из трущихся деталей, обычно значительно меньше усилия,

необходимого для того, чтобы та же деталь сдвинулась с места.

Это объясняется многими причинами: во-первых, в состоянии покоя обычно ухудшены условия доступа и удержания смазки между трущимися поверхностями; во-вторых, некоторые выпуклые неровности трущихся поверхностей, деформированные во время движения, после остановки постепенно восстанавливаются («разгибаются»), и на повторную их деформацию при начале движения требуется усилие T , несколько большее, чем для поддержания их в деформированном («согнутом») состоянии.

В некоторых случаях при остановке трущихся деталей под нагрузкой не исключено срачивание, слипание отдельных участков поверхностей вследствие наличия сил молекулярного сцепления, и на разрушение этих соединений также необходимо затрачивать дополнительные усилия.

Величина f при прочих равных условиях в значительной степени зависит от скорости движения, если последняя колеблется в широких пределах.

При значительном повышении скорости скольжения тепло, выделяемое при трении, может размягчить или даже оплавить трущиеся поверхности, снижая при этом сопротивление движению и коэффициент трения. При скольжении по льду этот эффект достигается даже при незначительных скоростях движения и широко используется, например, при катании на коньках. Повышение температуры трущихся тел в общем вызывает такое же действие и приводит к снижению коэффициента трения.

Долгое время считалось, что сила трения не зависит от площади соприкосновения трущихся тел. Это условие называлось одним из основных законов трения скольжения, открытых Леонардо да Винчи и подтвержденных впоследствии Амонтоном (1699 г.) и Кулоном (1781 г.).

Однако в последнее время начали различать номинальную площадь касания, зависящую от геометрических размеров тел, и фактическую площадь касания, равную площади сжатия микронеровностей контактируемых поверхностей, изменяющуюся с нагрузкой. Коэффициент трения связан с фактической площадью касания трущихся тел и увеличивается с ее ростом.

Вторым основным законом трения считается независимость коэффициента трения от нагрузки, сжимающей трущиеся тела. Это означает, что с увеличением нагрузки прямо пропорционально возрастает и сопротивление движению.

Второй закон долгое время считался правильным для широкого диапазона нагрузок и для большинства материалов, исключая весьма малые нагрузки, при которых в силу изменения природы трения коэффициент трения обычно не пропорционален нагрузке. Однако точные опыты показывают некоторое снижение коэффициента трения с ростом удельных нагрузок и в обычных условиях.

Величина f в очень сильной степени зависит от состава и свойств материала трущихся деталей. Наименьшие сопротивления взаимному перемещению оказывают тела, материалы которых разнородны и не склонны к схватыванию поверхностей (сталь по бронзе и др.), не говоря уже о некоторых составляющих частях материала (например, графит в чугунах), которые, выделяясь в зону трения, действуют как смазочное вещество.

При длительном трении деталей (например, шейки вала и вкладыша подшипника) очень важен так называемый период приработки трущихся поверхностей. При этом происходит не только взаимная «подгонка» микрорельефа поверхностей, но выкрашиваются и удаляются жесткие элементы, мягкие элементы сминаются и расплываются по трущейся поверхности и одновременно упрочняются под влиянием нагрузки.

Большое влияние на приработку поверхностей и вообще на процесс трения оказывает окисление трущихся поверхностей, ускоряемое действием повышенной температуры, легко развивающейся как на отдельных микроучастках, так и на больших поверхностях трения.

Окислы некоторых элементов, быстро покрывающие трущиеся поверхности, действуют, с одной стороны, как смазочное вещество, изолирующее поверхности и предохраняющее их от схватывания, а, с другой стороны, предохраняют субповерхностные слои материала от дальнейшей коррозии и разрушения.

Таким образом, подбор материалов трущихся пар весьма важен и требует специального изучения.

Огромное влияние на трение твердых тел оказывает смазка трущихся поверхностей. Выше указывалось на различный характер смазки в связи с классификацией видов трения (сухое, граничное и жидкостное). Однако этим не исчерпывается роль смазки при трении твердых тел.

Смазка может полностью разделять трущиеся поверхности, заменяя трение соприкасающихся поверхностей твердых тел внутренним трением жидкой среды. Но даже в этом случае сопротивление движению может изменяться по очень сложному закону, так как под влиянием высоких давлений в зазоре между поверхностями смазка меняет свою вязкость вплоть до превращения в пластическую массу, и сопротивление сдвигу в смазочном слое возрастает во много раз.

Если смазка не разделяет полностью трущиеся поверхности (полужидкостное, или граничное трение), она все же обволакивает поверхности тонким слоем (толщиной в несколько молекул), который изменяет условия трения, предохраняя от схватывания и выравнивая давление по микрорельефу поверхностей.

При этом смазка предохраняет поверхности от прогрессирующей коррозии, а при достаточном количестве уносит или равномернее распределяет тепло, выделяющееся на наиболее напряженных участках поверхности трения.

Все рабочие смазки характеризуются тремя главными показателями:

вязкостью, т. е. удельным сопротивлением сдвигу между слоями смазки; поверхностной активностью (маслянистостью), т. е. способностью удерживаться на рабочих поверхностях; химической стабильностью, т. е. способностью длительное время сохранять свои первоначальные свойства, несмотря на воздействие температуры, давления, облучения, влажности и контакта с рабочими и другими поверхностями деталей.

Вязкость смазок может колебаться в очень широких пределах от жидкотекучих масел до смазок высокой консистенции и может изменяться во время работы под влиянием температуры, давления и других факторов.

Поверхностная активность смазок (или маслянистость) присуща некоторым смазкам органического происхождения

(например, касторовому маслу), а также некоторым специальным маслам, имеющим в своем составе жирные кислоты. Такие смазки способны удерживаться на рабочей поверхности при очень тяжелых условиях трения и высоких нагрузках, но, проникая в микротрещины, способствуют разрушению рабочих поверхностей. Кроме того, они обычно химически взаимодействуют с поверхностями деталей, особенно при повышенной температуре.

Кроме этих свойств, соответствующими присадками смазкам могут придаваться различные специальные свойства. Например, добавление серы повышает так называемые антизадирные свойства смазки, предохраняя рабочие поверхности от схватывания. Добавление глицерина предохраняет смазки от загустевания при пониженных температурах и т. д.

Особое место занимают смазочные свойства таких веществ, как графит. Способность уменьшать трение зависит в данном случае от своеобразного молекулярного строения этого материала, обладающего хорошими антифрикционными качествами в большом диапазоне скоростей и нагрузок.

Очень важным свойством графита является его способность работать при температурах до 400° без заметного изменения прочности (если применяются графитовые детали) и смазочных свойств.

Таким образом, природа трения скольжения твердых тел весьма многообразна и ее качественные и количественные характеристики зависят от множества факторов, связанных со свойствами трущихся пар и с условиями протекания процессов трения.

ТРЕНИЕ КАЧЕНИЯ

Трение качения в общем виде является еще более сложным комплексом явлений, чем трение скольжения. Процесс качения состоит в том, что поверхности соприкасающихся и взаимно перемещающихся тел непрерывно меняют участки взаимного контакта без видимого скольжения при повороте одного или обоих тел относительно постоянных или мгновенных осей. При этом процесс качения можно рассматривать в виде свободного качения одного тела по другому и в виде качения с тяговым или

тормозным моментом, приложенным к катящемуся телу и вызывающим дополнительные касательные усилия на контакте.

Формулировка «свободное качение» относится к случаям, когда на площадке контакта между телами не действуют или пренебрежимо малы силы, стремящиеся сдвинуть взаимно поверхности и вызвать скольжение. Таково, например, качение по инерции тяжелого шара по горизонтальной плоскости.

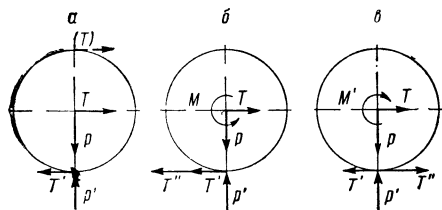


Рис. 1. Схемы распределения усилий и моментов при качении твердых тел:

a — свободное качение, *б* — качение с тормозящим моментом, *в* — качение с тягловым моментом

Рассматривая процесс качения абсолютно твердых тел более подробно, можно выделить схемы качения, показанные на рис. 1. На рис. 1, *a* показана деталь, сжатая с поверхностью другого тела нормальной силой P . В точке контакта благодаря трению может возникнуть сила T' как реакция любой внешней силы T , которая попытается сдвинуть одно тело относительно другого.

Сила сцепления на контакте зависит от коэффициента трения и как реакция силы T может достичь величины Pf , но не больше, так как если внешняя сдвигающая нагрузка на контакте будет больше, чем Pf , то сцепление нарушится и начнется скольжение.

Любая внешняя сила T , приложенная к телу на некотором расстоянии от точки контакта нормально к направлению силы P , стремится сдвинуть тело, но, встречая в точке контакта реактивную силу сцепления, образует с ней пару сил (момент), которая поворачивает тело вокруг мгновенной оси, проходящей через контакт, и

приводит к движению качения. Общая реактивная сила на контакте иногда может быть больше силы T , например, когда параллельно с последней на теле действует момент M , стремящийся повернуть тело в направлении, обратном качению. В этом случае реакция силы T , T' складывается с реакцией T'' , вызываемой моментом, но сумма этих величин и в этом случае не может превысить величины Pf , так как иначе начнется скольжение (рис. 1, б).

Скольжение может наступить и в случае, когда к телу приложен момент M' , действующий в направлении качения (рис. 1, в) и когда разность реакций T'' и T' превышает величину Pf .

Схема 1, б относится к случаю заторможенного колеса, а схема 1, в — буксующего колеса, при котором тяговая сила на ободе колеса превышает силу сцепления колеса с почвой или с рельсом.

Все рассмотренные схемы процесса качения относились к жестким телам, имеющим предельно малую площадку или точку контакта. При переходе к реальным телам следует прежде всего учитывать существование определенной контактной полосы или контактного пятна, площадь которых обычно меньше площадей соприкосновения, рассматриваемых в процессах скольжения, но которые тем не менее обладают конечными размерами и сложной формой поверхности.

Следует также напомнить о разнообразии самих процессов качения, которое в зависимости от свойств материалов и формы деталей, проявляется еще более ярко, чем в процессах трения скольжения. При обкатывании поверхностей реальных тел почти никогда не происходит «чистого качения», т. е. без взаимного проскальзывания отдельных участков поверхностей или без стремления к такому проскальзыванию. Исключение составляет взаимное обкатывание двух идеально одинаковых шаров или двух бесконечно длинных одинаковых круговых цилиндров, когда все микроперемещения на деформированных участках контактируемых поверхностей совершенно одинаковы и происходят одновременно.

Во всех остальных случаях, когда имеется хотя бы незначительное различие в форме, размерах или в свойствах материалов обкатываемых тел, на площадках контакта во время качения всегда наблюдается проскальзы-

вание отдельных участков поверхностей или стремление к проскальзыванию, упруго сдерживаемому силами трения. Хотя это звучит парадоксально, но можно сказать, что в процессах качения элементов скольжения иногда бывает больше, чем элементов чистого качения.

Так же, как и в случае трения скольжения, в процессе качения возникают пластические и упругие деформации,

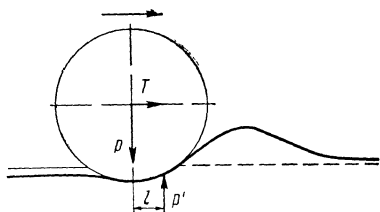


Рис. 2. Качение жесткого катка по мягкому пластическому основанию

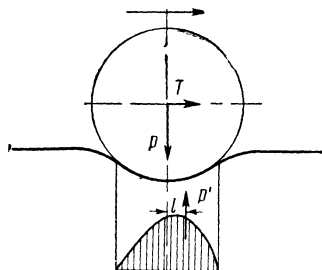


Рис. 3. Качение жесткого катка по упругому основанию

внутреннее трение материала и явления схватывания поверхностей, но из-за высоких удельных нагрузок и своеобразия движения качения каждый из этих факторов имеет более самостоятельное значение.

Рассмотрим для примера качение жесткого катка (металлического колеса) по мягкому пластическому основанию — размягченному асфальту (рис. 2).

Основная часть усилия T , поддерживающего качение, в этом случае тратится на то, чтобы пластически деформировать впереди лежащую часть асфальта. При этом очень незначительными становятся потери на трение скольжения на поверхности контакта, на разрушение молекулярных связей, возникающих на поверхности, и т. п. Равнодействующая P' реактивных сил, действующая на площадке контакта, перемещается вперед от вертикальной оси катка и образует момент сопротивления качению. Так, между прочим, долгое время объяснялось сопротивление качению для всех случаев обкатывания реальных тел.

Рассмотрим другой случай. Жесткий цилиндр катится по упругому резиновому основанию, глубоко вдавливаясь в него (рис. 3). Работа сил трения на поверхности контакта в результате проскальзывания поверхностей по расчетам оказалась слишком незначительной, чтобы полностью объяснить сопротивление качению в этом случае.

Пластическими деформациями и молекулярным сцеплением в этом случае также можно пренебречь. Площадка контакта и деформации внешне симметрична, и реактивное давление также должно как будто распределяться симметрично, не вызывая момента сопротивления качению.

Однако более глубокое исследование показало, что даже такой материал, как резина, не обладает абсолютной упругостью и после деформирования восстанавливает свою форму с некоторым запаздыванием.

Более того, работа, которая была затрачена на деформирование тела, при быстром снятии нагрузки не полностью возвращается телом, что приводит к необратимым потерям энергии. Явление это называется упругим гистерезисом.

Поэтому, когда шар или цилиндр катится, упруго деформируя впереди лежащую часть основания, то часть основания, находящаяся под задней половиной контактной площадки, при освобождении от нагрузки, не отдает полностью и своевременно усилия, затраченного на ее деформацию. В результате, реакция задней половины контактной площадки оказывается меньшей по сравнению с реакцией передней половины площадки, равнодействующая их расположена несимметрично и образует момент сопротивления качению цилиндра.

Оказалось, что для данного и ряда других случаев сопротивление качению, вызванное гистерезисом, близко совпадает с усилиями, необходимыми для поддержания процесса качения и, таким образом, является основной причиной сопротивления качению.

Следует добавить, что эффект гистерезиса в общем процессе качения быстро возрастает с повышением скорости качения. Величина этого эффекта зависит также от выбора материала с точки зрения потерь на гистерезис при упругом деформировании.

Поскольку в разобранным случае потери, связанные с гистерезисом, составили основную часть общих потерь при качении, влияние смазки поверхностей оказалось ничтожным, так как роль проскальзывания поверхностей на контакте, условия которых улучшает смазка, также оказалась относительно малой.

Третий случай качения может быть рассмотрен на примере качения точного стального шара, обладающего высокой твердостью и чистотой поверхности и катящегося с малой скоростью по плоскому основанию, изготовленному по тем же техническим условиям. В этом случае преобладают упругие деформации обоих тел, сопровождающиеся упругим понижением уровня поверхностей в районе контакта, а также упругим перемещением к центру площадки всех точек поверхности в пределах контакта и на определенном расстоянии за его пределами. При свободном качении, т. е. при отсутствии значительных касательных усилий на контактной площадке, все перемещения практически симметричны и протекают в пределах упругости. Между тем сопротивление качению существует, хотя оно и мало по сравнению с сопротивлением при скольжении. Оно возрастает непропорционально быстро с увеличением нагрузки и уменьшается при смазывании поверхностей.

С увеличением нагрузки на шар возрастает не только абсолютная величина сопротивления качению, но и коэффициент сопротивления качению, т. е. отношение силы, поддерживающей качение, к нагрузке на шар.

При качении деталей под большими нагрузками сопротивление качению и коэффициент трения уменьшаются при смазывании поверхностей. Если смазка обладает большей поверхностной активностью и лучше удерживается между поверхностями при больших нагрузках, то уменьшение коэффициента трения становится заметней.

Это обстоятельство не только связано с пластическими деформациями и внутренним трением материала, но вполне объяснимо, если на поверхностях контакта существует скольжение или молекулярные связи.

Выше мы указывали, что все точки поверхностей при качении шара по плоскости симметрично перемещаются к центру контакта. Однако вследствие разницы в кривизнах поверхностей, перемещения эти не одинаковы —

на поверхности шара они меньше, чем на плоскости. В зоне контакта, особенно у его краев, разность перемещений контактирующихся поверхностей приводит к скольжению, а в центральной части контакта, где давление велико, стремление к скольжению упруго сдерживается силами трения. Упругие микродеформации, возникающие при этом, вызывают необратимые потери энергии и, следовательно, оказывают влияние на сопротивление качению.

Таким образом, даже в простом случае — качение шара по плоскости — участвуют элементы скольжения. При обкатывании более сложных поверхностей, например, шара с желобом, где проскальзывание отдельных участков поверхностей достигает значительных величин, влияние элементов скольжения сильно возрастает, а сам характер проскальзывания очень усложняется.

На рис. 4 показана схема распределения микроперемещений на различных участках эллиптической контактной площадки, образованной при сжатии и качении шара по желобу. Эта схема подтверждена экспериментально и свидетельствует о значительной работе сил трения на контактной площадке.

Кроме уменьшения сопротивления качению, связанного с проскальзыванием поверхностей, смазка, очевидно, может влиять и на ограничение молекулярных связей, которые хорошо проявляются при качении под большой нагрузкой деталей с хорошо очищенными, обезжиренными поверхностями. В этом случае даже при очень медленном качении шара по плоскости или шара по желобу на поверхности качения появляются продукты, связанные с разрушением поверхностей, — порошок темнокоричневого цвета, являющийся окислом железа, который мог получиться как при скольжении, так и при разрушении спаек поверхности.

Рассматривая графики сопротивления качению при изменении нагрузки и степени смазанности поверхности (рис. 5), мы видим, что в этом случае при помощи смазки можно несколько сократить сопротивление качению, но не свести его к нулю или к ничтожным величинам. Часть сопротивления остается даже при самых лучших условиях смазывания и самой лучшей обработке поверхностей.

Очевидно, что и при обкатке совершенно одинаковых шаров, где полностью исключено скольжение поверхностей на контакте, эта часть сопротивления уменьшится, но не исчезнет.

Таким образом, даже в этом случае на силы сопротивления качению влияют факторы, не зависящие от смазки.

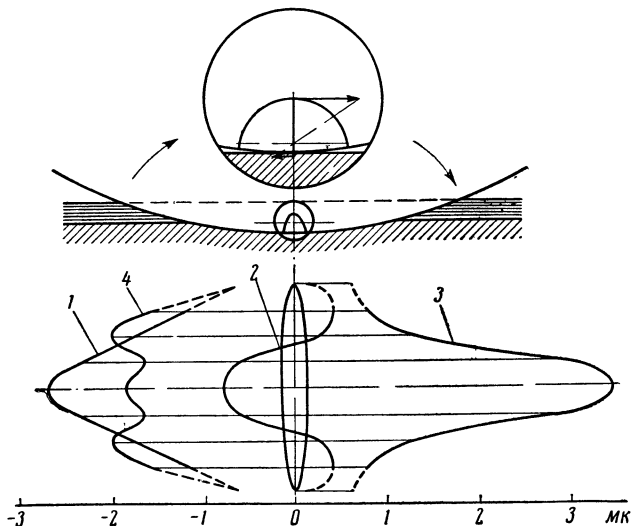


Рис. 4. Схема микроперемещений поверхности желоба в районе катящегося контакта:

1 — график распределения упругих перемещений на переднем и заднем контурах контакта при сжатии без качения; 2 — дополнительное перемещение под влиянием сил трения, возникающих при качении; 3, 4 — суммарные графики перемещений на передней и задней границах контакта при качении

Таковыми факторами могут быть только пластические деформации и эффект гистерезиса.

При качении упругих стальных деталей возможны два вида пластических деформаций: пластическое смятие микронеровностей и крайнего слоя у поверхности контакта; накапливающиеся пластические деформации в металле под поверхностью. Они обычно незаметны при высокой твердости деталей, но тем не менее существуют и проявляются

в постепенном повышении твердости поверхностных слоев металла (упрочнение). Эффект гистерезиса, связанный с несовершенной упругостью даже такого материала, как закаленная сталь, всегда сопутствует процессу качения.

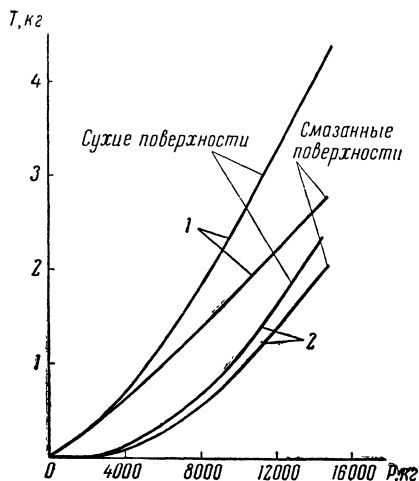


Рис. 5. Сопротивление качению при изменении нагрузок и степени смазанности

Качение стального твердого шара диаметром 8 дюймов по стальному желобу (1) и по стальной плоскости (2)

ния и проявляется тем сильнее, чем больше скорость качения.

С уменьшением нагрузки уменьшаются размеры контакта и давление на контакте, а с ними и влияния проскальзывания поверхностей, пластических и упругих деформаций и эффект гистерезиса. Зато возрастает влияние молекулярных связей и особенно влияние микрорельефа поверхности.

Поэтому в приборных шарикоподшипниках, работающих при различных скоростях качения, но при малых нагрузках, очень большое значение имеет степень чистоты поверхности деталей.

С увеличением скорости качения повышается также роль гистерезисных явлений и сопротивления смазки и среды. При достаточном количестве жидкой смазки увеличиваются потери на перемешивание и образование завихрений в смазке, но при некоторых условиях может возникнуть жидкостная пленка, разделяющая поверхности.

Остается рассмотреть еще один характерный случай качения — качение шины по поверхности дороги.

По составу факторов, влияющих на сопротивление качению, этот случай не отличается от предыдущих, но характеризуется большими деформациями резино-кордовой шины, большой площадью контакта и большими проскальзываниями или стремлением к проскальзыванию на поверхности контакта.

Следовательно, для этого случая главными источниками энергетических потерь и сопротивления качению являются скольжение на площадке контакта и упругие деформации, связанные со стремлением к проскальзыванию, а также гистерезисные явления. Они связаны с большой деформацией всей резино-кордовой конструкции шин.

С повышением скорости качения последний фактор может достигать исключительного влияния, вызывая большие искажения правильной круговой формы колеса, сопровождающиеся огромным ростом сопротивления качению. Это хорошо демонстрируется при помощи кино съемки колес самолетов, совершающих посадки с большими скоростями. При этом колеса, не успевая восстанавливать деформацию в местах контакта и подвергаясь воздействию сложной системы инерционных сил в процессе качения, превращаются из круговых в многогранные, полностью изменяя условия качения.

Рассмотренные случаи охватывают большинство вариантов свободного качения твердых тел, и в каждом из них неизменно подтверждается сложность процесса качения и участия в нем пластического и упругого деформирования материалов, явлений, связанных с несовершенными упругими свойствами материала, и молекулярных связей между поверхностями тел. При наложении на контакт дополнительных касательных усилий, вызванных заторможенностью или тяговым моментом, приложенным к катящемуся телу, природа качения не изменится, но

усиливается роль упругих и пластических деформаций крайнего поверхностного слоя, через который при помощи сил трения передается между телами сила торможения или тяги.

ВРЕДНОЕ ВЛИЯНИЕ ТРЕНИЯ И ИЗНОСА В МАШИНАХ

Движущиеся части любой машины неотделимы от подвижных опор, посредством которых деталям передается усилие вместе с направлением движения.

Например, шатунные подшипники коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания воспринимают и передают валу рабочее усилие от шатуна, допуская одновременно вращение шейки вала. Подшипники газовой или паровой турбины не передают рабочих усилий, но воспринимают на себя вес, а также инерционные и другие усилия, определяя точное положение вращающегося ротора по отношению к другим частям машины. Поэтому подвижные опоры являются важнейшими деталями машин, но вместе с тем наиболее уязвимыми с точки зрения износа и энергетических потерь на трение.

Вредное влияние трения в опорах выражается в необходимости повышать рабочие усилия для компенсации энергетических потерь, в связи с этим — упрочнять и утяжелять машину и ее привод. Выделение тепла при трении лимитирует скоростные и нагрузочные характеристики машин или вынуждает создавать специальные охлаждающие установки. В ряде случаев, — например, в точных приборах — трение в опорах непосредственно влияет на точность и качество работы приборов и обслуживаемых ими машин (гироскопы, гироскопы и др.).

Особенно вредным спутником трения является износ. Изнашивание поверхностей деталей машин сопровождается всеми процессами трения и по своей природе столь же многообразно и сложно, как процессы трения при качении или скольжении твердых тел. Износ рабочих поверхностей элементов подвижных опор (подшипников, подпятников, прямолинейных направляющих и т. п.) является основной причиной сокращения долговечности

большинства машин и причиной огромных материальных убытков в народном хозяйстве.

Достаточно указать, что только на восстановление и на замену изношенных деталей в сельском хозяйстве СССР за 1959 г. израсходовано 1 млрд. руб. Срок службы точных механизмов в большинстве случаев определяется износостойкостью опор.

Износ подвижных опор машин вызывает потерю точности сочленения деталей и их взаимного расположения. В результате нарушается точное выполнение функций инструмента, приборов и других частей машин и создаются условия для выхода их из строя.

Дополнительная свобода движения деталей, получаемая при износе опор, например, недопустимое увеличение зазора в подшипниках вращающегося ротора, может привести к возникновению чрезмерных вибраций ротора и разрушению машины. Износ опор, иногда сопровождаемый выкрашиванием рабочих поверхностей, может привести к заклиниванию продуктами изнашивания движущихся деталей и к аварии машины.

Когда мы рассматривали процессы трения твердых тел, то определяли роль пластических деформаций как одного из основных явлений, входящих в комплексный процесс трения скольжения и трения качения.

Пластические деформации материала и в этом случае являются одной из главных составляющих комплексного процесса изнашивания опор как для случая скольжения, так и для случая качения поверхностей.

Действительно, во время перемещения под нагрузкой соприкасающихся поверхностей происходит пластическое деформирование-смятие микронеровностей, отрыв и измельчение отдельных частиц материала, а также царапанье твердыми элементами материала или внешними твердыми примесями (песок, пыль и т. д.) более мягких частей рабочих поверхностей (абразивное действие).

Все это различные проявления пластической деформации материалов, приводящей к изменению размеров деталей в месте сопряжения, т. е. к износу рабочих поверхностей.

В результате повторяющейся нагрузки на определенных участках рабочей поверхности опор постепенно увеличивается пластическая деформация не только поверх-

ностного, но и более глубоких слоев металла, в результате чего материал теряет свои первоначальные свойства, «устает», в нем развиваются усталостные трещины, и он начинает выкрашиваться довольно крупными частицами, выводя опору из строя.

Этот так называемый осповидный износ, или питтинг, также является следствием пластических деформаций при процессах качения.

Молекулярные связи, возникающие между трущимися поверхностями и разрушающиеся при их взаимном перемещении, приводят к вырывам частичек поверхности и в конечном счете к изменению рабочих размеров детали, т. е. к износу.

Наконец, активное химическое взаимодействие материалов, из которых изготовлены детали опоры, а также взаимодействие со смазкой, с кислородом воздуха или с другими газовыми или жидкими средами, усиленное воздействием повышенной температуры, или влажности приводят к так называемому коррозионному износу, обычно являющемуся составной частью общего износа деталей опор.

Части машин, испытывающие большие напряжения и действия высоких температур, при прочих равных условиях сильнее подвержены действию коррозии. А так как детали опор являются одними из наиболее напряженных элементов машин и обычно значительно нагреты, то явления коррозии и коррозионного износа для них наиболее опасны, тем более что предельная величина износа для деталей опор в большинстве случаев несравнимо меньше допустимого износа для других деталей машин.

Меры борьбы с вредным влиянием трения и изнашивания в подвижных опорах машин сводятся к созданию различных конструкций подшипников или направляющих устройств, а также к применению различного рода смазочных веществ или подбору материалов с наилучшими антифрикционными и антиизносными свойствами.

ДВА ТИПА ОПОР

С точки зрения внешних признаков все подвижные опоры машинных узлов делятся на два резко различные

типа: опоры с трением скольжения и опоры с трением качения.

В первом случае рассматриваются опоры, в которых взаимно-подвижные рабочие поверхности, например, поверхности шейки вала и поверхность собственно подшипника, разделены только смазочными веществами, и работа опоры происходит при чистом скольжении рабочих поверхностей.

Во втором случае между взаимно-подвижными рабочими поверхностями опоры закладываются промежуточные тела качения — шарики или ролики — ввиду чего трение скольжения в опоре в основном заменяется трением качения со всеми присущими этому процессу особенностями.

Оба вида опор выполняются различными по размерам и конструкции и предназначаются для обеспечения самых разнообразных движений машин: вращательного, винтового, возвратно-поступательного и т. п., воспринимая и передавая при этом самые разнообразные нагрузки.

Если опора вращающегося вала или оси воспринимает только радиальные нагрузки, она называется радиальным подшипником. Если опора вала воспринимает только осевые нагрузки, она называется упорным подшипником или подпятником, в зависимости от того, в каком месте вала она установлена. Если опора вала воспринимает и радиальные и осевые нагрузки одновременно, она называется радиально-упорным или упорно-радиальным подшипником, в зависимости от того, какое усилие больше — радиальное или осевое.

Оба основных типа опор, т. е. подшипника скольжения и подшипника качения, могут в одинаковой мере разрешать все требуемые движения деталей машин и воспринимать все виды нагрузок, но с различными рабочими характеристиками, различными условиями обслуживания и различным конструктивным выполнением, касающимся не только одного узла опоры, но иногда всей машины в целом.

Разумеется, нельзя утверждать, что во всех случаях или хотя бы в большинстве случаев подшипники качения имеют преимущество над подшипниками скольжения, или наоборот. Этот или другой тип подшипника в различных случаях может по-разному удовлетворять требованиям,

связанным с общим назначением машины или данного узла и условиями эксплуатации.

В табл. 1 показаны преимущества и недостатки обычных подшипников скольжения и подшипников качения.

Как видно из табл. 1, преимущества подшипников качения перед подшипниками скольжения сводятся главным образом к значительно меньшему трению при трогании с места и при малых скоростях движения, к меньшим осевым габаритам, к большей простоте ухода и к меньшей стоимости подшипников малых и средних габаритов при массовом производстве.

Последнее, кстати, объясняется тем, что подшипники качения указанных размеров обычно изготавливаются в условиях массового производства, при котором стоимость продукции всегда резко падает, а производство подшипников скольжения пока еще в значительно меньшей степени механизировано и специализировано, и стоимость их поэтому обычно относительно высока.

Если же сравнивать самые простые подшипники скольжения, состоящие, например, из отверстия в станине и вставленного в него конца вала или оси, с соответствующими по размерам подшипниками качения, то стоимость последних окажется намного выше.

Такое же положение будет при сравнении стоимости очень крупных подшипников скольжения (для валов диаметром 500 мм и выше) с подшипниками качения соответствующих размеров, которые обычно изготавливаются небольшими партиями (мелкими сериями) и стоимость которых поэтому весьма высока.

В табл. 1 отмечено, что подшипники качения уступают подшипникам скольжения по радиальным размерам, по весу (если не учитывать вес смазочных устройств), по необходимой точности изготовления и условиям монтажа, а также по сопротивлению движению при очень высоких скоростях.

Последнее обстоятельство имеет очень большое значение, потому что многие современные машины развиваются в направлении использования преимуществ высоких скоростей движения деталей, и ограничения, возникающие со стороны опор качения, заставляют конструкторов возвращаться к опорам скольжения несмотря на большую сложность эксплуатации.

Таблица 1

| Рабочие и конструктивные характеристики | Подшипники скольжения | Подшипники качения (по сравнению с подшипниками скольжения) |
|---|--|--|
| Габариты: радиальные осевые | Малы От 0,7 до 2'диаметров вала | Выше в 2—3 раза Малы (от 0,2 и до 1-го диаметра вала) |
| Вес | Мал | Обычно выше в 1,5—2 раза |
| Сопrotивление движению: при трогании с места (стартовое) при умеренной скорости при очень высокой скорости и жидкой смазке | Высокое Умеренное Малое | Меньше в 5—10 раз Меньше в 2—4 раза Выше в 2—4 раза |
| Способность выдерживать нагрузки: неопределенного направления циклические стартовые ударные | Хорошая Хорошая Слабая Удовлетворительная | Отличная Отличная Отличная Удовлетворительная |
| Условия смазки | Сложные | Проще |
| Стоимость: малых и средних размеров крупных размеров | Умеренная Умеренная | Низкая при массовом производстве Очень высокая |
| Необходимая точность изготовления | Умеренная | Высокая или очень высокая |
| Условия монтажа | Простые | Сложные |
| Типы смазок | Масло или другие жидкости, мази, сухие смазки, воздух, газ | Масло, мази |
| Бесшумность | Хорошая | Шум зависит от качества подшипника и резонанса в узле машины |

Вообще в столь краткой табличке невозможно охватить и сравнить все стороны оценки подшипников скольжения и подшипников качения. Несомненно, например, что для машин серийного производства, не требующих особо высокой точности или быстроходности опор, какими являются электродвигатели малой и средней сложности, мелкие редукторы, насосы, вентиляторы и т. п., гораздо удобнее применять подшипники качения с закладываемой на длительный срок работы смазкой, чем монтировать подшипники скольжения, требующие обычно индивидуальной подгонки, периодической смазки и осмотра.

При износе подшипника качения достаточно заменить его новым, поскольку посадочные размеры этих подшипников строго стандартны, в то время как при износе подшипника скольжения во многих случаях нужно восстанавливать поверхность шейки вала и заменять или заливать заново антифрикционным сплавом поверхность вкладыша, тщательно подгоняя ее под нужные размеры, чтобы обеспечить необходимые рабочие зазоры в подшипнике. Только в последнее время в нашей промышленности начали применяться сменные тонкостенные вкладыши автомобильных подшипников и еще только обсуждается вопрос о массовом производстве других видов подшипников скольжения. Очень важным свойством опоры вала является ее точность и жесткость, т. е. способность обеспечивать точное расположение детали (вала, оси) относительно других деталей и удерживать это расположение при колебаниях нагрузки.

Нужно отметить, что преимущество в этом случае сохраняют подшипники скольжения, так как повышением точности изготовления и уменьшением зазоров подшипника можно достигнуть весьма высокой точности фиксации положения вала и жесткости опоры. Подшипники качения в этом случае обычно сохраняют некоторую упругую податливость даже при полном уничтожении зазора и предварительном сжатии тел качения.

Положение меняется, если опора предназначена для больших скоростей вращения вала. В целях обеспечения необходимых условий для жидкостной смазки в подшипнике скольжения приходится сохранять некоторый зазор. Но уже созданы специальные конструкции подшипников скольжения, в которых жидкостные клинья рас-

положены по окружности вала и точно фиксируют его положение (например, опоры шлифовального круга на шлифовальных станках).

Подшипники качения не только уступают подшипникам скольжения по жесткости, но даже сами способны вызвать иногда вибрации вала за счет ритмичного прокатывания тел качения через нагруженную зону подшипника.

Правда в последнее время созданы специальные роликовые подшипники для шпинделей станков, которые не только жестко фиксируют положение шпинделя, но допускают даже точное регулирование радиального зазора за счет упругого расширения внутреннего кольца, что очень важно, например, для компенсации износа опоры во время работы.

Рассмотренные примеры демонстрируют своеобразное соревнование между подшипниками скольжения и подшипниками качения за лучшее обеспечение технических требований, которые непрерывно обновляются с развитием машин. И трудно заранее предсказать, в какой области сохранит надолго свои преимущества один из двух основных типов опор.

Правда, есть условие, которое уже длительное время обеспечивается подшипниками качения более успешно, чем подшипниками скольжения. Условие это заключается в том, что опора должна сохранять более или менее постепенное сопротивление движению.

В начале главы мы упоминали, что коэффициент трения скольжения колеблется в пределах от $0,001$ до $0,8$, а условный коэффициент сопротивления качению изменяется от $0,01$ до $0,001$. В соответствии с этим и подшипники качения имеют колебания сопротивления движению в несколько раз меньше, чем подшипники скольжения, что очень важно для работы ряда машин и особенно для работы некоторых приборов.

Закljučая сравнение подшипников качения и подшипников скольжения, мы должны еще раз подчеркнуть, что выбирать тип подшипника следует чрезвычайно осмóтрительно, тщательно изучив все преимущества и недостатки, которые могут проявляться при использовании подшипника в данном узле машины, а главное — всегда иметь в виду назначение машины, которое нельзя отделять от свойств выбираемого подшипника.

Глава II

КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ИХ КЛАССИФИКАЦИЯ

РАЗВИТИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Преимущества трения качения по сравнению с трением скольжения использовались еще в древнем Египте, когда при помощи катков доставлялись из каменоломен громадные камни для постройки пирамид и памятников. Подобный способ применялся также при установке памятника Петру I в Петербурге, когда гранитная скала была доставлена в город при помощи бронзовых желобчатых направляющих и бронзовых шаров диаметром 120 мм.

Первую попытку применения собственно подшипников качения сделал в конце XV в. Леонардо да Винчи, предложив конструкцию опоры с роликами, вращающимися на неподвижных цапфах. Однако техника производства долго не позволяла достичь точности деталей, достаточной для успешной работы опор качения. Только в середине XIX в. началось сперва кустарное, а затем промышленное производство подшипников качения для различных тележек, а позднее для велосипедов и других несложных машин.

Но тогда подшипники еще не допускали высоких скоростей вращения и обладали низкой грузоподъемностью, делавшей их некомпактными, а применение — во многих случаях нерентабельным. Причиной этого являлась в основном недостаточная точность изготовления деталей. Это вызывало при малых величинах упругих деформаций в местах контактов деталей неправильное распределение нагрузки между телами качения, вследствие чего отдельные элементы подшипников перегружались и быстро выходили из строя. Материалы подшипников не имели достаточную прочность.

Лишь после первой мировой войны, когда металлообрабатывающая промышленность освоила массовое изготовление деталей шарикоподшипников с высококачественной поверхностью и точностью в пределах нескольких микронов, обеспечивающей относительно правильное распределение нагрузки между телами качения и было освоено производство высокопрочных сталей, появились точные подшипники качения, способные конкурировать со всеми другими видами опор и пригодные для работы при весьма высоких скоростях и весьма тяжелых нагрузках.

В наше время подшипники качения очень широко распространены, и область применения их весьма велика. Подшипники с шариками диаметром 8 дюймов (203 мм) успешно применяются в качестве опор поворотных башен крупнейших кораблей, грузоподъемных сооружений и т. д. Шарикоподшипники с наружным диаметром 1,0 мм и диаметром шариков 0,35 мм употребляются в часовых механизмах и приборах вместо рубиновых и агатовых камней. На валках прокатных станов успешно применяются четырехрядные конические роликоподшипники размером до 2600 мм в диаметре, а иногда и выше.

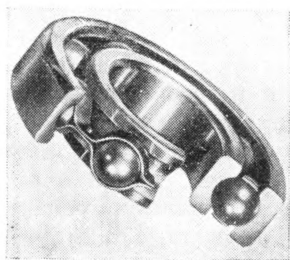
При применении шариковых подшипников на опорах шпинделей шлифовальных станков и мелких турбомашин скорость вращения достигает 180 тыс. оборотов в минуту.

Кроме большой быстроходности и грузоподъемности, современное машиностроение требует от некоторых типов подшипников ряда других качеств — малого сопротивления вращению, особо высокой точности вращения, бесшумности хода, сохранения рабочих качеств при высоких температурах, а также антимагнитных, антикоррозионных и диэлектрических свойств деталей.

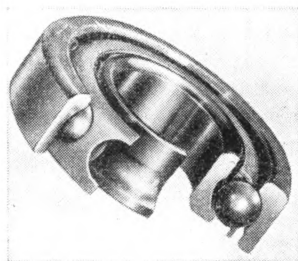
Таков диапазон и условия применения современных подшипников качения.

Конструкции подшипников качения делятся на две основные группы — шариковые и роликовые подшипники, в зависимости от геометрической формы применяемых тел качения. Каждая из этих групп делится далее на конструктивные виды.

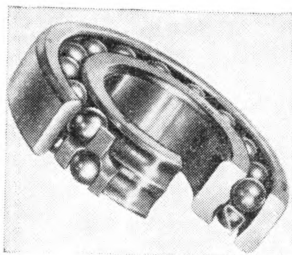
Шариковые подшипники по признаку направления главной из воспринимаемых нагрузок делятся на радиальные, радиально-упорные и упорные (рис. 6).



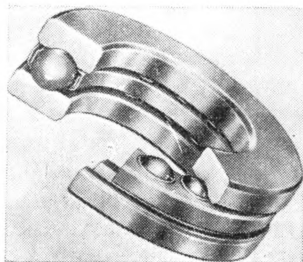
a



б



в



г

Рис. 6. Шарикоподшипники:

a — радиальный — однорядный; *б* — сферический — двухрядный;
в — радиально-упорный; *г* — упорный

По внутренней конструкции шарикоподшипники могут быть однорядными (с одним рядом шариков), двухрядными и сферическими (со сферической формой одного из желобов колец) (рис. 6, б), с трех- или четырехточечными контактами каждого шарика с кольцами.

Кроме того, имеется весьма большое количество модификаций, улучшающих различные качества конструкции шарикоподшипников. Например, подшипники с канавкой для вставления шариков имеют повышенную радиальную грузоподъемность благодаря увеличению числа шариков. При этом снижается осевая грузоподъемность, так как бортик, перерезанный канавкой, ограничивает нагрузку. Увеличение числа шариков в радиально-упорных подшипниках достигается также срезыванием одного из бортиков, обычно на наружном кольце (магнитные под-

шипники) или неполным срезыванием одного из бортиков с оставлением так называемого защелкивающегося замка (шпиндельные подшипники). Это позволяет вставить шарики в сборе с сепаратором и внутренним кольцом под некоторым давлением, при предварительном разогреве

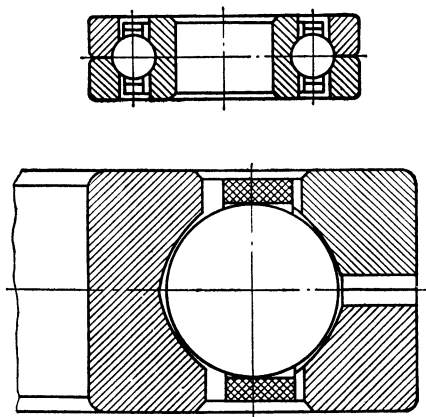


Рис. 7. Шарикоподшипник с четырехточечным контактом шаров и разъемным наружным кольцом

наружного кольца для расширения последнего. (Сепаратором называется деталь подшипника, удерживающая тела качения на определенном расстоянии друг от друга. При этом уменьшается сопротивление вращению и достигается балансировка подшипника).

Особое значение приобрели в последнее время шарикоподшипники с трех- и четырехточечным контактом (рис. 7).

Профиль желобов колец этих подшипников образован двумя дугами со смещенными центрами, благодаря чему шарик, сохраняя ограниченные размеры упругого контакта, касается кольца в двух точках.

При разрезном наружном кольце подшипник имеет регулируемый зазор, увеличенное количество шариков и, следовательно, увеличенную грузоподъемность. Благодаря специфическому расположению контактов под-

шипник имеет повышенную осевую грузоподъемность и может употребляться при достаточно больших числах оборотов для восприятия радиальных, двухсторонних осевых и комбинированных нагрузок.

Подшипники могут иметь сепаратор из стали, бронзы, дюрала, латуни, текстолита и пластифицированной древесины. В конструкциях, не требующих высокой точности, балансировки или бесшумности сепаратор может и отсутствовать.

Многие конструктивные особенности шарикоподшипников вызваны условиями крепления подшипников на валу или в корпусе данного конструктивного узла. Сюда относятся подшипники со стопорной разрезной шайбой, вставляемой в канавку на наружном кольце подшипника и удерживаемой крышкой корпуса, чем достигается осевая фиксация подшипника без зажима его по торцам.

Подшипники с зажимной конической втулкой, вставляемой во внутреннее кольцо и одеваемой на гладкий вал, весьма удобны для промежуточных опор длинных трансмиссионных валов.

Конструкции некоторых шарикоподшипников представляют собой комбинацию нескольких деталей; например, одно из колец подшипника является одновременно ободом шестеренки или частью рычага.

Иногда шариковые и роликовые подшипники имеют на кольцах фланцевые выступы с болтовым креплением непосредственно к телу блока двигателя. Существуют подшипники, у которых наружное кольцо переходит в ножку тягового крепления с внутренней нарезкой для ввинчивания штока.

Оригинальна конструкция секторного упорного подшипника (рис. 8), предназначенного для небольших перемещений по дуге со значительным радиусом.

Особый интерес представляет проблема подшипника качения с кольцами, имеющими разъем вдоль оси вала. Применением такого подшипника решился бы вопрос сборки ряда машинных узлов с очень выгодной конструкцией сопряженных с подшипниками деталей. К сожалению, несмотря на большое количество соответствующих патентов и опытных конструкций, эту проблему еще нельзя считать окончательно решенной.

Очень многообразны конструкции подшипников с маслосдерживающими, маслозащитными или пылезащитными шайбами, назначение которых указывают сами названия.

Такие шайбы изготовляют одинарными или двойными с прокладками из фетра или маслостойчивой резины и запрессовывают в специальные выточки на одном из колец с одной или с обеих сторон подшипника.

Широко применяются штампованные кожухи, надеваемые на наружное кольцо подшипника, позволяющие

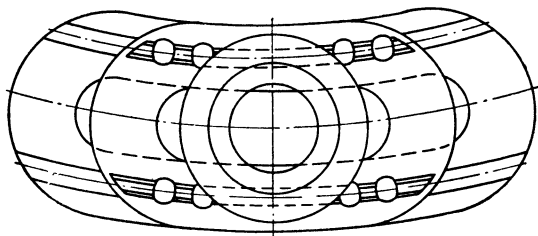


Рис. 8. Упорный секторный шарикоподшипник для небольших углов поворота

удерживать непосредственно около вращающихся внутренних деталей большой резервный объем консистентной смазки и предохраняющие от попадания в подшипник посторонних частиц. Такие кожухи даже снабжаются пробкой для дополнения смазки и промывки подшипника.

Особенно широко распространены шарикоподшипники упрощенных конструкций. Не имея ничего нового в принципе расположения внутренних элементов подшипника и восприятия нагрузки, они отличаются упрощенными способами изготовления деталей, допустимыми для них в связи с пониженными требованиями к точности и грузоподъемности.

С другой стороны, шарикоподшипники перечисленных конструктивных разновидностей выполняются по различным классам точности в зависимости от требований, которые предъявляются к конструкциям машинных узлов. Например, радиально-упорные подшипники устанавлива-

ются в различных комбинациях относительно друг друга и воспринимаемой нагрузки. Высокая точность изготовления позволяет регулировать распределение внешней нагрузки между подшипниками при последовательном их расположении и воспринимать очень большие осевые и радиальные усилия.

Такие подшипники могут правильно работать только при очень точном монтаже, так как конструкция их учитывает расширение внутреннего кольца при посадке на вал.

Изготовление подшипников повышенной точности намного труднее изготовления различных конструктивных модификаций подшипников нормальной точности, а тем более подшипников упрощенных конструкций.

Государственным стандартом принята следующая классификация подшипников (ГОСТ 520-45) по классам точности:

а) основные: Н(нормальный), П(повышенный), В(высокий), А(прецизионный), С(сверхпрецизионный);

б) промежуточные: ВП (особо повышенный), АВ (особо высокий), СА (особо прецизионный).

Классы точности определяются техническими условиями на точность изготовления деталей подшипников, а также на подшипники в сборе, контролируемые в основном по так называемым биениям поверхностей деталей при проворачивании их на центральной оправке или в собранном подшипнике. Например, допуск на точность изготовления беговой дорожки внутреннего кольца шарикоподшипника среднего размера нормальной точности составляет примерно 6 мк, за пределы которых не должны выходить овальность и эксцентricность отверстия (разностенность) кольца. Допуск на овальность шарика составляет 1 — 1,5 мк. С повышением классов точности допуски эти суживаются и для прецизионных подшипников доходят до 0,5 мк для колец и до 0,08 мк для шариков.

Роликовые подшипники по конструкции делятся на следующие основные виды: радиальные с короткими цилиндрическими роликами; с длинными цилиндрическими или витыми роликами; игольчатые (цилиндрические шарикоподшипники с очень тонкими роликами, без сепаратора); конические (однорядные, двухрядные и четырех-

рядные); упорные с коническими или цилиндрическими роликами; радиальные с бочкообразными роликами.

Иногда применяются смешанные конструкции различных типов и различных модификаций, как например: конические подшипники с цилиндрическими роликами, подшипники с отрицательной кривизной образующей роликов и положительной кривизной профиля беговых дорожек колец.

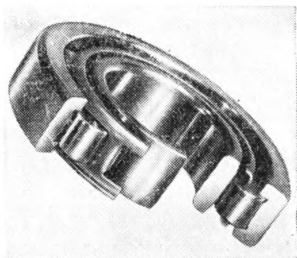


Рис. 9. Радиальный роликоподшипник с короткими цилиндрическими роликами

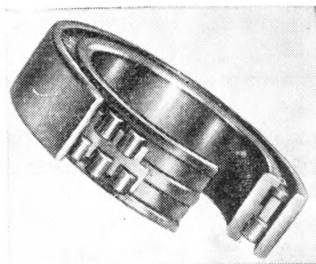


Рис. 10. Роликоподшипник с коническим отверстием внутреннего кольца для регулирования радиального зазора при посадке на вал

Радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами (рис.9), хотя и распространены меньше, чем шарикоподшипники, но занимают весьма важное место в конструкциях машин. При одинаковых габаритах с радиальными шарикоподшипниками они способны воспринимать большие нагрузки, но требуют весьма тщательного монтажа и ухода. Несмотря на то, что они изготовлены в общем с меньшей точностью, чем шарикоподшипники сравнимых типов и габаритов, они относятся к категории точных подшипников и производство их достаточно трудоемко. Роликоподшипники применяются со штампованными, точеными и сверленными или литыми массивными сепараторами из латуни, бронзы, дюраля, стали, чугуна и других материалов и имеют множество модификаций, отличающихся расположением бортиков, способами центрирования сепаратора, вставления роликов и т. п.

Некоторые типы роликоподшипников изготавливаются по весьма жестким техническим условиям и по точности сравнимы с прецизионными шарикоподшипниками.

Особый интерес представляют роликоподшипники с регулируемым радиальным зазором (рис. 10), применяемые для шпинделей быстроходных токарных и других металло-режущих станков. Зазор регулируется (так же, как у сдвоенных шарикоподшипников) упругим расширением внутреннего кольца с коническим посадочным отверстием путем натягивания его на коническую шейку шпинделя. Такая конструкция успешно обеспечивает точность вращения и быстроходность шпинделя станка.

Роликоподшипники с длинными цилиндрическими роликами весьма трудно изготавливать с высокой точностью и поэтому в узлах, где требуется высокая точность опор, их предпочитают заменять комбинацией из подшипников с короткими цилиндрическими роликами. Зато в узлах, где на опоры действует очень большая радиальная нагрузка и где не требуется точного вращения и быстроходности, роликоподшипники с длинными цилиндрическими роликами вполне оправдывают себя. Они обычно изготавливаются с тонкими, эластичными, иногда съемными или разрезными, кольцами и стальным сепаратором различной конструкции. Требования к качеству отделки рабочих поверхностей при этом относительно невысоки.

Очень удачным развитием этой конструкции является подшипник с роликами, навитыми в холодном состоянии из полосового материала с последующей термообработкой и наружным шлифованием. Такие ролики дешевы и обладают большой эластичностью, хорошо компенсирующей влияния неточности изготовления, неточности монтажа и даже износа деталей подшипника. Эти подшипники широко применяются в узлах невысокой точности и плохо защищенных от загрязнения.

Игольчатые подшипники (рис. 11) появились сравнительно недавно. Благодаря тонким длинным роликам, уложенным без сепаратора, они имеют весьма большую статическую грузоподъемность при малых габаритах и применяются обычно в тяжело нагруженных узлах с качательным или медленным вращательным движением. Однако при достаточной точности изготовления они пригодны и для быстроходных узлов. Сопротивление вращению

у этих подшипников велико и температурный режим неблагоприятен.

Конические роликоподшипники по распространению занимают первое место после шариковых подшипников. Они изготавливаются размерами по внутреннему посадочному диаметру от 20 до 1500 мм и весом до 2 т. Внутрен-

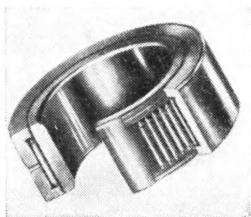


Рис. 11. Игольчатый подшипник

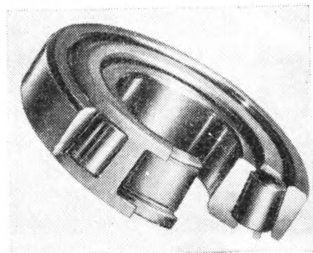


Рис. 12. Роликоподшипник с коническими роликами

няя конструкция конических роликоподшипников (рис. 12) в общем однообразна, и конструктивные различия сводятся к изменениям размеров и конусности роликов (изменяемой одновременно с изменением конусности беговых дорожек), количества рядов роликоподшипников и некоторым изменениям в конструкции торцевого упора роликов.

В подавляющем большинстве случаев сепаратор конических роликоподшипников изготавливается штампованным из толстого стального листа.

Условия кинематики конического роликоподшипника таковы, что при неточном изготовлении движение деталей происходит с большим процентом скольжения. Это приводит к повышению сопротивления вращению, повышению износа и сравнительно высокой температуре. Однако высокая грузоподъемность, способность воспринимать одновременно радиальные и осевые нагрузки, а также удобство монтажа и обслуживания подшипника (осмотр, регулировка зазоров, смазка), а также надежность (неаварийность) подшипника заставляют мириться с указанными выше недостатками. Конические роликоподшипники

нормальной точности очень широко применяются в транспортном и энергетическом машиностроении. При этом некоторые конструкции конических роликоподшипников выполнены с заведомым частичным скольжением деталей при работе. Например, имеются конструкции, у которых конусность роликов и беговых дорожек колец не имеет общего полюса, чем обычно обеспечивается правильное обкатывание конических поверхностей. Имеются даже случаи применения цилиндрических роликов в конических роликоподшипниках. Во всех этих случаях конический роликоподшипник работает как подшипник смешанного трения, с чем приходится мириться, учитывая выгоды технологического порядка или целесообразность отдельных конструкций узла. Применение роликов с криволинейной образующей позволяет также резко поднять допустимые нагрузки на подшипниках в связи с более правильным распределением контактных напряжений и повысить быстроходность подшипников.

Удобства монтажа, обслуживания и регулировки конических роликоподшипников делают желательным применение их даже в прецизионном станкостроении, но при этом естественно необходимо изготавливать подшипники с высокой точностью. Производство прецизионных конических подшипников, однако, еще более сложно и трудоемко, чем производство прецизионных шарикоподшипников, и требует высокой технической культуры.

Упорные подшипники с коническими или цилиндрическими роликами являются как бы предельной конструктивной формой конического роликоподшипника, отличаясь от него способностью к восприятиям только осевых нагрузок. В упорных подшипниках с коническими роликами чаще, чем в нормальном коническом подшипнике, допускается комбинированное трение деталей. В упорных подшипниках с цилиндрическими роликами это наблюдается всегда.

Упорные роликоподшипники обычно изготавливаются размером от 150 до 1000 мм по диаметру и применяются при небольшой скорости вращения и весьма высоких осевых нагрузках. Сравнительно немного конструкций упорных роликоподшипников изготавливается с высокой точностью. Распространение этой конструктивной группы подшипников в общем невелико.

Роликоподшипники двухрядные с бочкообразными роликами (рис. 13) принадлежат к категории точных и весьма трудоемких в производстве подшипников. Рабочая поверхность наружного кольца так же, как и в шариковых сферических подшипниках представляет собой часть

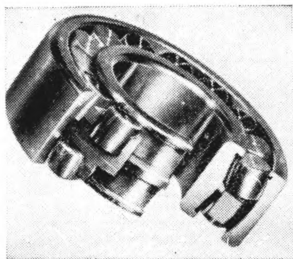


Рис. 13. Радиальный сферический роликоподшипник с бочкообразными роликами

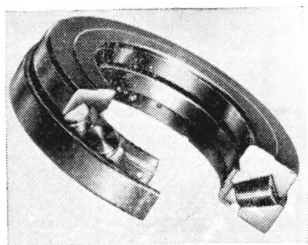


Рис. 14. Упорный сферический роликоподшипник с бочкообразными роликами

сферы. С ней соприкасаются несимметричные бочкообразные ролики, расположенные обычно в 2 ряда и реже — в один ряд. Внутреннее кольцо двухрядного подшипника имеет две наклонные к его оси криволинейные беговые дорожки и бортики сложной конфигурации, обеспечивающие торцевой упор и направление движения роликов. Ввиду технологических затруднений средний бортик иногда изготавливается отдельно, в виде «плавающего» кольца. Массивный латунный сепаратор имеет также довольно сложную конфигурацию.

Подшипники с бочкообразными роликами изготавливаются размером по внутреннему диаметру от 30 мм до 300—400 мм. Отдельные конструкции имеют размер до 1000 мм по внутреннему диаметру и около 1800 мм по наружному диаметру. Эти подшипники, так же как и сферические шариковые, прекрасно самоустанавливаются, не боясь перекоса вала и корпуса, и благодаря большому по площади и многочисленным рабочим контактам между роликами и кольцами при высокой точности изготовления обладают весьма большой грузоподъемностью при относительно высокой быстроходности.

Подшипники с бочкообразными роликами успешно применяются в самых ответственных узлах машин (тяжелые редукторы, ходовые части железнодорожного подвижного состава, валки прокатных станов). Вариант упорного роликоподшипника с бочкообразными роликами для буровых установок показан на рис. 14.

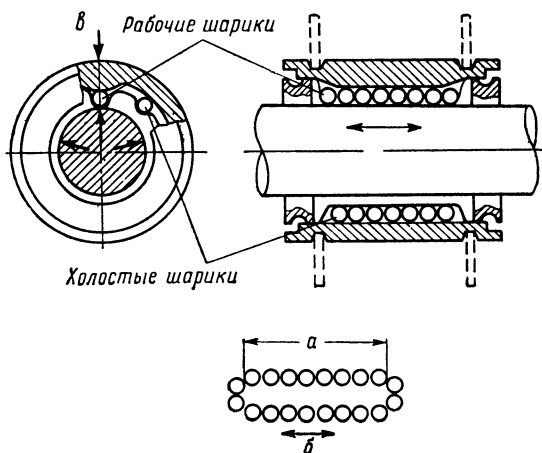


Рис. 15. Шариковая направляющая опора для прямолинейного движения штанги

Опоры качения для прямолинейного и винтового движения начали применяться в машиностроении после того, как техника шлифования позволила обрабатывать твердые поверхности сложной конфигурации.

На рис. 15 показан разрез прямолинейной направляющей на шариковых элементах качения, в которой несколько групп шариков совершает циркулирующее движение. Во время поступательного движения круглой штанги часть каждой группы шариков, зажатая между поверхностью штанги и наружной обоймой, совершает рабочее движение, катясь в направлении движения штанги.

Однако каждый шарик, дойдя до конца подшипника, заворачивает при помощи соответствующих направляющих в обратном направлении и свободно катится назад, так как благодаря соответствующей выточке в наружной

обойме он оказывается не зажатым. Такие опоры выпускаются для нагрузки до 2 т при небольшой скорости движения.

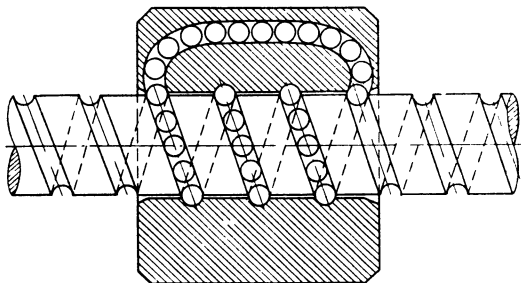


Рис. 16. Шариковое винтовое соединение деталей

Довольно широко распространены прямолинейные шаровые направляющие в конструкциях крупных продольно-строгальных и продольно-фрезерных станков, в ис-

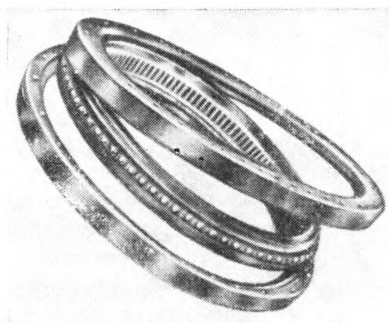


Рис. 17. Упорно-радиальный шарикоподшипник для поворотных частей кранов и экскаваторов

пытательных машинах и в других случаях, когда необходимы точность и легкость продольного движения и возможна точная обработка деталей направляющих.

Винтовые шариковые направляющие (рис. 16) успешно применяются в грузовых винтовых устройствах в

связи с малым и сравнительно постоянным сопротивлением вращению, а также в элементах автоматических устройств, где применением предварительного натяга можно добиться высокой точности движений элементов машины. В этом случае опору можно совместить с приводом поворота вала или гайки, так как при помощи

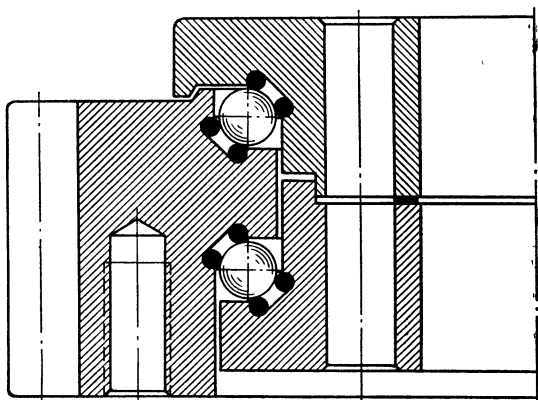


Рис. 18. Подшипник с проволочными дорожками качения

набора шариков, помещенных в трубки, достигается точная передача движений при самых сложных путях «шаропровода» и без применения жидкостей и связанных с ними неудобств. «Толкая» цепочку шариков, можно поворачивать винт или гайку с достаточной степенью точности.

Возможности шаровых опор для крупных сооружений показаны на рис. 17, где изображен подшипник для поворотной части крана диаметром 4 м, снабженный зубчатым элементом на внутреннем кольце для привода и отверстиями для крепления болтов в обоих кольцах.

Подшипник способен воспринимать нагрузки до 500 т и опрокидывающие моменты до 760 тонно-метров.

Другой способ применения опор качения для крупных узлов машин без дорогостоящих термообработки и точного шлифования крупных деталей заключается в использовании так называемых проволочных подшипни-

ков. В этом случае все массивные детали выполняются из незакаленной стали (рис. 18), а дорожками качения для шаров или роликов служат закаленные и точно обработанные провололочные или ленточные кольца, закладываемые в специальные выточки, сделанные в незакаленных массивных деталях. Стоимость таких подшипников значительно ниже по сравнению со стоимостью обычных конструкций.

КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ ПО ЭКСПЛУАТАЦИОННОМУ НАЗНАЧЕНИЮ

Поскольку каждый подшипник является частью определенного узла машины, срок его службы зависит от условий работы и общих требований, предъявляемых к узлу или машине в целом.

Многообразие условий работы подшипника не позволяет создать единую методику определения срока службы подшипника и его выбраковки для всех случаев применения.

Однако на основании наблюдений за поведением подшипников в работе в различных узлах машины можно классифицировать признаки, по которым подшипники выбраковываются в эксплуатации.

Внешними признаками, по которым определяется конец рабочего периода любого подшипника, обычно являются чрезмерная потеря точности или плавности вращения или же повышение сопротивления вращению. В предельном случае торможение подшипника переходит в так называемое заклинивание.

Недопустимо также повышение сверх установленного предела шумности и температуры подшипника.

Однако эти внешние показатели качества работы подшипника в свою очередь зависят от ряда изменений в состоянии деталей подшипника, являющихся основными причинами выхода подшипника из строя. Например, потеря точности или плавности вращения подшипника может быть следствием истирания рабочих поверхностей деталей, но может появиться также вследствие усталостного выкрашивания на кольцах или шариках.

Повышение шумности может быть вызвано усталостным выкрашиванием, а также неравномерным смятием

рабочих поверхностей. Сопротивление вращению также может увеличиваться вследствие различных причин.

Таким образом, перечисленные выше выбраковочные признаки можно назвать как бы производными от основных причин, какими являются четыре основных вида разрушений деталей подшипников качения.

Принятые методы расчета подшипников по общеизвестным формулам долговечности и грузоподъемности предусматривают проверку подшипников только по признаку усталостного выкрашивания и отчасти по признаку местного смятия рабочих поверхностей.

В связи с расширением возможностей использования подшипников качения нужно все время учитывать, что подшипники, являясь частью определенного механизма, резко отличаются между собой по назначению в соответствии с различием эксплуатационных условий. Поэтому в отличие от обычно принятой классификации подшипников по конструктивным признакам можно разделить подшипники на типичные группы по условиям их применения, имеющим решающее влияние на характер износа и разрушение внутренних элементов подшипника.

Естественно, что в одних случаях заданные условия работы будут неотрывны от определенной конструктивной формы подшипника, в других — конструкция будет только вторичным признаком в данной типичной группе.

Классификация подшипников по условиям применения и фактическому назначению представлена в табл. 2, где указаны типичные группы подшипников, общая характеристика их работы и основные требования, которые предъявляются к подшипнику (фактическое назначение подшипника).

Типичные группы различаются между собой по абсолютной величине допустимых значений температуры, сопротивления вращению, запаса прочности и т. п.

Кроме того, под расчетом на прочность в данном случае подразумевается расчет на статическую контактную грузоподъемность, или расчет общей прочности деталей, или то и другое вместе.

В таблице вышущены указания на конструкцию подшипников, ибо по мере совершенствования подшипников становятся возможными самые неожиданные конструктивные комбинации, и потому связь между типичной

Таблица 2

| Типичная группа подшипников | Общая характеристика и условия работы | Основные требования |
|--|---|--|
| Агрегатные (подшипники электромашин и станков, точных трансмиссий и т. п.) | Средняя точность, средние габариты, работа при средних и малых скоростях, средних нагрузках, обедненной смазке и посредственном монтаже | Сохранение легкости вращения, умеренная потеря точности, умеренный температурный режим |
| Моторные (подшипники авиационных двигателей и сходных по условиям работы машинных узлов) | Точные, средние и крупные габариты, разнообразные конструкции со сложным режимом работы, высокими нагрузками, средними и высокими скоростями, высокой температурой, при хорошей смазке, качественном монтаже, малом засорении и т. д. | Повышенная прочность, сохранение точности, допустимой температуры и легкости вращения в течение короткого срока работы |
| Шпиндельные (подшипники шпинделей токарных и шлифовальных станков, высокооборотных турбомашин и пр.) | Весьма точные, средние и мелкие габариты с ровными ограниченными внешними нагрузками в широком диапазоне скоростей (включая весьма высокие скорости вращения), с хорошей смазкой и качественным монтажом | Сохранение высокой точности и легкости вращения в течение длительного срока работы. Сохранение умеренной температуры |
| Приборные | Весьма точные, малые габариты, работа при весьма малых нагрузках, широком диапазоне скоростей, хорошей смазке и точном монтаже. Возможны большие колебания внешней температуры. | Сохранение точности и особой легкости вращения при движении или при весьма высокой скорости вращения |
| Ходовые или грузовые (подшипники в ходовых частях автомашин, с.-х. машин, танков, ж.-д. состава, прокатных валков и т. п.) | Средняя и малая точность, средние и крупные габариты, работа при ударной и меняющейся нагрузках, малых и средних скоростях, плохой смазке, сильной загрязненности, некачественном монтаже | Повышенная прочность, сопротивление чрезмерному абразивному износу, сохранение умеренного сопротивления вращению |

Таблица 2 (окончание)

| Типичная группа подшипников | Общая характеристика и условия работы | Основные требования |
|---|--|---|
| Подшипники рольгангов, блоков, неточных трансмиссий, неточных рычажных систем и т. п. | Малая точность, средние и малые габариты, работа на малых скоростях, вращательно-качательных движениях, при различных нагрузках, плохой смазке и т. д. | Сохранение умения сопротивляться вращению |

конструкцией подшипника и областью его применения значительно слабее, чем это принято считать.

Естественно, что приведенная классификация подшипников не дает исчерпывающей точности определений и не исключает возможности существования подшипников промежуточного типа. Не охвачены также уникальные виды подшипников, технические условия которых должны разрабатываться в каждом отдельном случае. Но такая классификация позволяет правильно сформулировать требования к подшипнику, смонтированному в определенном конструктивном узле, и облегчает составление технических условий, поскольку подшипники в каждой типичной группе обычно имеют близкие классы точности и ряд сходных технологических признаков.

Кроме того, эта классификация дает четкие направления для работ по совершенствованию подшипников, что непосредственно связано с вопросом специализации подшипниковых предприятий и технологических процессов производства подшипниковых сталей.

Глава III

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПРОИЗВОДСТВА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫЕ ПРОЦЕССЫ

Технология производства подшипников складывается из самостоятельных процессов изготовления колец, шариков или роликов, сепаратора и сборки их. Одной из главных технологических задач является обеспечение точности подшипника. Обеспечение точности начинается с заготовительных операций и обязательно для всех этапов технологического процесса. Если ковкая заготовка неточна по форме и размерам, то на последующих токарных операциях трудно получить точное изделие.

Если на шлифование после токарной и термической обработки поступает неточная заготовка, то из нее трудно изготовить высокоточное шлифованное изделие, поскольку окружная неравномерность съёмов приводит к неравномерной деформации даже самых жестких шпинделей станка и вызывает как бы копирование неточностей, созданных при предыдущих операциях, правда, в ослабленном виде. Для избежания этого приходится снижать режимы обработки, что экономически совершенно нерентабельно.

Производство колец. Основные и наиболее трудоемкие детали подшипника — кольца — делятся на следующие группы в зависимости от способа изготовления заготовки: кованные или штампованные в горячем состоянии с последующей раскаткой; точеные из прутка или трубы; литые с последующей раскаткой; штампованные в холодном состоянии; сварные с последующей объемной штамповкой; прокатанные методом непрерывной прокатки.

Первые два способа длительное время применяются на всех подшипниковых заводах. В подавляющем

большинстве случаев горячекованные и точеные кольца изготавливаются из стали ШХ-15 с содержанием около 1% углерода и 1,5% хрома, выплавленной в электрических или мартеновских печах и поставляемых на подшипниковые заводы в виде круглых прутков (неотожженных и отожженных) или толстостенных труб.

Деление на группы кованных и точеных колец зависит от их размера. Начиная примерно от диаметра 40 мм кольца обычно изготавливаются из прутков горячекатаной неотожженной стали путем горячей штамповки на горизонтально-ковочных машинах в специальных штампах, обеспечивающих повышенную точность поковки.

Большие кольца, примерно от 200 мм по внутреннему диаметру, иногда изготавливаются свободной ковкой под молотом. Неудобные для штамповки на машинах плоские кольца упорных подшипников обычно также куются из заготовок в штампах под молотами.

Для получения более точных размеров ковальной заготовки и уменьшения припусков на токарную обработку, а также при исправлении бракованных поволоков, применяется дополнительная горячая калибровка колец на мощных прессах.

Широко применяется горячая раскатка колец, придающая последним размеры и форму, близкие к окончательным. После горячей раскатки требуется съем на токарных станках минимальной стружки перед окончательным шлифованием, естественно с промежуточными процессами термообработки. Схема раскатки кольца показана на рис. 19.

Узость диапазона рациональных ковочных температур для подшипниковой стали ШХ-15 (950—1050° С) требует строгого соблюдения режима нагрева,ковки и охлаждения поволоков. Перегрев металла при ковке приводит к снижению прочности металла и считается недопустимым пороком. То же получается и при слишком медленном охлаждении поволоков.

Вследствие высокой твердости, приобретаемой поволоками при охлаждении на воздухе, они мало пригодны для непосредственной токарной обработки и требуют специального отжига. Отжиг поволоков на подшипниковых заводах производится обычно в электропечах с автоматическим регулированием температуры и приводит структуру

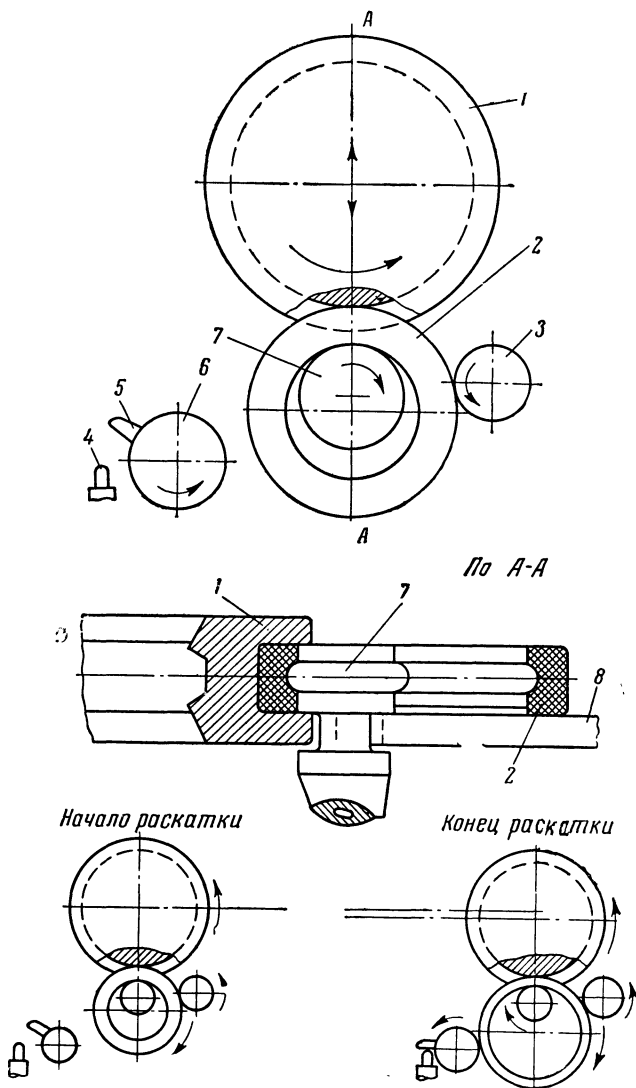


Рис. 19. Схема устройства для горячей раскатки колец:

1 — подвижной нажимной бандаж (валок); 2 — раскатываемое изделие
 3 — упорный (направляющий) ролик; 4 — клапан; 5 — отключатель; 6 — фиксирующий ролик; 7 — центральный раскаточный валок; 8 — опорная планка

металла поковок в состояние, наиболее выгодное для токарной обработки.

Токарная обработка колец из кованных отожженных поковок производится на мощных токарных автоматах и полуавтоматах разнообразных конструкций, причем снимаемый припуск достигает даже для средних размеров колец 2 мм на сторону.

При изготовлении из прутка холодноотянутой (калиброванной) отожженной стали кольца вытачиваются на токарных автоматах. При соответствующей конструкции токарных автоматов практикуется выточка из прутка сразу двух колец — наружного из внешней части прутка и внутреннего — из средней части прутка (рис. 20). На многошпиндельных автоматах возможна одновременная обточка нескольких комплектов колец.

При производстве кованных колец отход металла до токарной обработки включительно составляет 15—20%. При выточке колец из прутков отход металла достигает 30—50%. Выточка из прутка одновременно двух колец — наружного и внутреннего — экономит до 30% металла.

Производство колец из труб значительно усложняет изготовление заготовок на металлургических заводах и требует специального мощного токарного оборудования, но зато отличается высокой производительностью и экономичностью на подшипниковых заводах.

Научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности и 1-м ГПЗ разработан метод изготовления крупных заготовок колец при помощи центробежного литья из стали ШХ-15СГ. После отливки заготовки во вращающуюся изложницу внутренняя загрязненная часть кольца удаляется посредством прошивного штампа, а заготовка подвергается горячей профильной раскатке. При этом производится обжатие литого металла, повышающее его качество, и обеспечиваются размеры и форма заготовки, близкие к окончательным размерам изделия. Так как эти операции следуют одна за другой, можно ограничиваться незначительным подогревом, сохраняя тепло заготовок, получаемое при предыдущей операции. Качество подшипников с наружными кольцами, изготовленными этим методом, не уступает качеству обычных подшипников.

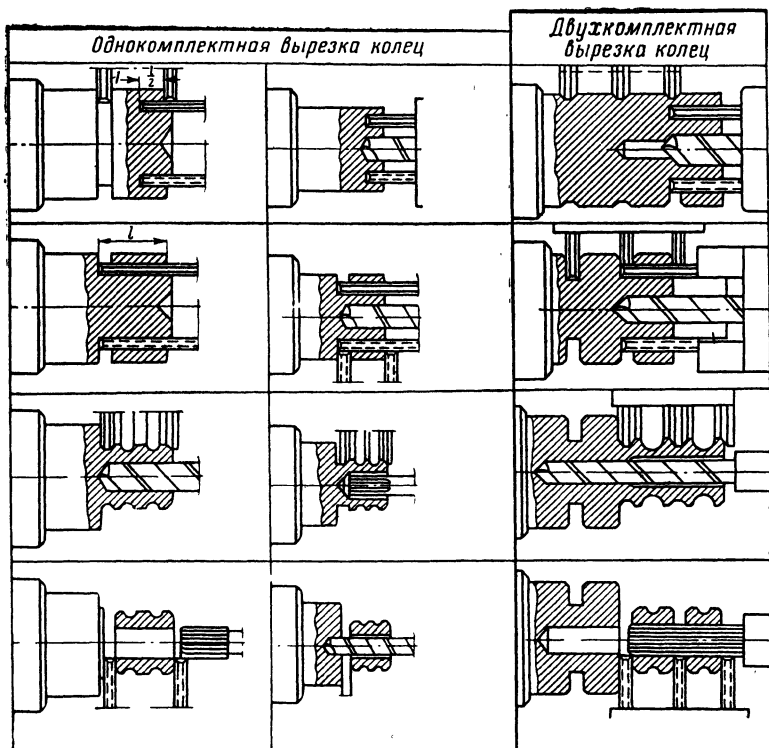


Рис. 20. Схема одновременной выточки двух или четырех колец из круглого прутка на токарном многшпindleльном автомате⁴

Центробежное литье заготовок пока применяется как вспомогательный технологический процесс, использующий отходы и брак основного производства, но может быть очень рентабельным в государственном масштабе при организации специальных заводов, выпускающих заготовки этим методом.

Весьма прогрессивным процессом изготовления колец подшипников из малоуглеродистых сталей (например, 18ХГТ) является холодная объемная штамповка некоторых типов колец, например конических, из

полосы или разрезанной трубной заготовки. Точность штамповки можно довести до такой степени, что токарная обработка сведется к снятию фасок и заусениц. Правда, в этом случае приходится принимать особые меры против коробления колец и появления окалины во время термических операций (закалка колец в штампах, применение защитной атмосферы при нагреве), но возможность получения штампованных заготовок с малыми припусками непосредственно под шлифовку окупает эти трудности.

Некоторые отечественные заводы уже длительное время применяют подобные методы.

Еще более рентабельным становится процесс холодной штамповки, если заготовка под штамповку получается методом гибки листа или полосы и автоматической сварки концов полосы встык последующей рихтовкой кольцевой или трубной заготовки.

Метод этот детально разработан, а качество подшипников испытано Научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности, но этот метод еще медленно внедряется несмотря на то, что он гарантирует при изготовлении некоторых типов колец до 20% экономии металла.

Очень большие перспективы по производительности имеет метод непрерывного поперечного профильного проката колец из горячекатаных прутков ШХ-15 на специальных прокатных станах (рис. 24). При этом способе прутки металла подвергаются индукционному нагреву и непрерывно подаются вдоль профильных обжимных барабанов с одновременной калибровкой отверстия. В результате из стана льется непрерывный поток вполне сформированных конечных заготовок, требующих незначительной токарной обработки.

Этот разрабатываемый НИИМЕТМАШем метод, по-видимому, не будет иметь соперников по производительности среди других видов заготовительных операций.

Наиболее прогрессивная технология изготовления деталей подшипников характеризуется сокращенным циклом, и в этом свете сокращение, а может быть, и ликвидация токарной обработки была бы крайне желательна.

К сожалению, технологии заготовительных операций не позволяют еще получать заготовку, годную непосредственно под шлифовальные операции, и токарная

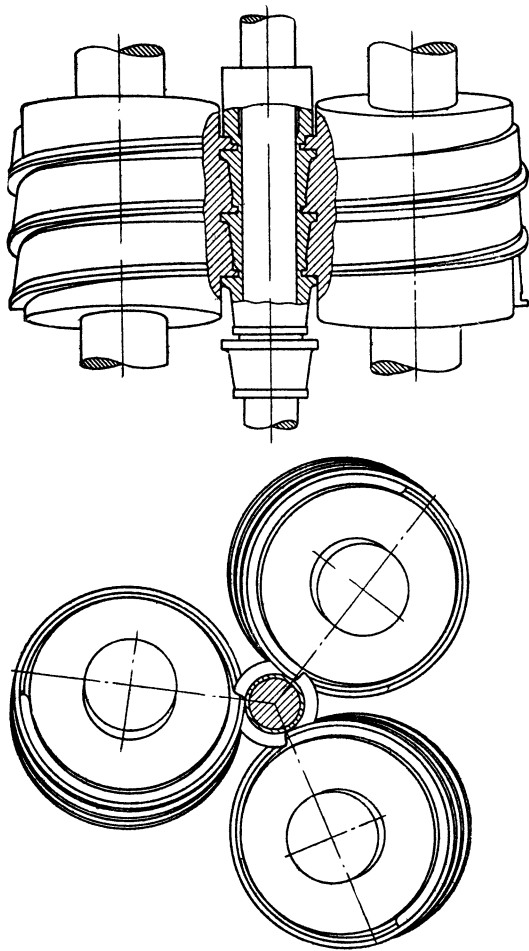


Рис. 21. Стан непрерывной профильной прокатки заготовок колец из прутка
(вместо горячей штамповки) ←

обработка, очевидно, еще долго будет участвовать в технологическом процессе.

Однако профильная раскатка, холодная штамповка и непрерывный прокат могут обеспечивать настолько высокую точность заготовок, что токарная обработка во многих случаях может свестись только к доделочным операциям — снятию фасок, заусенцев, формированию желобов и т. п.

При сокращении припусков на токарную обработку весьма перспективным становится применение на автоматах алмазных резцов, практически мало изнашивающихся и позволяющих подолгу сохранять наладку станка без смены инструмента.

Не исключено применение токарной обработки после термической, так как твердосплавный инструмент допускает обработку материалов с высокой твердостью при достаточной мощности и жесткости станков.

Этот вариант технологического маршрута оправдывается тем, что закалку колец выгодно производить непосредственно после раскатки или горячей калибровки с использованием получаемого при этих операциях тепла.

При обычном технологическом маршруте после токарной обработки кольца поступают на закалку и отпуск, причем наиболее рациональным для закалки колец оборудованием считаются электрические механизированные закалочные агрегаты, обеспечивающие при помощи конвейерной подачи непрерывным потоком нагрев, закалку, отпуск и промывку колец.

Закалка колец производится при температуре 775—860° в масле с температурой 40—50°. Отпуск колец производится в масле при температуре 150° в течение 2—4 часов.

Описанный способ выгоден и надежен в смысле качества закалки только при массовом производстве однородных по размерам колец. Применение малых партий колец при неполной или периодической загрузке конвейера печи приводит к неуставившемуся тепловому режиму агрегата, вызывает неоднородную закалку деталей и большой процент брака, не говоря уже о неэкономичности расхода электроэнергии, воды для охлаждения масляных ванн и т. д.

Удачным оказалось применение для закалки мелких колец муфельной автоматической электропечи с вращаю-

щимся муфелем, применявшейся ранее для закалки шариков и роликов. Особенно большие кольца закаливаются в индивидуальном порядке на специальных агрегатах.

После закалки и отпуска кольца поступают на шлифование, являющееся самой трудоемкой операцией изготовления колец.

Шлифовальные операции колец для подшипников нормальной точности выполняются обычно в такой последовательности: поочередное плоское шлифование торцовых сторон кольца на плоскошлифовальных автоматизированных станках; затем шлифование наружной поверхности на бесцентрово-шлифовальных станках. После этого наружные кольца отделяются по технологическому потоку от внутренних колец и поступают непосредственно на шлифование беговой дорожки (желоба) на специализированные станки с качающейся несущей изделие головкой (для колец с криволинейным профилем желоба) или на внутришлифовальные станки (для колец с прямолинейным профилем беговой дорожки).

Наличие бортиков вынуждает в этом случае применять при шлифовании метод врезания, перемещая камень только в радиальном направлении. Такой способ требует тщательной и довольно частой заправки камня и вообще мало производителен.

Внутренние кольца подшипников после бесцентрового шлифования по наружной окружности (по бортикам) поступают на шлифование внутреннего (посадочного) отверстия, производимое на полуавтоматических внутришлифовальных станках, причем при установке кольца его базируют по торцу, зажимают в патроне или свободно направляют по наружной шлифованной поверхности. Это обеспечивает перпендикулярность оси отверстия к торцу кольца и концентричность отверстия (с меньшей точностью) по отношению к наружной поверхности кольца.

После шлифования отверстия внутренние кольца поступают на шлифование беговой дорожки (желоба) также на специализированных станках. При шлифовании желоба кольца снова базируются по торцу и направляются по внутреннему отверстию, чем обеспечивается с определенной точностью параллельность желоба торцу кольца и перпендикулярность его диаметрального сечения к оси отверстия кольца.

Шлифование беговых дорожек требует большой тщательности в соблюдении режимов, так как тепловыделение при этом приводит к изменению структурного состояния металла вблизи рабочей поверхности и сильно влияет на качество подшипника. Кроме того, излишне большая подача камня при шлифовании создает грубую поверхность, не выравниваемую полированием и также понижающую качество подшипника. С другой стороны, увеличение скорости подачи камня выгодно с точки зрения производительности.

После шлифования беговых дорожек кольца роликовых подшипников проходят на специализированных станках шлифование бортиков, если они имеются в конструкции.

Кольца шариковых и точных роликовых подшипников проходят полирование беговой дорожки на обычных полировальных станках при скорости вращения от 3000 до 8000 об/мин. Полирование производится при помощи наждачного полотна мелких номеров (от 120 до 200), покрываемого специальной пастой, до получения заданного качества поверхности.

Успешно применяется гидрополирование колец при помощи струи жидкости, в которой взвешен мельчайший абразивный порошок, а также электрополирование в гальванических ваннах, при котором растворяются микровыступы обрабатываемой поверхности.

Оба эти способа улучшают микрогеометрию поверхности, но не исправляют крупной волнистости поверхностей.

Неточности, получаемые при шлифовальных операциях, как-то: непараллельность торцов, неперпендикулярность оси отверстия к торцу, эксцентricность отверстия по отношению к желобу, неперпендикулярность диаметрального сечения желоба к оси отверстия, овальность поверхностей и другие в собранном подшипнике приводят к колебаниям (биениям) поверхности одного кольца при проворачивании второго и по существу определяют собой точность подшипника.

Поэтому для прецизионных и сверхпрецизионных подшипников описанная технология шлифования заменяется более сложной. Например, для внутренних колец точных подшипников после первых трех операций (шлифова-

ние торцов, бесцентровое шлифование наружной поверхности и предварительное шлифование отверстия) производят доводку отверстия и вторично возвращаются к шлифованию торцов, причем в этом случае базирование кольца производится непосредственно по отверстию, что обеспечивает соблюдение перпендикулярности торца к поверхности отверстия с высокой степенью точности.

На той же базе окончательно шлифуется наружная поверхность кольца. Второй торец подшипника также окончательно шлифуется с базированием по первому исправленному торцу. Только после проведения всех этих операций кольца поступают на шлифование беговых дорожек. Естественно, что при этом соответственно ужесточаются допуски на овальность и конусность поверхностей, волнистость поверхности беговых дорожек и качество отделки поверхности.

К числу новых и эффективных методов шлифования деталей точных подшипников можно отнести, например, метод многостороннего шлифования колец с одной установки (рис. 22), разработанный инженером Н. М. Федосеевым. Он заключается в том, что станок снабжается несколькими шлифовальными шпинделями, несущими абразивные круги, которые по очереди подходят к обрабатываемому кольцу и шлифуют посадочную поверхность, беговые дорожки и один из торцов без остановки вращения изделия и, следовательно, без нарушения условий его базирования.

Одним из способов базирования в этом случае является приклейка изделия специальным клеем к планшайбе шпинделя.

Подобный способ совмещенной обработки посадочных и рабочих поверхностей обеспечивает достижение весьма высокой точности колец.

Например, разностенность небольшого кольца в этом случае может быть уменьшена до долей микрона. В других случаях для обеспечения минимальной разностенности колец применяют плавающую масляную посадку обрабатываемого кольца в жесткий патрон, причем во время шлифования внутреннего диаметра кольцо медленно проворачивается в патроне от усилий шлифования, как бы плавая на слое масла.

Для образования очень мелких желобов точных подшипников иногда применяют способ накатки желоба комплектом шариков повышенного размера.

Очень большие перспективы в смысле обеспечения высокой производительности и точности изделий имеет скоростное шлифование с окружными скоростями круга

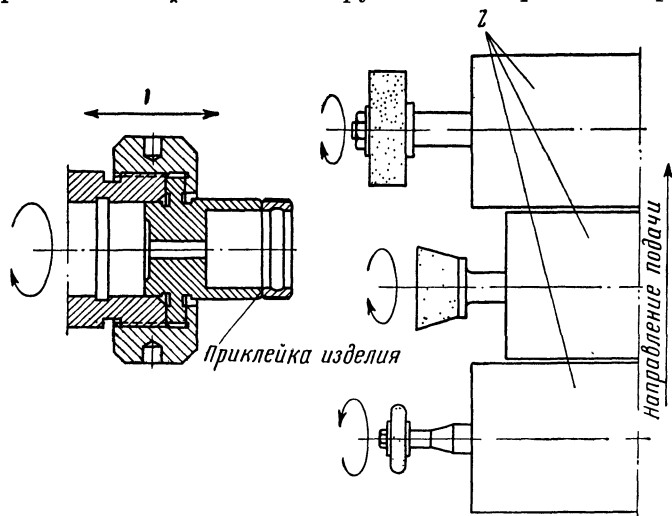


Рис. 22. Схема станка для многосторонней шлифовки колец при постоянной установке обрабатываемого кольца:

- 1 — головка шпинделя изделия с возвратно-поступательным движением;
2 — шпиндели шлифовальных кругов

свыше 50 м/сек, но внедрение ее зависит от качества абразивов, пока не позволяющего применять такие скорости.

Для особо точных подшипников иногда применяется способ окончательного шлифования наружных (посадочных) поверхностей на собранном подшипнике при вращении обрабатываемого кольца с обычной скоростью шлифуемого изделия и медленном проворачивании второго (например внутреннего) кольца на центральной оправке. При этом принимаются особые меры, чтобы продукты шлифования не попали внутрь подшипника. Такими способами «биения» поверхностей подшипника при его вращении могут быть сведены до долей микрона.

Так как качество шлифования оказывает решающее влияние на долговечность подшипников, работающих под нагрузкой, а полирование по своей природе не может полностью исправить дефектов шлифования, в ряде случаев в качестве доводочной операции применяют так называемый суперфиниш (сверхдоводку), при котором камень (брусок) совершает возвратно-поступательные движения, прижимаясь с небольшим усилием к обрабатываемой поверхности, а изделие вращается в это время с небольшой скоростью. Производительность этого способа невелика, но качество поверхности получается вполне удовлетворительное, а главное — сохраняется нормальное структурное состояние металла вблизи рабочих поверхностей.

Для получения особо точных посадочных отверстий колец, а также для обработки цилиндрических беговых дорожек иногда употребляют хонинг-процесс.

Так как большинство роликовых подшипников выходит из строя по разрушению краев беговых дорожек и роликов, вследствие перекосов колец в работе и появления концентрации напряжений, в последние годы начали изготавливать кольца и ролики с небольшой выпуклостью в средней части беговой дорожки (около 0,01 мм). Достигается это перекосом осей абразивного круга и кольца при шлифовании.

Интересно проследить, как распределяются по трудоемкости отдельные операции изготовления колец. Оценку трудоемкости отдельных операций можно сделать на примере обработки внутреннего кольца (кованой группы) конического подшипника 7518.

| Операция | % общей себестоимости |
|------------------------------|-----------------------|
| Горячая штамповка | 9,6 |
| Отжиг | 3,1 |
| Токарная обработка | 16,5 |
| Закалка | 3,4 |
| Шлифование | 23,5 |
| Стоимость металла | 43,9 |

Из приведенных данных видно, что наиболее трудоемки операции шлифования даже для таких подшипников,

как конические. Для точных подшипников стоимость шлифовальных операций возрастает в несколько раз. Следующими по трудоемкости являются операции токарной обработки. Стоимость металла, учтенная без отходов, также составляет очень значительную часть себестоимости кольца. Велики потери от брака, особенно на шлифовальных операциях.

Как указывалось выше, кроме приведенных способов изготовления колец, применяется способ холодной штамповки колец из листового материала без дальнейших механических операций.

Так изготавливаются кольца упрощенных подшипников из стали марки 1010-1020, иногда с последующей цементацией или цианированием, а также тонкие эластичные кольца для подшипников с витыми или длинными цилиндрическими роликами. Последнего вида кольца обычно изготавливают из стали типа 65-Г и подвергают термообработке. Штампованные кольца иногда шлифуются по беговым дорожкам, но чаще их только калибруют в холодном состоянии. Естественно, что грузоподъемность и износостойчивость этих колец несравненно меньше, чем у колец, изготовленных из подшипниковой стали нормальным процессом, но зато стоимость их составляет от 30 до 50% стоимости нормальных колец, если сравнивать примерно одинаковые габариты.

Прецизионная холодная штамповка колец применяется при изготовлении миниатюрных подшипников — от 1 до 7 мм по наружному диаметру. Внутреннего кольца в подшипнике нет, так как шарики катятся непосредственно по поверхности конической игловидной оси и удерживаются в наружном кольце при помощи заштампованной шайбы. Такие кольца не шлифуются, а только зачищаются после термообработки.

Производство шариков является, пожалуй, наиболее специфическим во всем процессе изготовления подшипников качения.

Принято считать (и это предусмотрено ГОСТом), что для шариков следует применять сталь с пониженным содержанием хрома.

Однако продолжительные исследования показали, что особой разницы в долговечности подшипников с шариками из указанных марок стали и с шариками из стали

ШХ-15 не наблюдается и что последнюю можно с успехом применять для всех рабочих деталей подшипников.

Шарики штампуют на горизонтальных автоматических прессах из бунтового или пруткового материала, причем до 14 мм их штампуют в холодном состоянии, а свыше 14 мм — в горячем состоянии с последующим отжигом. После штамповки шарики имеют выпуклый пояс, соответствующий месту сочленения полусферических матриц («сатурново кольцо») и значительный припуск по всей поверхности, достигающий у мелких шариков 20% от радиуса.

В последние годы ВНИИМЕТМАШем и заводами подшипниковой промышленности разработан и внедрен метод непрерывной прокатки шаров.

Нагреваемые индукционным методом, прутки металла направляются в прокатный стан вдоль трех профильных валков, которые, обжимая движущийся пруток, превращают его в непрерывную цепочку шаров, связанных тонкими перемычками. На выходе из валков перемычки обламываются, и шары льются струей из стана.

Производительность стана крайне высока — примерно в 6—8 раз выше штамповочного пресса крупного размера, но микроструктура шаров, особенно у выхода волокон (у полюсов), менее благоприятна с точки зрения контактной прочности металла и требует точной наладки стана.

«Пуповины», «Сатурново кольцо» и значительная часть припуска снимаются в незакаленном виде многократной прокаткой шаров между опиловочными стальными дисками на станках различных конструкций. Диски, имеющие насечку или накатку подобно напильникам, обдирают шарики и одновременно придают им довольно правильную сферическую форму.

Чтобы вывести следы опиловки, шарики помещают во вращающиеся барабаны с водой и абразивным ломом. Этой обработкой, кроме выравнивания поверхности, достигается также некоторый дополнительный съем припуска, что используется иногда для разгрузки станочного оборудования на предыдущих и последующих операциях.

С целью ускорения объема припуска во время абразивной обработки иногда практикуют добавление в барабаны азотной кислоты, переходя, таким образом, к абразивно-кислотной обработке.

После абразивной обработки шарики поступают на специализированные шлифовальные станки для придания им более точной сферической формы и однородности либо непосредственно на закалку. Закалка шариков производится в специальных муфельных печах поточного типа с охлаждением в содовом растворе (для крупных размеров) или в масле и с последующим отпуском в масляных ваннах. После закалки шарики вновь возвращаются на шлифование.

Принцип работы специализированных шлифовальных станков состоит в том, что шарики непрерывным потоком многократно прокатываются между чугунным и абразивным дисками, сдавливаемыми довольно большим усилием (до 8 тонн). Охлаждение и промывка дисков во время шлифования производятся водно-содовым раствором или керосином. Изменяя давление на диски, можно регулировать интенсивность съема или достигать заданной точности размеров и формы шариков.

После шлифования шарики поступают на полирование во вращающиеся барабаны с водным раствором венской извести и в деревянные барабаны с обрезками кожи. После цикла контрольных операций (визуальный контроль качества поверхности под рассеянным светом, или при помощи фотоэлемента, проверка овальности и поверхностных неровностей, выборочный контроль на раздвигание) шарики сортируются по группам с заданным допуском на однородность (0,5; 1; 1,5 мк) и направляются на сборку.

Производство роликов, изготавливаемых обычно из стали ШХ-15, ведется в начальной стадии двумя способами: токарной вырезкой роликов из пруткового материала и их штамповкой (холодной или горячей) на горизонтальных автоматических прессах.

После штамповки (или токарной обработки) ролики закаляются (крупные — в содовом растворе, мелкие — в масле) и шлифуются. Конические и особенно бочкообразные ролики требуют при шлифовании специальных приспособлений. Точные ролики подвергаются полированию и реже — лапингованию. Точность изготовления роликов в среднем ниже, чем точность шариков, но для специальных подшипников изготавливаются весьма точ-

ные короткие ролики с незначительной (до 0,01 мм) выпуклостью в средней части образующей.

Процесс производства витых роликов, изготавливаемых из стали ШХ-10, состоит в навивании ролика из полосы определенного профиля на специальных станках (слипперах). Сперва навиваются спирали отрезками по 3—4 м, которые режутся на ролики заданной длины. После обточки фасок ролики проходят закалку (условная твердость витого пружинящего ролика, измеренная по цилиндрической поверхности, выдерживается порядка 42—45 R_c) и шлифуются на бесцентровых станках. Витые ролики очень дешевы, эластичны, но пригодны только для неточных подшипников.

Процессы изготовления штампованных и массивных сепараторов резко различаются между собой. Штампованные сепараторы всех конструкций (змеевиковые — для шариковых радиальных подшипников, лепестковые — для шариковых сферических подшипников, Z-образные и коробчатые для радиально-упорных и упорных подшипников и др.) штампуются из листовой или полосовой стали марки 1010 или латуни в 3 или 4 операции на вертикальных эксцентриковых прессах. При штамповке сепараторов особенностью является относительно высокая точность изделия и связанная с ней очень высокая точность штампов. Штампованные сепараторы имеют достаточно совершенную и дешевую конструкцию для подшипников пониженной и средней точности, но заклепочные соединения частей сепараторов в некоторых конструкциях очень трудно осуществить в производстве, особенно при малых размерах подшипников.

Поэтому понятны многочисленные попытки замены заклепок различными захватами и замками, а также точечной электросваркой.

Последний способ, несмотря на свою очевидную рентабельность, еще не освоен и в производство не внедрен главным образом из-за загрязнения подшипника металлическими брызгами во время сварки.

Массивные (латунные, дюралевые, из графитизированной стали и т. п.) сепараторы производились до последнего времени вытачиванием и фрезерованием из труб или прутков. При этом много (до 70%) цветного металла отходило в стружку. Сепараторы обрабатывались с

заданной точностью и протравливались для уничтожения заусенцев и острых кромок.

На ряде заводов освоено литье сепараторов под давлением, рентабельность которого в данном случае бесспорна.

Сепараторы из текстолита прессуются в окончательном виде или в виде кольцеобразных заготовок обычным для этого материала процессом.

Сборка, завершающая технологический процесс изготовления подшипников, делится на следующие основные операции: предварительная сортировка колец по отклонениям размеров беговых дорожек от номинала; комплектование колец и шариков (или роликов) для сборки; окончательная сортировка колец непосредственно перед сборкой; подборка деталей подшипника (предварительная сборка, обычно с неполным комплектом шариков для удобства оперирования); цикл контроля подобранных (предварительно собранных) подшипников; окончательная сборка (вставка последних шариков, сборка разъемного сепаратора, сборка подшипника под замок и т. п.).

Первые операции вызваны тем, что несмотря на высокую точность самих деталей (колец, шариков) по овальности, соосности поверхностей и т. д., а также малую величину конструктивных радиальных зазоров (люфтов), лежащих, например, для среднегабаритных шарикоподшипников в пределах 0,005—0,02 мм, практические размеры колец по диаметрам беговых дорожек выполняются с отклонением от номинала соответствующим производственному допуску, до $\pm 0,3$ мм. Поэтому для сборки подшипников с заданным зазором необходимо предварительно сортировать кольца на группы через каждые 0,01—0,02 мм и, комплектуя группы наружных и внутренних колец с наличными размерами шариков, готовить их таким образом к сборке.

Во время сборки кольца снова сортируются на группы, но теперь уже через каждые 1 или 2 мк (для шарикоподшипников). В связи с тем, что размеры зазоров в подшипнике соизмеримы с допусками на точность изготовления деталей, весьма трудно заранее установить точные размеры комплектующихся деталей и для точных подшипников на ряде заводов приходится прибегать к практиче-

скому навыку квалифицированного рабочего, на ощупь определяющего качество сборки подшипника с заданным зазором. Вместе с этим опыт работы цеха автомата на 1-м ГПЗ и ряда конструкций сборочных автоматов показал возможность полной автоматизации даже таких трудных операций.

Сепараторы удерживаются в подшипнике самими шариками, с которыми они конструктивно связаны (замком или заклепочным соединением двух половинок, охватывающих шарик и т. п.).

Сборка роликовых подшипников, в большинстве своем менее точных, чем шариковые, значительно упрощается вследствие относительно больших зазоров и менее точной сортировки деталей.

После сборки подшипники проходят цикл окончательного контроля, промываются, смазываются в горячей смазке и упаковываются.

АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Проблема автоматизации подшипникового производства, как эффективного средства достижения высокой производительности труда и высокого качества подшипников, уже давно привлекала внимание работников техники и науки.

Однако своеобразные условия этой отрасли производства создавали трудности на пути к автоматизации. Во-первых, понятие «массовость» в применении к подшипниковому производству долгое время оставалось обманчивым. При огромном разнообразии конструкций и размеров подшипников и при очень высокой производительности специализированного оборудования подшипниковых заводов сравнительно немного типо-размеров подшипников планировалось к выпуску в количествах, достаточных для постоянной загрузки станочных линий и отдельных высокопроизводительных станков.

Оборудование поэтому должно было часто переналаживаться с одного изделия на другое. Естественно, что этим создавались условия, отличные, например, от автомобильного производства, где станочные линии и отдельные станки более постоянно загружены одними и теми же

операциями на одних и тех же деталях. К настоящему времени в связи с ростом количественного выпуска подшипников это затруднение смягчается, и до 1965 г. более половины выпуска подшипников будет переведено на автоматические линии.

Вторым обстоятельством, затрудняющим автоматизацию производства подшипников, являются очень высокие требования к точности размеров подшипников, качеству обработки поверхностей и качеству материала.

Выполнить эти условия можно только при очень высоком постоянстве и надежности технологических процессов и при очень высокой постоянной точности оборудования.

Обеспечение надежности и точной работы станков становится особенно важным и трудным при соединении станков в автоматически работающую поточную линию, где разладка одного механизма отражается на ходе всего технологического процесса.

Следует иметь в виду также, что на подшипниковых заводах сохранилось самое разнообразное оборудование, применяемое для одних и тех же операций и что автоматизация отдельных операций на базе такого оборудования — весьма сложная задача.

Тем не менее на подшипниковых заводах и в конструкторских бюро Советского Союза проводится очень большая и успешная работа по автоматизации производства подшипников и впервые в мире создан цех-автомат по производству шариковых и конических роликовых подшипников, успешно функционирующий в составе 1-го Государственного подшипникового завода.

Цех-автомат американской фирмы Тимкен построен на три года позднее, с учетом опыта Советского Союза.

Автоматизация технологических процессов подшипникового производства внедряется в двух направлениях: автоматизация отдельных операций с созданием новых или модернизацией имеющихся станков; создание автоматических линий и цехов-автоматов на базе совершенно нового оборудования.

В подшипниковой промышленности уже длительное время применяются различные модели автоматического и полуавтоматического оборудования. Таковы, например, горизонтально высадочные автоматические прессы

для штамповки шариков, роликов, заклепок и распорок, комбинированные закально-отпускные агрегаты, токарные одношпиндельные и многошпиндельные полуавтоматы, прутковые автоматы и, наконец, шлифовальные полуавтоматы различных типов.

Однако огромное количество операций, в том числе очень трудоемких, продолжало оставаться не автоматизированными, и только в последние годы широко развернулась модернизация существующего оборудования с целью превращения неавтоматических станков и станков-полуавтоматов в полные автоматы, а также с целью полной автоматизации трудоемких ручных операций.

Среди важных работ в этой области можно отметить создание манипулятора к горизонтально-ковочной машине на 1-м ГПЗ. Как известно, подноска тяжелых прутков к нагревательной печи, а затем к ковочной машине, укладка и перекладка прутков в штампах машины являются очень утомительными операциями.

Манипулятор устроен так, что пруток механизированно подводится со стеллажа на подвижной стол манипулятора, конец прутка нагревается под ковку индуктором, пруток автоматически подается в машину, а по мере его укорочения — к заднему его концу приваривается новый пруток.

Заслуживает внимания полуавтоматический агрегат (линия) для горячей раскатки колец (рис. 23) на 1-м ГПЗ. Агрегат состоит из полуавтоматического индуктора 1 для нагрева колец, подающего желоба, по которому нагретые кольца поступают на раскатку, полуавтоматической раскаточной машины 2 и контрольно-счетного автомата 3.

Многочисленные конструкции автоматических устройств созданы на подшипниковых заводах для подачи металла (обычно полосового) к механическим прессам, штампующим сепараторы, кольца, а также производящим калибровку и клеймение деталей.

Доделочные операции, обычно необходимые после выхода колец со станков-автоматов (снятие фасок, углубление желоба и др.), долго оставались неавтоматизированными и были весьма трудоемки, поэтому на всех заводах прилагаются энергичные усилия для их автоматизации.

Большая работа проведена по превращению токарных полуавтоматов в полные автоматы путем пристройки к ним так называемых автооператоров. На рис. 24 показан принцип действия автооператора к многошпиндельным токарным полуавтоматам конструкции инженера Булгакова. Эта конструкция нашла широкое применение на многих отечественных и зарубежных подшипниковых заводах.

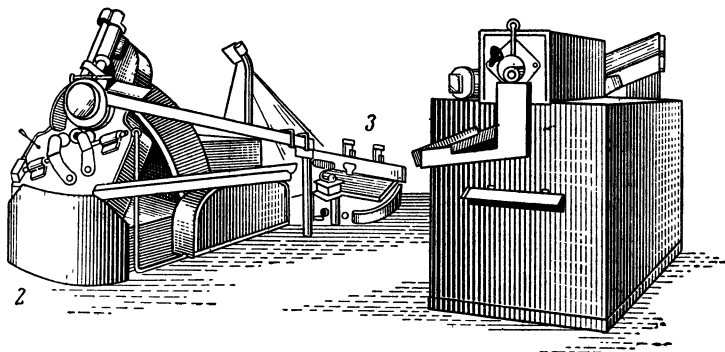


Рис. 23. Полуавтоматическая линия для горячей раскатки колец

Норма обслуживания одношпиндельных токарных станков с автооператорами в 2—4 раза выше, чем без них, а производительность при этом увеличивается до 300%.

При автоматизации термических операций наметилась явная тенденция заменить нагрев деталей в электропечах сопротивления высокочастотным индукционным нагревом, обеспечивающим отсутствие окалины (ввиду быстроты нагрева), и высокую производительность. Это обстоятельство использовано в автоматической линии для термообработки колец карданных подшипников, пущенной в эксплуатацию в 1957 г. на 1-м ГПЗ.

В области автоматизации отдельных шлифовальных операций ведутся работы по превращению неавтоматических шлифовальных станков в полные автоматы путем создания автоматических загрузочных устройств к специализированным шлифовальным станкам и следящей электромеханической подачи, обеспечивающей автоматический цикл шлифования.

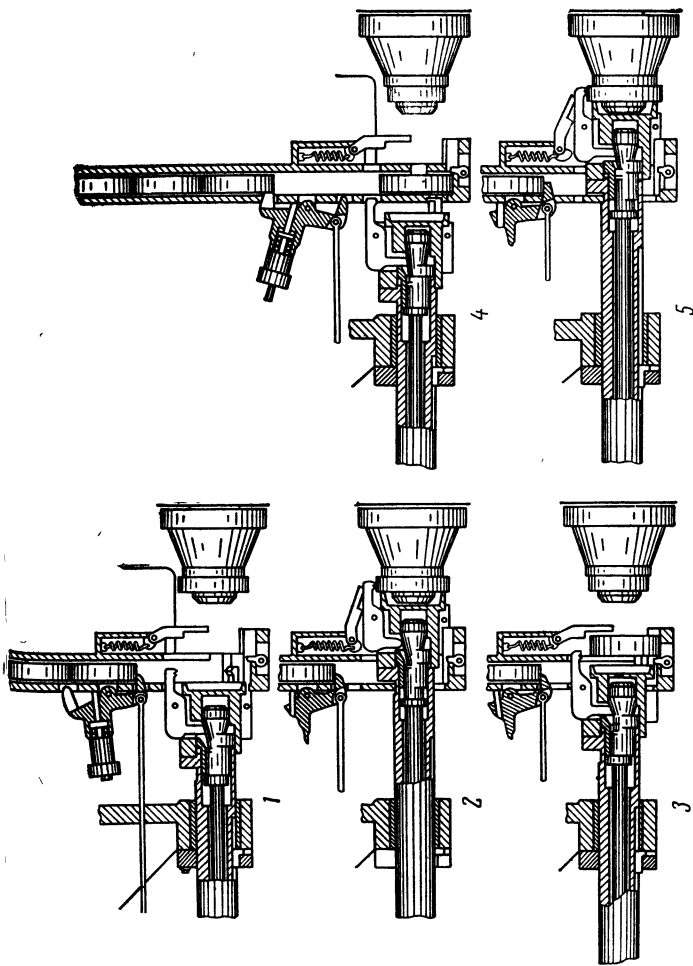


Рис. 24. Схема работы автооператора конструкции Булгакова к многошпиндельным токарным полуавтоматам. Цикл работы:

1 — исходное положение после поворота шпиндельного барабана станка; 2 — снятие обработанного кольца с патрона станка; 3 — опускание обработанного кольца в приемный желоб; 4 — отход скалки в исходное положение и подача очередной заготовки; 5 — надевание заготовки на патрон, отход скалки и поворот шпиндельного барабана

Применяются автоматические загрузочные устройства с пневмосасывателем для торцешлифовального станка, обрабатывающего цилиндрические ролики, автоматические загрузочные вибрационные устройства для штучной подачи к станкам деталей различной формы и размеров и др.

Весьма важна автоматизация измерения деталей подшипников непосредственно как в процессе обработки, так и для выявления брака и сортировки деталей перед сборкой.

К числу первых относятся контактные измерительные приборы конструкции Часовникова и Мазина, установленные на внутришлифовальных станках и позволяющие контролировать внутренние размеры изделия в процессе шлифования с точностью до 1 мк. Схема действия одного из таких приборов (П-53М) показана на рис. 25.

Много конструкций контрольно-сортировочных автоматов создано для сортировки шаров, а также цилиндрических и конических роликов, для контроля горячекатаных колец, для контроля колебаний колец собранных подшипников при вращении одного из колец и даже для контроля качества поверхности шариков при помощи фотоэлемента.

Большое поле деятельности для автоматизации представляет область сборочных операций в производстве подшипников качения. Процессы подборки деталей с заданными зазорами, вставление мелких заклепок в сепараторы, клепка, промывка, смазка и упаковка подшипников весьма кропотливы и трудоемки. Поэтому на всех подшипниковых заводах и в конструкторских бюро прилагается немало усилий, чтобы автоматизировать эти операции.

В результате создано большое количество автоматов для вставления заклепок в сепараторы, для вставления и разгонки шариков в подшипники, для горячей осадки заклепок в массивных сепараторах роликовых подшипников, для очистки и смазки подшипников и их деталей, а также для упаковки собранных и смазанных подшипников. К числу последних работ можно отнести создание автомата для полной сборки подшипников конструкции Першикова и комбайна для сборки карданных подшипников конструкции Погодаева и Механек.

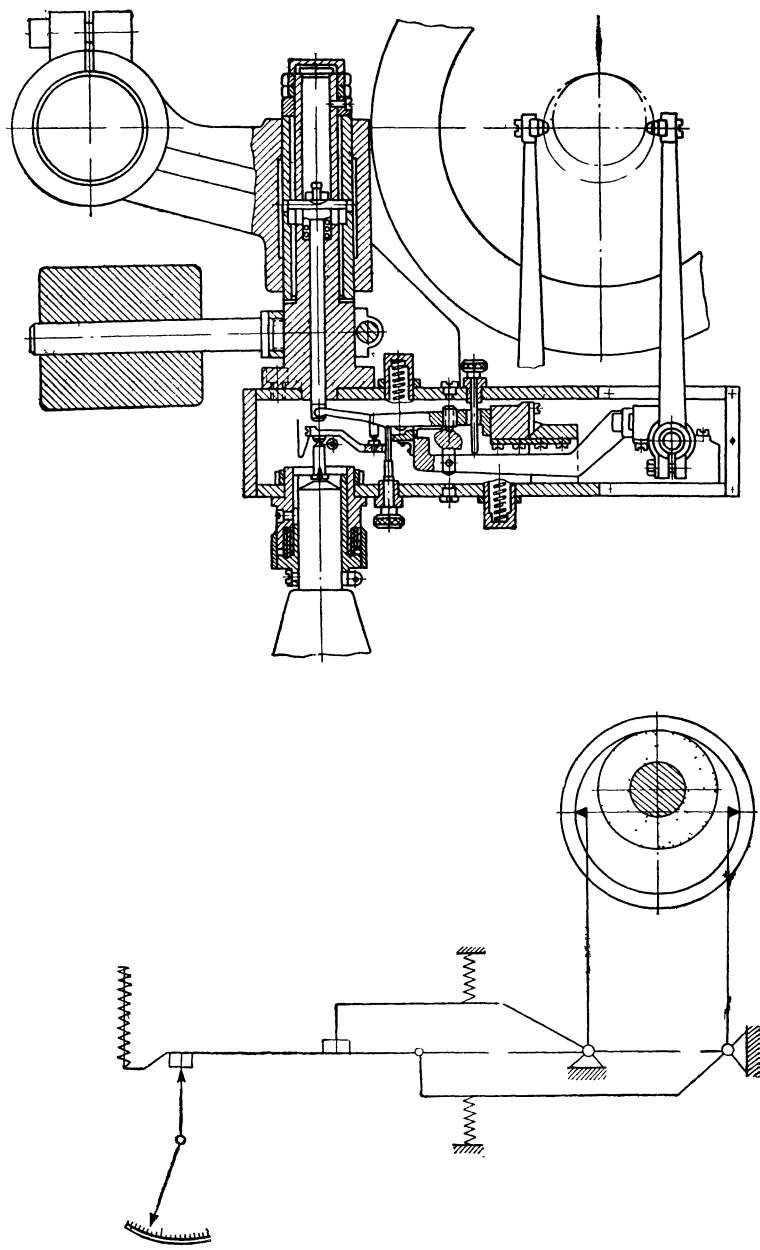


Рис. 25. Схема действия и разрез прибора для автоматического измерения размера обрабатываемого отверстия в процессе шлифования

Как указывалось выше, вторым направлением работ по автоматизации подшипникового производства является создание автоматических линий, цехов, а в дальнейшем и заводов-автоматов.

Попытки создания таких линий на базе существующего оборудования с применением автоматизации отдельных операций и общей транспортной системы начаты уже давно. В результате уже создано и успешно функционирует несколько автоматических линий по производству подшипников — система групповых автоматических линий для механической обработки колец конструкции Сигодзинского, упомянутые выше линии термообработки деталей подшипников, автоматическая линия для сборки веретенных подшипников конструкции Веретенина и Лысова и др.

При создании линии Сигодзинского сделана попытка преодолеть одну из главных трудностей автоматизации подшипникового производства — его мелкосерийность. Поэтому в линии предусмотрена возможность использования любого станка для обработки колец различных конструкций и размеров. При этом любые группы станков можно переналаживать на обработку других колец без остановки всей линии.

Совсем другой принцип использован при создании новых специализированных автоматических линий. Например, состоящий из двух линий цех-автомат на 1-м ГПЗ запроектирован для производства только двух типов подшипников: конического роликового 7518 и шарикового 307 в количествах, загружающих обе линии в течение всего года. Для этих линий создано совершенно новое специальное оборудование. Схема расположения оборудования и последовательность операций на одной из линий показаны на рис. 26.

В качестве заготовок колец использованы поковки и трубы. Шарикоподшипники, ролики и сепараторы поставляются на сборочный участок линии готовыми из других цехов.

На всей линии только на двух контрольных пунктах предусмотрено участие человека в основном технологическом процессе. Все остальные операции, включая сборку, контроль, смазку и упаковку, полностью автоматизированы и обслуживаются только наладчиками и ремонтниками.

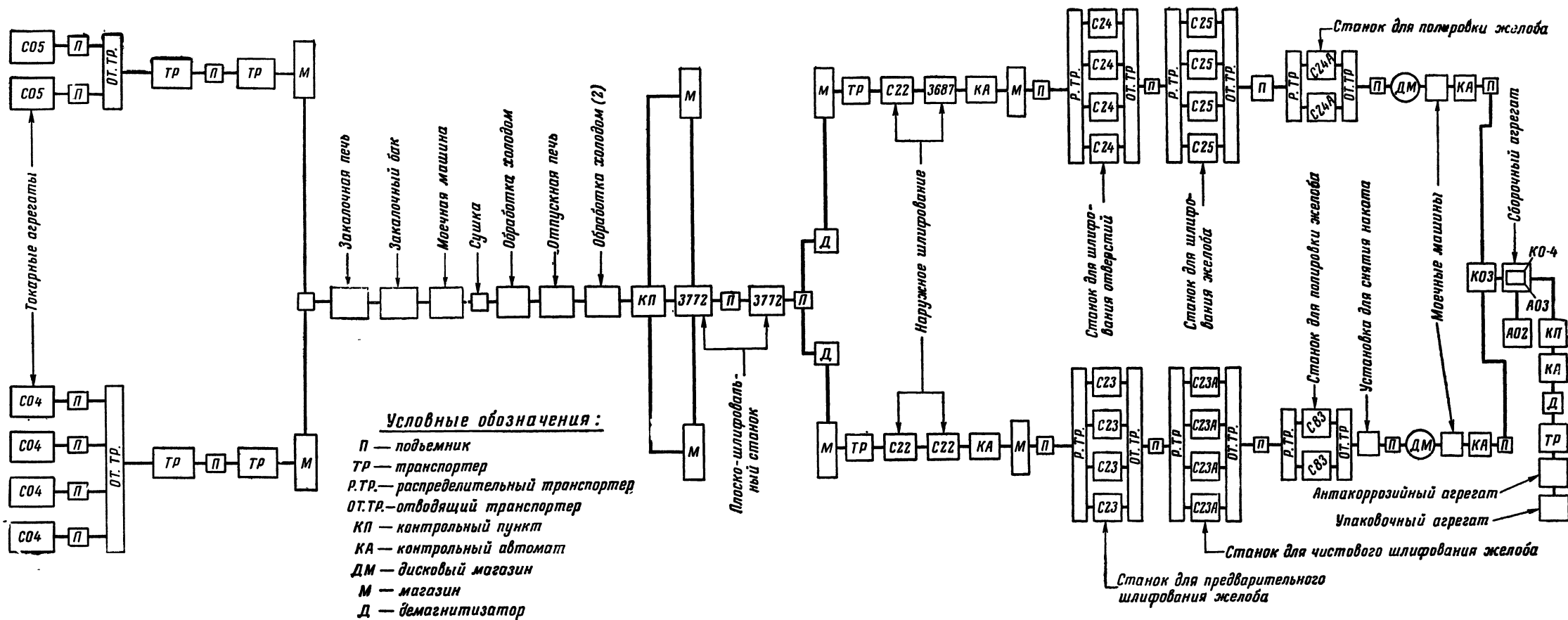


Рис. 26. Структурная схема автоматической линии для обработки и сборки шарикоподшипников 307 в цехе-автомате 1-го ГПЗ

В автоматическом цехе применены новые процессы бесцентрового шлифования, термообработки холодом, сборки и антикоррозионной обработки подшипников. Качество подшипников оказалось значительно выше, чем при старых формах производства.

Несмотря на ряд недоделок, общие результаты эксплуатации цеха-автомата вполне положительны, и в настоящее время проектируется еще несколько автоматических линий для производства различных подшипников, в том числе и весьма точных.

Глава IV

МАТЕРИАЛЫ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

МАТЕРИАЛЫ ОСНОВНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Подготовка производства подшипников начинается с отбора металла. Лучшим материалом для основных рабочих деталей подшипников, выдерживающих контактные нагрузки, может быть металл, обладающий самой высокой степенью однородности и изотропности т. е. с одинаковыми механическими свойствами в любом направлении.

Такой металл должен после соответствующей обработки приобрести возможно высокую твердость поверхностных слоев или всего сечения, но без излишней хрупкости.

Особенно важно, чтобы после термической и механической обработки детали наименьшим образом изменяли свои размеры как под влиянием времени (естественное старение), так и под влиянием циклического теплового или механического воздействия. Выбор однородной стали без внутренних пороков и соответствующего химического состава позволяет после термообработки получать детали с высокой стабильностью размеров и высокими упругими свойствами.

Важно также, чтобы точные подшипники, особенно такие, от которых требуется легкость и плавность хода, изготавливались из стали меньше всего загрязненной неметаллическими включениями (кварц, алюмосиликат, силикат железа, марганца и т. д.), а также сульфидными (сульфид марганца и железа) и оксидными кристаллическими включениями (окись алюминия и др.). Первые из них могут достигать довольно крупных размеров (до 0,1 мм) и имеют разнообразную форму — от обломков твердых кристаллов и глобулей (кварц, кварцевое стекло)

до вытянутых пластичных включений (силикат марганца). Сульфидные включения пластичны и вытянуты вдоль волокна. Оксидные включения в виде мелких кристаллов (до 5 *мк*) обычно не деформируются, но располагаются строчками.

Горячая обработка металла давлением способствует измельчению некоторых видов включений и значительно повышает качество стали.

Выходя на поверхность, неметаллические включения не только затрудняют отделочные операции и достижение высокой чистоты рабочей поверхности, но даже непосредственно влияют на рабочие качества подшипников, поскольку размеры этих включений соизмеримы с размерами пятен контакта между шариками и желобом колец, особенно у мелких приборных подшипников.

Легкость хода или момент, который нужен для страгивания подшипника с места, в этом случае зависят от расположения включений относительно движущегося контакта шарика с желобом.

Не все виды включений одинаково опасны для контактной прочности и других механических качеств стали типа ШХ-15. Так, мягкие сульфидные включения менее опасны, чем хрупкие и твердые силикаты, снижающие контактную выносливость стали, особенно если величина этих включений превышает 30—40 *мк*.

В меньшей степени влияют неметаллические включения на общую прочность деталей, конечно если они выдержаны по количеству и размерам в определенных пределах.

В последнее время для изготовления особо точных подшипников начали плавить сталь в особых вакуумных электропечах, обеспечивая этим ее высокую чистоту и однородность.

Электровacuумные плавильные печи устроены таким образом, что загрузка материала, предназначенного для плавления, производится через специальную загрузочную камеру, в которой при помощи специальных насосов создается разрежение (до 1 *мм вод. ст.*) и которая дает возможность перегружать материал в тигель индукционной печи без нарушения вакуума в этих объемах. Разливка металла в изложницы также совершается без нарушения вакуума. При вакуумной плавке значительно

уменьшается угар легирующих элементов, и получается металл с повышенными механическими свойствами и достаточно свободный от неметаллических включений.

Детали подшипников, изготовленные из стали, выплавленной под вакуумом, служат вдвое больший срок.

Еще более высокие результаты дали испытания инструментальной стали, выплавленной под вакуумом.

Литая, необработанная давлением, сталь даже при лучшей чистоте и однородности, обычно не используется для изготовления деталей подшипников, поскольку не выдерживает соответствующих нагрузок и не позволяет достичь необходимых качеств рабочих поверхностей деталей подшипников.

Поэтому обработка давлением (прокатка, протяжка, ковка, штамповка) заготовок имеет большое значение для формирования рабочих качеств деталей подшипников, не говоря уже о приближении заготовки к окончательным размерам изделия и сокращения в связи с этим объема токарных операций и отходов металла.

Однако в закаленном металле с особой силой проявляется влияние макронеоднородности, получаемой при некоторых видах обработки металла давлением. Эта неоднородность в основном связана с неравномерным распределением карбидов, которые выделяясь во время охлаждения стали, распределяются более или менее равномерно по сечению, но вытягиваются в «строчки» при прокатке или волочении металла, придавая ему волокнистое строение. При некоторых режимах охлаждения карбиды могут выделяться по границам зерен, создавая как бы пространственную сетку в металле, резко понижая механическую прочность закаленных изделий, особенно при ударных нагрузках.

Наряду с неметаллическими включениями и неравномерным распределением карбидов отрицательное влияние на работоспособность деталей подшипников может оказывать наблюдаемая иногда повышенная пористость металла, т. е. наличие мельчайших пустот, расположенных по сечению, в виде отдельных скоплений или вытянутых в строчки. Эти пустоты-поры представляют собой остатки газовых пузырей в первичных слитках стали, измельченных и перераспределенных последующими операциями прокатки или ковки металла.

Количество, объем и влияние этих пор уменьшаются при дальнейшей обработке металла штамповкой, протяжкой и ковкой, еще раз подтверждая благотворное влияние этих операций на рабочие качества деталей подшипников.

Даже в высококачественных сталях среди примесей содержатся сера и фосфор как неизбежные спутники процесса производства стали, что отрицательно сказывается на механических свойствах и контактной выносливости стали. Например, увеличение содержания фосфора от 0,025 до 0,035% вызывает снижение ударной вязкости на 15%, предела прочности на 18%, с одновременным понижением износостойкости. Также отрицательно действует и повышенное содержание серы.

Образцы, вырезанные из прутка вдоль и поперек «волокон», закаленные на высокую твердость при испытаниях на ударную вязкость, дают результаты, различающиеся в 1,5—3 раза.

Поэтому очень важно при производстве подшипников точно выдерживать тепловые режимы и применять соответствующие методы обработки давлением. Например, метод горячей раскатки заготовок колец, широко внедренный в последнее время на ряде заводов, способствует вытяжке и уплотнению металла вдоль рабочих дорожек колец и предопределяет микроструктуру, наиболее выгодную с точки зрения рабочих качеств детали.

Весьма положительное влияние оказывает всесторонняя проковка или обжатие заготовок, приводящие к дроблению «строчек» включений и карбидов.

В соответствии с перечисленными требованиями для изготовления основных деталей подшипников общего назначения, в том числе и точных, применяются в основном два типа материалов: качественные высокоуглеродистые хромистые стали и малоуглеродистые цементирующиеся стали. К первым относятся марки стали ШХ-15, ШХ-9 и ШХ-6, содержащие в среднем около 1% углерода и соответственно маркировке от 1,5 до 0,6% хрома (тоже в среднем). Кроме того, в этих сталях содержится около 0,3% марганца, 0,25% кремния и до 0,3% никеля. Содержание вредных примесей — серы и фосфора — резко ограничено.

К этой же группе относится разработанная в Советском Союзе марка стали ШХ-15СГ, отличающаяся от

марки ШХ-15 повышенным содержанием марганца (около 1%) и кремния (около 0,5%). Эта сталь хорошо прокаливается на большую глубину в толстых сечениях и поэтому применяется для изготовления крупных и массивных деталей подшипников.

Как уже указывалось, наиболее универсальной маркой шарикоподшипниковой стали является ШХ-15, из которой с одинаковым успехом изготавливаются кольца, шарики и ролики средних и крупных размеров. Марки ШХ-9 и ШХ-6 применяются только для мелких шаров и роликов.

Все эти стали обладают высокой чистотой, после закалки и отпуска могут получать весьма высокую твердость (от 60 до 66 R_c , а для мелких шариков до 68 R_c) без чрезмерной хрупкости и хорошо выдерживают контактные нагрузки. Некоторые механические свойства стали ШХ-15 приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Показатель | В отожженном состоянии | В закаленном состоянии (температура отпуска 150—200°) |
|---|------------------------|---|
| Прочность при растяжении $кг/мм^2$ | 65—70 | 250—350 |
| Твердость | 170—207 (НВ) | 60—65 (R_c) |
| Удлинение при разрыве, % | 15 | До 0,5 |
| Коэффициент Пуассона | 0,28—0,3 | 0,3 |
| Модуль нормальной упругости, $кг/мм^2$. . . | 21000 | 21 000—21 600 |
| Ударная вязкость (цилиндрический образец без надреза), $кгм/см^2$ | — | 4 |

Ко второй основной группе материалов деталей подшипников относятся цементуемые стали 08, 10, 18ХГТ, 15НМ, 15Х и др.

Эти марки характеризуются небольшим содержанием углерода — от 0,08% для марки 08, до 0,2% для — 18ХГТ, а также умеренным содержанием марганца (0,3—0,6%) и кремния (0,15—0,35%). Исключение составляет марка 18ХГТ, в которой содержание марганца достигает 0,—8

1,1%, и добавляется титан (около 0,1%) и марка 15НМ, с молибденом (около 0,3%) и повышенным содержанием никеля (1,5—2%).

Большинство этих сталей хорошо штампуется в холодном состоянии, удовлетворительно сваривается и после цементации, закалки и отпуска дает качественно твердый и однородный поверхностный слой глубиной до 2 мм (в зависимости от продолжительности цементации) и с твердостью на поверхности 62—64 R_c .

Для изготовления витых роликов и штампованных тонкостенных разрезных колец иногда применяют среднеуглеродистые стали марок 65Г и ШХ-10.

Малоуглеродистые мягкие нелегированные стали марок 08, 15, а также 10КП применяются для легких штампованных сепараторов и их деталей (заклепки, распорки и т. п.).

Особую проблему в подшипниковом производстве представляет выбор материала для массивных сепараторов. Сепаратор как деталь подшипника не несет основной нагрузки. Однако он имеет много трущихся поверхностей в местах контакта с кольцами и шарами или роликами и воспринимает разнообразные нагрузки вследствие действия сил инерции, центробежных сил, а также усилий, возникающих вследствие стремления шаров совершать дополнительные перемещения внутри подшипника. Поэтому для сепаратора, особенно массивного, обладающего большим весом, нужно выбирать материал с хорошими антифрикционными свойствами при работе в паре с закаленной сталью.

В качестве такого материала обычно применяется латунь марок ЛС-59, Л80 и бронзы марки БрАЖМ-10-3-1,5 и др. Однако высокая стоимость и дефицитность этих материалов потребовали энергичных работ по подбору заменителя латуни. В настоящее время для значительной части подшипников, даже весьма качественных, сепараторы изготавливаются из алюминиевых сплавов, графитизирующихся сталей (ЭИ-336, ЭИ-833 и др.) и даже из магниевого чугуна (ВИ-40-10). Эти материалы обладают удовлетворительными антифрикционными свойствами, но значительно дешевле латуни и бронзы. Сепараторы из алюминиевых сплавов к тому же отличаются легкостью, что снижает инерционные нагрузки.

При изготовлении деталей из графитизирующихся сталей и магниевого чугуна графитовые включения выходят на рабочие поверхности, и, представляя собой твердую смазку, обуславливают улучшение антифрикционных качеств трущихся поверхностей.

ТЕРМООБРАБОТКА ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Как уже указывалось, все основные детали подшипников (кольца, шары, ролики), как правило, проходят термическую обработку для придания им высокой твердости поверхностей, повышения общей прочности и создания условий для получения качественных рабочих поверхностей при шлифовании и полировании.

Для твердых высокоуглеродистых шарикоподшипниковых сталей термообработка сводится к закалке (нагрев до 850—860°, охлаждение в масле с температурой 30—50° или нагрев до 800—820° и охлаждение в водном растворе соды до 25—45°) и к последующему отпуску при температуре 150° в течение двух-трех часов. Детали из малоуглеродистых сталей подвергаются цементации поверхностей, закалке и отпуску.

Термообработка деталей точных подшипников должна не только обеспечивать высокую твердость металла и стабильность размеров деталей, но и как можно меньше изменить состав поверхностных слоев металла, если это не предусмотрено специальными целями, и детали изготавливаются из однородной хромистой стали. В этих целях, а также для сохранения точных размеров заготовок детали точных подшипников нагревают в защитной газовой среде, что предохраняет поверхностные слои металла от окисления при высокой температуре.

Термообработка в защитных средах позволяет избежать обезуглероживания и окалина на поверхностях, подлежащих дальнейшей обработке, и открывает широкие возможности для снижения припусков на шлифовку и уменьшения общей трудоемкости технологического процесса.

При отсутствии защитной атмосферы и довольно длительном нагреве деталей перед закалкой в газовых или электропечах сопротивления окисление и появление окалина были неизбежными.

Опыт 1-го подшипникового завода доказал возможность скоростного индукционного нагрева деталей под закалку, при котором вследствие короткого срока нагрева окисление поверхностей оказывается минимальным, а удобства обработки и возможности автоматизации несравнимыми со старыми методами.

Чтобы избежать коробления колец при закалке, применяют специальные устройства, вращающие кольца во время их охлаждения в закалочной среде, что обеспечивает равномерность охлаждения изделий. Другим способом предотвращения коробления тонких колец во время закалки является зажим их в специальных штампах при охлаждении струями масла или воды.

От режима термообработки в основном зависит стабильность размеров деталей подшипников. Закаленная сталь содержит две малостабильные составляющие структуры — аустенит и мартенсит. Под влиянием времени, тепловых или механических воздействий аустенит переходит в мартенсит, что сопровождается увеличением размеров деталей. В свою очередь, распад мартенсита вызывает уменьшение объема деталей. Поэтому очень трудно заранее предусмотреть, как изменятся размеры и форма деталей под влиянием остаточных структурных изменений.

Однако известно, что увеличение остаточного аустенита в закаленной стали является главной причиной нестабильности размеров деталей.

Следовательно, для стабилизации размеров закаленных деталей следует стремиться к сокращению содержания в стали остаточного аустенита и к повышению стабильности мартенсита. Практически это достигается либо повышением температуры отпуска после закалки, либо обработкой закаленных деталей холодом.

Первый путь проще, но приводит к некоторому понижению твердости деталей, что нежелательно с точки зрения износостойкости и контактной прочности деталей.

Второй путь сложнее, но эффективнее, поскольку сохраняет твердость деталей и надежно уменьшает содержание остаточного аустенита, особенно если температура детали снижается до -20° или еще лучше — до -70° . Однако при обработке деталей холодом повышаются внутренние напряжения в закаленной стали. Поэтому

в большинстве случаев ограничиваются охлаждением деталей после закалки перед отпуском до температуры $+10^{\circ} \div -20^{\circ}$.

Стабилизировать размеры закаленных деталей можно и дополнительной выдержкой при комнатной или повышенной температуре. В последнем случае основные размерные изменения происходят для ШХ-15 в течение первых трех-четырех недель, но более полная стабилизация может быть достигнута только через 20—30 месяцев. При повышении температуры, например до 100° , основные размерные изменения заканчиваются через двое суток.

При температуре 150° — через два часа практически заканчивается старение мартенситной составляющей и если остаточного аустенита немного, то нет необходимости пробегать к дополнительным операциям охлаждения или нагрева.

Поэтому для деталей подшипников общего назначения, изготавливаемых из стали ШХ-15, после закалки ограничиваются отпуском в масле с температурой 150° в течение двух часов. При повышении требований к стабильности размеров в процесс термообработки включаются операции дополнительного охлаждения или отпуска при повышенной температуре.

В случае, когда ставится задача «облагородить» поверхностные слои металла и путем изменения их химического состава и соответствующей термообработки повысить рабочие качества деталей, на помощь приходят термодиффузионные способы обработки рабочих поверхностей.

Простейшим и наиболее известным из них является цементация, т. е. насыщение поверхностных слоев детали углеродом и превращение малоуглеродистой стали, если из нее сделана заготовка, в высокоуглеродистую, но только в тех местах, которые подвергаются диффузии углерода. Это достигается нагревом детали до температуры $930-940^{\circ}$ в присутствии газа, содержащего большое количество углерода, получаемого из керосина, древесного угля или же применения естественного сырого газа. В состав необработанного газа, применяемого для цементации на 1-м ГПЗ, входит: $0,2-1,6\%$ CO_2 , $0,2-0,9\%$ O_2 , $1,5-49\%$ CO , $0,2-0,5\%$ C_nH_m , $19,0-32,0\%$ H_2 , $43,0-61,0\%$ CH_4 .

Часть поверхности, подвергнутой насыщению углеродом и изменившей в связи с этим свой состав, можно затем закалить на некоторую глубину, получив высокую твердость, необходимую для рабочих поверхностей деталей подшипников. Иногда закалку повторяют с промежуточным отпуском для уменьшения содержания остаточного аустенита. Таким же способом возможно насыщение рабочих поверхностей деталей другими элементами — азотом, хромом и т. д. — и придание им высоких качеств по твердости, упругости и износостойкости.

Главным недостатком термодиффузионных процессов является их длительность, зависящая от требуемой глубины насыщения. Она составляет в среднем 12—16 часов при температуре 930° и обеспечивает глубину насыщения 0,8—1,6 мм.

Кольца крупногабаритных подшипников для прокатных станков, цементируемые на глубину 6—8 мм, требуют выдержки в печах от 80 до 180 часов. Поэтому большой интерес представляет проблема скоростной высокотемпературной цементации с автоматическим циклом обработки, разрабатываемая, например на автозаводе им. Лихачева. Насыщение поверхностных слоев деталей хромом, ванадием и другими элементами весьма эффективно, но практически еще мало разработано.

Как уже указывалось, многие заводы предпочитают изготавливать роликовые подшипники средних и крупных размеров только из малоуглеродистой стали с последующей цементацией и закалкой, при которой твердость поверхностных слоев повышается до 61—65 R_c и сохраняется пластичная достаточно прочная сердцевина деталей с твердостью 30—45 R_c. Например, фирмы Тимкен и Бауэр (США), специализирующиеся на производстве конических подшипников, выпускают свыше 100 млн. подшипников в год исключительно из цементируемой стали.

Неоднородность макроструктуры цементированных деталей связана с повышенными остаточными напряжениями, которые, в свою очередь, способствуют изменению формы и размеров деталей. Поэтому при производстве деталей точных подшипников из цементируемых сталей необходима весьма точная обработка термических операций, закалка колец в штампах и высокая стандартность выполнения этих операций.

По этой причине, а также потому, что большинство точных подшипников имеют малые габариты, материалом для них чаще выбирается одна из марок «твердых» сталей со сквозной прокалкой деталей. Тем не менее проблема применения малоуглеродистых «мягких» сталей в производстве подшипников качения имеет много заманчивых сторон.

Во-первых, применение «мягких» сталей открывает широкие возможности холодной штамповки деталей. До недавнего времени методом холодной штамповки изготавливали только тонкостенные кольца упрощенных подшипников. Обширные работы, выполненные Экспериментальным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности, Харьковским подшипниковым и другими заводами, показали возможность изготовления этим методом деталей многих типов подшипников и в первую очередь конических.

Вторым преимуществом «мягких» сталей является возможность применения сварки. Третьим, большим, преимуществом применения «мягких» сталей является то, что отдельным участкам детали можно придавать различные механические свойства. Например, применением термодиффузионных способов упрочнения рабочих поверхностям колец можно придавать очень высокую твердость, причем отличную от твердости на посадочных поверхностях. Сердцевину детали можно сохранять относительно мягкой и пластичной, что является известной гарантией против хрупкого излома кольца — очень опасного в эксплуатационных условиях.

Сочетая холодную штамповку, сварку и термодиффузионное упрочнение рабочих поверхностей, можно весьма экономичным способом изготавливать сложные детали, в которых могут сочетаться и подшипники качения, и шестерни, и детали крепления и т. п.

ПРИМЕНЕНИЕ СПЕЦИАЛЬНЫХ СПЛАВОВ И ПЛАСТИКОВ

Основной причиной, заставляющей изыскивать специальные материалы для изготовления деталей подшипников, является то обстоятельство, что современное машиностроение и приборостроение, особенно в областях новой техники, применяют высокотемпературные режимы работы

машин, агрессивные среды, окружающие детали, и создают ряд дополнительных условий, совершенно необычных для прошлого времени.

Работа подшипников в условиях повышенных температур — одно из самых важных новых требований техники.

Основным критерием, по которому определяется возможность применения материала деталей подшипников, работающих при высоких температурах, является способность к сохранению твердости и прочности в этих условиях. Многочисленными опытами доказано, что при снижении твердости деталей подшипников ниже $58 R_c$ начинается резкое падение всего комплекса механических качеств закаленных сталей и износостойкости, а также нарушение стабильности размеров. Исходя из этого ограничения, сталь ШХ-15 может применяться до температуры $190-200^\circ$, а сталь ШХ-15СГ — до $200-230^\circ$.

Если отступить от этого условия и допустить твердость деталей до $52 R_c$, то максимальная рабочая температура для ШХ-15 составит 300° . Поэтому многие конструкции подшипников для реактивных авиадвигателей и других машин с напряженным температурным режимом изготавливаются из специальных теплоустойчивых сталей. В прежних конструкциях двигателей подшипники должны были работать при температурах до 175° . В современных двигателях температура подшипников может достигать 400° и еще более высоких пределов. В качестве теплоустойчивых сталей для подшипников применяются инструментальные быстрорежущие стали Р-18, ЭИ-347, а также стали ЭИ-161 и Х-12М. Все они выдерживают рабочую температуру $400-450^\circ$, не снижая твердости ниже указанного предела, но в заводском производстве уступают специальным подшипниковым сталям ШХ-15 и другим по качеству (по загрязнению неметаллическими включениями и карбидной неоднородности).

При условиях тщательного лабораторного изготовления или промышленного изготовления в вакуумных печах эти стали не уступают ШХ-15 по контактной выносливости.

Сталь Р-18 содержит около 0,7% углерода около 4% хрома и 18% вольфрама и 1% ванадия (марганца и кремния около 0,4%), поэтому она весьма дорога и дефицитна.

Сталь ЭИ-347 при том же содержании углерода,

марганца, кремния, хрома и незначительного содержания никеля и молибдена содержит до 9,5% вольфрама и около 1,5% ванадия. Ее недостатком является трудность снижения остаточного аустенита и в связи с этим повышение нестабильности размеров закаленных деталей.

Сталь X12M содержит около 1,5% углерода, около 12% хрома и около 5% молибдена.

Кроме перечисленных сталей, для изготовления деталей теплостойких подшипников применяются молибденовые быстрорежущие стали типа M1 (0,8% C; 4% Cr; 9% Mo и 1,0% V) и др.

Все перечисленные материалы не обеспечивают работоспособность подшипников при температурах 600—800°, и потому очень важная задача состоит в разработке новых теплоустойчивых материалов для подшипников качения. Одним из направлений, в котором может решаться этот вопрос, является применение металлокерамических материалов и литых твердых сплавов. Например, твердые сплавы на основе карбидов титана с хромо-никель-кобальтовой связкой позволяют применять рабочие температуры на 100—200° выше, чем это возможно для лучших жаропрочных сплавов. Правда, трудную проблему представляет механическая обработка точных деталей подшипников из твердых сплавов, но применение современных электроэрозионных методов обработки существенно облегчает решение этой задачи.

Вторым очень важным требованием современной техники является обеспечение работы подшипников в химически-агрессивных средах. Некоторые теплоустойчивые стали, благодаря высокому содержанию хрома (например, X12M), никеля и других элементов, успешно сопротивляются окислению.

Однако наиболее дешевой нержавеющей сталью, широко применяемой в подшипникоостроении, является сталь X18, содержащая около 1% углерода, 18% хрома и небольшое количество марганца, кремния и никеля (соответственно до 0,7%, до 0,8% и до 0,6%).

Твердость этой стали в закаленном состоянии ниже твердости специальных подшипниковых сталей на 3—4 единицы по шкале Rc, но она хорошо поддается отделочной обработке поверхностей. В связи с пониженной твердостью контактная выносливость и несущая способность

подшипников, изготовленных из нержавеющей стали, на 20—30% ниже, чем у обычных подшипников.

Детали подшипников, не несущие внешнюю нагрузку, изготавливаются из малоуглеродистых сталей, также с высоким содержанием хрома и никеля.

Совершенно новые возможности в области изготовления подшипников, не подверженных коррозии, открываются в связи с развитием полимеров. Однако далеко не все виды пластмасс могут быть использованы для изготовления деталей подшипников, несущих контактные нагрузки. Для деталей подшипников качения требуются материалы, обладающие однородностью и изотропностью, высокими упругими качествами, возможно высоким модулем упругости и твердостью, стабильностью размеров и хорошими технологическими качествами, позволяющими изготавливать детали с точными размерами и гладкой поверхностью.

В связи с этими условиями для изготовления деталей подшипников нельзя пока использовать, например, слоистые и армированные пластики, хотя по прочности эти материалы не уступают некоторым маркам сталей. Не пригодными оказываются все пластики с грубыми наполнителями.

По совокупности структурных и механических свойств наиболее подходящими пластическими материалами служат меламины и меламино-формальдегидные композиции с тонкодисперсными наполнителями, полиамиды (капролактан) и возможно некоторые акриловые пластики (оргстекло).

Большинство из них отливается в металлические формы под давлением с термообработкой непосредственно в формах и допускают механическую обработку (шлифование с точностью до 0,02—0,03 мм), что при относительно большой упругой податливости, т. е. при низком модуле упругости ($E = 300—700 \text{ кг/мм}^2$), достаточно для обеспечения вполне закономерного распределения давления на контактных площадках.

Переход к применению пластмасс для изготовления подшипников качения требует отказа от установившихся представлений о конструктивной технике стандартных подшипников. Большие упругие перемещения, большие контактные площадки с малыми удельными нагрузками

заставляют совсем по-новому подходить к конструированию пластмассовых подшипников.

При испытании пластмассовых шаров на контактную выносливость при работе со смазкой и максимальных удельных давлениях порядка 30—40 кг/см² долговечность до появления усталостного выкрашивания составляла 8—10% от долговечности стальных деталей.

Характер усталостного выкрашивания (питтинга) во многом напоминает такие же повреждения на стальных деталях.

Очень затрудняет применение пластмассовых подшипников большая размерная нестабильность пластиков во времени, бороться с которой очень трудно.

Вместе с тем, определенный уровень прочности и твердости, малый вес, низкая стоимость, прекрасная химическая устойчивость, удовлетворительная износостойкость и малые остаточные деформации с широким диапазоном допустимых рабочих температур представляют для машиностроителей такой интерес, что применение пластмассовых подшипников выдвигается на передний план среди вопросов новой техники.

У пластмассовых деталей подшипников есть еще одно свойство, позволяющее им в некоторых случаях конкурировать с лучшими стальными подшипниками. Пластмассовые детали не обладают хрупкостью, не боятся резких сотрясений конструкций и циклических ударов, проявляя явные преимущества в этом отношении по сравнению со стальными деталями.

Известны примеры успешного применения пластмассовых упорных подшипников или пластмассовых шаров, заложённых между стальными кольцами.

Немаловажную роль для ряда машин играет уровень шума и вибраций, вызываемых шарико- и роликоподшипниками. Подшипники с пластмассовыми деталями не только малозумны, но и способны гасить вибрации, передаваемые от сопряженных деталей благодаря хорошим демпфирующим свойствам материала.

Правда, сопротивление вращению пластмассовых опор возрастает по сравнению со стальными, но, во-первых, в некоторых случаях можно применить смазку или подбирать состав пластиков с лучшими антифрикционными свойствами, а, во-вторых, некоторое увеличение сопротив-

ления качению не везде имеет решающее значение. Для транспортных машин, например, более важным является отсутствие контактной коррозии или ложного бринелирования (образования лунок) в местах контакта неподвижных деталей подшипников, подвергаемых вибрациям во время перевозок.

Таким образом, уже достигнутые свойства пластмасс позволяют серьезно обсуждать перспективы применения пластмассовых деталей подшипников, а если удастся достигнуть удовлетворительной стабильности размеров изделий, то будет устранена главная причина, мешающая широкому производству и внедрению пластмассовых подшипников качения.

Среди условий, выдвигаемых при создании новых машин и механизмов, важное место занимает условие немагнитности подшипников, необходимое для обеспечения работы ряда важных приборов. Решить этот вопрос можно было бы применением пластмассовых подшипников. Но, как указывалось выше, благодаря низкому модулю упругости и нестабильности размеров деталей, они не могут обеспечить обычно высокие требования к точности движения приборных деталей. Поэтому для изготовления немагнитных подшипников применяется бериллиевая бронза, например, марки БрБ2, содержащая около 2% бериллия, до 0,5% никеля и в остальной части медь.

При соответствующей обработке кольца и шарики, изготовленные из этой бронзы, обладают твердостью до 38 R_c и удовлетворительно работают в условиях эксплуатации приборов. Сепараторы и прочие детали этих подшипников обычно изготавливаются из мягких алюминиево-никелевых бронз.

Глава V

НАГРУЗКИ И ДВИЖЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ МЕЖДУ ДЕТАЛЯМИ ПОДШИПНИКА

Внешняя нагрузка, приложенная через вал или корпус подшипника к одному из его колец, передается через контактные площадки шарикам или роликам, а затем на второе кольцо подшипника и сопряженные с ним детали машины.

Распределение радиальной нагрузки в радиальном подшипнике. Шарик или ролик в радиальном подшипнике при радиальной нагрузке воспринимают различные по величине усилия, причем неравномерность в распределении усилий может довольно значительно изменяться в зависимости от величины радиального зазора, жесткости колец и условий посадки подшипника на вал и в корпус.

Определение нагрузок на шарик или ролик, находящиеся в различных положениях по отношению к направлению действия внешней радиальной нагрузки на подшипник, производится по методу Штрибека. При этом предварительно допускается неизменность круговой формы колец и отсутствие начального зазора между шарами и кольцами. Под действием радиальной нагрузки одно из колец переместится по направлению к другому кольцу и вызовет систему реактивных усилий со стороны шариков. Если определить величину этих перемещений и учесть связь между сжатием контактирующих элементов и реактивным усилием, возникающим при этом, то можно определить нагрузку на каждый шарик или ролик независимо от его расположения.

Например, проектируя все силы на направление действия внешней нагрузки и приняв обозначения, указанные

на рис. 27, можем написать следующее равенство:

$$R = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos 2\gamma + \dots,$$

где P_0, P_1, P_2 , и т. д. — нагрузки на отдельные шарики, отсчитываемые от центрального (по отношению к внешней нагрузке) шарика,

γ — угол между соседними шариками,

R — внешняя радиальная нагрузка на подшипник,

n — число шариков в половине нагруженной зоны (без центрального) подшипника, которое обычно меньше $\frac{z}{4}$, — если z — количество шариков в подшипнике в одном ряду.

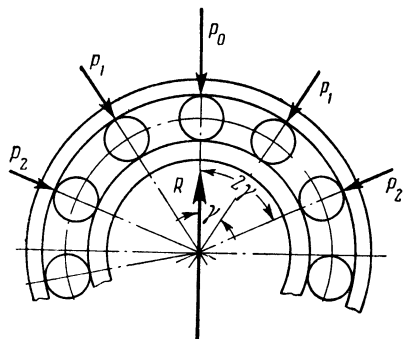


Рис. 27. Распределение внешней нагрузки между телами качения в радиальном шарикоподшипнике

Сближение колец в направлениях радиусов, проходящих через центр каждого шарика, будут связаны следующими условиями:

$$\delta_1 = \delta_0 \cos \gamma; \quad \delta_2 = \delta_0 \cos 2\gamma.$$

Из общего теоретического решения контактной задачи следует:

$$\frac{\delta}{P^{2/3}} = \text{const},$$

где δ — сближение упругих контактируемых тел,
 P — усилие, сжимающее контактируемые тела.

Производя подстановки и преобразования, получим:

$$\frac{R}{P_0} = 1 + 2 \cos \gamma^{3/2} + 2 \cos^{3/2} 2 \gamma + \dots$$

Для подшипников с количеством шариков z от 10 до 20 правая часть выражения будет примерно равна $\frac{z}{4,37}$, тогда нагрузка на любой шарик, находящийся в нагруженной зоне, определится выражением:

$$P_n = 4,37 \frac{R}{z} \cos^{3/2} n \gamma,$$

а для наиболее нагруженного шарика, находящегося на линии действия внешней радиальной нагрузки,

$$P_0 = 4,37 \frac{R}{z}. \quad (1)$$

Учитывая радиальный зазор в подшипнике, который снижает нагрузки на боковые шарики и соответственно увеличивает нагрузки на центральные шарики, а также возможное перераспределение нагрузок вследствие деформации колец, величину усилия, действующего на наиболее нагруженный шарик, принимают равной:

$$P_0 = 5 \frac{R}{z}. \quad (2)$$

Для радиального роликоподшипника с цилиндрическими роликами ввиду отличия условий местного деформирования деталей, имеющих первичный линейный контакт, от условий деформирования шариков с кольцами, имеющими первичный точечный контакт, примененная выше методика расчета дает следующее расчетное значение нагрузки для наиболее нагруженного ролика

$$P_0 = 4 \frac{R}{z}.$$

Однако ввиду того, что в роликоподшипниках радиальные зазоры обычно значительно превышают зазоры в ша-

рикоподшипниках и нагрузка на центральный ролик в роликоподшипнике практически становится относительно более высокой, чем нагрузка на центральный шарик в шарикоподшипнике, правильнее применять формулу

$$P_0 = \frac{5R}{z},$$

совпадающую с формулой (2), выведенной при расчете шарикоподшипников.

При расчете двухрядных или многорядных подшипников, кольца которых лишены возможности самоустанавливаться в меридианальной плоскости, можно пользоваться формулой:

$$P_0 = \frac{5R}{0,9az}, \quad (3)$$

где a — количество рядов шариков или роликов в подшипнике, а коэффициент при a учитывает неравномерность распределения внешней нагрузки между рядами.

Если внешняя нагрузка приложена несимметрично относительно рядов шариков или роликов, создавая дополнительный момент, изменяющий распределение нагрузки между рядами, необходимо определить действительную нагрузку, которую воспринимает каждый ряд подшипника.

При наличии устройств, обеспечивающих самоустановку многорядных подшипников, можно пользоваться формулой (3).

Распределение нагрузки в упорных подшипниках. Значительные осевые нагрузки могут воспринимать такие основные типовые конструкции подшипников, как упорные и радиально-упорные шариковые, конические роликовые, если они имеют большой угол конусности, сферо-конические роликовые, и, наконец, различные конструкции специальных упорных роликоподшипников с плоскими или коническими кольцами и короткими цилиндрическими или коническими роликами.

Осевые нагрузки могут восприниматься обычными радиальными шарикоподшипниками и в значительно меньшей степени — коническими подшипниками с малым углом конусности и роликоподшипниками с короткими цилиндрическими роликами и с бортами на кольцах;

сферическими шарикоподшипниками и сферическими роликоподшипниками с бочкообразными роликами. При этом осевые нагрузки на радиальные шарикоподшипники при глубоком желобе и точном исполнении подшипников иногда могут достигать относительно больших величин, например, до 35% от допустимой радиальной нагрузки.

Не могут воспринимать осевые нагрузки роликоподшипники с цилиндрическими роликами, если кольца выполнены без бортов и игольчатые подшипники.

Таким образом, большинство современных типовых конструкций подшипников могут в той или иной степени воспринимать осевые нагрузки, но среди них только упорные роликоподшипники не могут воспринимать радиальных нагрузок и могут быть использованы только как подпятники.

Распределение внешней нагрузки между телами качения в чисто упорном подшипнике зависит от расположения линии действия внешней силы. Если равнодействующая внешней нагрузки совпадает с осью упорного подшипника, то нагрузка на каждый шарик или ролик будет одинаковой и равной:

$$P = \frac{A}{0,9z}, \quad (4)$$

где A — осевая нагрузка на подшипник;

z — число шаров или роликов в подшипнике (в одном ряду), а коэффициент 0,9 вводится для учета неравномерности распределения нагрузки между телами качения ввиду возможного перекаса или неточности колец и шаров.

В случае эксцентричного приложения равнодействующей внешней нагрузки упорный подшипник оказывается нагруженным центральной осевой силой и моментом, что приводит к неравномерному распределению нагрузки между шарами или роликами (рис. 28).

При эксцентриситете $e = 0,3 D_{ш}$, нагрузка на наиболее нагруженный шарик будет

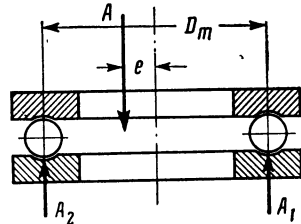
$$P_0 = \frac{2,36}{z} A;$$

при

$$e = 0,4 D_{ш} \quad P_0 = \frac{3,6}{z} A$$

и, наконец, когда $e = \frac{D_{ш}}{2}$, вся внешняя нагрузка воспринимается только одним шариком. При этом $D_{ш}$ — диаметр центров шариков.

Если эксцентриситет e становится слишком большим и начинает превышать $\frac{D_{ш}}{2}$, то необходимо применение двухрядного упорного подшипника, в котором в этом случае будут частично нагружены оба ряда шариков или роликов.



В случае действия внешнего момента M нагрузка на максимально нагруженный шарик будет составлять

Рис. 28. Схема нагружения упорного шарикоподшипника

$$P_0 = \frac{M}{D_{ш}} \frac{4,37}{z} . \quad (5)$$

Распределение нагрузки в радиально-упорных подшипниках. Нагружение подшипника смешанной нагрузкой, когда равнодействующая внешних усилий F может быть разложена на радиальную R и осевую A составляющие и образует с радиальной плоскостью угол α , является наиболее общим случаем нагружения подшипника. Угол β , образованный нормалью, проходящей через центры площадок касания, и радиальной плоскостью называется углом контакта.

Существует практический способ приближенного определения нагрузки на наиболее нагруженный шарик в радиально-упорном подшипнике (рис. 29). При чисто осевом направлении внешней нагрузки, т. е. при $\alpha = 90^\circ$, все шары подшипника нагружаются равномерно, причем величина нагрузки на каждый шар составляет для идеально точного подшипника

$$P_0 = \frac{A}{z \sin \beta} .$$

При отклонении равнодействующей от чисто осевого направления равномерность распределения внешней

нагрузки между шарами нарушается, а нагрузка на наиболее нагруженный шар может определяться из формулы

$$P_0 = \frac{A}{z} \frac{k}{\sin \beta}, \quad (6)$$

где k — коэффициент, вычисленный для числа шаров z от 6 до 20 и выбираемый по графику (показанному на рис. 30) в зависимости от отношения $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta}$. При отношениях $\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \beta} > 4$ величину k без большой погрешности

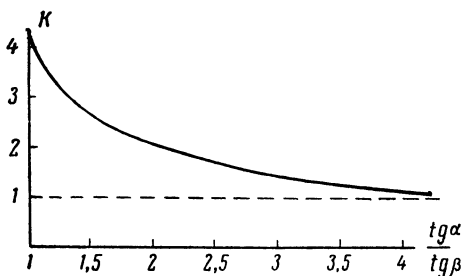
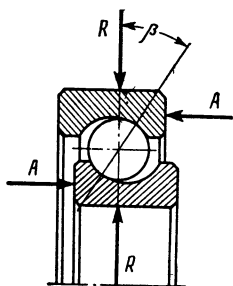


Рис. 29. Схема нагружения радиально-упорного шарикоподшипника

Рис. 30

можно принимать равной 1,1. При этом учитывается неравномерность распределения нагрузки между телами качения даже при чисто осевой нагрузке. Метод этот пригоден только для соотношений $\frac{A}{R} > \operatorname{tg} \beta$, что соответствует нормальным условиям работы радиально-упорных шарикоподшипников.

При $\frac{A}{R} < \operatorname{tg} \beta$ могут работать только подшипники с малым углом контакта и с полным профилем желоба, так как в этом случае условия работы деталей приближаются к условиям в обычном радиальном подшипнике, и определение нагрузок на отдельные шарики приближенно можно производить по формулам для радиальных подшипников.

ВЛИЯНИЕ РАДИАЛЬНОГО ЗАЗОРА НА РАБОТУ ПОДШИПНИКА

Влияние величины радиального зазора в подшипнике учитывается в основных формулах Штрибека при замене коэффициентов 4,37 на коэффициент 5.

Геометрический радиальный зазор подшипника вычисляется как разность между диаметром беговой дорожки наружного кольца и суммой диаметров двух тел качения и беговой дорожки внутреннего кольца.

Геометрический зазор может быть положительным или отрицательным. В последнем случае речь идет об упругом натяге деталей, деформируемых при сборке подшипника.

В широком понимании зазором подшипника обычно называется величина двухстороннего взаимного смещения колец подшипника (игра, люфт), достигаемого под двухсторонним действием определенной измерительной нагрузки и при определенных условиях производства замеров. В зависимости от направления смещения зазор называется радиальным или осевым. Кроме того, для некоторых подшипников существует понятие углового зазора, предусматривающее поворот одного кольца относительно другого под действием измерительного момента.

Немалое значение имеет и общая деформация колец, сильно зависящая от условий их крепления. Поскольку детали подшипника всегда имеют отклонения от правильной геометрической формы в пределах установленного допуска, величина зазора может несколько изменяться при взаимном проворачивании колец.

Поэтому для некоторых типов подшипников применяются приборы, измеряющие зазор при вращении одного из колец.

Приближенные соотношения между радиальным и осевым зазорами для радиального шарикоподшипника можно получить из следующего выражения:

$$a \approx 2 \left(2r - d - \frac{g_r}{2} - \Delta \right) \operatorname{tg} \beta,$$

где a — осевой зазор (до посадки подшипника на вал),
 d — диаметр шара,
 r — радиус желобов колец,

Δ — радиальная составляющая местных упругих деформаций деталей подшипника,

g_r — геометрический радиальный зазор,

β — угол контакта шаров и желобов колец.

Таким образом, зазор подшипника — понятие условное и зависит, кроме действительного (геометрического) зазора, от упругих свойств материала деталей, от абсолютных размеров и формы колец, а также от размеров, количества и формы тел качения.

Величина зазора может значительно изменяться при посадке колец подшипника на вал и в корпус.

Например, для шарикоподшипниковых колец средних размеров зазор подшипника при посадке уменьшается на величину

$$g' \approx (0,5 \div 0,8) \delta' + 0,6 \delta'',$$

где δ' — расширение посадочного диаметра кольца при напрессовке его на вал;

δ'' — уменьшение посадочного диаметра наружного кольца при запрессовке его в корпус.

Нагрев колец и тел качения во время работы подшипника также может изменять величину зазора, так как рабочая температура различных элементов подшипника бывает не одинаковой.

Наружное кольцо, сопряженное с массивным корпусом, обычно имеет значительно лучшие условия теплоотвода, чем внутреннее кольцо, связанное с относительно небольшой массой плохо охлаждаемых деталей.

Наихудшие условия теплоотвода создаются для шариков или роликов, особенно если они заключены в массивном сепараторе. Поэтому, если не применяются специальные способы охлаждения деталей, то при напряженных режимах работы разница в температурах отдельных деталей может достигнуть большой величины порядка $60-70^\circ$ и выше с соответствующим изменением размеров деталей и величины зазора подшипника.

Зазор подшипника в начале работы отличается от так называемого эксплуатационного зазора, устанавливающегося после некоторого периода работы за счет необратимых пластических деформаций, протекающих в поверхностном слое рабочих поверхностей деталей и свя-

занных с шероховатостью поверхности и упругопластическими свойствами материала.

Иногда изменяются размеры деталей и, следовательно, зазор подшипника за счет объемных изменений в материале деталей.

Переходя от условного понятия о зазоре к действительному зазору g_p (или натягу), получающемуся во время работы подшипника под радиальной нагрузкой, можно определить его как величину просвета (или натяга) в середине ненагруженной зоны подшипника из выражения

$$g_p = g_{н.г} - g_{п} - g_{т} + \Delta + g_{пл},$$

$g_{н.г}$ — начальный геометрический радиальный зазор в подшипнике после сборки (может быть положительным или отрицательным);

$g_{п}$ — уменьшение зазора вследствие посадочных деформаций колец;

$g_{т}$ — изменение зазора вследствие температурных деформаций колец тел качения и других деталей;

Δ — суммарное смещение центров колец в направлении действия нагрузки вследствие упругих деформаций деталей подшипников в местах контакта;

$g_{пл}$ — увеличение зазора вследствие пластических деформаций на рабочих поверхностях в период обкатки.

На основе соображений о наиболее выгодном распределении нагрузки между телами качения и наивысшей статической грузоподъемностью подшипника общего назначения Шоваль (1933 г.) и Цышкин (1951 г.) пришли к выводу, что посадочно-температурный зазор до приложения к подшипнику внешней нагрузки должен иметь отрицательную величину.

По данным Шовалья, он должен составлять 80% от суммарного смещения колец вследствие упругих деформаций деталей под заданной нагрузкой для радиальных шарикоподшипников и 60% — для радиальных роликоподшипников.

Учитывая пластические деформации, получаемые деталями подшипника при обкатке, можно записать выражения

для наивыгоднейших зазоров (натягов) с точки зрения статической грузоподъемности в виде:

$$g_a = g_{н.г} - g_{п} - g_{т} + g_{пл} = -0,8 \Delta$$

для шарикоподшипника и

$$g_a = g_{н.г} - g_{п} - g_{т} + g_{пл} = 0,6 \Delta$$

для роликоподшипника.

Безусловной и отвечающей большинству требований является, по-видимому, необходимость уменьшать зазор с увеличением нагрузки на подшипник и увеличивать зазор с увеличением скорости вращения подшипника, конечно, с учетом температурного режима деталей и предварительных натягов. Таким образом, назначение зазоров должно строго согласовываться с действительными условиями работы подшипника и его назначением.

ВЛИЯНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ СИЛ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ПОДШИПНИКЕ

Вычисление центробежного усилия, действующего на отдельный шарик или ролик, производится исходя из общей закономерности:

$$P_{цб} = \frac{G w^2}{g} \cdot \frac{D_0}{2} (кг), \quad (7)$$

где G — вес шарика или ролика ($кг$),

g — ускорение под действием земного притяжения ($мм/сек^2$),

w — угловая скорость центра тяжести шарика или ролика ($\frac{1}{сек}$),

D_0 — диаметр центральной окружности шаров или роликов ($мм$).

Для обычных радиальных и радиально-упорных подшипников при средних скоростях вращения влияние центробежных сил на распределение и величину усилий, действующих между деталями, как правило, очень невелико. Исключение составляют только специальные подшипники с очень большой скоростью вращения.

Однако в упорных шарико- и роликоподшипниках действие центробежных сил может быть весьма ощутимо, а иногда даже одной из главных причин, ограничивающих скорость вращения подшипника. Объясняется это тем,

что при увеличении окружной скорости движения шаров в упорном шарикоподшипнике, при недостаточной нагрузке на подшипник, его кольца могут расклиниваться шарами, которые, выходя за пределы обычной орбиты, упираются в стенки гнезд сепаратора, не приспособленного для таких нагрузок.

У подшипников с цилиндрическими роликами и плоскими кольцами это явление еще более опасно, так как в этом подшипнике ролики в радиальном направлении ничем не удерживаются кроме самого сепаратора.

Для проверки удельного давления между шариками или роликами упорных подшипников и стенками гнезд сепаратора выражение для центробежного усилия, действующего на один шарик, можно написать в таком виде:

$$P_{цб} = 0,56 \cdot 10^{-5} G D_0 n^2 \text{ (кг)}, \quad (8)$$

где n — скорость вращения кольца подшипника (об/мин).

Принимая, что все усилие воспринимается только стенками гнезд сепаратора, вычисляя удельное давление, которое не должно превышать 6 кг/см^2 при трении стали по латуни или по текстолиту.

ВЛИЯНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКОГО МОМЕНТА НА РАБОТУ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКА

В радиально-упорных и особенно в упорных подшипниках сильны эффекты гироскопических явлений, вызванных тем, что собственная ось вращения шарика изменяет свое направление во время качения шарика по желобу кольца.

Если принять обозначения, указанные на рис. 31, то гироскопический момент, стремящийся повернуть шар вокруг оси, тангенциальной к окружности D_0 , равен:

$$M_{гI} = J \cdot \omega_c \omega_0 \sin \beta \text{ (г.мм)}, \quad (9)$$

где $I = 4,2 \cdot 10^{-8} d^5 \text{ г.мм.сек}^2$ — момент инерции стального шара,

ω_c и ω_0 — угловые скорости вращения шаров вокруг собственной оси и вокруг оси подшипника,

β — угол контакта шара с кольцами (см. выше).

Для упорного подшипника,

$$M_{г} = 1,15 \cdot 10^{-10} D_0 d^4 n^2 \text{ (г.мм)}. \quad (10)$$

Момент сил трения, препятствующий гироскопическому моменту повернуть шар в плоскости, перпендикулярной направлению качения, равен:

$$M_{\text{тр}} = 10^3 \mu \frac{d A}{z} (\text{г} \cdot \text{мм}), \quad (11)$$

где μ — коэффициент трения между поверхностями шара и кольца,

A — осевая нагрузка на подшипник (в кг),

z — число шаров в подшипнике,

d — диаметр шара (мм).

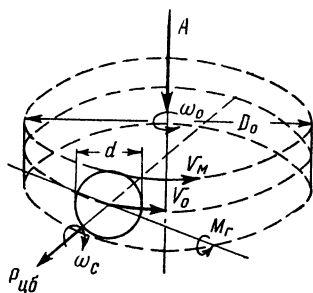


Рис. 31. Схема действия гироскопического момента в упорном шарикоподшипнике

Во избежание появления надиров на рабочих поверхностях от проворачивания шаров под действием гироскопического момента, нужно, чтобы $M_{\text{тр}} > M_{\text{г}}$, или нужно снижать удельное давление на площадках контакта шаров с желобом до величины

$$P_0 \leq 0,8 \text{ кг/мм}^2,$$

при которой повреждений рабочих поверхностей не наблюдается.

В упорных роликоподшипниках гироскопический эффект вызывает только незначительное перераспределение давлений вдоль длины роликов.

КИНЕМАТИКА ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКА

При вычислении частоты циклов напряжений, выдерживаемых каким-либо участком рабочей поверхности, одной из деталей радиального подшипника качения следует учитывать возможность различных сочетаний движения колец. Наиболее частыми бывает случаи, когда вращается внутреннее кольцо при неподвижном наружном или когда вращается наружное кольцо при неподвижном внутреннем.

В первом случае окружная скорость слоя (центров) шаров v_0 равна половине окружной скорости рабочей

поверхности внутреннего кольца, т. е. $1/2 v_{вп}$ (рис. 32, а), а во втором случае — половине скорости наружного кольца, т. е. $v_0 \cong 1/2 v_{н}$ (рис. 32, б).

Рассматривая первый случай и допуская, что шарик и кольцо вращаются относительно неподвижных осей при скорости вращения вала $n_{в}$, определим, что частота циклов нагрузок для отдельных участков рабочей поверхности кольца будет равна числу оборотов вала в минуту, т. е. $n_{в}$, а для поверхности шара соответственно $n_{в} \frac{D_{вн}}{d_{ш}}$,

где $D_{вн}$ — диаметр беговой дорожки внутреннего кольца,

$d_{ш}$ — диаметр шара.

Фактическая ось шара не неподвижна, а движется по окружности диаметра D_0 с окружной скоростью v_0 , и частота циклов нагружения, воспринимаемая рабочей поверхностью внутреннего кольца, будет:

$$n_{в} - \frac{v_0}{\pi D_0} = n_{в} - \frac{1}{2} \frac{\pi D_{вн} n_{в}}{\pi D_0} = n_{в} \frac{D_0 + d_0}{2 D_0}.$$

При постоянной радиальной нагрузке с внутренним кольцом контактируется под нагрузкой примерно половина всех шаров, заложенных в подшипнике ($\frac{z}{2}$), и частота нагружений отдельных участков на рабочей поверхности внутреннего кольца будет:

$$N_{вн} = n_{в} \frac{D_0 + d}{2 D_0} \frac{z}{2} \text{ (цикл/мин)}. \quad (12)$$

Частота циклов нагружений на рабочей поверхности наружного (неподвижного) кольца равна числу оборотов

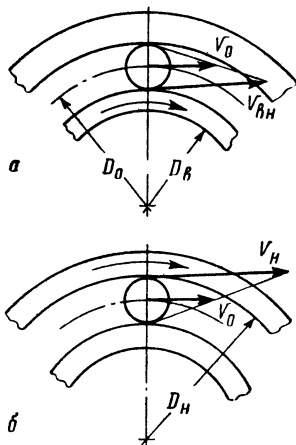


Рис. 32. Схема распределения окружных скоростей при вращении внутреннего (а) или наружного (б) колец подшипника

всего слоя шаров, умноженному на число шаров в подшипнике,

$$N_{\text{н}} = n_{\text{в}} \frac{D_0 - d_0}{2 D_0} z \text{ (цикл/мин)}. \quad (13)$$

Частота циклов нагружений на поверхности шара от контактов с внутренним кольцом вычисляется исходя из того, что отношение $\frac{D_0 + d}{2 D_0}$ в формуле для $N_{\text{вн}}$ определяет долю окружности, обкатываемую шаром за один оборот вала. Определяя на основании этого количество оборотов шара за один оборот вала и учитывая скорость вращения вала ($n_{\text{в}}$), можем вычислить частоту нагружений на поверхности шара:

$$N_{\text{ш.в}} = \frac{n_{\text{в}} D^2 - d^2}{2 D_0 d}. \quad (14)$$

Частота нагружений поверхности шара за счет контактирования с наружным кольцом совпадает с предыдущим результатом, так как длины путей, обкатываемых шаром на желобах внутреннего и наружного колец, равны между собой.

Для случая, когда вращается наружное кольцо, а внутреннее — неподвижно, частота циклов нагрузок на рабочей поверхности наружного кольца определяется таким же методом, как и в предыдущем случае, с той разницей, что вместо $n_{\text{в}}$ и $D_{\text{в}}$ вводятся $n_{\text{н}}$ и $D_{\text{н}}$ с соответствующим изменением расчета.

Подобным образом можно рассчитать частоту циклов нагружений и для других случаев работы подшипников — вращение колец с различными скоростями, вращение колец в разные стороны и т. п.

Практически число циклов напряжений на отдельных участках рабочих поверхностей колец и тел качения может несколько отличаться от вычисленного указанным способом.

При определенных условиях, а именно при незначительных нагрузках, высокой относительной скорости поверхностей и благоприятном сочетании кривизны поверхности в работе контакта возможно образование местных масляных клиньев между рабочими поверхностями, что

соответственно отражается на характере движения деталей.

Торможение шариков или роликов о сепаратор или бортики в разгруженной или полуразгруженной зонах подшипника также изменяет характер движения деталей. Особенно ярко это проявляется в игольчатых подшипниках, где траектория роликов (игл) приобретает довольно причудливый характер, зависящий в основном от нагрузки на подшипник (рис. 33).

ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В ПОДШИПНИКАХ КАЧЕНИЯ

Сопротивление вращению подшипников качения складывается из потерь на трение между деталями подшипника, на образование местных пластических деформаций, на преодоление сил инерции, сопротивления среды, сил молекулярного сцепления в смазке и на контактных площадках и усилий, затрачиваемых в связи с несовершенной упругостью материала и несовершенством геометрических форм деталей.

В связи с этим, сопротивление вращению подшипников в сильной степени зависит от сложности конструкции подшипника, его веса, от зазоров, от точности изготовления и сборки деталей, от степени чистоты рабочих поверхностей и от других конструктивных и технологических факторов.

Наряду с чрезвычайной сложностью точного расчета сопротивления подшипника вращению, практические величины, характеризующие это сопротивление, изменяются относительно мало.

Например, если выразить сопротивление вращению нагруженного подшипника через условный коэффициент трения $f_{тр}$ и условное плечо сил трения $\frac{d}{2}$, где

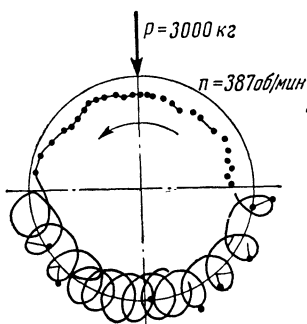


Рис. 33. Траектория движения точки на поверхности иглы (ролика) в игольчатом подшипнике

d — диаметр вала, а R — нагрузка на подшипник, то:

$$f'_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}}}{R d/2} \quad \text{или} \quad M_{\text{тр}} = f'_{\text{тр}} R \frac{d}{2},$$

а величина коэффициента трения будет изменяться в следующих пределах:

для шарикоподшипников $f'_{\text{тр}} = 0,001 \div 0,01$

для роликоподшипников $f'_{\text{тр}} = 0,003 \div 0,02$

для игольчатых подшипников $f'_{\text{тр}} = 0,005 \div 0,05$.

В подшипниках скольжения величина коэффициента трения изменяется в пределах: $f =$ от 0,001 до 0,3 в зависимости от характера и условий трения (для фрикционных пар f может достигать 0,8).

С повышением нагрузки на подшипник качения условный коэффициент трения сначала падает до некоторого минимума, а затем постепенно повышается.

С повышением скорости вращения подшипника качения его общее сопротивление вращению непрерывно возрастает, а у подшипника скольжения — снижается.

Изменение радиального зазора в подшипниках качения влечет изменение условного коэффициента трения, причем наименьшая величина потерь соответствует интервалу зазоров, сдвинутому относительно интервала, рекомендуемого нормами в сторону увеличения зазоров.

Более детальное рассмотрение вопроса о потерях в подшипниках качения показывает, что общее сопротивление вращению подшипника складывается из некоторой постоянной величины, не зависящей от нагрузки на подшипник (трение между деталями под влиянием собственного веса, сопротивления смазки и т. п.), и потерь, связанных на грузкой на подшипник. Отсюда можно сделать вывод, что потери в подшипнике никогда не могут снизиться ниже определенной величины, соответствующей режиму холостого хода.

Это обстоятельство особенно важно для так называемых приборных подшипников, у которых величина сопротивления вращению при трогании с места и при движении определяет качество их работы и даже качество работы всего прибора в целом. При оценке качества приборных подшипников не прибегают к условному коэффициенту трения, потому что приборные подшипники мало

отличаются между собой по размерам, а характеризуют их величиной общего момента сопротивления вращению при определенной нагрузке — при трогании с места или при движении.

В наиболее ответственных гироскопических приборах применяются шарикоподшипники со стартовым моментом трения порядка 0,14—0,2 *г·см* и менее.

При расчете редукторов и крупных машин, в которых потери в подшипниках качения составляют относительно очень малую величину, их сопротивление вращению учитывается при расчете общего коэффициента полезного действия установки умножением полезной мощности машины на величину относительных потерь в подшипниках, принимаемую равной 0,99—0,995. При этом обычно к.п.д. подшипников, расположенных по пути постоянного потока мощности, перемножают между собой.

Глава VI

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ, КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

ОСНОВНЫЕ ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

В зависимости от назначения машины или машинного узла, в котором установлен подшипник, он должен удовлетворять ряду требований, среди которых всегда или наиболее часто встречаются следующие: 1) прочность опоры, 2) жесткость узла, 3) точность вращения вала, 4) быстроходность без чрезмерного нагрева, 5) бесшумность хода, 6) обеспечение минимального сопротивления при вращении и при трогании с места, 7) стандартность размеров посадочных мест, 8) наименьшая стоимость, 9) удобства смазки, монтажа и демонтажа, а также возможность замены подшипника другими конструкциями.

Кроме перечисленных, могут быть заданы специальные условия, касающиеся антикоррозийных и антимагнитных свойств деталей подшипников, сохранения основных свойств при работе в условиях высокой температуры, при работе со специальными смазками или вообще без смазок и т. п.

Каждое из пяти первых условий содержит в себе по существу два требования к рабочим свойствам подшипника:

а) обеспечение определенного начального уровня по заданному показателю;

б) сохранение этого рабочего качества подшипника на определенный период работы.

Каждый подшипник качения выходит из строя при появлении выбраковочных признаков, из которых наиболее характерны следующие:

а) потеря точности вращения или жесткости опоры с появлением в смазке большого количества продуктов износа; б) повышение сопротивления вращению, в том числе

заедание и заклинивание; в) повышение шумности; г) повышение температуры.

Причинами появления перечисленных выбраковочных признаков могут быть: местное смятие рабочих поверхностей от перегрузки; усталостное выкрашивание рабочих поверхностей; абразивный износ рабочих поверхностей; явления заедания и появление надиров на рабочих поверхностях; излом деталей подшипника; деформация деталей подшипника вследствие перегрева и отпуска; местное окисление, явление лжебринеллирования¹ и местные механические повреждения рабочих поверхностей.

Перечисленные явления по существу и есть основные виды износа подшипника.

Местное смятие приводит к потере точности вращения, повышению шумности, вибрации и сопротивления вращению.

Особенно опасно это повреждение для точных чувствительных подшипников, работающих без вращения или с качательными движениями.

В каталогах до определенного предела долговечности (например, до $h = 1000$ часов) и в определенном диапазоне скоростей величины допустимых нагрузок $Q_{\text{динам}}$ даются более высокими, чем $Q_{\text{статич}}$. Сопротивление местному смятию характеризуется величиной остаточной деформации на контактной площадке, обычно допускаемой (по глубине) до 0,0001 от диаметра наименьшего из контактируемых тел.

Для твердых сталей устанавливается соответствующая величина максимальных допустимых удельных давлений — 450—500 кг/мм^2 при первичном точечном контакте и 350—400 кг/мм^2 при линейном контакте.

Более тщательное исследование этого вопроса показывает, что величина остаточной деформации зависит:

- а) от нагрузки на подшипник и его отдельные элементы;
- б) от конфигурации сдавливаемых тел;
- в) от упругих свойств материалов;
- г) от твердости и макроструктуры материалов в районе контакта;

¹ Лжебринеллированием называется появление в местах неподвижного контакта деталей углублений, вызываемых смешанным действием окисления поверхности и вибрационного износа.

д) от микрогеометрии контактируемых поверхностей;
е) от состоянии материала в крайнем поверхностном слое контактируемых тел, определяемого технологической обработкой поверхности.

При равных трех первых условиях влияние твердости начинает весьма резко сказываться при понижении твердости ниже 58 Rc. Влияние микрогеометрии таково, что правильная форма контакта (круг, эллипс) появляется только после достижения чистоты поверхности, соответствующей 10-му классу.

До этого контакт имеет форму ряда полосок, расположенных по смятым гребешкам неровностей. Размеры контакта не вполне совпадают с вычисленными по классической теории вследствие пластических деформаций, а также разницы в кривизнах контактирующихся тел.

Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей подшипников приводит к потере точности вращения, повышению шумности, сопротивления вращению и вибрации.

Появление выкрашивания зависит от величины и характера нагрузки на подшипник, конфигурации обкатываемых тел, числа циклов нагружений деталей, механических и физических свойств материалов, температурных и коррозионных условий, а также от чистоты поверхности, наличия и качества смазки и качества материала в крайнем поверхностном слое.

Усталостное выкрашивание начинается с поверхностной трещины. Располагаясь поперек направления качения, трещина проникает наклонно в глубь металла, достигает слоя, где особенно велики касательные напряжения, и откалывает вдоль этого слоя небольшую чешуйку металла. В дальнейшем разрушение развивается за счет обламывания переднего края первичной раковины. Иногда обычно при грубой или недостаточно твердой поверхности выкрашивание ограничивается в крайнем поверхностном слое металла выпадением мельчайших чешуек.

Разброс результатов испытаний подшипников на контактную долговечность деталей для продукции нормального класса точности достигает 1 : 20, но при высокой точности и стандартности технологических приемов может быть снижен до 1 : 5 и даже до 1 : 3.

Повышение чистоты рабочих поверхностей оказывает положительное влияние на долговечность (по признаку

усталостного выкрашивания) до определенного предела (до 11—12 кл. чист. поверхности), так как после начала работы начальная шероховатость рабочих поверхностей быстро переходит в эксплуатационную.

Наличие интенсивного истирания задерживает появление первичных усталостных трещин на рабочих поверхностях.

Роль смазки при развитии усталостных поверхностей обкатываемых поверхностей очень сложна, так как, с одной стороны, присутствие жидких смазок или жидкостей с большой смачивающей способностью ускоряет развитие поверхностных трещин и абразивного износа рабочих поверхностей, с другой стороны, смазка уменьшает тангенциальные усилия на участках проскальзывания рабочих поверхностей и отводит тепло, что улучшает условия работы деталей.

Весьма большое влияние оказывает макроструктура закаленного металла, т. е. направленность макроволокон по отношению к рабочей поверхности. Торцевой выход макроволокон на поверхность резко снижает сопротивление контактной усталости.

Точность изготовления деталей подшипника имеет решающее влияние на его долговечность, так как снижает концентрацию нагрузки на отдельные детали, а также уменьшает дополнительные динамические нагрузки на детали при быстром вращении подшипника.

Очень большое влияние на сопротивление усталостному выкрашиванию имеет качество крайнего поверхностного слоя рабочих поверхностей. Способность этого слоя выдерживать повторные упруго-пластические деформации без трещинообразования в значительной степени определяет долговечность подшипника.

Абразивный износ деталей касается более половины всех эксплуатируемых подшипников и является одной из основных причин выбраковки их по признакам потери точности и жесткости, повышения шумности и вибрации.

Этот вид износа состоит из смятия и отрыва частиц металла при скольжении поверхностей (составляющем часть реального процесса качения тел), окислительного процесса при расклинивающем действии смазки, влияние которой в данном случае также носит двойственный характер.

Истирание рабочих поверхностей снимает верхние слои металла и задерживает трещинообразование. Истиранию подвержены не только основные детали, но и сепаратор.

Заедание и надиры на рабочих поверхностях характерны для случаев работы подшипников при недостатке смазки, при высоких давлениях и проскальзывании поверхностей (конические и упорные шарикоподшипники). Заеданиям предшествует разрыв смазочного и защитного оксидного слоев, разделяющих поверхности.

Большое влияние на образование надиров оказывает соотношение скоростей и конфигураций обкатываемых поверхностей, так как в связи с этим могут появиться или исключаться микроучастки поверхностей с гидродинамическим образованием масляных пленок.

В целях предохранения деталей подшипников от заедания и надиров следует по возможности ликвидировать во внутренней конструкции подшипников проскальзывание на участках с высокими давлениями, обеспечивать высокую чистоту рабочих поверхностей, применять специальные (антизадиры) смазки и улучшать условия образования устойчивых масляных пленок.

Излом деталей является наиболее опасным видом разрушения деталей подшипника. Этот вид разрушения характерен для перегруженных подшипников, но часто является следствием пороков металла и термообработки. Иногда значительное влияние оказывает макроструктура деталей, связанная с типом заготовительной операции. На кольцах шарикоподшипников наблюдаются разрушения вдоль желоба или поперек его (кольца шарикоподшипников).

В первом случае очевидна перегрузка подшипника; во втором — неудачный выбор посадок.

Условия работы перегруженного кольца облегчаются, если его подвергнуть предварительной затяжке с торцов, что рационально при тонкостенных кольцах.

Радикальным мероприятием, повышающим надежность подшипниковых колец против хрупкого излома, является переход на изготовление колец из малоуглеродистой стали с последующей цементацией рабочих поверхностей.

Большую опасность представляет разрушение сепаратора. Нагрузки на сепаратор возникают от центробежных

сил, от давления шариков, которые в некоторых условиях (например, при круговом защемлении) стремятся разойтись или сблизиться между собой и от торможения при касании с одним из колец.

Разогрев и отпуск деталей подшипника и связанные с этим деформации их являются серьезной угрозой работоспособности подшипников, когда подшипники работают при постоянной повышенной температуре (например, в турбореактивных двигателях) и когда тепловыделение опоры или ее деталей не компенсируется соответствующим теплоотводом. В последнем случае разница в температурах отдельных деталей подшипника может достигнуть $60-70^{\circ}$, что само по себе приводит к изменению зазоров и снижению работоспособности подшипников.

ФОРМА И РАЗМЕРЫ КОНТАКТОВ И ДАВЛЕНИЯ НА КОНТАКТЕ

Характерным условием нагружения деталей подшипников качения является ограниченность величины площадок соприкосновения деталей, через которые передаются рабочие усилия от одного элемента к другому.

Возникающие в местах соприкосновения контактные напряжения отличаются от общих напряжений в деталях большой абсолютной величиной и тем, что они очень быстро убывают по мере удаления от площадки контакта.

Расчет контактирующих деталей подшипников на местную прочность базируется на общих решениях контактной задачи, излагаемых в курсе теории упругости.

Общая задача была решена вначале Х. Герцем (1881 г.) и развита затем рядом исследователей: А. Н. Динником (1909 г.), Н. М. Беляевым (1942 г.), И. Я. Штаерманом (1939—1949 гг.), Л. А. Галиным (1943—1947 гг.), Б. С. Ковальским (1942—1943 гг.), М. М. Савериним (1946 г.), М. В. Коровчинским (1948 г.) и другими, работы которых дают возможность вычислить напряжения и перемещения в упругих телах не только на площадках контакта, но и в любой точке в материале вблизи упругого контакта при различных условиях.

В ранних работах обычно принимались следующие предпосылки:

материал каждого из контактируемых тел однороден и изотропен;

площади контактов малы по сравнению с общими размерами поверхности контактируемых тел;

усилие, сжимающее тела, направлено нормально к поверхности касания;

все деформации протекают в пределах упругости.

В некоторых работах более позднего периода уже учитывается влияние касательных усилий на контактируемых поверхностях, а также неоднородность материала и большие размеры контактов, соизмеримые с размерами деталей.

В обычных расчетах деталей подшипников качения указанные выше предпосылки соблюдаются не полностью, так как, например, с течением времени под влиянием циклических нагрузок поверхностей слой деталей упрочняется, и однородность нарушается.

У деталей, изготавливаемых из мягких сталей с цементированием и закалкой поверхностного слоя, понятие об однородности материала вблизи контакта вообще весьма условно. При близком совпадении кривизны желоба и шара и при большой нагрузке линейные размеры контактной площадки приближаются к радиусу шара. Поверхность контактной площадки приобретает большую кривизну, и соблюдение второй предпосылки становится сомнительным.

Ввиду малого сопротивления качению деталей подшипника, по сравнению с внешней нагрузкой, в большинстве случаев можно пренебречь внешней силой, направленной по касательной к площадке контакта. Одновременно следует помнить, что при некоторых сочетаниях кривизны контактирующих поверхностей на контакте возникает целая система сил трения скольжения, замыкающаяся в пределах контактной площадки.

При анализе контактных напряжений первоначально не учитывалось также влияние смазки, и только в работах А. И. Петрусевича сделан серьезный шаг вперед в этой области.

В результате анализа контактных напряжений и деформаций установлено, что во всех случаях контактирования под нагрузкой упругих тел двойной кривизны формой контактной площадки является эллипс. В предельных случаях эллипс превращается либо в круг (контакт

сферы со сферой или сферы с плоскостью), либо в полосу с параллельными сторонами (контакт цилиндра с параллельным цилиндром или с плоскостью) (рис. 34).

Эпюра давлений на контактных площадках имеет форму полуэллипсоида, превращаясь в предельных случаях либо в полусферы, либо в эллиптический полуцилиндр.

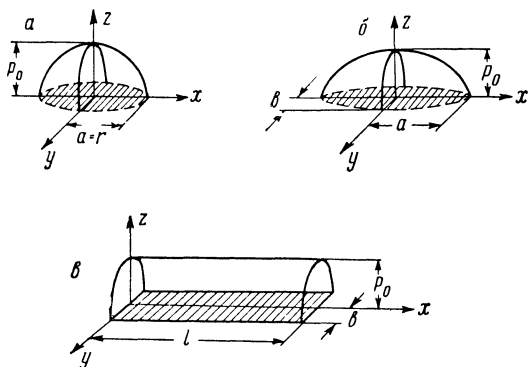


Рис. 34. Эпюры распределения давления на контактной площадке:

a — при круговой форме площадки (контакт сферических тел), *b* — при эллиптической форме (общий случай контакта тел), *c* — при линейной форме

Максимальное давление в центре площадки контакта:

$$p_0 = \sigma_{z \max} = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi ab}. \quad (15)$$

В случае круговой площадки контакта:

$$p = \frac{3}{2} \frac{P}{\pi a^2},$$

а в случае контакта по полоске (первоначальный линейный контакт):

$$p_0 = \frac{2q}{\pi b},$$

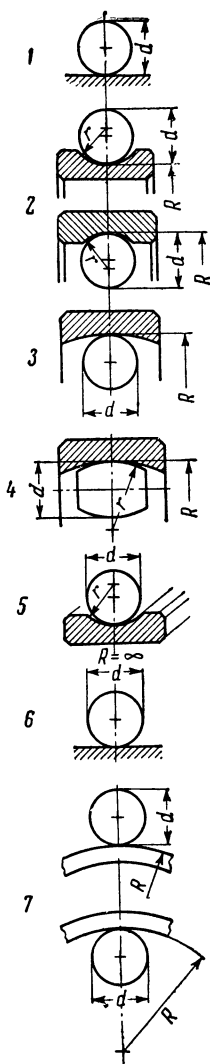


Рис. 35

где $q = \frac{P}{l}$ — нагрузка на единицу длины линии контакта, если l — длина рабочей части цилиндра.

Среднее давление по контактной площадке в общем случае составляет:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{\pi ab} \quad (16)$$

В случае кругового контакта:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{\pi a^2},$$

а в случае линейного контакта:

$$P_{\text{ср}} = \frac{P}{2bl}.$$

Таким образом, для определения максимальных нормальных напряжений (максимальных давлений) на площадках контакта достаточно знать величину нагрузки, сжимающей тела и величины полуосей контактных площадок.

Для вычисления размеров контактных площадок (полуосей a и b) в табл. 4 приведены расчетные формулы, а на рис. 35 — схемы контакта для основных случаев контактирования деталей подшипников с учетом одинаковых упругих свойств контактирующих деталей. Там же приведены величины коэффициентов ν_1 и ν_2 , выбираемые по табл. 5 в зависимости от вспомогательного значения $\cos \tau$.

Сближение при сжатии упругих тел для стальных деталей подшипников, когда модуль нормальной упругости $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кг/мм}^2$, а коэффициент по-

Таблица 4

| № п/п | Условия контактирования деталей | Формулы для определения a и b (в мм) при $E = 2,1 \cdot 10^{-4}$ | $\cos \tau$ |
|-------|--|--|--|
| 1 | Контакт шара с плоской плитой | $a = b = 8,74 \left(\frac{Pd}{E} \right)^{\frac{1}{3}}$ | 0 |
| 2 | Контакт шара с внутренним (+) и наружным (-) кольцами радиального подшипника | $\left. \begin{aligned} a &= 0,0232v_1 \left(\frac{P}{\frac{4}{d} \pm \frac{1}{R} - \frac{1}{r}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b &= 0,0232v_2 \left(\frac{P}{\frac{4}{d} \pm \frac{1}{R} - \frac{1}{r}} \right)^{\frac{1}{3}} \end{aligned} \right\}$ | $\left. \begin{aligned} &\pm \frac{1}{R} + \frac{1}{r} \\ &\frac{4}{d} \pm \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \end{aligned} \right\}$ |
| 3 | Контакт шара со сферой наружного кольца | $a = b = 0,0184 \left(\frac{P}{\frac{2}{d} - \frac{1}{R}} \right)^{\frac{1}{3}}$ | 0 |
| 4 | Контакт бочкообразного ролика со сферой наружного кольца | $\left. \begin{aligned} a &= 2,3 \cdot 10^{-3}v_1 \left(\frac{P}{\frac{2}{d} + \frac{1}{r} - \frac{2}{R}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b &= 2,3 \cdot 10^{-3}v_2 \left(\frac{P}{\frac{2}{d} + \frac{1}{r} - \frac{2}{R}} \right)^{\frac{1}{3}} \end{aligned} \right\}$ | $\left. \begin{aligned} &\frac{2}{d} - \frac{1}{r} \\ &\frac{2}{d} + \frac{1}{r} - \frac{2}{R} \end{aligned} \right\}$ |
| 5 | Контакт шара с прямолинейным желобом (применимо для упорного подшипника) | $\left. \begin{aligned} a &= 0,0232v_1 \left(\frac{P}{\frac{4}{d} - \frac{1}{r}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b &= 0,0232v_2 \left(\frac{P}{\frac{4}{d} - \frac{1}{r}} \right)^{\frac{1}{3}} \end{aligned} \right\}$ | $\left. \begin{aligned} &\frac{1}{r} \\ &\frac{4}{d} - \frac{1}{r} \end{aligned} \right\}$ |
| 6 | Контакт цилиндра (ролика) с плоскостью | $b = 10,5 \left(\frac{qd}{2} \right)^{\frac{1}{2}}$ | 0 |
| 7 | Контакт ролика с внутренним (+) и наружным (-) цилиндрическими кольцами | $b = 10,5 \left(\frac{q}{\frac{2}{d} \pm \frac{1}{R}} \right)^{\frac{1}{2}}$ | 0 |

перечного сжатия $\mu = \frac{1}{3}$, можно вычислять по формуле:

$$\delta = 0,398 \cdot 10^{-4} \frac{P}{a} I \text{ (мм)}, \quad (17)$$

где I выбирается по табл. 5 в зависимости от $\cos \tau$.

В частном случае, когда $a = b$ и, следовательно, площадка касания приобретает круговую форму:

$$\delta = 0,62 \cdot 10^{-4} \frac{P}{a} \text{ (мм)}. \quad (18)$$

Сближения при упругом сжатии параллельных цилиндрических поверхностей вычисляются по формулам Петрусевича

$$\delta = \frac{2q(1-\mu^2)}{\pi E} \ln \frac{2\pi E z_1 z_2}{(1-\mu^2) q R} \quad (19)$$

для контакта цилиндра с плоскостью и

$$\delta = \frac{2q(1-\mu^2)}{\pi E} \ln \frac{2\pi E (R_1 \pm R_2) z_1 z_2}{(1-\mu^2) q R_1 R_2} \quad (20)$$

для контакта внутренней и наружной цилиндрических поверхностей, причем знак (+) выбирается для случая наружного контакта двух цилиндров, а знак (—) для случая контакта наружных и внутренних цилиндрических, поверхностей.

При этом μ — коэффициент Пуассона (для стали $= \frac{1}{3}$), R , R_1 и R_2 — радиусы кривизны контактируемых поверхностей, z_1 и z_2 — расстояния от контакта по оси z до точек, между которыми вычисляется сближение.

Таким образом, размеры контактных площадок, распределение и максимальные величины давлений на контактных площадках, а также местные деформации при сжатии упругих тел могут быть вычислены с высокой степенью точности.

На поверхности вокруг контактной площадки и на самой границе контакта и даже на узкой пограничной полоске внутри контакта в радиальном направлении действуют растягивающие напряжения. В направлениях, перпендикулярных радиусам, действуют сжимающие напряжения.

На площадке внутри контакта в радиальном, в перпендикулярном к радиусам направлениях и в направлении, перпендикулярном к поверхности, действуют только сжимающие напряжения, т. е. материал в этом случае находится в состоянии всестороннего сжатия. Если максимальную удельную нагрузку (максимальное, нормальное к

Таблица 5

| $\text{Cos } \tau$ | ν_1 | ν_2 | I | $\text{Cos } \tau$ | ν_1 | ν_2 | I |
|--------------------|---------|---------|------|--------------------|---------|---------|------|
| 0,0 | 1,0 | 1,0 | 1,57 | 0,6 | 1,66 | 0,66 | 2,36 |
| 0,1 | 1,06 | 0,92 | 1,68 | 0,7 | 1,89 | 0,61 | 2,56 |
| 0,2 | 1,12 | 0,87 | 1,80 | 0,8 | 2,30 | 0,54 | 2,86 |
| 0,3 | 1,25 | 0,81 | 1,9 | 0,85 | 2,65 | 0,50 | 3,05 |
| 0,4 | 1,35 | 0,76 | 2,06 | 0,9 | 3,15 | 0,46 | 3,3 |
| 0,5 | 1,46 | 0,72 | 2,17 | 0,95 | 4,08 | 0,39 | 3,73 |
| | | | | 0,99 | 7,83 | 0,29 | 4,61 |

поверхности напряжение) в центре контакта обозначить через p_0 , то два других напряжения во взаимно-перпендикулярных направлениях в этой точке составят $0,8 p_0$, а на границе контура контакта — $0,133 p_0$.

Касательные напряжения на поверхности в центре контакта составляют $0,1 p_0$, на границе контакта $0,133 p_0$ (максимальное значение на поверхности), но абсолютного максимума они достигают не на поверхности, а на некоторой критической глубине, равной для кругового контакта $0,47 a$, а для прямолинейного — $0,76 b$. Касательные напряжения в этих случаях будут соответственно $0,31 p_0$ и $0,3 p_0$.

КРИТЕРИИ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ

Определением напряжений и упругих деформаций не заканчивается расчет деталей при статическом сжатии. Наоборот, остается наиболее трудная и ответственная часть расчета, а именно — определение допустимого уровня напряжений и деформации в зависимости от материала, условий работы, размеров, формы и назначения деталей, а также в зависимости от метода расчета напряжений.

Последнее обстоятельство следует особо подчеркнуть, так как различия в исходных положениях, а также в методах теоретического анализа приводят к различным циф-

ровым значениям допустимых напряжений, вычисленным по окончательным формулам.

Поэтому назначение допускаемых напряжений ни в коем случае нельзя отрывать от метода расчета этих напряжений. Наилучшей связью одного с другим является тщательно поставленная экспериментальная проверка как один из современных приемов инженерных расчетов.

Обычно нагружение деталей ограничивается в связи с опасностью появления трещин на рабочей поверхности, первых линий скольжения в зоне максимальных касательных напряжений под поверхностью контакта, но в основном в связи с ограничением величины остаточной деформации (вмятин) на самой поверхности контакта и очень редко в связи с ограничением упругой деформации.

Появление трещин в зоне максимальных растягивающих напряжений по границе контактной площадки как признак начавшегося разрушения материала при перегрузке характерно для хрупких материалов и было обнаружено еще Герцем при его опытах сдавливания стальных шаров со стеклянными плитами.

Появление пластических сдвигов в зоне максимальных касательных напряжений (на глубине $0,47 a$ для кругового контакта и на глубине $0,78 b$ для линейного контакта) характерно для упруго-пластических материалов, но обычно эти сдвиги начинаются уже после того, как на поверхности контакта остаточные деформации смятия достигли значительной величины.

Поэтому для деталей подшипников качения, изготовленных из однородной твердой стали, обладающих довольно строгой геометрической формой, высоким качеством поверхности и не допускающих значительных изменений формы рабочих поверхностей, основным критерием прочности при статическом сжатии является достижение определенной величины остаточной деформации (смятия) на поверхности контакта.

Величина остаточной деформации определяется как глубина вмятины, измеряемая по центру вмятины, от первоначального уровня поверхности до наиболее глубокой точки дна вмятины.

Такой метод определения глубины вмятины необходим в связи с тем, что практически форма лунки имеет профиль, при котором края лунки выпучиваются и при-

поднимаются над первоначальным уровнем поверхности детали, примерно на $1/15$ от глубины лунки.

Кроме геометрической формы поверхностей контактируемых деталей и силы, сдавливающей эти детали, глубина отпечатка зависит от общей твердости материала в зоне контакта, от пластических свойств металла в крайнем поверхностном слое, определяемых методами окончательной технологической обработки поверхностей, а также от микрогеометрии контактируемых поверхностей.

Последний фактор имеет очень большое значение и потому на нем нужно остановиться особо.

ШЕРОХОВАТОСТЬ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Микрогеометрия, или шероховатость рабочих поверхностей деталей подшипников, может быть различной в пределах от 7-го до 14-го классов (по ГОСТу) чистоты поверхности.

Характер микрорельефа рабочих поверхностей также может быть различным и зависит от вида отделочных операций, при помощи которых обрабатывалась поверхность.

В связи с этим для характеристики шероховатости рабочих поверхностей деталей подшипников нужно измерять микронеровности и волнистость не в одном, а минимум в двух направлениях, устанавливая значения R_a (среднее арифметическое отклонение профиля) или R_z (высоту неровностей), а также высоту и длину волн.

В табл. 6 приведены характеристики шероховатости поверхностей, достигаемые при различных видах окончательной обработки поверхности (в основном по данным А. И. Каширина), а в табл. 7 — шероховатость рабочей поверхности, обычно устанавливаемая для различных деталей подшипников и в подшипниках различного назначения.

Напряжения, возникающие на неровностях поверхности, могут значительно превышать напряжения сдвига, возникающие на критической глубине под поверхностью контакта и определяемые согласно теории контактного напряженного состояния идеально гладких тел. Так как прак-

тически невозможно изготовить детали с идеально гладкими поверхностями, то даже при самых малых нагрузках на отдельных неровностях поверхности возникают напряжения, приводящие к пластическим деформациям.

Поэтому величина пластических деформаций и глубина вмятин при сжатии контактируемых деталей в первую очередь зависят от степени шероховатости рабочих поверхностей.

Таблица 6

| Вид обработки | Класс чистоты поверхности | R_a^* , мк | R_z^* , мк |
|--|---------------------------|--------------|--------------|
| Точение чистовое | 6—7 | 5,0—1,25 | 6,3—2,0 |
| Точение алмазное | 7—9 | 1,25—0,32 | 6,3—1,6 |
| Расточка алмазная | 8—10 | 0,6—0,16 | 3,2—0,8 |
| Развертывание отделочное . . | 8—9 | 0,6—0,32 | 3,2—1,6 |
| Шлифование чистовое | 8—9 | 0,6—0,32 | 3,2—1,6 |
| Шлифование тонкое | 9—11 | 0,32—0,08 | 1,6—0,4 |
| Протягивание отделочное . . | 9—10 | 0,32—0,16 | 1,6—0,8 |
| Полирование чистовое | 9—12 | 0,32—0,04 | 0,8—0,2 |
| Полирование отделочное . . . | 12—13 и выше | 0,04—0,02 | 0,2—0,1 |
| Доводка грубая (лапинг) . . . | 9—10 | 0,32—0,16 | 1,6—0,8 |
| Доводка чистовая | 10—11 | 0,16—0,08 | 0,8—0,4 |
| Доводка отделочная | 12—14 | 0,04—0,01 | 0,2—0,05 |
| Хонинг-процесс предварительный | 10—12 | 0,16—0,04 | 0,8—0,2 |
| Хонинг-процесс окончательный | 12—13 | 0,04—0,02 | 0,2—0,1 |
| Суперфиниш чистовой | 11—12 | 0,08—0,04 | 0,4—0,2 |
| Суперфиниш тонкий | 13—14 | 0,02—0,01 | 0,1—0,05 |

* Для классов 6—12 основной является шкала R_a , а для классов 1—5 и 13—14 — шкала R_z , но по соглашению сторон это условие может не соблюдаться.

Таблица 7

| Типы подшипников | Класс точности подшипников | Установленный класс чистоты поверхности | | | Примечание |
|---|----------------------------|---|---|------------------------------|---|
| | | желоба или дорожки колец | шарики или ролики (рабочие поверхности) | упорные и направляющие борты | |
| Шарикоподшипники (радиальные, радиально-упорные, упорные и сферические) | Н, П | 9—10 | 10 | 8 | Как правило, высокая норма чистоты поверхности относится к мелким подшипникам, а низкая к более крупным |
| | В, А | 10—11 | 11—12 | 9 | |
| Роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами | Н, П | 8 | 9 | 8 | Чистота посадочных поверхностей колец подшипников классов Н и П устанавливается в пределах 6—8, а для классов В и А 6—9 |
| | В, А | 9—10 | 10 | 9 | |
| Роликоподшипники конические | Н, П | 8—9 | 8—9 | 7—8 | Чистота поверхности гнезд и направляющих поверхностей сепараторов устанавливается для классов Н и П 6, а для классов В, А и С 7 |
| | В, А | 9—10 | 9—10 | 8 | |
| Роликоподшипники сферические | Н, П | 8 | 9 | 7—8 | |
| Роликоподшипники игольчатые | Н, П | 8 | 9 | 7—8 | |
| Роликоподшипники с длинными цилиндрическими и витыми роликами | Н, П | 8 | 8 | 8 | |

ВЛИЯНИЕ ПРОЦЕССОВ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ ПОДШИПНИКОВ

Вторым важным фактором, имеющим сильное влияние на глубину пластических вмятин на рабочих поверхностях, является структура и пластические свойства материалов в крайнем поверхностном слое.

Шлифовка поверхностей может дать самое разнообразное качество поверхностного слоя в зависимости от режима шлифования, характера и качества абразивного

инструмента, точности и жесткости станка и его элементов и от свойств обрабатываемого металла.

В худшем случае может быть получен поверхностный слой с местным отпуском (понижением твердости), местной подкалкой разогретого при резании металла, с неравномерным механическим упрочнением (наклепом) отдельных элементарных участков поверхности и с большими остаточными напряжениями, не говоря уже о невыгодном микрорельефе поверхности.

В лучшем случае поверхностный слой все же получает небольшой отпуск за счет разогрева при шлифовке, умеренные остаточные напряжения и небольшой механический наклеп при шероховатости поверхности, соответствующей 9—11-му классу чистоты поверхности.

Процесс «чистого» механического полирования в корне отличается от процесса шлифования. Металл на поверхности обрабатываемой детали в процессе полирования срезается и как бы расплывается, приобретая подвижность под влиянием местного нагрева и касательных усилий, возникающих во время прижима к обрабатываемой поверхности быстро скользящего полировочного инструмента.

В первую очередь размягчаются и начинают течь конечные участки микровыступов, металл которых заполняет впадины и углубления, создавая поверхность с более плавными очертаниями.

Иногда при недостаточной текучести металла так называемый наполированный металл плохо заполняет острые внутренние углы впадин, ослабляя свою связь с основным металлом.

Таким образом, при грубо шлифованной поверхности изделия и неудачных режимах полирования может образоваться наполированная пленка металла, имеющая измельченную кристаллическую структуру, довольно легко отделяемая от основного металла.

Кольца подшипников обычно полируются при высокой скорости вращения шлифовальной шкуркой (мелких номеров), покрытых полировальной пастой.

Наличие абразивных зерен на шлифовальном полотне и абразивного жоршка в пасте приводит к некоторому комбинированию процесса резания (шлифования) и полирования.

При полировании поверхности шариков в коже, после процессов очень тщательной механической и химической подготовки поверхности (наклеп, абразивная обработка и обработка в известковой эмульсии), обеспечивается тончайший равномерный, пластический слой на поверхности детали, очень прочно связанный с основным металлом и играющий весьма важную роль при сопротивлении металла образованию первичных трещин.

Таким образом, процесс шлифования с последующим полированием деталей может в одном случае создать неоднородный поверхностный слой, замаскированный плавностью внешних очертаний, а в другом случае — обеспечить весьма высокую однородность металла под поверхностью контакта с тончайшим пластическим поверхностным слоем, улучшающим сопротивление разрушению при статических и особенно при циклических контактных нагрузках.

При доводочном так называемом лапинг-процессе, когда поверхности деталей обкатываются при незначительных нагрузках и скоростях между притирами с абразивно-масляной смазкой, структурных изменений и изменений твердости металла почти не наблюдается, а механический наклеп, хотя и остается, но распространяет свое действие на небольшую глубину.

При суперфинишировании брусок совершает на обрабатываемой поверхности короткие осциллирующие движения при небольшой скорости и малой нагрузке.

Здесь многое зависит (как и в остальных случаях) от качества абразива. Применяя, например, бруски из чехословацкого обожженного корунда, можно добиться чистоты обрабатываемой поверхности, соответствующей 13—14-му классу чистоты поверхности.

Основным же свойством этого процесса являются очень незначительные изменения в крайнем поверхностном слое по сравнению с основным металлом, и поэтому прочностные качества при контактной сжатии высоки.

Большой интерес представляет процесс гидрополировки деталей подшипников. В зависимости от подбора абразивного порошка и от режимов обработки этот процесс может обеспечивать либо интенсивное разрыхление и быстрый съем металла с поверхности, либо тончайший съем при крайне малом наклепе крайнего поверхностного

слоя и, само собой разумеется, без тепловых структурных изменений металла.

При сравнительных испытаниях деталей на контактное сжатие некоторые режимы этого процесса обеспечили наименьшую величину остаточных деформаций на поверхности.

Местная прочность деталей, обработанных электролитической полировкой, исследована пока недостаточно.

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ПОДШИПНИКОВ

В современных каталогах шарико- и роликоподшипников наряду с размерами, предельными числами оборотов в минуту, против каждого типоразмера подшипника указывается величина допустимой статической нагрузки. Если подшипник неподвижен или вращается со скоростью не более одного оборота в минуту, внешняя нагрузка не должна превышать указанную величину.

Любопытно, что в некоторых случаях допустимая нагрузка на неподвижный подшипник может быть меньше, чем на вращающийся подшипник.

Это объясняется тем, что местные остаточные деформации при неподвижных подшипниках, особенно возрастающие при вибрационной нагрузке, несравнимо более вредны, чем при вращательном движении подшипника, когда эти деформации непрерывно и равномерно распределяются вдоль обкатываемых беговых дорожек.

Приближенный расчет статической грузоподъемности может быть следующим.

Штрибеком было доказано, что нагрузки, соответствующие наступлению предела упругости при сжатии стальных, закаленных шаров, пропорциональны квадратам диаметров шаров.

На этом основании при составлении формул статической грузоподъемности допустимая радиальная нагрузка на невращающийся подшипник $Q_{ст}$ принимается также пропорциональной квадрату диаметра шаров в подшипнике. Количество шаров в подшипнике z входит в формулу в первой степени, а конструкция подшипника, качество материала и совершенство технологических процессов учитываются коэффициентом k , постоянным для

каждого типа подшипника и проверяемым экспериментальным путем.

Таким образом, для стандартных шарикоподшипников справочники рекомендуют формулу

$$Q_{ст} = kzd^2 (\kappaг), \quad (21)$$

где k — определяется по таблицам 8 и 9.

Т а б л и ц а 8

| Тип шарико-подшипника | Радиально-однорядный | Радиально-упорный | Сферический двухрядный | Упорный |
|-----------------------|----------------------|--------------------|------------------------|---------|
| Величина k | 1,2 | $1,2 \cos \beta^*$ | 0,65—0,72 | 4,5 |

* β — угол контакта шара с желобом кольца в меридианальном сечении, изменяется для различных конструкций от 12 до 46° (обычно 26°).

Т а б л и ц а 9

| Тип ролико-подшипника | С короткими* цилиндрическими роликами | С длинными цилиндрическими роликами | Сферический двухрядный | Конический |
|-----------------------|---------------------------------------|-------------------------------------|------------------------|-----------------------|
| Величина k | —1,8—1,35 | 0,8 | 3,5 | $1,7 \cos \beta^{**}$ |

* Меньшие значения относятся к коротким роликам.

** β — угол конусности наружного кольца подшипника.

Для роликоподшипников формула статической грузоподъемности имеет вид:

$$Q_{ст} = kzd l_0 (\kappaг), \quad (22)$$

где l_0 — полезная длина роликов.

Для игольчатых подшипников применяется формула:

$$Q_{ст} = 3D l_0 (\kappaг), \quad (23)$$

где D — диаметр беговой дорожки внутреннего кольца подшипника (мм),

l_0 — длина (полезная) игл (мм).

В случае отсутствия надежных экспериментальных проверок коэффициента k для выпускаемых подшипников

в ответственных случаях следует пользоваться другой методикой расчета.

По этой методике сперва определяется нагрузка на наиболее нагруженный шарик или ролик в подшипнике, а затем по расчетным формулам или экспериментальным путем определяется действительная величина остаточной деформации на желобе кольца рассчитываемого подшипника. Если эта величина превосходит предел, установленный для подшипника, имеющего определенное назначение, то нужно менять конструкцию, размеры подшипника или технические условия на шероховатость рабочих поверхностей с тем, чтобы уменьшить величину остаточной деформации до установленной величины.

В общих случаях, когда детали подшипников изготовлены из стали ШХ-15, закалены на твердость 62—64R_c и имеют чистоту поверхности в пределах 10—11-го класса чистоты поверхности, можно производить проверку статической грузоподъемности подшипника, допуская для наиболее нагруженного шарика p_0 450—500 кг/мм² и для наиболее нагруженного ролика p_0 — 350—400 кг/мм²

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ (ПО ПРИЗНАКАМ УСТАЛОСТНОГО ВЫКРАШИВАНИЯ)

Располагая методом расчета контактных напряжений для любого положения деталей подшипников и расчетом частоты нагружений отдельных участков рабочих поверхностей деталей, можно перейти к определению контактной долговечности деталей подшипников, используя экспериментально полученную зависимость между временным пределом контактной усталости (σ'_z) твердых, закаленных сталей и количеством циклов нагружений. Усталостная кривая для случая контактных нагружений твердых стальных деталей подшипников имеет вид, показанный на рис. 36, и отличается от обычных усталостных кривых (при изгибе) и от усталостных кривых контактных испытаний мягких сталей отсутствием четко выраженного длительного предела усталости. Аналитически эта кривая выражается следующей формулой:

$$\sigma'_z = \frac{A}{N^m}, \quad (24)$$

где σ'_z — временный предел контактной усталости ($\text{кг}/\text{мм}^2$),
 N' — количество циклов нагружений соответствующих σ'_z ,
 m — показатель степени, определяемый экспериментально и равный для твердых сталей ≈ 10 ,
 A — постоянная, характерная для данных условий испытаний и данного материала (так же как предыдущий показатель).

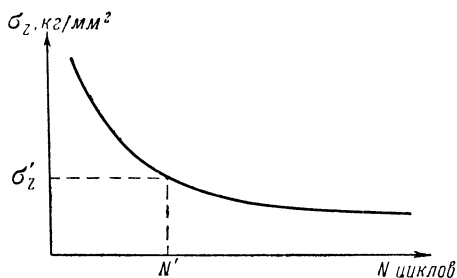


Рис. 36. Общая зависимость между величиной напряжения в материале и количеством циклов нагружений, которое может выдерживать материал

Для того чтобы перейти от этой зависимости к расчетной формуле, связывающей нагрузку, скорость вращения и длительность работы подшипника с его конструктивной характеристикой, нужно выбрать расчетное напряжение. Для невращающегося кольца при постоянной нагрузке на подшипники эта задача решается просто, так как каждый участок его рабочей поверхности нагружается повторяющимися, но одинаковыми по величине нагрузками. Поэтому достаточно выбрать расчетное напряжение по наиболее нагруженному участку.

Иначе обстоит дело с шариками и вращающимся кольцом. Участки рабочих поверхностей этих деталей выдерживают определенное число различных по величине нагрузок и для того, чтобы выбрать расчетное напряжение, нужно обусловить, чтобы его действие было равноценным суммарному действию различных по величине напряжений, повторно возникающих на рассматриваемом участке.

Обозначая через \bar{n} число различных нагрузок, воспринимаемых данным участком рабочей поверхности, через N — количество циклов нагружений, которое приведет к усталости материала на рассматриваемом участке при искомом напряжении σ , а через $N_0, N_1 \dots N_n$ — количества циклов напряжений, которые привели бы к усталости материала соответственно при напряжениях σ_0, σ_1 и σ_n , запишем равенство:

$$\frac{N}{\bar{n}N_0} + \frac{N}{\bar{n}N_1} + \dots + \frac{N}{\bar{n}N_n} = 1,$$

в котором каждый член левой части определяет в долях единицы «часть усталости», вызываемую соответствующим режимом нагружений.

Заменяя в этом выражении величины N, N_0 и т. д. их значениями, полученными из выражения (24), и производя соответствующие сокращения, получим:

$$\frac{1}{n} (\sigma_0^m + \sigma_1^m + \dots + \sigma_n^m) = \sigma^m$$

или

$$\sigma = \frac{1}{n} (\sigma_0^m + \sigma_1^m + \dots + \sigma_n^m)^{\frac{1}{m}}.$$

С другой стороны, обозначая в формулах для максимального напряжения сжатия (см. табл. 4) все сомножители при $P^{\frac{1}{3}}$ через F , можем записать для шарико-подшипника:

$$\sigma_0 = F \sqrt[3]{P_0}; \quad \sigma_1 = F \sqrt[3]{P_1} \dots \sigma_n = F \sqrt[3]{P_n}.$$

В главе V было показано, что

$$P_0 = \frac{5Q}{z}; \quad P_1 = \frac{5Q}{z} \cos^{3/2} \gamma \dots P_n = \frac{5Q}{z} \cos^{3/2} n\gamma,$$

поэтому, если принять, что число различных нагрузок, воспринимаемых отдельным участком вращающегося кольца, соответствует числу шариков, находящихся в на-

груженной зоне подшипника, т. е. примерно $\bar{n} \cong \frac{z}{2}$, то выражение для расчетного (условного) напряжения примет вид:

$$\sigma = F \left(\frac{5Q}{z} \right)^{\frac{1}{3}} \left[\frac{2}{z} (1 + 2 \cos^2 \gamma + 2 \cos^2 n\gamma) \right]^{\frac{1}{m}} = \frac{A}{N^m}. \quad (25)$$

Суммарное количество циклов напряжений, выдерживаемых участком рабочей поверхности кольца до повреждения, всегда может быть выражено через долговечность подшипника в рабочих часах (h) посредством выражений для частоты циклов нагружений. Действительно, например, для внутреннего вращающегося кольца

$$N = N_{\text{вн}} 60h = 60 \frac{D_0 + d}{2D_0} \frac{z}{2} n_{\text{в}} h \text{ циклов}. \quad (26)$$

Если определить из выражения (25) нагрузку на подшипник Q и заменить все члены этого выражения, относящиеся к конструкции подшипника и качеству материала, одной комплексной числовой характеристикой C , можно получить расчетную формулу, связывающую величину внешней нагрузки на подшипник с его конструктивной характеристикой и длительностью работы, в следующем виде:

$$Q = \frac{C}{(n_{\text{в}} h)^{3/m}} \text{ или при } m = 10. \quad (27)$$

$$C = Q (nh)^{0,3},$$

где Q — расчетная нагрузка на подшипник,

$n_{\text{в}}$ — скорость вращения кольца подшипника (в об/мин),

h — продолжительность работы подшипника (в часах до выхода из строя),

C — коэффициент работоспособности подшипника или числовая комплексная характеристика, указывается в каталогах для каждого типоразмера подшипника.

Коэффициент работоспособности C по составу членов в выражениях (25) и (26), которые он заменяет, может дать представление о тех элементах, от которых в основном

зависит работоспособность и динамическая грузоподъемность подшипника. Сюда относятся размеры и количество шаров в подшипнике, диаметр кольца и радиус желоба кольца, упругие постоянные материала и усталостные постоянные A и m . Не входят явно в состав этой характеристики такие факторы, как степень точности изготовления деталей подшипника, жесткость деталей, качество обработки рабочих поверхностей и т. п. Поэтому коэффициент работоспособности определяется упрощенным путем на основании экспериментальных исследований, которые подтвердили, что динамическая грузоподъемность шарикоподшипников характеризуется в основном размером и количеством шаров и что влияние остальных факторов можно заменить некоторым числовым коэффициентом, постоянным для данной конструкции, материала и технической культуры производства. При этом выяснилось, что влияние размера шаров пропорционально величине $d^2\varphi$, где $\varphi = \frac{1}{1 + 0,02d}$, а влияние числа шаров пропорционально $z^{0,7}$. Кроме того, учитывается изменение нагрузки на детали в зависимости от величины угла контакта шаров или роликов с кольцами (β).

Таким образом, составлена расчетная формула для коэффициента работоспособности C для шарикоподшипников радиальных однорядных, сферических, радиально-упорных:

$$C = kz^{0,7}d^2\varphi \cos \beta, \quad (28)$$

где β — угол контакта шаров с желобом.

Для радиальных подшипников и радиальной нагрузки $\beta = 0^\circ$, для радиально-упорных подшипников $\beta = 20 \div 46^\circ$ (обычно 26°), для магнетных подшипников $\beta = 12^\circ$. k — коэффициент выбирается по табл. 10.

Т а б л и ц а 10

| Тип шарикоподшипника | Радиальный однорядный или радиально-упорный | Радиальный сферический двухрядный | Магнетный | Упорный |
|----------------------|---|-----------------------------------|-----------|---------|
| Величина k | 65 | 60 | 42 | 95 |

Для упорных шарикоподшипников формула принимает вид:

$$C = kz^{0.7}d^2\varphi. \quad (29)$$

Для роликоподшипников цилиндрических с короткими роликами, сферических с бочкообразными роликами и конических применяется формула:

$$C = kz^{0.7}dl_0 \cos \beta', \quad (30)$$

где k — числовой коэффициент, выбираемый по табл. 11,
 l_0 — полезная длина роликов,
 d — средний диаметр ролика,
 β' — угол конусности внутреннего кольца (только для конусных подшипников).

Т а б л и ц а 11

| Тип роликоподшипника | С короткими цилиндрическими роликами | Сферический с бочкообразными роликами | Конический | Величина β |
|----------------------|--------------------------------------|---------------------------------------|------------|------------------|
| Величина k | 80—50 * | 130 | 75 | 9—30° |

* k уменьшается с увеличением длины роликов; при $l > 3d$ $k \approx 30$.

Для игольчатых подшипников

$$C = 250 D^{0.7}l_0, \quad (31)$$

где D — рабочий диаметр внутреннего кольца.

Основная расчетная формула $C = Q(n_B h)^{0.3}$ составлена исходя из того, что при вращающемся внутреннем кольце и радиальной нагрузке наиболее слабым элементом радиального шарикоподшипника является рабочая поверхность его внутреннего кольца.

Однако можно показать, что такие же формулы можно получить исходя из расчета на контактную усталость рабочих поверхностей других элементов подшипника.

Запас прочности определяется тем, что расчетная долговечность значительно ниже средней долговечности подшипников данного типоразмера ($h = 1/3 - 1/5 h_{ср}$)

и обычно выбирается так, чтобы 90% всех подшипников, работающих на расчетном режиме, превысили по длительности работы расчетную долговечность. Это достигается соответствующим подбором коэффициента работоспособности C , который, как указывалось выше, имеет экспериментальную основу расчета.

Заводы, производящие подшипники качения, систематически проводят массовые испытания подшипников, проверяя и уточняя величины C и добиваясь увеличения их за счет совершенствования техники производства.

Определение расчетной (приведенной) нагрузки Q . Обычно на подшипник действуют нагрузки разных направлений, которые можно привести к суммарной осевой нагрузке A и суммарной радиальной нагрузке R .

В каталогах и справочниках расчетная нагрузка определяется по формуле:

$$Q = R + mA,$$

где m — коэффициент приведения осевой нагрузки к радиальной зависит от конструкции подшипника (табл. 12).

Т а б л и ц а 12

| Тип подшипников | Шарикоподшипники | | | | Роликоподшипники | |
|-----------------|------------------|-------------|-------------------|-----------|------------------|------------|
| | однорядные | сферические | радиально-упорные | магнетные | сферические | конические |
| Величина m | 1,5 | 2,5—4,5 | 0,6 | 2 | 3,5—4,5 | 1,5—1,8 |

На основании исследований подшипников проф. Решетов предложил принимать: $Q = R$, если величина A относительно мала ($< 0,25 R$ — для случая расчета радиальных шарикоподшипников, $< 0,3 R$ — для конических подшипников и $< 0,6 R$ для радиально-упорных подшипников) и

$$Q = m'R + m''A,$$

если A выше указанных значений (для шарикоподшипников до $1,2 R$).

Величины m' и m'' также выбираются в зависимости от конструкции подшипника (табл. 13).

Т а б л и ц а 13

| Тип подшипника | Радиальные шарикоподшипники | Конические подшипники | Радиально-упорные шарикоподшипники |
|--------------------|-----------------------------|-----------------------|------------------------------------|
| Величина m' . . | 0,75 | 0,6 | 0,55 |
| Величина m'' . . | 1 | 1,5 | 0,75 |

Под действием радиальных или комбинированных внешних нагрузок в радиально-упорных, магнетных и конических подшипниках возникают внутренние осевые составляющие, которые также нужно учитывать при определении суммарной величины A .

При определении расчетной нагрузки Q учитываются: характер нагрузки (коэффициент k_b), температурный режим работы подшипника (коэффициент k_T) и какое кольцо вращается (коэффициент k_K , принимаемый при вращении внутреннего кольца равным 1, а при вращении наружного кольца 1,35).

Не рекомендуется превышать температуру для обычных подшипников 150° и для специальных 320° .

Таким образом, выражения для расчетной нагрузки приобретают вид:

$$Q = (m'R + m''A) k_b k_T k_K$$

для радиальных подшипников и

$$Q = A k_b k_T$$

для упорных подшипников (значения k_b , k_T и k_K см. табл. 14 и 15).

Изложенная методика расчета рекомендуется для подшипников, работающих при скоростях вращения не менее 10 об/мин, и до предельных значений n указанных в каталогах. При n , превышающем предельные значения, нужно разделить расчетную нагрузку Q (или умножить каталожный коэффициент работоспособности C на поправочный коэффициент q , выбираемый по табл. 16).

Таблица 14

| Характер нагрузки | Спокойная | Легкие толчки, перегрузка на 25% (кратковременная) | Перегрузка на 50%, вибрация | Перегрузка на 100%, значительные толчки | Сильные удары, перегрузка на 300%, пыль, повышенная температура |
|-------------------|-----------|--|-----------------------------|---|---|
| Величина k_B | 1,0 | 1,2 | 1,3—1,8 | 1,8—2,5 | 2,5—3 |

Таблица 15

| Температура подшипника, °С | 125 | 150—175 | 200 | 225 | 250 |
|----------------------------|------|----------|------|------|-----|
| Величина k_T | 1,05 | 1,1—1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,4 |

Таблица 16

| n (усл. ед.) | 1 | 1,1 | 1,3 | 1,5 | 2,0 | 2,4 | 2,8 | 3,0 |
|-------------------|---|------|------|-----|------|------|------|------|
| q | 1 | 0,92 | 0,75 | 0,6 | 0,33 | 0,20 | 0,11 | 0,10 |

ОСЕВОЙ НАТЯГ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Предварительный осевой натяг применяется при установке радиально-упорных подшипников с целью повышения точности вращения и жесткости системы. При правильно выбранном осевом натяге геометрические зазоры в работающем подшипнике исключаются, и перемещение вала относительно опоры возможно только за счет упругих деформаций деталей. Величину предварительного осевого натяга можно определить из выражения:

$$A_0 = uR + 0,5 A,$$

где u — выбирается в пределах 0,5—0,8 в зависимости от величины угла контакта β или угла конусности β' (для конических подшипников).

Обычно A_0 составляет 0,1—0,17 от максимальной осевой нагрузки.

При определении расчетной нагрузки Q величину A_0 суммируют с общей осевой нагрузкой A .

Расчет подшипников, работающих при переменной нагрузке. Возможны случаи, когда за полный период работы подшипник работает при нагрузках Q_1, Q_2, Q_3, Q_n и соответствующих им скоростях вращения n_1, n_2, n_3, n_n .

Продолжительность работы подшипника при каждом режиме работы относительно общего срока службы в долях единицы составляет: $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots \alpha_n$. Задаваясь условным числом оборотов в минуту n (например, максимальным из рабочих), обозначаем:

$$\beta_1 = \frac{n_1}{n}; \quad \beta = \frac{n_2}{n}; \quad \dots \beta = \frac{n_n}{n},$$

тогда нагрузка $Q_{\text{эКВ}}$, эквивалентная по своему действию суммарному действию нагрузок каждого периода, будет:

$$Q_{\text{эКВ}} = (\alpha_1 \beta_1 Q_1^{3.33} + \alpha_2 \beta_2 Q_2^{3.33} + \dots + \alpha_n \beta_n Q_n^{3.33})^{\frac{1}{3.33}},$$

а расчетная нагрузка:

$$Q_p = Q_{\text{эКВ}} k_b k_T k_K$$

при оборотах, предусмотренных каталогами.

Глава VII

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПОДШИПНИКАМ ПЕРСПЕКТИВНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Предсказать развитие подшипников можно только на базе анализа тех направлений, по которым должно развиваться машиностроение и приборостроение.

В области развития рабочих машин — строительных, транспортных, различных технологических агрегатов, — по-видимому, будут в первую очередь расти требования к повышению нагрузок на узлы машин при наименьшем весе и наибольшей компактности агрегатов.

В ряде случаев наименьший вес и компактность будут достигаться за счет резкого повышения быстроходности движущихся деталей. Для металлообрабатывающих станков наиболее характерным будет повышение требований к точности и быстроходности узлов при сравнительно небольшом изменении нагрузок на узлы и отдельные детали.

Весьма сильно возрастут требования к износоустойчивости машин, так как длительность их использования имеет непосредственное отношение к производительности труда и экономической рентабельности производства.

Для ряда машин весьма важными будут условия точности и жесткости узлов, что непосредственно связано с повышением требований к качеству изделий, к проблемам автоматизации и надежности работы систем.

Не менее важным для работоспособности некоторых технологических агрегатов будут условия химической устойчивости деталей, работающих в агрессивных средах, а также сохранение рабочих качеств при повышенных или пониженных температурах. Колебания температуры для некоторых представителей этой группы машин и механизмов будут, очевидно, достигать значительных разме-

ров (например, от $+800^{\circ}$ до -100°), но не идут ни в какое сравнение с температурами, которые будут применяться в перспективе энергетическим машиностроением. Для многих машин этой группы, особенно транспортных, характерны повышенные требования к бесшумности и ограничению вибраций, возбуждаемых подвижными деталями, и в том числе к подшипникам качения.

Таким образом, для этой группы машин и механизмов будут характерны требования повышения грузоподъемности и износостойкости деталей при компактности и малом весе, а также повышение быстроходности, точности жесткости, бесшумности, химической и тепловой устойчивости. По-видимому, эти же требования будут предъявляться и к подшипникам качения как к составной части машины, причем конструктивное разнообразие подшипников возрастет в соответствии с огромным разнообразием машин будущего.

В области энергетического машиностроения преобладают тенденции упрощения механической части энергетических сооружений и за счет применения принципиально новых видов преобразования энергии.

Среди двигателей происходит эволюция от механически сложных поршневых двигателей к турбинным и к реактивным, в которых количество движущихся деталей значительно уменьшится, особенно в основной схеме машин.

Наибольшее количество подвижных деталей, а следовательно и подшипников, остается во вспомогательных агрегатах двигателя. В области стационарных энергоустановок недалек день, когда ядерная и тепловая энергии будут преобразовываться в электрическую без помощи механических преобразователей энергии, например, с использованием полупроводниковых батарей.

То же можно сказать и о преобразовании солнечной энергии в электрическую, при котором не требуется сложных механических устройств и, следовательно, новых видов подшипников. Однако несмотря на сокращение количества подшипников в новых энергетических установках, остающиеся конструкции опор должны будут отвечать таким требованиям, которые еще никогда не возникали на всем протяжении истории машиностроения. Главным из этих требований будет необходимость сохранения работоспособности при очень высоких температурах.

Для большой группы подшипников рабочая температура будет достигать, очевидно, 1000° , а для некоторых конструкций 2000° и выше. Вместе с тем возможно воздействие сильного радиоактивного облучения химически активной среды и глубокого вакуума. Решение этих вопросов является наиболее серьезной проблемой создания перспективных конструкций подшипников качения.

В перспективном энергооборудовании остаются преобразователи энергии движения воздуха и воды, т. е. ветро- и гидростанции, развитие которых вряд ли выдвинет принципиально новые требования к подшипникам качения, нужно иметь в виду, что на крупных гидроустановках по условиям эксплуатации с большим успехом применяются подшипники скольжения. Необходимо разрешить проблему трогания с места вращающихся масс гидротурбины и генератора, особенно для турбины с горизонтальной осью вращения.

Что же касается электродвигателей, то в подавляющем большинстве случаев их развитие выдвигает такие же требования к механическим деталям, в том числе и к подшипникам качения, как и рабочие машины.

Несколько острее в этом случае ставится вопрос о быстроходности подшипников, поскольку совместные требования повышения компактности и мощности двигателей легче всего удовлетворяются за счет повышения его быстроходности. В конструктивном отношении возможно развитие двигателей с продольным движением рабочего органа, т. е. двигателей поступательного движения, что ставит соответствующие задачи перед конструкторами подшипников качения.

Таким образом, с развитием энергомашиностроения не предвидится появления чрезмерно большого количества конструктивных модификаций подшипников качения, но те новые виды опор, которые потребуются для нового энергомашиностроения, могут быть созданы только при условии решения проблемы жаропрочности, химической и радиационной устойчивости материалов.

В области приборостроения, помимо создания конструктивно-сложных электромеханических систем, постоянно возникает проблема точности, надежности и чувствительности механической части приборов.

При этом следует учитывать, что некоторые современ-

ные приборы должны работать при больших колебаниях внешней температуры (от -200° до $+500^{\circ}$), давлении, вакуума и влажности, а также при воздействии магнитных полей и агрессивных сред, в том числе радиоактивного облучения.

В приборостроении, например, в области создания гироскопов, часто встречается задача обеспечения предельной быстроходности вращающихся деталей, что в первую очередь зависит от свойств подшипников качения.

Таким образом, в этой области к подшипникам качения будут предъявляться очень высокие требования по точности, чувствительности, быстроходности при сохранении этих свойств постоянными на протяжении всего периода эксплуатации, т. е. при высокой степени надежности. Эти требования усугубляются очень разнообразными и тяжелыми внешними условиями, основные из которых перечислены выше. Требования всех отраслей перспективного машиностроения могут удовлетворяться различными путями, и поэтому мы ограничимся разбором некоторых направлений в конструктивном развитии подшипников, которые могут решить поставленные задачи.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ПОВЫШЕННОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ, КОМПАКТНОСТИ И МАЛОГО ВЕСА ОПОР КАЧЕНИЯ

Эти требования тесно связаны между собой и в значительном числе случаев, очевидно, должны решаться совместно. Каковы возможности в этом направлении?

Прежде всего, этот вопрос может решаться при помощи подбора или создания новых материалов. Если, например, создать новый материал с прочностью качественной стали, но с пониженным модулем упругости, т. е. с повышенной упругой податливостью, то благодаря повышенным упругим деформациям контактные площадки в местах касания тел качения и беговых дорожек увеличатся, а удельные нагрузки на них соответственно уменьшатся. За счет этого можно либо увеличить нагрузку на подшипник, либо уменьшить его габариты, оставляя давление на контактах в пределах норм.

Правда, повышенная упругая податливость элементов подшипника вызовет перемещение связанных с подшипником деталей (вала, корпуса), и поэтому такие

подшипники будут пригодны только для механизмов, в которых не требуется высокой точности положения вращающихся деталей, возникнут повышенные потери на трение и другие особенности, но тем не менее этот путь очень заманчив. Если в дальнейшем удастся повысить соответствующие прочностные свойства некоторых видов пластмасс, то пластмассовые подшипники в некоторых случаях смогут конкурировать по грузоподъемности с лучшими стальными подшипниками, так как упругая податливость пластмасс значительно выше, чем у стали.

Если точность и жесткость опоры должна быть сохранена на высоком уровне, то нужно ориентироваться на перспективные сверхпрочные материалы, выдерживавшие повышенные удельные давления на контактных площадках без чрезмерных пластических деформаций, т. е. обладающие высокой твердостью поверхностных слоев.

Также вероятными материалами в этом отношении могут быть металлокерамические, твердость которых может намного превысить твердость закаленной подшипниковой стали. При применении твердых металлокерамических материалов для изготовления деталей подшипников возникает необходимость понизить их обычную хрупкость, а также разработать новые технологические приемы обработки очень твердых изделий.

Тем не менее применение металлокерамики для изготовления подшипников — это один из путей создания подшипников для больших нагрузок.

Одним из важнейших направлений повышения компактности подшипников в перспективных машинах является конструктивное совмещение деталей подшипников с другими деталями машины. Уже в настоящее время практикуется иногда выполнение беговых дорожек на поверхности вала или оси, либо использованы шестерни или шкивы как кольца подшипника. Однако качество материала, из которого изготавливаются различные детали машин, далеко не всегда соответствует требованиям, которым предъявляются к материалу деталей подшипников.

Поэтому использовать различные детали машин как совмещенные детали подшипника можно будет, если материал детали в работе размещения беговых дорожек будет «подогнан» по свойствам под требования, предъявляемые к деталям подшипника. Как это можно сделать?

Выполнить это требование можно, применяя технику упрочнения и в первую очередь технику термодиффузионного и термомеханического упрочнения материала. Таким образом, в перспективе возможно изготавливать различные детали (валы, части корпуса, шкивы и др.) из дешевых сталей и наиболее дешевыми технологическими способами (штамповкой, литьем, сваркой и т. п.), а в местах, где будут расположены беговые дорожки подшипников, — облагораживать металл, насыщая эти места соответствующими легирующими элементами, производя местную обработку давлением и после поверхностного электронагрева и закалки получать участки большой детали с качествами лучших подшипниковых сталей. Такой прием позволит не только сократить размеры подшипникового узла, но и сократить количество деталей в машине.

Нужно полагать, что в ближайшем будущем будет решена проблема создания разъемных колец подшипников качения.

Действительно, во многих случаях приходится отказываться от применения подшипников качения или значительно увеличивать размеры опорного узла машины только из-за неудобства монтажа неразъемных колец подшипников. Примером могут служить опоры коленчатых валов, которые не всегда можно делать составными ради удобства монтажа шарико- или роликоподшипников.

Применение разъемных колец шарикоподшипников тормозится тем, что технологически это сложно, а участок разъема на беговой дорожке подшипника менее прочен, чем остальные части беговой дорожки. Тем не менее, преимущества, которые дает разъемный подшипник, обязывают преодолеть эти затруднения.

Можно предположить, что с целью повышения грузоподъемности подшипников будут освоены детали с новыми формами рабочих поверхностей или новыми принципами обкатки, которые смогут снизить удельные нагрузки на контакте и повысить грузоподъемность подшипника.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ И ХИМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПОДШИПНИКОВ

Как уже указывалось выше, работоспособность подшипников в условиях высоких температур или при воз-

действии химически агрессивных сред главным образом зависит от материала деталей подшипников.

Следует предположить, что лучшие жаропрочные сплавы металлов смогут обеспечить некоторую работоспособность подшипников до температур 800—1000°.

Для работы при более высоких температурах нужно ориентироваться на изготовление подшипников из металлокерамических материалов, составленных, например, на основе карбидов титана со связкой из наиболее жаропрочных металлов или из сверхпрочных материалов.

Для еще более высоких температур (например, до 2000°) можно предположить возможность изготовления подшипников качения из особых видов керамики, например, из окиси бериллия при условии, что будет разработана связка зерен керамики, выдерживающая подобные температуры и обеспечивающая материалу необходимые упругие и прочностные свойства.

При длительном действии температуры свыше 2000° трудно предположить возможность работы подшипников без устройств, искусственно снижающих температуру подшипника. В этой области нужна разработка принципиально новых средств тепловой защиты, например, при помощи магнитных полей, как это делается в соответствующих устройствах при экспериментах в области ядерной физики или другими подобными способами, так как никакой твердый материал не сможет быть длительно использован не только в качестве рабочего материала, но и в качестве защиты при столь высокой температуре.

Не исключена возможность изготовления теплостойких подшипников из некоторых высокополимерных материалов. Известны примеры резкого повышения теплостойких свойств некоторых пластиков при помощи радиоактивного облучения, причем эти материалы, применяемые пока для электроизоляции, выдерживают температуру до 1000°.

Если удастся соответственным образом повысить прочностные свойства этих пластиков, то они могут с успехом использоваться для изготовления деталей жаростойких подшипников, особенно если учесть, что пластмассовые подшипники имеют много положительных качеств (химическая устойчивость, демпфирующие свойства, малый вес, отсутствие хрупкости деталей, антимагнитность и т. д.).

Важное значение при работе подшипников в условиях высокой температуры имеет проблема смазки подшипников. Смазка обычно значительно улучшает условия работы всех видов подшипников — металлических, твердосплавных, пластмассовых. Однако при повышении рабочей температуры до 400—500° применение обычных смазок исключается, так как они либо испаряются, либо сгорают и обугливаются. Даже смазки графитовые или на основе сернистого молибдена теряют химическую устойчивость при температуре 400—500°.

В некоторых случаях применяется смазка чистыми мягкими металлами (серебро, свинец), которые наносятся на беговые дорожки подшипников гальваническим способом в виде тонких покрытий. Но, во-первых, такие покрытия обычно недолговечны, а, во-вторых, некоторые металлы, покрывающие рабочие поверхности, постепенно диффундируют вглубь, невыгодно изменяя рабочие качества поверхностных слоев детали. Тем не менее смазка подшипников мягкими металлами имеет большое будущее как по условиям теплостойкости, так и по условиям коррозионной устойчивости, не говоря уже о работе в глубоком вакууме, когда обычная смазка совершенно неприменима.

Очень большой интерес представляет проблема смазки жаростойких подшипников жидкими металлами. В этом отношении особенно интересны металлы, которые находятся в жидкой фазе в широком диапазоне температур. Например, редкий элемент галлий находится в жидком состоянии в интервале температур от 30 до 2000°. Естественно, что способы подачи такой смазки в подшипники, условия теплоотвода и очистки ее должны быть совершенно новыми, а сам процесс смазывания жидкими металлами тщательно изучен.

Большинство жаропрочных сплавов, применяемых для изготовления подшипников качения, обладает повышенной химической устойчивостью вследствие большого содержания таких легирующих элементов, как никель, хром, молибден и т. п. Поэтому они с успехом могут применяться в условиях действия среды с повышенной кислотностью при повышенной влажности воздуха и т. п.

Устойчивы против коррозии и бронзовые детали подшипников, в том числе из бериллиевой бронзы, но их невы-

сокая прочность и высокая стоимость ограничивают применимость таких подшипников.

При этих условиях большую перспективу имеет применение подшипников из пластмасс, которые наилучшим образом сопротивляются действию кислот и не подвержены коррозии. Условия, которым должны соответствовать пластмассы в случае изготовления из них подшипников качения, изложены в главе III.

Следует учитывать, что пластмассы в большей степени, чем металлы, изменяют свои свойства под влиянием радиоактивного облучения и что применению пластмассовых подшипников в этих условиях должно предшествовать тщательное изучение этого обстоятельства.

· БЫСТРОХОДНОСТЬ И ЛЕГКОСТЬ ХОДА ПОДШИПНИКОВ

Быстроходность определяется предельной скоростью вращения подшипника, т. е. числом оборотов в минуту, которое подшипник данного размера может выдержать заданный срок и при заданных условиях.

Точнее характеризовать быстроходность подшипника может допустимая окружная скорость качения шаров или роликов по беговой дорожке вращающегося кольца:

$$V = \frac{\pi D n}{60} \text{ (м/сек)},$$

где D — диаметр беговой дорожки (в m),

n — число оборотов вращающегося кольца в минуту.

Максимальная окружная скорость деталей, достигнутая на крупных моторных подшипниках, превышает 170 м/сек , что соответствует скорости вращения около $30\,000 \text{ об/мин}$ для подшипника с диаметром беговой дорожки внутреннего кольца около 100 мм .

Известны примеры кратковременной работы мелких приборных подшипников со скоростью вращения около $180\,000 \text{ об/мин}$ и выше, что при диаметре беговой дорожки около 5 мм соответствует окружной скорости качения порядка 47 м/сек , т. е. значительно меньше, чем на крупных подшипниках.

Главной причиной, ограничивающей повышение быстроходности подшипников, является избыточное тепловыделение, получаемое как следствие работы сил трения и

других необратимых потерь энергии, часть которых переходит в тепло.

Чрезмерно нагреваясь, детали подшипника теряют свои первоначальные качества, в том числе твердость, быстро изнашиваются, сминаются, свариваются, и подшипник выходит из строя. Таким образом, для обеспечения наивысшей быстроходности подшипников нужно либо отвести от его деталей избыточное тепло и обеспечить умеренную температуру деталей, либо подбирать материалы деталей, которые выдерживали бы столь высокие температуры без значительных изменений рабочих качеств.

Между тем современная техника электропривода уже сейчас позволяет достичь огромных скоростей вращения. Например, английским ученым Боуденом осуществлена испытательная установка, в которой стальной шарик, помещенный в вакуумную камеру и подвешенный в пространстве при помощи электромагнитов, разгоняется вращающимся магнитным полем до окружной скорости свыше 600 м/сек. Практически можно было еще значительно увеличить скорость вращения, но препятствовал этому предел прочности материала шара, который мог разорваться от внутренних центробежных усилий.

Подобные установки выполнены в Чехословакии с целью балансировки мелких деталей.

Таким образом, для осуществления машин и приборов со столь высокой скоростью вращения роторов нужно обеспечить опоры, которые соответствовали бы этим условиям и точно фиксировали бы положение вращающихся деталей по отношению к другим частям машины или прибора.

В этом свете большое значение приобретает проблема создания подшипника смешанного трения, в котором одновременно используется принцип подшипника качения и подшипника скольжения. Как известно, подшипник качения обеспечивает малое сопротивление вращению при трогании с места и точно фиксирует положение вала, но при очень высоких скоростях вращения греется, и сопротивление вращению быстро возрастает.

Подшипник скольжения, наоборот, имеет значительное сопротивление при старте и относительно малое сопротивление при высоких скоростях вращения благодаря образованию масляной или газовой пленки, разделяющей поверхности скольжения.

Если сочетать положительные качества обоих видов подшипников, то можно получить подшипник, который при старте будет работать как подшипник качения, а по мере набора скорости вращения воспринимать нагрузку масляной пленкой, образованной по законам гидродинамики или соответственно воздушной пленкой, если это будет предусмотрено конструкцией.

Если учесть при этом, что нагрев подшипника качения при больших скоростях связан с нагрузкой на подшипник, которая воспринимается масляной или воздушной пленкой скользящей части подшипника, и что смазывающий материал (воздух или масло) является одновременно агентом охлаждения, уносящим избыточное тепло, становится ясно, что скоростные характеристики подшипника комбинированного трения могут быть очень высокими.

Следует считать, что 300—400 тыс. оборотов в минуту могут быть легко достигнуты комбинированным подшипником с воздушной или газовой смазкой. Возможно, что при особо высоких скоростях вращения даже воздух окажется слишком вязкой смазкой, создающей слишком высокое сопротивление, и придется подумать о такой смазке подшипников, как гелий, обладающей, как известно, так называемой сверхтекучестью.

Вторым направлением, которое может обеспечить создание особо быстроходных подшипников, является разгрузка подшипников при помощи магнитного поля, как это осуществлялось в опытах Боудена.

Магнитное поле в этом случае может играть роль масляной пленки в подшипнике скольжения, снимая с шарикоподшипников часть нагрузки и оказывая демпфирующее действие на вращающиеся детали.

Роль подшипника качения в этом случае будет сводиться к фиксации положения вращающихся деталей по отношению к другим деталям механизма.

Вместе с обеспечением быстроходности подшипники комбинированного трения могут рассматриваться как перспективные износоустойчивые конструкции.

Действительно, долговечность подшипника качения как по признаку питтингования, так и по признаку истирания рабочих поверхностей зависит главным образом от нагрузки на подшипник. Поскольку «катящаяся» часть

комбинированного подшипника работает под полной нагрузкой только в период разгона, износ ее уменьшается в несколько раз по сравнению с обычными конструкциями. Что же касается «скользящей» части подшипника, то при правильной конструкции масляная или воздушная пленка должна полностью разделять рабочие поверхности, и износ их должен быть сведен до минимума.

Как уже указывалось выше, легкость хода и минимальное стартовое сопротивление подшипников являются важными факторами в проблемах будущего машиностроения и особенно приборостроения. Конечно, можно добиться весьма высоких показателей в этом отношении за счет повышения точности подшипников, чистоты рабочих поверхностей, уменьшения участков трения внутри подшипника и соответствующего подбора материалов деталей.

Уже в настоящее время применяются подшипники, у которых стартовое сопротивление уменьшается при помощи искусственно поддерживающей вибрации опоры.

Применяются конструкции опор, состоящие из двух одинаковых подшипников, вращающихся одновременно в разные стороны и как бы взаимно компенсирующих вредные сопротивления друг у друга и вместе с тем поддерживающих элементы опор в состоянии движения.

Вероятно, будет разработано много конструктивных приемов с целью уменьшения вредных участков трения внутри подшипника, но радикальное решение вопроса о снижении сопротивления вращению опор качения может быть достигнуто только принципиально новыми приемами конструирования машин.

Например, подшипник качения может и должен быть оставлен в конструкции опоры минимального трения только как элемент, фиксирующий взаимное расположение деталей в покое и при различных скоростях вращения. Вся или почти вся нагрузка должна быть снята с него либо при помощи магнитных полей, либо при помощи газовой пленки, образованной статическим давлением в зазорах специальных поддерживаемых элементов, или на основе законов аэродинамики.

Выбору газа должно быть уделено особое внимание, учитывая необходимость его легкотекучести. В этих условиях можно рассчитывать на 10—15-кратное уменьшение сопротивления вращению опор, особенно при старте.

ЛИТЕРАТУРА

- Б а ш к и р о в Б. Я. Научно-исследовательская работа в области металла и термообработки подшипников за 15 лет. «Технология подшипникоостроения», 1958, № 17.
- Б е й з е л ь м а н Р. Г. и Ц ы п к и н Б. В. Подшипники качения. Машгиз, 1959.
- Б о у д е н Ф. П. и Т е й б о р Д. Трение и смазка. Машгиз, 1960 (перевод Ю. Н. Востропятова).
- Д е р б и ш е р А. В. Опыт комплексной автоматизации и механизации производства. М., 1956.
- К р а г е л ь с к и й И. В., Щ е д р о в В. С. Развитие науки о трении. Изд-во АН СССР. М., 1956.
- К у з н е ц о в В. Д. Физика твердого тела. Т. IV. Томск, 1947.
- П е т р у с е в и ч А. И. Контактные напряжения, деформации и контактно-гидродинамическая теория смазки. Изд-во АН СССР, 1950.
- П и н е г и н С. В. Работоспособность деталей подшипников. М., 1949.
- Р е ш е т о в Д. Н. Совместное действие на шариковые подшипники радиальной и осевой нагрузок. «Подшипник», 1939, № 10—11.
- С а в е р и н М. М. Контактная прочность материала в условиях одновременного действия нормальной и контактной нагрузки. Машгиз. М., 1946.
- С п и ц ы н Н. А. Некоторые сведения из истории подшипников качения. «Подшипник», 1937, № 1.
- Ш е й н А. С., Ц а р е в а А. А., Ф е д о т о в а В. Д., П а в л о в а З. В. Стали для колец и тел качения высокотемпературных подшипников. «Технология подшипникоостроения», 1958, № 17.
- P a l m g r e n A. Grundlagen der Walzlagertechnik. Stockholm, 1954.
-

О Г Л А В Л Е Н И Е

| | |
|---|-----|
| Глава I. Трение и износ в машинах: | |
| О природе трения скольжения | 3 |
| Трение качения | 10 |
| Вредное влияние трения и износа в машинах | 20 |
| Два типа опор | 22 |
| Глава II. Конструкции подшипников качения и их классификация | |
| Развитие конструкций подшипников качения | 28 |
| Классификация подшипников по эксплуатационному назначению | 43 |
| Глава III. Прогрессивные технологические процессы производства подшипников качения | |
| Основные производственные процессы | 47 |
| Автоматизация технологических процессов при производстве подшипников качения | 65 |
| Глава IV. Материалы, применяемые при изготовлении подшипников качения | |
| Материалы основных деталей подшипников | 74 |
| Термообработка деталей подшипников | 80 |
| Применение специальных сплавов и пластиков | 84 |
| Глава V. Нагрузки и движение деталей подшипников | |
| Распределение внешней нагрузки между деталями подшипника | 90 |
| Влияние радиального зазора на работу подшипника | 97 |
| Влияние центробежных сил на распределение нагрузок в подшипнике | 100 |
| Влияние гироскопического момента на работу деталей подшипника | 101 |
| Кинематика деталей подшипника | 102 |
| Потери на трение в подшипниках качения | 105 |

Глава VI. Виды разрушений, контактные напряжения и прочность деталей подшипников

| | |
|--|-----|
| Основные виды разрушений подшипников качения | 108 |
| Форма и размеры контактов и давления на контакте | 113 |
| Критерии контактной прочности деталей | 119 |
| Шероховатость рабочих поверхностей деталей подшипников | 121 |
| Влияние процессов обработки поверхностей деталей подшипников | 123 |
| Расчет статической грузоподъемности подшипников | 126 |
| Расчет подшипников на долговечность по признакам усталостного выкрашивания | 128 |
| Осевой натяг подшипников качения | 136 |

Глава VII. Перспективы развития подшипников качения

| | |
|--|-----|
| Основные требования к подшипникам перспективного машиностроения | 138 |
| Обеспечение повышенной грузоподъемности, компактности и малого веса опор качения | 141 |
| Обеспечение тепловой и химической устойчивости подшипников | 143 |
| Быстроходность и легкость хода подшипников | 146 |
| <i>Литература</i> | 150 |

Сергей Васильевич Пинегин

Опоры качения в машинах

Утверждено к печати редколлегией научно-популярной литературы Академии наук СССР

Редактор Издательства Д. М. Беркович Технический редактор В. В. Волкова
Обложка художника Л. С. Эрмана
Корректоры И. А. Талалай, В. А. Бобров, Л. Д. Коган

РИСО АН СССР № 1253-доп. Сдано в набор 28/IV 1961 г.

Подписано к печати 20 XI 1961 г. Формат 84×108 1/16

Печ. л. 4,75+1 вкл., усл. печ. л. 7,79, уч.-изд. л. 7,6 (7,5 + 0,1 вкл. = 7,6)

Тираж 6000 экз. Т-11877. Изд. № 227. Тип. зак. № 2467

Цена 24 коп.

Издательство Академии наук СССР

Москва, Б-62, Подсосенский пер., 21

2-я типография Издательства АН СССР,

Москва, Г-99, Шубинский пер., 10

24 коп.

Архив

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК СССР