

**FAG**



## **Подшипники FAG в прокатном оборудовании**

**SCHAEFFLER GRUPPE**  
INDUSTRIE

# Предисловие

Фирма FAG Kugelfischer, являющаяся основоположницей подшипниковой промышленности, уже более 100 лет производит подшипники качения всех конструкций. Фирма FAG еще на заре своей деятельности начала разрабатывать и изготавливать подшипники качения для прокатного оборудования, накопив за многие годы колоссальный опыт, часть которого представлена Вашему вниманию в данной публикации. В помощь конструкторам прокатного оборудования приведены основные сведения для выбора и расчета подшипников для прокатных станов. В брошюре даны подробные рекомендации по монтажу и обслуживанию подшипников. На все возникшие у Вас вопросы готовы ответить специалисты технической службы FAG. Размеры и рабочие характеристики подшипников для прокатного оборудования содержатся в публикации WL 41 140. На стр. 68 приводится перечень остальных публикаций FAG, касающихся подшипников для прокатного оборудования, теоретических основ и сведений по выбору подшипников, монтажу и демонтажу, смазыванию и обслуживанию.

# Содержание

Подшипники прокатных валков	4	Конструктивные мероприятия	
Конструкционные условия	4	при посадке внутренних колец с зазором	44
Цилиндрические роликоподшипники	5	Подушки	44
Упорные подшипники	6	Опорные поверхности окон станины и подушек	45
Конические роликоподшипники	7	Конструкции уплотнений	46
Сферические роликоподшипники	9	<b>Монтаж и обслуживание</b>	<b>48</b>
Упорные конические роликоподшипники		Подготовка к монтажу	48
для нажимных шпинделей	9	Контроль цилиндрических цапф валков	48
<b>Расчет нагрузки на подшипник</b>	<b>10</b>	Контроль конических цапф	49
Самоустанавливающиеся подушки	10	Контроль подушек прокатного стана	49
Ленточная прокатка	10	Шероховатость поверхности	50
Профильная прокатка	11	Обработка посадочных поверхностей	
Жёстко закреплённые подушки	12	под подшипники	51
Подшипники валков с консольным креплением	13	Подготовка подшипника к монтажу	51
Расчет прогиба валков	14	Монтаж четырехрядных цилиндрических	
<b>Выбор размера подшипника</b>	<b>18</b>	роликоподшипников	51
Подшипники под действием статической нагрузки	18	Монтаж внутренних колец	52
Подшипники под действием динамической нагрузки	18	Монтаж наружных колец	53
Расчет расширенной долговечности	22	Монтаж упорных подшипников	54
<b>Смазывание</b>	<b>29</b>	Монтаж подушки с предварительно смонтированным	
Смазывание подшипников в прокатном оборудовании	29	подшипником на цапфу	54
Смазывание консистентной смазкой	29	Демонтаж подшипниковой опоры	55
Выбор консистентной смазки		Посадка внутренних колец с зазором	55
по частоте вращения и нагрузке	30	Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников	56
Прочие производственные условия	30	Монтаж	56
Смазывание маслом	31	Демонтаж	58
Необходимая вязкость масла	31	Обслуживание	58
Другие необходимые свойства масел	31	Монтаж сферических роликоподшипников	58
Методы смазывания маслом	32	Монтаж сферических роликоподшипников	
Организация процессов смазки	32	с коническим отверстием	58
Количество заполняемой консистентной смазки	32	Демонтаж сферических роликоподшипников	
Интервалы для повторного смазывания		с коническим отверстием	58
консистентной смазкой	32	Методика монтажа и демонтажа внутренних колец	
Подача смазочного материала	33	цилиндрических роликоподшипников	
Смазывание консистентной смазкой	33	(при посадке с натягом)	59
Смазывание масляным туманом	34	Индукционное нагревание	59
Масловоздушное смазывание	34	Нагревание при помощи газового кольца-горелки	60
Циркуляционная смазка,		Приспособления для монтажа соединительных муфт	
смазка впрыскиванием	35	и лабиринтных колец	61
<b>Допуски валковых подшипников</b>	<b>36</b>	Индукционный нагрев соединительных муфт	
<b>Детали, сопряженные с подшипниками</b>	<b>37</b>	прокатных валков	61
Рекомендации по выбору посадок подшипников	37	Индукционные нагревательные приспособления	
Радиальные подшипники	37	для лабиринтных колец	62
Упорные подшипники	37	Поддержание резервного запаса	62
Допуски на обработку цилиндрических посадочных		Сбор статистических данных	62
поверхностей	40	Хранение подшипников	64
Допуски подушек и цапф прокатных валков	42	<b>Пример конструирования</b>	
		<b>и расчета опоры прокатного валька</b>	<b>65</b>
		<b>Перечень других публикаций FAG</b>	<b>68</b>

# Подшипники прокатных валков

## Конструкционные условия

### Конструкционные условия

Подшипники качения, устанавливаемые в валковых опорах прокатного оборудования, подвержены значительному нагружению.

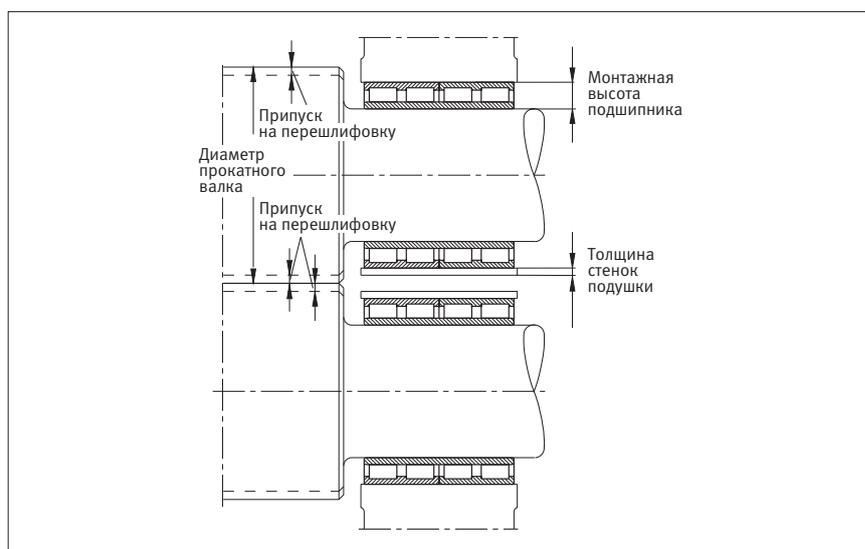
Для надежного восприятия высоких прокатных нагрузок подшипники должны обладать достаточной грузоподъемностью. Фактором, ограничивающим грузоподъемность, является монтажное пространство для подшипника, в особенности монтажная высота подшипника (рис. 1). Диаметр бочки прокатного вала, за вычетом припуска на перешлифовку и толщины стенок подушки, определяет величину наружного диаметра подшипника. Отверстие подшипника соответствует диаметру цапфы вала. При особо высоких нагрузках необходимо найти компромисс между диаметром цапфы и ее прочностью, с одной стороны, и монтажной высотой подшипника и его грузоподъемностью – с другой. Так как опоры прокатных валков находятся под действием крайне высоких радиальных и небольших осевых нагрузок, имеющееся монтажное пространство максимально используют для того, чтобы обеспечить восприятие радиальных нагрузок.

Грузоподъемность роликовых подшипников выше, чем грузоподъемность шариковых подшипников, поэтому для восприятия радиальных нагрузок применяются цилиндрические, конические и сферические роликоподшипники. Кольца подшипников и тела качения изготавливаются из подшипниковой стали объемной закалки или, в некоторых случаях, из цементируемой стали. Необходимость частой замены валков обуславливает некоторые конструктивные особенности подшипников. Как правило, при правке бочек прокатных валков подушки демонтируются, что является затруднительным в случае

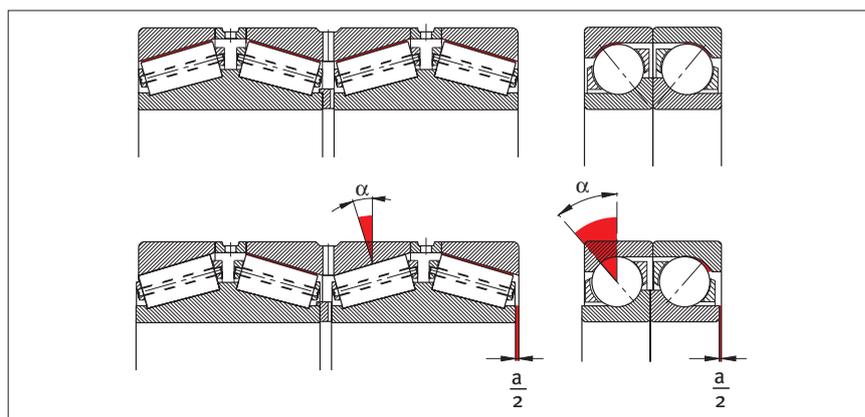
неразъемных подшипников, например сферических роликоподшипников, внутреннее кольцо которых на цапфе посажено с натягом.

При использовании цилиндрических роликоподшипников, напротив, можно снять подушку с наружным кольцом и сепаратором с роликами, оставив на цапфе внутреннее кольцо. Устанавливаемые на цилиндрическую цапфу парой (сдвоенные) сферические роликоподшипники или четырехрядные конические роликоподшипники, как правило, имеют свободную посадку по внутреннему кольцу. За счет этого

упрощается демонтаж подушки; но из-за свободной посадки область применения подшипников сужается. Если в качестве радиальных устанавливаются цилиндрические роликоподшипники, то для обеспечения осевого фиксирования (ведения) валков должен быть установлен дополнительный упорный подшипник. Раздельное восприятие радиальных и осевых нагрузок дает особые преимущества в тех случаях, когда точность осевого ведения прокатного материала (например, при прокатке в калибрах).



1. Монтажное пространство



2. Величина осевого зазора а, зависящая от радиального зазора и угла контакта подшипника  $\alpha$

# Подшипники прокатных валков

Конструкционные условия. Цилиндрические роликоподшипники

При применении упорных подшипников достигается очень высокая точность осевого ведения вала, потому что подшипники устанавливаются с очень маленьким осевым зазором или беззазорно. Радиальные подшипники, наоборот,

одновременно воспринимают осевые и радиальные нагрузки и всегда обладают большим осевым зазором. На рис. 2 (стр. 4) изображена зависимость осевого зазора  $a$  от угла контакта  $\alpha$  при заданном радиальном зазоре. Наибольшее соотношение

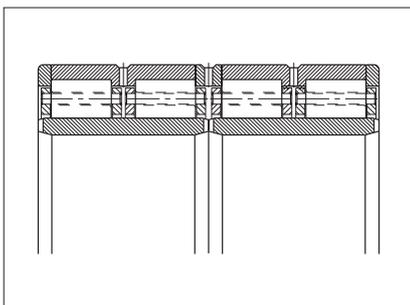
«осевой зазор / радиальный зазор» наблюдается у сферических роликоподшипников. В четырехрядных конических роликоподшипниках это соотношение меньше, а еще меньше оно у радиально-упорных шарикоподшипников.

## Цилиндрические роликоподшипники

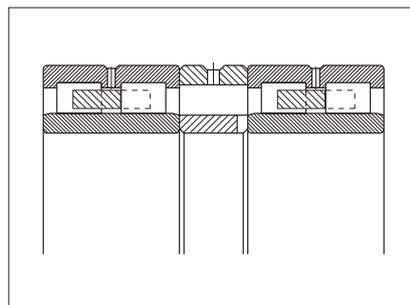
В ограниченном монтажном пространстве цилиндрические роликоподшипники позволяют достичь наибольшей грузоподъемности. Они способны воспринимать самые большие радиальные нагрузки и вследствие присущего им низкого трения позволяют достичь высоких частот вращения. В прокатных станах применяются различные варианты исполнения цилиндрических роликоподшипников. Выбор конкретного исполнения подшипника производится в зависимости от конструкции прокатного оборудования. С тем, чтобы достичь наибольшей грузоподъемности (особенно если речь идет о крупногабаритных подшипниках), подшипник комплектуется максимальным числом роликов. В таких случаях ролики изготавливаются со сквозными отверстиями и подшипник комплектуется так называемым сепаратором с осями (рис. 3).

Сепаратор состоит из двух боковых шайб, в которых закреплены проходящие через ролики оси. Такой сепаратор обладает очень высокой прочностью, что особенно важно, если крупногабаритный подшипник установлен в оборудовании, работающем с большими ускорениями и замедлениями, например в реверсивном прокатном стане. Для достижения повышенной точности вращения применяют цилиндрические роликоподшипники с предварительно шлифованной дорожкой качения внутреннего кольца и припуском на последующую шлифовку: внутреннее кольцо монтируется на цапфу с натягом и затем производится чистовое шлифование дорожки качения внутреннего кольца совместно с поверхностью вала. На рис. 4 показаны двухрядные цилиндрические роликоподшипники размерной серии 49. Обычно они применяются в качестве опор рабочих валков. С тем, чтобы уменьшить нагрузки, возникающие из-за возможных опрокидывающих моментов,

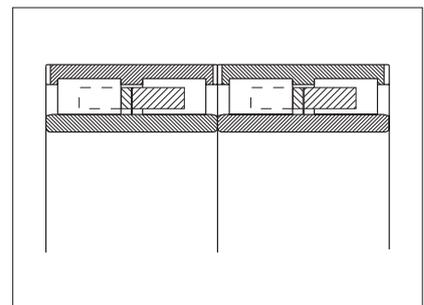
подшипники устанавливают на расстоянии друг от друга и между наружными и внутренними кольцами монтируют проставочные кольца. Такие подшипники в большей степени предназначены для работы с высокой частотой вращения и в меньшей степени для высоких нагрузок. Цилиндрические роликоподшипники, показанные на рис. 5, в основном применяются в станах тонколистовой и проволочной прокатки. Они комплектуются стальными или латунными массивными сепараторами. Данные подшипники наряду с пригодностью для высоких скоростей прокатки – до 40 м/с – обладают сравнительно высокой грузоподъемностью. На отделочных линиях таких станов для скорости прокатки до 100 м/с и выше производится одноручьевая прокатка. Здесь обычно применяются однорядные цилиндрические роликоподшипники. Достигаемая долговечность таких подшипников является достаточной для эффективной работы оборудования.



3. Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник с роликами с отверстиями и сепаратором с осями



4. Двухрядные цилиндрические роликоподшипники размерной серии 49 с проставочным внутренним и проставочным наружным кольцами



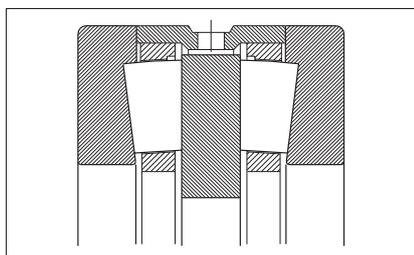
5. Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник с массивным сепаратором для высоких скоростей прокатки

# Подшипники прокатных валков

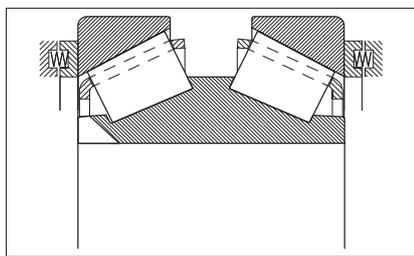
## Упорные подшипники

### Упорные подшипники

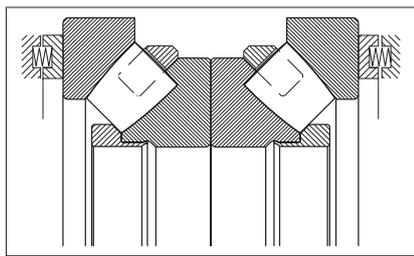
Как правило, подушка размещается в станине прокатной клетки со стороны демонтажа и передает осевые нагрузки на станину. В качестве упорных применяются подшипники различных конструкций. При высоких осевых нагрузках и средних частотах вращения применяются упорные конические роликоподшипники (рис. 6), двухрядные конические роликоподшипники с большим углом контакта (рис. 7) или упорные сферические роликоподшипники (рис. 8).



6. Упорный конический роликоподшипник с дистанционным кольцом, предназначенный для восприятия нагрузок в двух направлениях



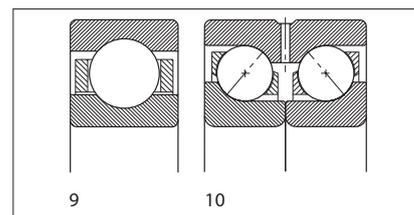
7. Двухрядный конический роликоподшипник с большим углом контакта и подпружиненными кольцами.



8. Пара упорных сферических роликоподшипников для восприятия осевых нагрузок в двух направлениях

При использовании упорных конических роликоподшипников между свободными кольцами (центрированными по отверстию в корпусе) устанавливается дистанционное кольцо, ширина которого соответствует требуемому осевому зазору. Упорные конические, двухрядные конические и упорные сферические роликоподшипники прежде всего применяются в обжимных станах, станах толстолистовой прокатки и станах горячей прокатки, то есть там, где имеют место значительные осевые нагрузки при низких и средних частотах вращения. На практике осевые нагрузки воспринимаются лишь одним рядом подшипника. Второй ряд остается ненагруженным. С тем, чтобы не происходило проскальзывания тел качения ненагруженного ряда, свободные кольца двухрядных конических роликоподшипников и упорных сферических роликоподшипников, центрированные по отверстию в корпусе, с обеих сторон подпружинены с минимальным требуемым натягом (рис. 7 и 8). Скорости прокатки станов ленточной, тонколистовой и проволочной прокатки обычно настолько велики, что применение в них упорных конических роликоподшипников и упорных сферических роликоподшипников невозможно. В такие станы в качестве упорных подшипников устанавливаются радиально-упорные или радиальные шарикоподшипники. Для опорных валков крупных четырехвалковых клетей ленточных и фольгопрокатных станов в качестве упорного обычно бывает достаточно радиального шарикоподшипника (рис. 9). Как правило, они обладают той же монтажной высотой, что и радиальные цилиндрические роликоподшипники, устанавливаемые рядом. Вместо радиальных шарикоподшипников можно использовать двухрядные конические роликоподшипники с большим углом контакта. Тогда требуемая грузоподъемность достигается при применении

подшипника с меньшими габаритами. Применение двухрядных конических роликоподшипников позволяет уменьшить размеры конструкции, что положительно сказывается на себестоимости. В качестве опоры рабочих валков в двух- и четырехвалковых станах проволочной и тонколистовой прокатки обычно используются радиально-упорные шарикоподшипники (рис. 10). Подушка со стороны привода в станине не фиксируется; она центрируется упорным подшипником, закрепленным на цапфе. Поскольку силы центрирования невысоки, в качестве упорного устанавливается радиальный шарикоподшипник, что вызывает незначительное увеличение ширины подшипникового узла. Целесообразно выбирать монтажную высоту шарикоподшипника, воспринимающего осевую нагрузку - такую же, как и у подшипника, несущего радиальную нагрузку. В некоторых конструкциях опор валков со стороны привода устанавливается тот же упорный подшипник, что и со стороны демонтажа, что благоприятно с точки зрения унификации. Применяемые в этих опорах радиальные и радиально-упорные шарикоподшипники должны воспринимать только осевые нагрузки. Чтобы наружные кольца радиальной нагрузки, посадочный диаметр под наружное кольцо в подушке растачивается вплоть до нескольких миллиметров (см. табл. 50, стр. 39).



9. Радиальный шарикоподшипник  
10. Двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник

# Подшипники прокатных валков

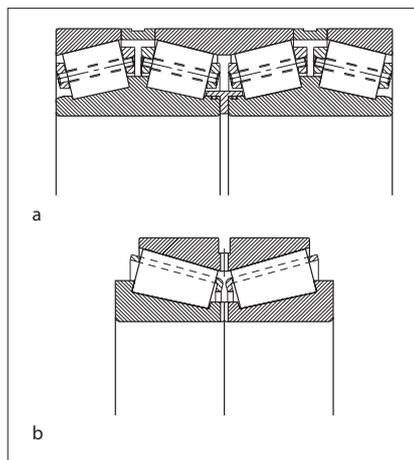
Конические роликоподшипники

## Конические роликоподшипники

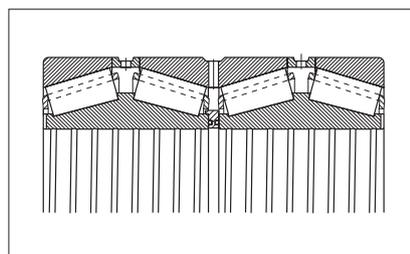
Вследствие наклонного положения роликов конические роликоподшипники воспринимают как радиальные, так и осевые нагрузки. В прокатном оборудовании применяются двух- и четырехрядные конические роликоподшипники (рис. 11а и 11б). Конические роликоподшипники выполняются разъемными. Несмотря на разъемность, в отличие от цилиндрических роликоподшипников, смонтировать внутреннее кольцо подшипника на цапфу, наружное кольцо – в подушку, а затем установить подушку на цапфу не представляется возможным. Напротив, сначала необходимо смонтировать подшипник в подушку, а затем подушку с смонтированным подшипником надеть на цапфу. Как следствие такой необходимости, внутреннее кольцо подшипника получает по цапфе свободную посадку – вопреки тому, что при циркуляционном характере нагружения требуется посадка кольца с натягом. При посадке с зазором

внутреннее кольцо свободно перемещается по цапфе. При этом возникает нагрев и износ цапфы. Посредством хорошего смазывания пространства между внутренним кольцом и цапфой добиваются уменьшения износа до приемлемого значения (см. стр. 44). Чтобы создать запас смазки и тем самым улучшить смазывание цапфы, в некоторых случаях в отверстиях внутреннего кольца предусмотрены спиралевидные смазочные канавки (рис. 12), в которых также могут оседать продукты износа. По той же причине на бортах внутреннего кольца предусмотрены радиальные канавки. Вследствие низких нагрузок износ цапф рабочих валков, для опор которых используются четырехрядные конические роликоподшипники, весьма невелик. Обычно рабочие валки изнашиваются и подлежат замене еще до того, как износ цапф составит сколько-нибудь существенное значение. Крупногабаритные конические роликоподшипники, также как и цилиндрические роликоподшипники, оснащаются роликами с отверстиями и сепаратором с осями. Такое исполнение необходимо для реверсивных станов вследствие значительных сил инерции. В силу вышеобозначенных причин четырехрядные конические роликоподшипники с цилиндри-

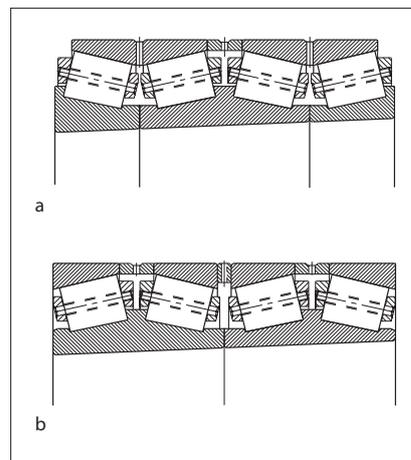
ческим отверстием могут использоваться не во всех опорах валков. При высокой частоте вращения и высоких нагрузках требуется посадка с натягом для внутреннего кольца подшипника. В таких случаях используются подшипники с коническим отверстием, которые монтируются на коническую цапфу прокатного валка (рис. 13). Тем самым наиболее просто достигается желаемая жесткая посадка на вал. В случае исполнения подшипника, как показано на рис. 13а, разъемное внутреннее кольцо состоит из одного двухрядного кольца и двух однорядных, а разъемное наружное кольцо – из двух двухрядных колец. Рис. 13б иллюстрирует следующее исполнение наружного кольца, состоящего из четырех колец, разделенных тремя дистанционными кольцами. Фирма FAG изготавливает четырехрядные конические роликоподшипники как с метрическими размерами и с метрическими допусками, так и с размерами в дюймах и допусками в дюймах.



11. Конический роликоподшипник  
а. четырехрядный;  
б. двухрядный



12. Четырехрядный конический роликоподшипник со спиралевидной канавкой на внутреннем кольце



13. Четырехрядный конический роликоподшипник с коническим отверстием и сепаратором с осями  
а. Разъемное наружное кольцо состоит из двух колец;  
б. Разъемное наружное кольцо состоит из четырех колец

# Подшипники прокатных валков

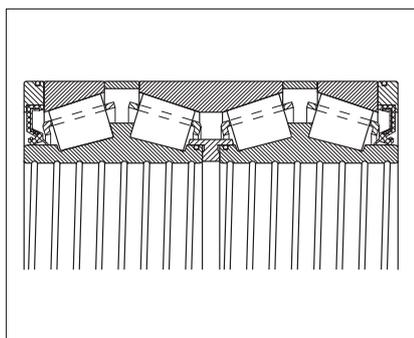
Конические роликоподшипники

## Многорядные конические роликоподшипники с уплотнениями

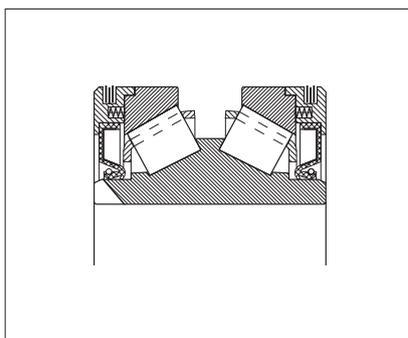
Опоры рабочих валков в станах горячей и холодной прокатки должны быть особо хорошо защищены уплотнениями от загрязнения ввиду значительного количества воды (для валков) или охлаждающего средства, перемешанных с грязью. В основном подшипники рабочих валков смазываются консистентной смазкой. В целях снижения затрат и защиты окружающей среды производители стараются снизить расход смазки. За счет лучшей смазки и чистоты контактных поверхностей качения срок службы подшипников можно существенно увеличить. Для достижения этих целей фирма FAG разработала четырехрядные конические роликоподшипники со встроенными уплотнениями (рис. 14). Эти подшипники имеют те же

размеры, что и аналогичные открытые подшипники. В них закладывается высококачественная подшипниковая смазка, которая не вытекает из подшипников и расходуется очень экономно. Уплотнения же, устанавливаемые в корпусе, изначально смазываются простой и дешевой смазкой. Хотя интегрированные уплотнения и уменьшают пространство для роликов в подшипнике (что, в свою очередь, снижает грузоподъемность), подшипники с уплотнениями, как правило, вследствие чистоты масляной пленки в зоне контакта обладают большим сроком службы, чем такие же подшипники без уплотнений.

Двухрядные конические роликоподшипники с уплотнениями применяются в качестве опор рабочих валков для восприятия осевой нагрузки (рис. 15).



14. Четырехрядный конический роликоподшипник со встроенными уплотнениями



15. Двухрядный конический роликоподшипник со встроенными уплотнениями

## **Подшипники прокатных валков**

Сферические роликоподшипники. Упорные конические роликоподшипники для нажимных шпинделей

### **Сферические роликоподшипники**

Сферические роликоподшипники,

# Расчет нагрузки на подшипник

## Самоустанавливающиеся подушки

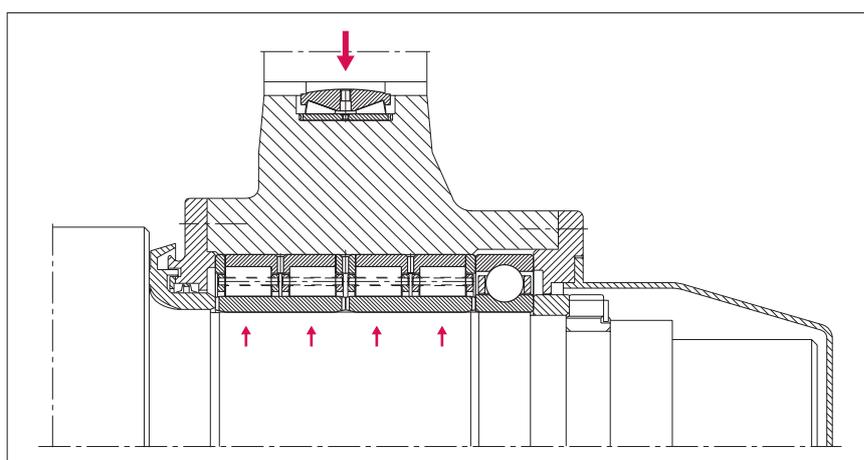
На сегодняшний день расчет сил прокатки чаще всего производится с помощью специального программного обеспечения. Существенное влияние на результаты расчетов оказывают вид прокатываемого материала и вид прокатки (ленточная или профильная), а также программа прокатки. Действительные значения сил прокатки существенно разнятся с расчетными значениями, если действительная программа прокатки не соответствует принятой при проектировании. К тому же ударные нагрузки, возникающие при подаче материала в валки, учитываются лишь ориентировочно. Сила прокатки на начальном этапе может быть вдвое выше, чем при нормальном режиме работы. Максимальное значение усилий прокатки на данном этапе зависит от формы прокатываемого материала в конце процесса. Пиковая нагрузка, возникающая при подаче материала в валки, возникает лишь временно. При расчете долговечности она в общем случае не учитывается. Тем не менее нельзя не принимать во внимание тот факт, что долговечность подшипников качения (из-за усталости материала) очень часто существенно снижается как раз из-за таких нагрузок. Распределение сил прокатки между обеими опорами зависит от конструкции прокатного оборудования и от вида прокатываемого материала.

## Самоустанавливающиеся подушки

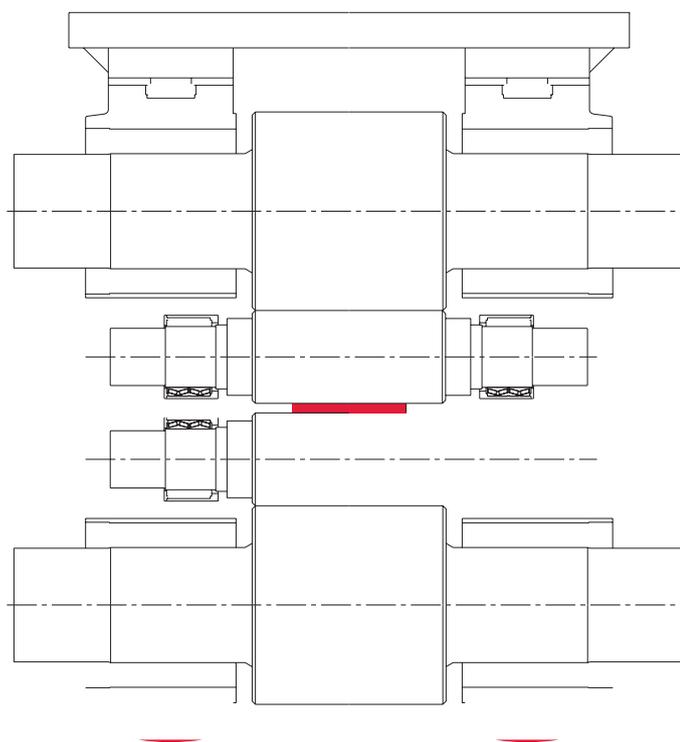
Подушки прокатных станов устанавливаются в станинах независимо друг от друга. Силы прокатки передаются в станину через нажимной механизм (упорные конические роликоподшипники) со сферической опорной поверхностью. За счет сферичности опорных поверхностей подушка может принимать то положение цапфы, которое обусловлено

прогибом и погрешностью установки валков. Тем самым обеспечивается равномерное распределение нагрузки между рядами роликов многорядных подшипников (рис. 19).

Прокатываемый материал симметрично проходит между опорами, при этом на каждый подшипник действует сила  $\frac{1}{2} \times P_w$ .  
 $F_r = \frac{1}{2} \times P_w$



19. Самоустанавливающаяся подушка



# Расчет нагрузки на подшипник

Самоустанавливающиеся подушки

## Профильная прокатка

Различают валки с различными калибрами (например, блочная прокатка) и с одинаковыми калибрами (например, проволочная прокатка). Для валков с различными

# Расчет нагрузки на подшипник

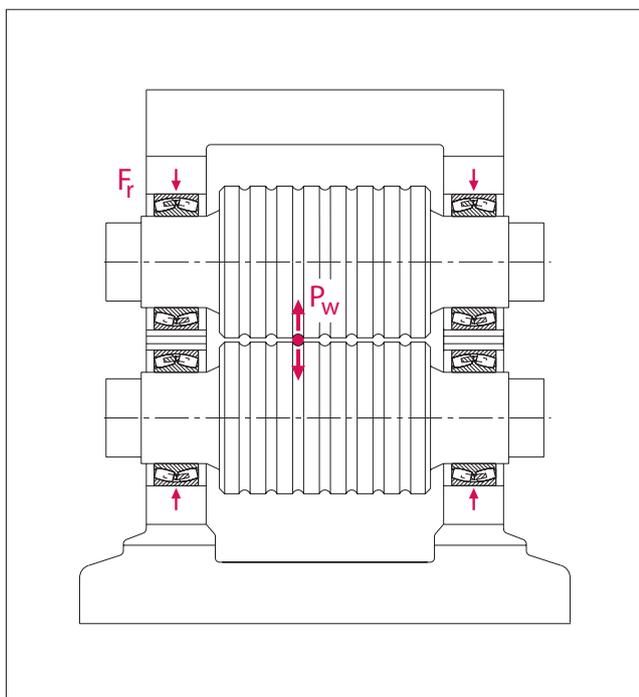
## Жестко закрепленные подушки

### Жестко закрепленные подушки

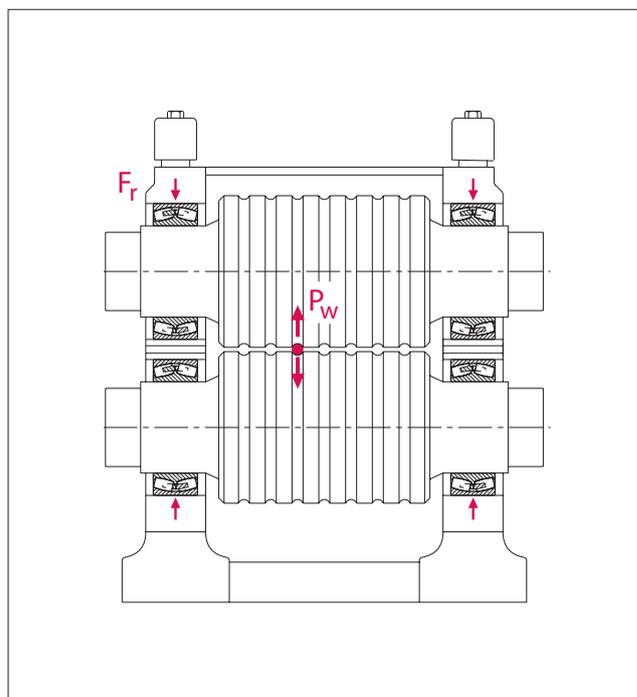
Два подшипника вала находятся в корпусах, жестко связанных друг с другом. Смещения цапф, прогибы валков или угловые перекосы resultируются в перекосы подшипниковых колец в противоположных друг другу направлениях. Это никак не повлияет на подшипники и процесс расчета в том случае, если опоры валков реализованы на сферических роликоподшипниках. В случае с двухрядными или многорядными

цилиндрическими роликоподшипниками необходимо учитывать неравномерность распределения нагрузки между рядами роликов. С помощью разработанного фирмой FAG метода расчета прогиба валков можно вычислить нагрузку для каждого ряда роликов отдельно. При этом необходимо удостовериться, что наиболее нагруженный ряд роликов обладает достаточной расчетной долговечностью. Конструкции с фиксированными подушками обычно применяются при профильной прокатке.

Расчет распределения сил прокатки между обеими цапфами приведен на стр. 11. Верхняя и нижняя подушки прижаты друг к другу силой натяга, что делает невозможным их самоустановку. Кроме прогиба валков также может происходить и смещение обеих подушек относительно оси валков. В оборудовании данной конструкции обычно устанавливаются сферические роликоподшипники. Если в конструкции не предусмотрен упорный подшипник, то в расчете эквивалентной нагрузки подшипника фиксированной опоры необходимо учитывать осевую силу.



23. Жестко закрепленные подушки



24. Станины без стоек

# Расчет нагрузки на подшипник

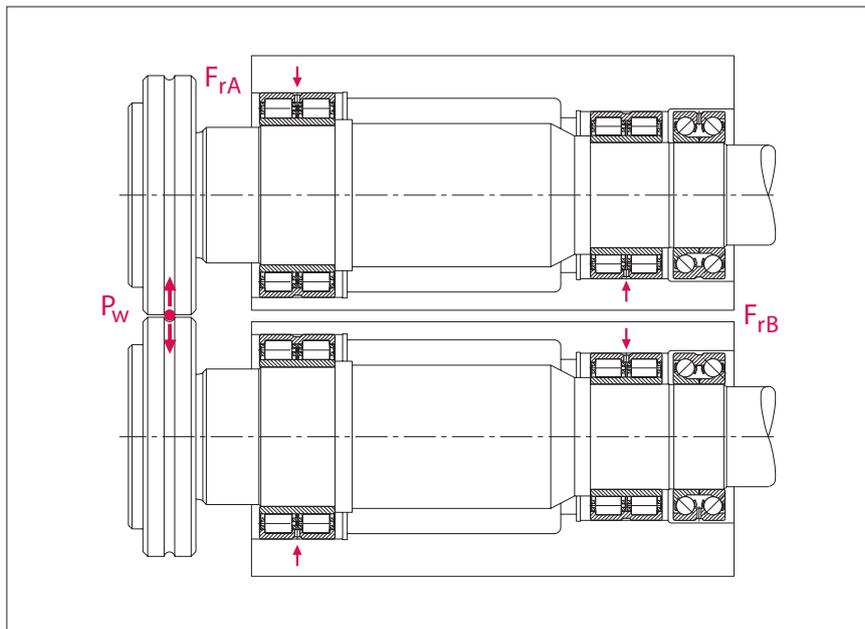
Подшипники валков с консольным креплением

## Подшипники валков с консольным креплением

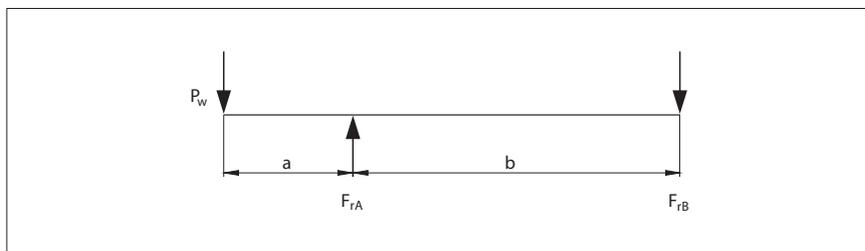
Для прокатного оборудования для изготовления профилей и проволоки с небольшой площадью поперечного сечения выбираются валки с возможным наименьшим диаметром. Часто применяются обкатные диски, закрепленные в опорах консольно (рис. 25). При использовании многорядных подшипников реакции опор должны быть рассчитаны исходя из кривой прогиба валков. Тем самым можно оценить долговечность наиболее нагруженного ряда роликов. Сила прокатки распределяется на обе опоры следующим образом:

$$F_{rA} = P_w \times \frac{a+b}{b}$$

$$F_{rB} = F_{rA} - P_w$$



25. Обкатные диски в опорах при консольном креплении



26. Схема нагружения к рис. 25

# Расчет нагрузки на подшипник

Расчет прогиба валков и распределение нагрузки в подшипниках качения

## Расчет прогиба валков и распределение нагрузки в подшипниках качения

Компьютерная программа Bearinx® позволяет рассчитать прогибы упругих валков в опорах, обладающих конечной жесткостью под любой заданной нагрузкой. Как результат расчета в числовой и графической форме отображаются реакции опор, распределение нагрузки внутри подшипников, эквивалентные напряжения валов и другие важнейшие параметры.

### Кроме того, могут быть учтены следующие факторы:

- жесткость гладких и ступенчатых, полых и сплошных валков из любых материалов; деформации от поперечных сил;
- нагрузки на вал, результирующиеся из сил прокатки и изгибающих моментов или от внешних сил, действующих на подшипники;

- нелинейный характер жесткости подшипниковых опор с учетом особенностей геометрии подшипника, осевой зазор, профили тел качения и дорожек качения, а также особые условия восприятия нагрузок;
- задание и расчет любого количества режимов нагружения (комбинаций «нагрузка – частота вращения»).

### Результатом расчета являются следующие данные:

Отклонение и прогиб оси валка в любой координате, распределение поперечных сил и изгибающих моментов, напряжений, сил реакций опор, деформаций подшипниковых опор, распределение нагрузок внутри подшипников и распределение напряжений в пятне контакта отдельных тел качения. На основании рассчитанных напряжений отдельно взятых пятен контакта качения в программе Bearinx® с повышенной точностью рассчитывается срок службы подшипников.

## Пример расчета изгиба валка и распределения нагрузки в подшипниках качения

Предметом расчета являются рабочие и опорные валки четырехвалкового стана холодной прокатки.

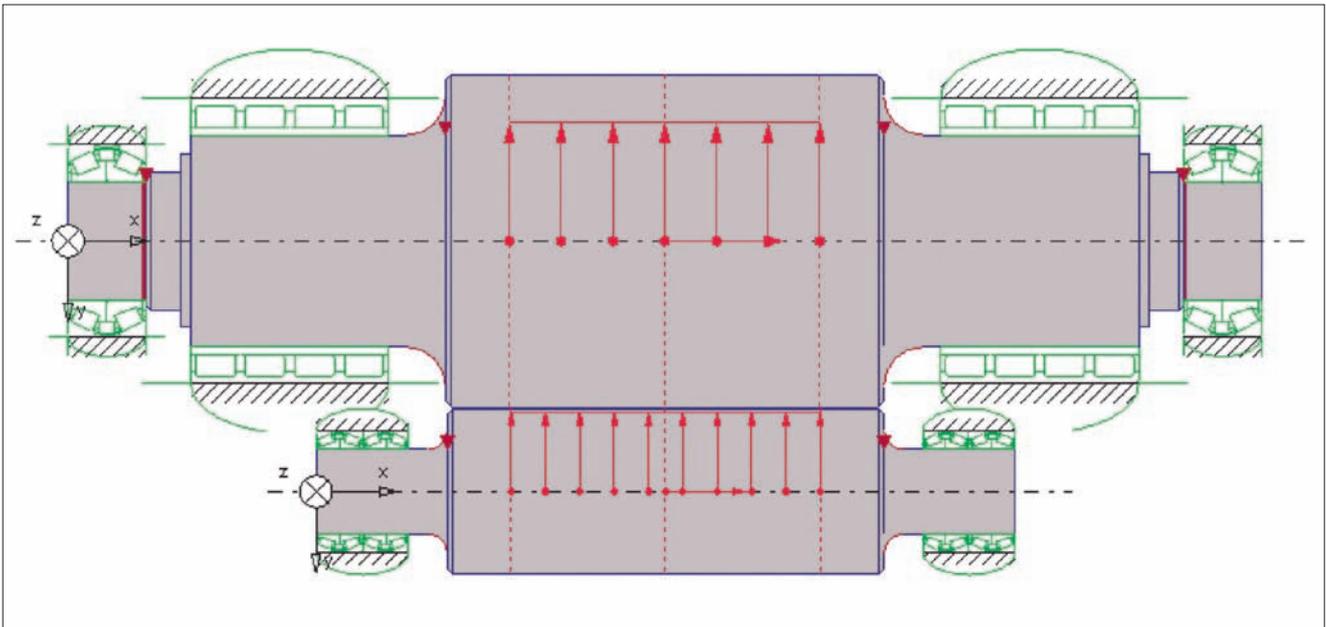
Нагрузка:

Сила прокатки  $P_w = 8000 \text{ кН}$

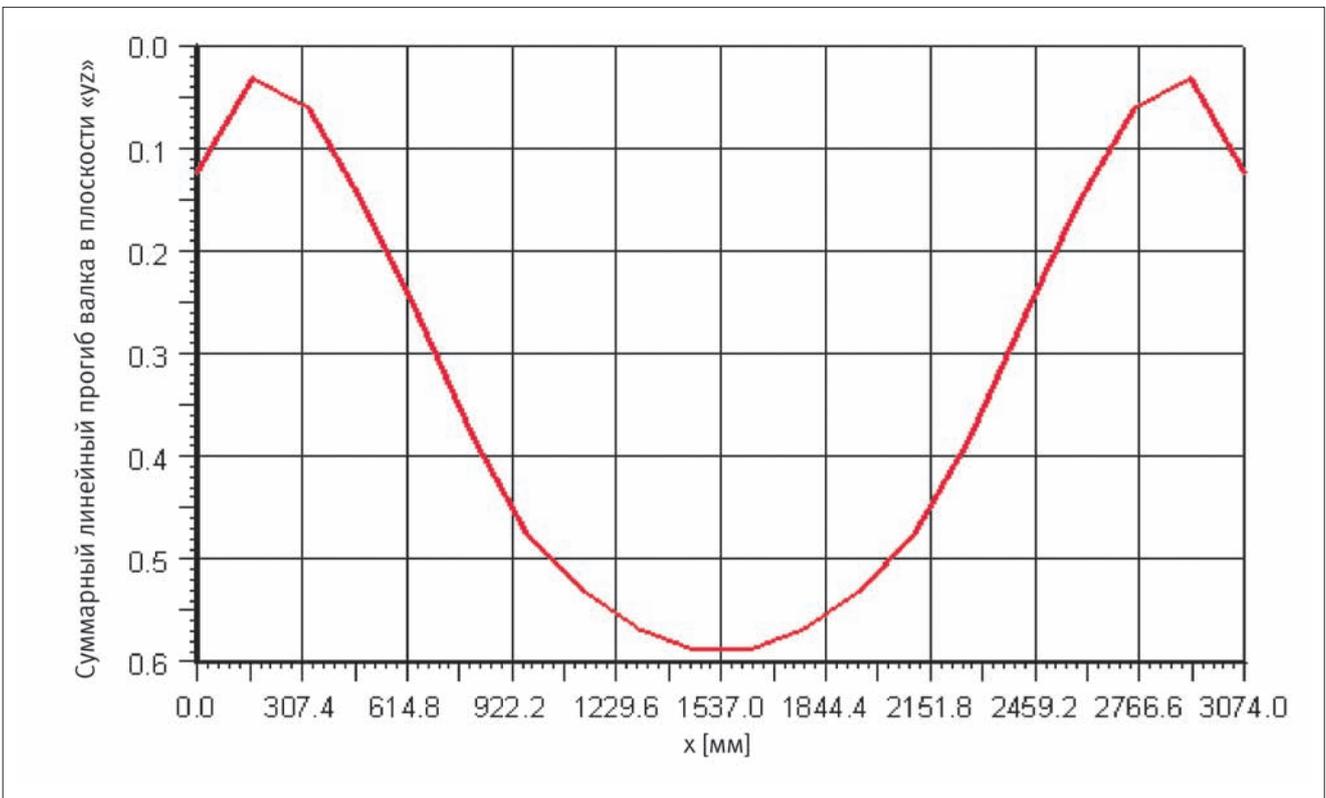
При вводе исходных данных описывается форма валка. Сила прокатки может быть задана как равномерно распределенная нагрузка, так и может быть разложенной на силы, произвольно действующие на бочку валка по всей ширине прокатываемого материала. Подушки прокатного стана рассматриваются как система, которой воспринимаются силы и / или моменты. Учитывается способность подушек к самоустановке. В качестве опор валков выбираются цилиндрические и конические подшипники FAG с нелинейной упругостью.

# Расчет нагрузки на подшипник

Расчет прогиба валков



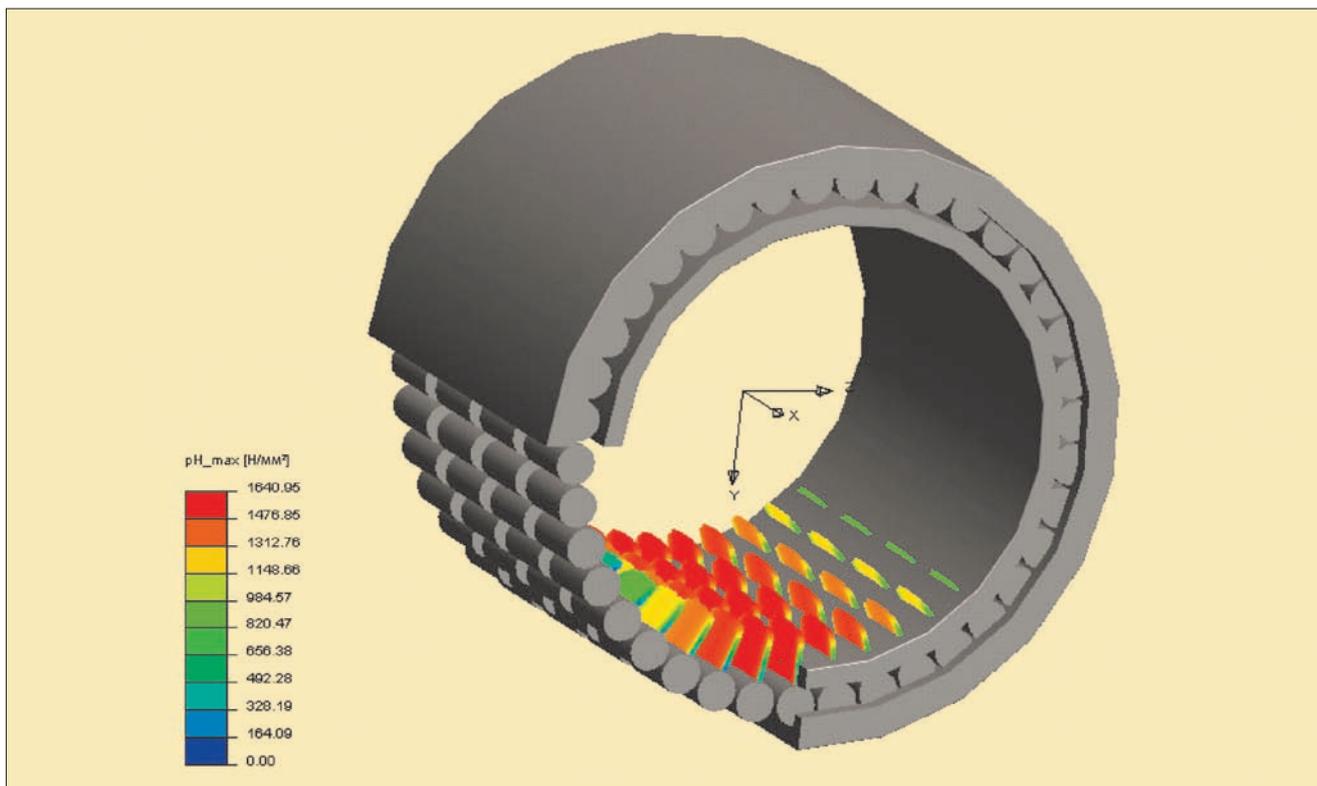
27а. Рабочие и опорные валки



27б. Суммарный линейный прогиб валка в плоскости yz

## Расчет нагрузки на подшипник

Расчет распределения нагрузки в подшипнике и удельных контактных напряжений (распределение напряжений)



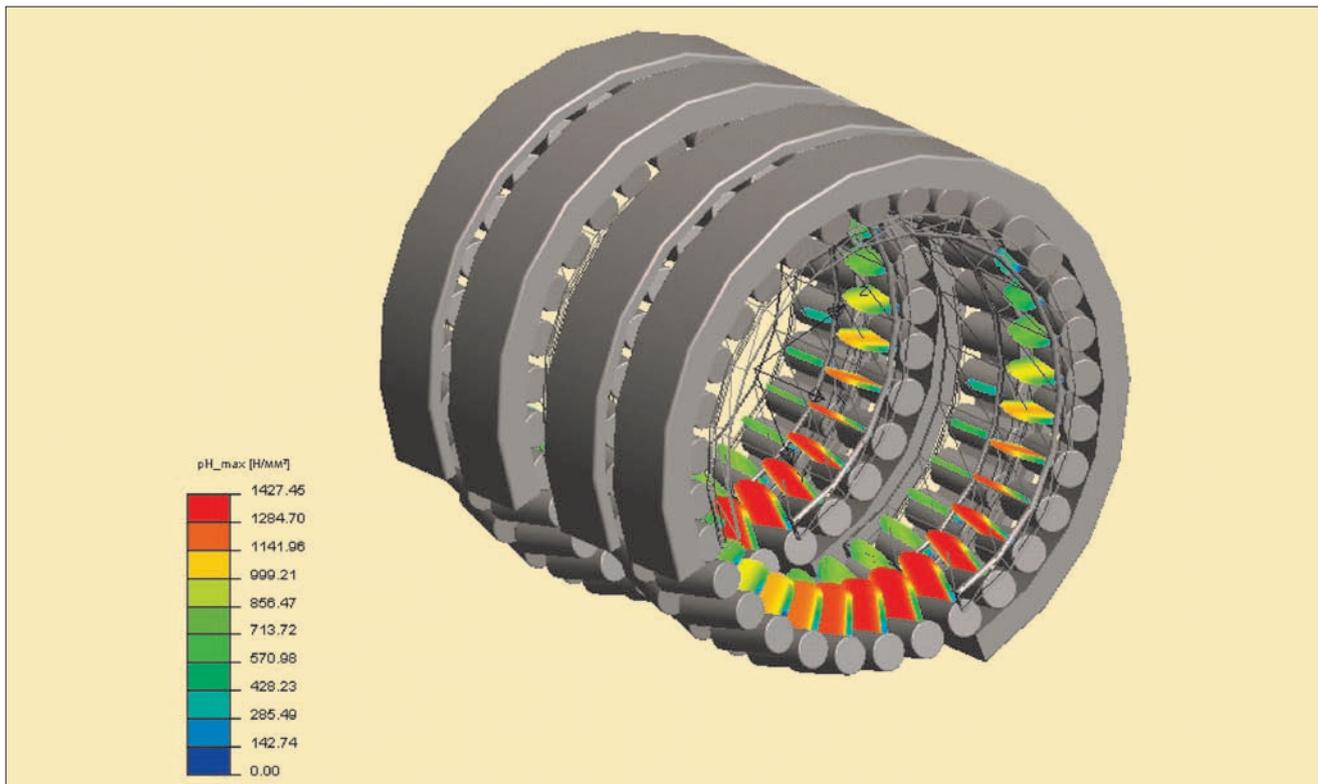
28a. Визуализация распределения напряжений в четырехрядном цилиндрическом роликоподшипнике на опорном валке



28b. Распределение нагрузки в четырехрядном цилиндрическом роликоподшипнике на опорном валке

## Расчет нагрузки на подшипник

Расчет распределения нагрузки в подшипнике и удельных контактных напряжений (распределение напряжений)



29a. Визуализация распределения напряжений в четырехрядном коническом роликоподшипнике на рабочем валке



29b. Распределение нагрузки в четырехрядном коническом роликоподшипнике на рабочем валке

# Выбор размера подшипника

Подшипники под действием статической и динамической нагрузки

При расчете с целью выбора размера подшипника сопоставляется нагрузка на подшипник и его грузоподъемность. При этом различают статическую и динамическую нагрузку. Под действием статической нагрузки относительное вращение колец либо полностью отсутствует, либо происходит очень медленно. В таких случаях оценивается опасность возникновения под действием нагрузки чрезмерно больших пластических деформаций дорожек качения и тел качения. Большинство же подшипников работает в условиях динамической нагрузки, когда происходит вращение колец подшипника относительно друг друга. Расчетом проверяется опасность повреждения дорожек качения и тел качения из-за преждевременного усталостного разрушения материала.

## Подшипники под действием статической нагрузки

При статической нагрузке для подтверждения того, что грузоподъемность выбранного подшипника достаточна, рассчитывают статический коэффициент  $f_s$ :

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

где

$f_s$  – статический коэффициент  
 $C_0$  – статическая грузоподъемность [кН]  
 $P_0$  – статическая эквивалентная нагрузка [кН]

Статический коэффициент  $f_s$  представляет собой величину запаса до возникновения недопустимо больших пластических деформаций в зонах контакта тел качения. Подшипники для прокатных валков обычно не проверяются на статическую безопасность. Исключением являются подшипники нажимных шпинделей, где при расчете необходимо учитывать статический коэффициент запаса:  
 $f_s = 1,8 \dots 2$

Статическая грузоподъемность  $C_0$  [кН] указана в таблицах каталога FAG

для каждого подшипника. Нагрузка такой величины (для радиальных подшипников – радиальная, для упорных подшипников – осевая, действующая по центру) создает в наиболее нагруженной зоне контакта контактные напряжения:  $p_0 = 4200 \text{ Н/мм}^2$  у шарикоподшипников (кроме сферических шарикоподшипников);  $p_0 = 4000 \text{ Н/мм}^2$  у всех роликоподшипников. При приложении нагрузки, равной  $C_0$  (соответствует  $f_s = 1$ ), в наиболее нагруженной точке контакта суммарная пластическая деформация тела качения и дорожки качения составляет приблизительно  $1/10000$  диаметра тела качения. Статическая эквивалентная нагрузка  $P_0$  [кН] – это расчетная величина, а именно радиальная нагрузка для радиальных подшипников и действующая по центру осевая нагрузка для упорных подшипников.  $P_0$  вызывает такое же напряжение в наиболее нагруженной точке контакта тела качения и дорожки качения, как и фактически действующая комбинированная нагрузка. Значения  $P_0$  приведены в каталогах FAG.

## Подшипники под действием динамической нагрузки

Нормированный метод расчета (DIN ISO 281) для динамически нагруженных подшипников качения основывается на усталостном повреждении материала (питтинг) как причине выхода подшипника из строя. Формула долговечности выглядит следующим образом:

$$L_{10} = L \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad [10^6 \text{ оборотов}]$$

где

$L_{10}$  =  $L$  – номинальная (базовая) долговечность [ $10^6$  оборотов]  
 $C$  – динамическая грузоподъемность [кН]  
 $P$  – динамическая эквивалентная нагрузка [кН]

$p$  – показатель степени при расчете долговечности

$L_{10}$  – это номинальная (базовая) долговечность в миллионах оборотов, которую достигают или превосходят не менее 90% одинаковых подшипников из большой партии. Динамическая грузоподъемность  $C$  [кН] для каждого подшипника указана в таблицах каталогов FAG. Нагрузке данной величины соответствует долговечность  $L_{10}$ , равная  $10^6$  оборотов. Динамическая эквивалентная нагрузка  $P$  [кН] – это расчетная величина, а именно постоянная по величине и направлению радиальная нагрузка для радиальных подшипников и осевая нагрузка для упорных подшипников. Величине  $P$  соответствует то же значение долговечности, что и фактически действующей комбинированной нагрузке.

$$P = X \times F_r + Y \times F_a \quad [\text{кН}]$$

где

$P$  – динамическая эквивалентная нагрузка [кН]  
 $F_r$  – радиальная нагрузка [кН]  
 $F_a$  – осевая нагрузка [кН]  
 $X$  – коэффициент радиальной нагрузки  
 $Y$  – коэффициент осевой нагрузки

Значения коэффициентов  $X$  и  $Y$ , а также указания по расчету динамической эквивалентной нагрузки для подшипников различных типов приведены в каталогах FAG и в публикации № WL 41 140 «Подшипники FAG для прокатного оборудования». В то время как радиальную нагрузку на подшипник в опоре прокатного вала можно считать довольно точно, о величине осевой нагрузки, как правило, известно очень мало, из-за чего приходится руководствоваться лишь примерной оценкой. Из практического опыта установлено, что достаточную надежность расчетов гарантируют следующие предположения:

# Выбор размера подшипника

Подшипники под действием динамической нагрузки

в гладких прокатных валках  
(в двух- и четырехвалковых станах ленточной прокатки)

осевая нагрузка = 1...2% от силы прокатки

в валках с калибрами

осевая нагрузка = 5...10% силы прокатки

Для радиальных подшипников, воспринимающих только радиальную нагрузку, справедливо:

$$P = F_r$$

Для упорных конических роликоподшипников, в силу особенностей конструкции воспринимающих только осевую нагрузку:

$$P = F_a$$

У четырехрядных конических роликоподшипников расчет обычно производится только для одного ряда роликов.

При чисто радиальном нагружении или если  $F_a/F_r \leq e$ , то справедливо  $P = F_r$  (для одного ряда роликов).

Если  $F_a/F_r > e$ , то справедливо  $P = 0,4 \times F_r + Y \times F_a$  (для одного ряда роликов).

$e$  – предельное значение отношения  $F_a/F_r$ , обуславливающее выбор коэффициентов  $X$  и  $Y$  – см. каталог FAG.

Показатель степени  $p$  при расчете долговечности различается для шариковых и роликовых подшипников

$P = 3$  для шарикоподшипников

$P = 10/3$  для роликоподшипников

Если частота вращения подшипника постоянна, то долговечность в часах можно вычислить по формуле:

$$L_{h10} = L_h = \frac{L \times 10^6}{n \times 60} \quad [ч]$$

где

$L_{h10}$  – номинальная (базовая) долговечность [ч]

$L$  – номинальная (базовая) долговечность [ $10^6$  оборотов]

$n$  – частота вращения [ $мин^{-1}$ ].

После преобразования формулы получаем:

$$L_h = \frac{L \times 500 \times 33^{1/3} \times 60}{n \times 60}$$

$$\frac{L_h}{500} = \left( \frac{C}{P} \right)^p \times \frac{33^{1/3}}{n}$$

или

$$\sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}} \times \frac{C}{P}$$

Обозначим

$$f_L = \sqrt[p]{\frac{L_h}{500}} \text{ динамический}$$

коэффициент,

то есть  $f_L = 1$  при долговечности 500 часов

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}} \text{ коэффициент частоты}$$

вращения,

то есть  $f_n = 1$  при частоте вращения  $33^{1/3} \text{ мин}^{-1}$ . Значения  $f_n$  для шарикоподшипников см. в таблице на рис. 32, для роликоподшипников – в таблице на рис. 34.

Уравнение долговечности в упрощенном виде:

$$f_L = \frac{C}{P} \times f_n$$

где

$f_L$  – динамический коэффициент

$C$  – динамическая грузоподъемность [кН]

$P$  – динамическая эквивалентная нагрузка [кН]

$f_n$  – коэффициент частоты вращения

## Динамический коэффициент $f_L$

Значение коэффициента  $f_L$ , которое должно быть достигнуто в опоре с правильно выбранными размерами подшипников, устанавливаются на основе сопоставления с данными, подтвержденными опытом эксплуатации таких же или подобных опор. Само собой разумеется, что при сравнении с уже зарекомендовавшими себя конструкциями опор нагрузка должна быть рассчитана теми же методами, что использовались ранее. В табл. 30 кроме рекомендуемых значений  $f_L$  приводятся другие общепринятые данные для расчетов. Для перехода от значений  $f_L$  к значениям номинальной долговечности  $L_h$  используются таблицы: для шарикоподшипников – табл. 31, для роликоподшипников – табл. 33.

### 30. Ориентировочные значения $f_L$ и данные для расчета

Узел, в который устанавливается подшипник	Рекомендуемые значения $f_L$	Данные для расчетов
Клетки прокатных станов	1...3	Средняя сила прокатки; скорость прокатки (значение коэффициента $f_L$ в зависимости от клетки и от программы прокатки)
Редукторы прокатных станов	3...4	Номинальный момент; номинальная частота вращения
Рольганги	2,5...3,5	Вес прокатываемого материала, ударные нагрузки; скорость прокатки

# Выбор размера подшипника

Динамический коэффициент  $f_L$  и коэффициент частоты вращения  $f_n$  для шарикоподшипников

## 31. Значения $f_L$ для шарикоподшипников

$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
час		час		час		час		час	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,64
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

## 32. Значения $f_n$ для шарикоподшипников

$n$	$f_n$								
мин <sup>-1</sup>									
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

# Выбор размера подшипника

Динамический коэффициент  $f_L$  и коэффициент частоты вращения  $f_n$  для роликоподшипников

## 33. Значения $f_L$ для роликоподшипников

$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$	$L_h$	$f_L$
час		час		час		час		час	
100	0,617	420	0,949	1700	1,44	6500	2,16	28000	3,35
110	0,635	440	0,962	1800	1,47	7000	2,21	30000	3,42
120	0,652	460	0,975	1900	1,49	7500	2,25	32000	3,48
130	0,668	480	0,988	2000	1,52	8000	2,3	34000	3,55
140	0,683	500	1	2200	1,56	8500	2,34	36000	3,61
150	0,697	550	1,03	2400	1,6	9000	2,38	38000	3,67
160	0,71	600	1,06	2600	1,64	9500	2,42	40000	3,72
170	0,724	650	1,08	2800	1,68	10000	2,46	42000	3,78
180	0,736	700	1,11	3000	1,71	11000	2,53	44000	3,83
190	0,748	750	1,13	3200	1,75	12000	2,59	46000	3,88
200	0,76	800	1,15	3400	1,78	13000	2,66	48000	3,93
220	0,782	850	1,17	3600	1,81	14000	2,72	50000	3,98
240	0,802	900	1,19	3800	1,84	15000	2,77	55000	4,1
260	0,822	950	1,21	4000	1,87	16000	2,83	60000	4,2
280	0,84	1000	1,23	4200	1,89	17000	2,88	65000	4,31
300	0,858	1100	1,27	4400	1,92	18000	2,93	70000	4,4
320	0,875	1200	1,3	4600	1,95	19000	2,98	80000	4,58
340	0,891	1300	1,33	4800	1,97	20000	3,02	90000	4,75
360	0,906	1400	1,36	5000	2	22000	3,11	100000	4,9
380	0,921	1500	1,39	5500	2,05	24000	3,19	150000	5,54
400	0,935	1600	1,42	6000	2,11	26000	3,27	200000	6,03

## 34. Значения $f_n$ для роликоподшипников

$n$	$f_n$								
мин <sup>-1</sup>									
10	1,44	55	0,861	340	0,498	1800	0,302	9500	0,183
11	1,39	60	0,838	360	0,49	1900	0,297	10000	0,181
12	1,36	65	0,818	380	0,482	2000	0,293	11000	0,176
13	1,33	70	0,8	400	0,475	2200	0,285	12000	0,171
14	1,3	75	0,784	420	0,468	2400	0,277	13000	0,167
15	1,27	80	0,769	440	0,461	2600	0,270	14000	0,163
16	1,25	85	0,755	460	0,455	2800	0,265	15000	0,16
17	1,22	90	0,742	480	0,449	3000	0,259	16000	0,157
18	1,2	95	0,73	500	0,444	3200	0,254	17000	0,154
19	1,18	100	0,719	550	0,431	3400	0,25	18000	0,151
20	1,17	110	0,699	600	0,42	3600	0,245	19000	0,149
22	1,13	120	0,681	650	0,41	3800	0,242	20000	0,147
24	1,1	130	0,665	700	0,401	4000	0,238	22000	0,143
26	1,08	140	0,65	750	0,393	4200	0,234	24000	0,139
28	1,05	150	0,637	800	0,385	4400	0,231	26000	0,136
30	1,03	160	0,625	850	0,378	4600	0,228	28000	0,133
32	1,01	170	0,613	900	0,372	4800	0,225	30000	0,13
34	0,994	180	0,603	950	0,366	5000	0,222	32000	0,127
36	0,977	190	0,593	1000	0,36	5500	0,216	34000	0,125
38	0,961	200	0,584	1100	0,35	6000	0,211	36000	0,123
40	0,947	220	0,568	1200	0,341	6500	0,206	38000	0,121
42	0,933	240	0,553	1300	0,333	7000	0,201	40000	0,119
44	0,92	260	0,54	1400	0,326	7500	0,197	42000	0,117
46	0,908	280	0,528	1500	0,319	8000	0,193	44000	0,116
48	0,896	300	0,517	1600	0,313	8500	0,19	46000	0,114
50	0,885	320	0,507	1700	0,307	9000	0,186	50000	0,111

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Переменные нагрузки и частоты вращения

Если нагрузка и частота вращения подшипника при динамическом нагружении изменяются во времени, то это необходимо учитывать при расчете эквивалентной нагрузки. Кривые нагрузки и частоты вращения аппроксимируют посредством ряда фиксированных значений нагрузки и частоты вращения с действием в течение временного интервала  $q$  [%]. Для этого случая динамическая эквивалентная нагрузка  $P$  рассчитывается по формуле:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \times \frac{n_1}{n_m} \times \frac{q_1}{100} + P_2^3 \times \frac{n_2}{n_m} \times \frac{q_2}{100} \dots} \text{ [кН]}$$

и средняя частота вращения  $n_m$  по формуле:

$$n_m = n_1 \times \frac{q_1}{100} + n_2 \times \frac{q_2}{100} + \dots \text{ [мин}^{-1}\text{]}$$

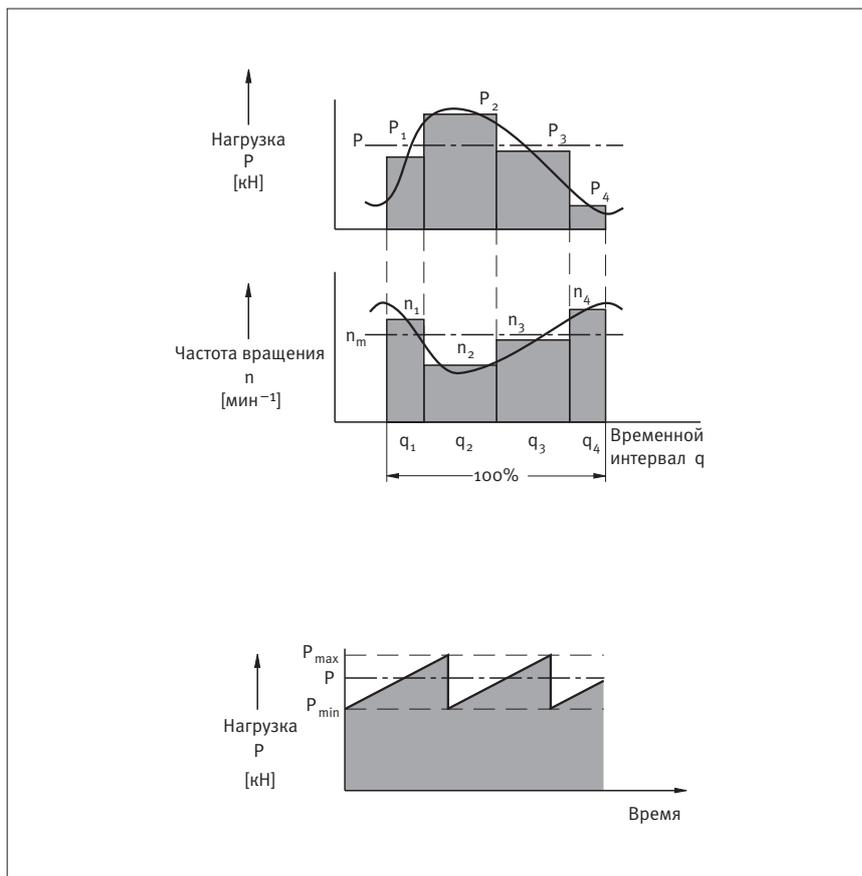
Для упрощения в формулах стоит показатель степени 3 как для шарикоподшипников, так и для роликоподшипников. Если нагрузка переменная, а частота вращения при этом постоянная, то расчет происходит по следующей формуле:

$$P = \sqrt[3]{P_1^3 \times \frac{q_1}{100} + P_2^3 \times \frac{q_2}{100} + \dots} \text{ [кН]}$$

Если при постоянной частоте вращения нагрузка линейно увеличивается от  $P_{\min}$  до  $P_{\max}$ , то имеет место следующая формула:

$$P = \frac{P_{\min} + 2P_{\max}}{3} \text{ [кН]}$$

При расчете расширенной скорректированной долговечности (стр. 23) не допускается производить расчет с использованием среднего значения динамической эквивалентной нагрузки. Следует для каждого временного интервала с постоянными значениями нагрузки и частоты вращения определить значения  $L_{hnm}$  и, исходя из этого, произвести расчет расширенной модифицированной (скорректированной) долговечности по формуле, приведенной на стр. 28.



## Расчет расширенной долговечности

Номинальная (базовая) долговечность  $L$  или  $L_h$  подшипников качения в большей или меньшей степени отличается от достигаемой на практике долговечности подшипника. Равенство  $L = (C/P)^P$  из всех рабочих условий учитывает только нагрузку. В действительности же достигаемая долговечность подшипника зависит еще от целого

ряда влияющих факторов, например, от толщины масляной пленки и ее чистоты, от содержащихся в смазке присадок и от типа подшипника.

Поэтому стандартом DIN ISO 281 дополнительно к номинальной (базовой) долговечности было введено понятие **модифицированной (скорректированной) долговечности**, однако без указания численного значения для коэффициента, учитывающего производственные условия.

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Модифицированная (скорректированная) долговечность

Согласно DIN ISO 281 модифицированная (скорректированная) долговечность рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{na} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L$$

[10<sup>6</sup> оборотов],

или в часах:

$$L_{hna} = a_1 \times a_2 \times a_3 \times L_h \text{ [ч]}$$

где

$L_{na}$  – модифицированная (скорректированная) долговечность [10<sup>6</sup> оборотов]

$L_{hna}$  – модифицированная (скорректированная) долговечность [ч]

$a_1$  – коэффициент долговечности при надежности, отличной от 90%

$a_2$  – коэффициент долговечности, учитывающий особые свойства материала

$a_3$  – коэффициент долговечности, учитывающий производственные условия эксплуатации, в особенности смазку

$L$  – номинальная (базовая) долговечность [10<sup>6</sup> оборотов]

$L_h$  – номинальная (базовая) долговечность [ч]

## Коэффициент долговечности $a_1$ при надежности, отличной от 90%

Выход подшипников из строя по причине усталости материала подчиняется статистическим законам. Поэтому при расчете долговечности необходимо учитывать надежность (вероятность того, что долговечность подшипника на практике достигнет расчетного значения). Как правило, при расчете долговечности исходят из 90% надежности (или 10% вероятности преждевременного выхода из строя). Долговечность  $L_{10}$  – это номинальная (базовая) долговечность. Для того чтобы иметь возможность произвести расчет для более высокой надежности – от 90 до 99%, вводится коэффициент  $a_1$  (табл. 35).

## Коэффициент долговечности $a_2$ , учитывающий особые свойства материала

Коэффициент  $a_2$  учитывает свойства материала и его термообработку. Стандарт допускает значения коэффициента  $a_2 > 1$  для сталей особо высокой чистоты.

## Коэффициент долговечности $a_3$ , учитывающий особые условия эксплуатации

Коэффициент  $a_3$  учитывает условия эксплуатации, в особенности состояние смазки при рабочей частоте вращения и рабочей температуре. Стандарт DIN ISO 281:1993-01 не содержит численных значений для этого коэффициента.

## Расширенная скорректированная долговечность

Всесторонние системные лабораторные исследования, а также учет обширных данных практического опыта эксплуатации на сегодняшний день позволяют произвести количественную оценку влияния различных факторов условий эксплуатации на достигаемую долговечность подшипников качения.

Внесенные в 1977 году в стандарт DIN ISO 281 коэффициенты  $a_2$  и  $a_3$ , позволяющие при расчете долговечности учитывать влияние свойств материала и параметров смазки, не имели численных значений. Поэтому некоторые производители подшипников качения разработали собственные методы расширенного расчета долговечности (расширенной долговечности). При этом учитывалась взаимосвязь влияния свойств материала и смазки.

Еще несколько лет назад фирмой FAG был обнаружен метод расчета коэффициента  $a_{23}$  для вычисления достигаемой долговечности. Этот метод расчета кроме всего прочего показывает, что при определенных условиях усталость в материале подшипников не наступает.

С целью нормирования своего метода расчета и его унификации с методами расчета других производителей подшипников фирмой FAG вводится расширенный метод расчета скорректированной долговечности в соответствии с Приложением 1 DIN ISO 281, определяющим **расширенную скорректированную долговечность**.

### 35. Коэффициент $a_1$

Надежность %	90	95	96	97	98	99
Коэффициент $a_1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Расчет расширенной скорректированной долговечности

Описанный в стандарте DIN ISO 281 (Приложение 1:2003-4) метод расчета расширенной скорректированной долговечности был сформирован, опираясь на методы расчета нескольких производителей подшипников качения. Расширенная скорректированная долговечность определяется по формуле

$$L_{nm} = a_1 \times a_{DIN} \times L [10^6 \text{ оборотов}]$$

или

$$L_{hnm} = a_1 \times a_{DIN} \times L_h [ч],$$

где

$a_1$  – коэффициент долговечности при надежности, отличной от 90%

$a_{DIN}$  – стандартизированный коэффициент производственных условий

$L$  – номинальная (базовая) долговечность [ $10^6$  оборотов]

$L_h$  – номинальная (базовая) долговечность [ч]

Если в течение времени работы подшипника меняются режимы работы, то расчет  $L_{hnm}$  производится для каждого отдельного временного интервала с постоянными условиями, а затем общий срок службы определяется по формуле, приведенной на стр. 28.

## Стандартизированный коэффициент производственных условий $a_{DIN}$

В нормированном методе расчета коэффициента  $a_{DIN}$  учтены следующие влияющие факторы:

- нагрузка на подшипник;
- состояние смазки (вид и вязкость смазочного материала, присадки, частота вращения, размеры подшипника);
- предел усталостной прочности материала;
- конструкция подшипника;
- условия окружающей среды (загрязнение смазочного материала).

$$a_{DIN} = f(e_c \times C_U / P, \kappa)$$

Грузоподъемность по усталостной прочности  $C_U$  учитывает предел усталости материала дорожки качения. Коэффициент чистоты  $e_c$  описывает превышение напряжений из-за попадания загрязнений в подшипник.  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка.

$$P = X \times F_r + Y \times F_a [кН],$$

где

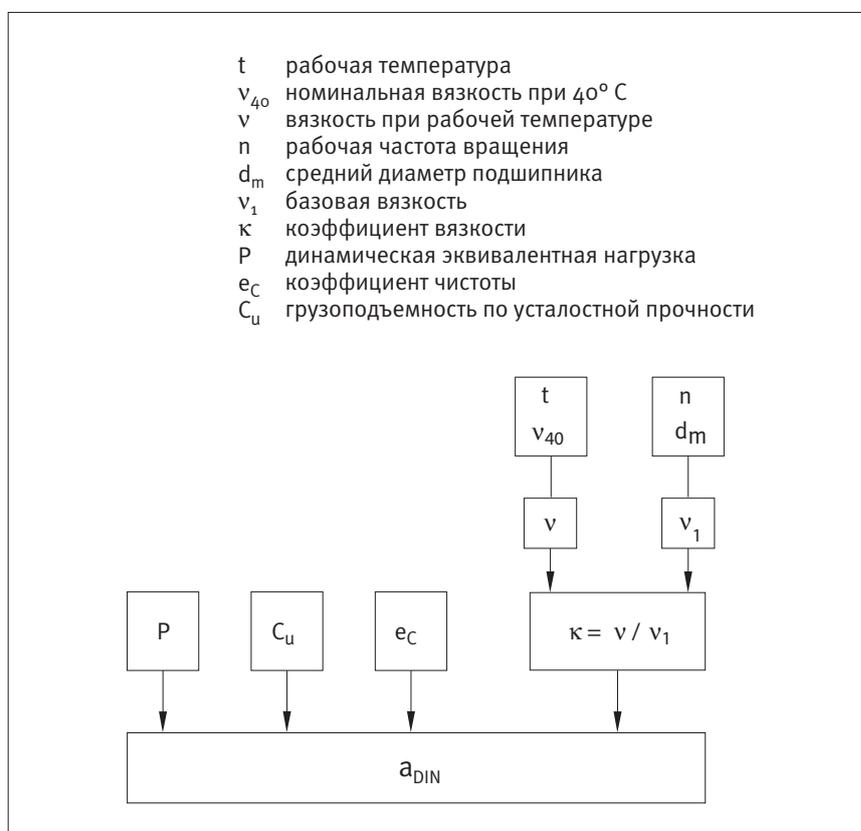
$F_r$  – радиальная нагрузка [кН]

$F_a$  – осевая нагрузка [кН]

$X$  – коэффициент радиальной нагрузки

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки

Коэффициент вязкости  $\kappa$  характеризует формирование масляной пленки в зоне контакта (см. стр. 26).



36. Схема расчета коэффициента  $a_{DIN}$

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Грузоподъемность по усталостной прочности $C_U$

Согласно стандарту DIN ISO 281/A2 коэффициент долговечности  $a_{xyz}$  зависит от отношения предела усталости материала дорожки качения  $\sigma_U$  и контактных напряжений  $\sigma$ , определяющих усталость в материале. Контактные напряжения  $\sigma$ , определяющие усталость в материале дорожки качения, главным образом зависят от распределения нагрузки в подшипнике и от направления напряжений в наиболее нагруженной зоне контакта. При идеальных условиях контакта предел усталости деталей из наиболее часто применяемых подшипниковых сталей достигается при контактных напряжениях по Герцу приблизительно  $2200 \text{ Н/мм}^2$ . Для удобства расчетов вводится понятие грузоподъемности по усталостной прочности  $C_U$ . В качестве основы для определения  $C_U$  стандартом DIN ISO 281 (Приложение 1) приводится контактное напряжение  $1500 \text{ Н/мм}^2$ . По аналогии со статической грузоподъемностью согласно DIN ISO 76 грузоподъемность по усталостной прочности  $C_U$  определяется как нагрузка, при которой напряжения самой высоконагруженной зоны контакта в материале подшипника достигают предела усталости  $\sigma_U$ . Таким образом, отношение  $\sigma_U/\sigma$  можно достаточно точно охарактеризовать как функцию  $C_U/P$ . При определении  $C_U$  следует учитывать:

- конструкцию, размер и внутреннюю геометрию подшипника;
- форму профиля тел качения и дорожки качения;
- качество изготовления;
- предел усталости материала.

Значения грузоподъемности по усталостной прочности приведены в публикации WL 41 140.

## Коэффициент чистоты $e_c$

Наличие твердых инородных частиц в смазочном материале может привести к появлению следов и вмятин на поверхностях качения. Рядом с этими вмятинами возникают местные повышенные напряжения, снижающие долговечность подшипника. Для учета этого влияния вводится коэффициент чистоты  $e_c$ .

Ориентировочные значения коэффициента  $e_c$  см. в табл. 37. Уменьшение долговечности из-за наличия твердых частиц в слое масляной пленки зависит от следующих факторов:

- вида, размера, твердости и количества частиц;
- толщины масляной пленки (коэффициент вязкости  $\kappa$ );
- размера подшипника.

Приведенные значения действительны для загрязнения твердыми частицами. Другие виды загрязнения, например из-за попадания воды или иных жидкостей, данным коэффициентом не учитываются. При сильном загрязнении ( $e_c \rightarrow 0$ ) есть большая вероятность выхода подшипника из строя из-за износа; в таком случае достигаемый подшипником срок службы существенно ниже расчетного.

### 37. Коэффициент чистоты $e_c$

Степень загрязнения	Коэффициент $e_c$	
	$D_{pw} < 100 \text{ мм}$	$D_{pw} \geq 100 \text{ мм}$
<b>Очень высокая чистота</b> Размер частиц примерно соответствует толщине масляной пленки, лабораторные условия	1	1
<b>Высокая чистота</b> Сверхтонкая фильтрация подводимого масла Подшипники с уплотнениями и закладной смазкой	от 0,6 до 0,8	от 0,8 до 0,9
<b>Нормальная чистота</b> Тонкая очистка смазки Подшипники с закладной смазкой и защитными шайбами	от 0,5 до 0,6	от 0,6 до 0,8
<b>Небольшие загрязнения</b> Небольшая концентрация загрязнения в подводимом масле	от 0,3 до 0,5	от 0,4 до 0,6
<b>Специфические загрязнения</b> Подшипники загрязнены частицами износа других деталей машин	от 0,1 до 0,3	от 0,2 до 0,4
<b>Сильные загрязнения</b> Пространство вокруг подшипника сильно загрязнено. Недостаточное уплотнение подшипникового узла.	от 0 до 0,1	от 0 до 0,1
<b>Очень сильные загрязнения</b>	0	0

$D_{pw}$  – делительный диаметр; вместо  $D_{pw}$  для приблизительных расчетов можно использовать средний диаметр подшипника  $d_m = (D+d)/2$ .

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Коэффициент вязкости $k$

Коэффициент вязкости  $k$  служит мерой качества образования масляной пленки. Коэффициент вязкости  $k$  представляет собой отношение вязкости  $\nu$  смазочного материала при рабочей температуре  $k$  базовой вязкости  $\nu_1$ .

$$k = \nu / \nu_1$$

Базовая вязкость  $\nu_1$  определяется по диаграмме на рис. 38 через средний диаметр подшипника  $d_m = (D+d)/2$  и рабочую частоту вращения  $n$ .

Вязкость смазочного масла при рабочей температуре  $\nu$  рассчитывается из диаграммы «V-T» (рис. 39) через рабочую температуру  $t$  и номинальную вязкость масла при 40 °С. При применении пластичных смазок учитывается вязкость базового масла  $\nu$ . Рекомендации по выбору масла и его вязкости см. на стр. 31. У высоконагруженных подшипников качения с повышенной составляющей доли скольжения температура

в области контакта тел качения до 20 °К больше, чем измеряемая температура неподвижного кольца (без учета влияния внешнего нагрева).

## Противозадирные присадки

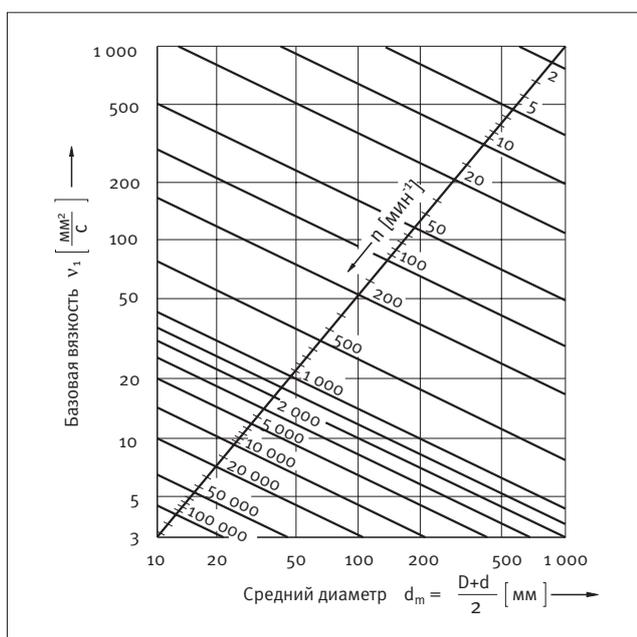
Если коэффициент вязкости  $k < 1$  и коэффициент чистоты  $e_c \geq 0,2$ , то при использовании смазок с противозадирными присадками, эффективность которых подтверждена, в расчетах можно принять  $k = 1$ . При сильном загрязнении (коэффициент чистоты  $e_c < 0,2$ ) необходимо дополнительное практическое подтверждение эффективности присадок для данных условий. Подтверждение эффективности противозадирных присадок может происходить в реальных условиях либо на проверочном стенде для подшипников качения FE 8 в соответствии со стандартом

DIN 51819-1. Если при использовании противозадирных присадок, эффективность которых подтверждена, для расчета принимается значение  $k = 1$ , то коэффициент производственных условий следует ограничить  $a_{DIN} \leq 3$ . Если для реального значения  $k$  рассчитанное значение  $a_{DIN} (k)$  более 3, то это значение можно использовать при расчете.

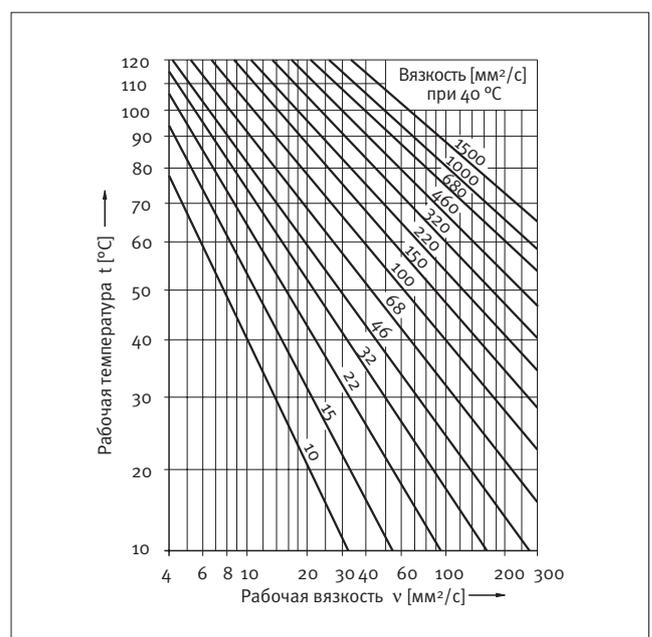
## Диаграмма для коэффициента $a_{DIN}$

Коэффициент  $a_{DIN}$  определяется из диаграмм на рис. 40a–d на стр. 27: для радиальных шарикоподшипников (сверху слева), для радиальных роликоподшипников (сверху справа), для упорных шарикоподшипников (снизу слева), для упорных роликоподшипников (снизу справа).

Для значений  $k > 4$  при расчете следует использовать  $k = 4$ . Для значений  $k < 0,1$  данный метод расчета **не применяется**.



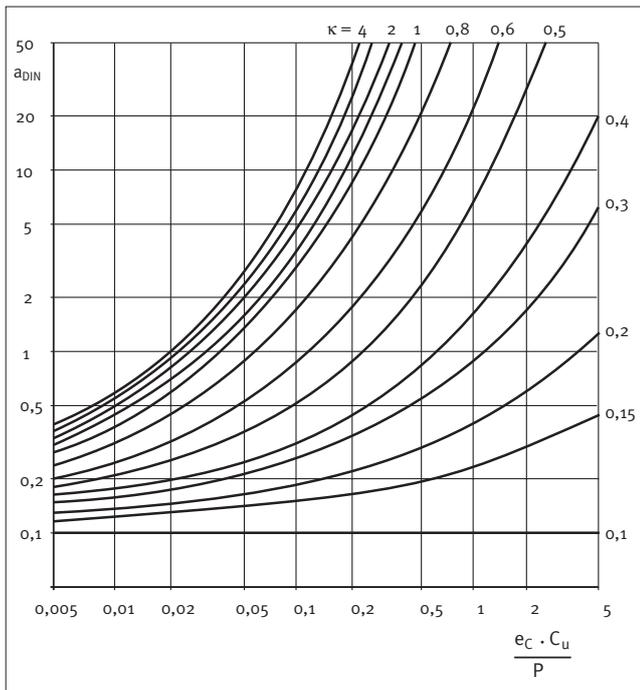
38. Базовая вязкость  $\nu_1$



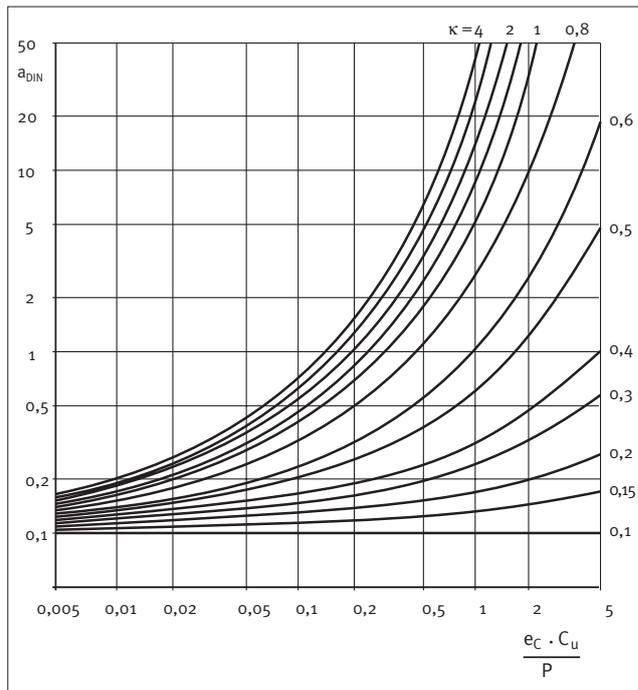
39. Диаграмма «V-T» для минеральных масел

# Выбор размера подшипника

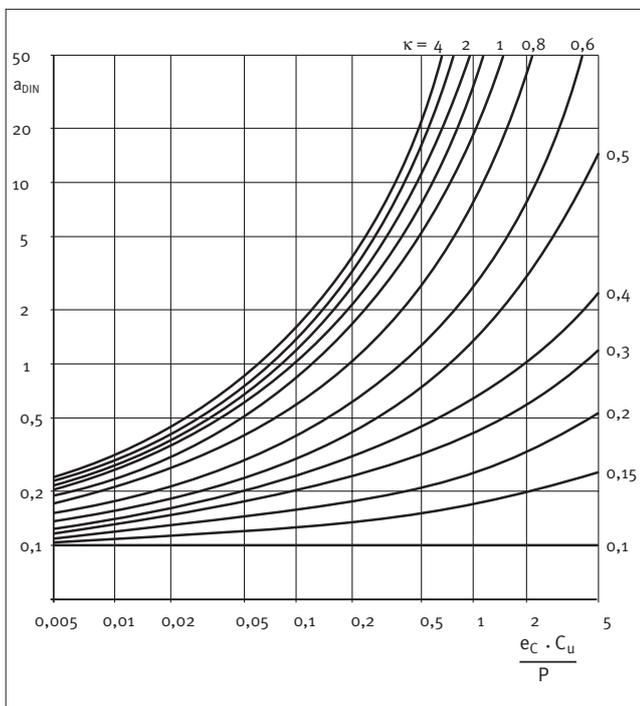
Расчет расширенной долговечности



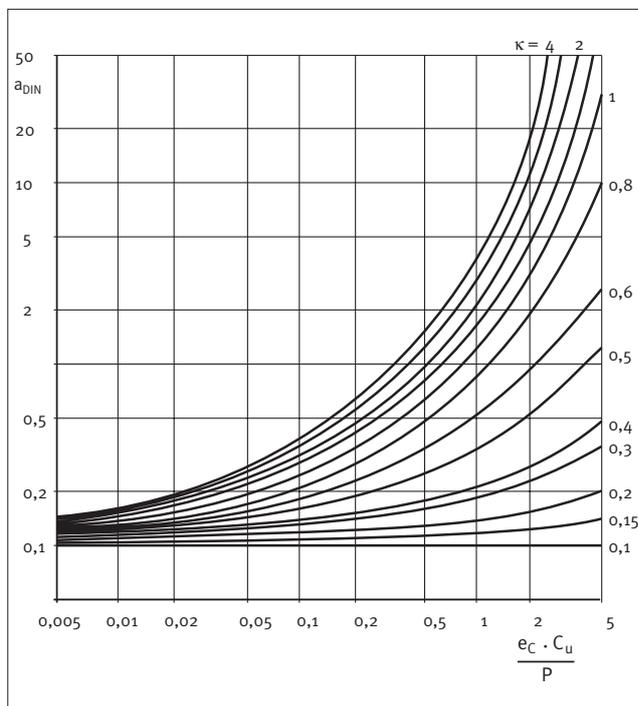
а.  $a_{DIN}$  для радиальных шарикоподшипников



б.  $a_{DIN}$  для радиальных роликоподшипников



с.  $a_{DIN}$  для упорных шарикоподшипников  
 40. Коэффициент производственных условий  $a_{DIN}$



д.  $a_{DIN}$  для упорных роликоподшипников

# Выбор размера подшипника

Расчет расширенной долговечности

## Расширенная скорректированная долговечность при переменных режимах работы

Если изменяются нагрузка или другие факторы, влияющие на долговечность, то для каждого момента времени  $q$  [%] с постоянным режимом работы следует отдельно рассчитать расширенную скорректированную долговечность ( $L_{hnm1}$ ,  $L_{hnm2}$ ...). Для всего времени работы расширенная скорректированная долговечность рассчитывается по формуле:

$$L_{hnm} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hnm1}} + \frac{q_2}{L_{hnm2}} + \frac{q_3}{L_{hnm3}} + \dots}$$

## Границы применимости расчетов долговечности

Также и при расширенном расчете долговечности в качестве причины выхода подшипника из строя во внимание принимается исключительно усталость материала. Фактическому сроку службы подшипника может соответствовать значение расширенной скорректированной долговечности только в том случае, если долговечность смазочного материала и других компонентов (таких, например, как уплотнения), ограниченная вследствие износа, имеет не меньшее значение, чем усталостная долговечность.

## Расчет долговечности при помощи компьютерной программы

Программа BEARINX® представляет собой симбиоз новейших расчетных методов с дружелюбным для пользователя Windows-интерфейсом. Особо примечательными особенностями программы являются скоростной параметрический анализ и автоматическая передача данных между расчетными модулями, а также обширная база данных подшипников. Расчеты в программе BEARINX® производятся с использованием новейших, более точных методов, предусмотренных Приложением 4 к стандарту DIN ISO 281. Эти методы учитывают перекос колец, рабочий зазор и пространственный характер нагрузки на подшипник.

# Смазывание

## Смазывание консистентной смазкой

В подшипниках прокатного оборудования, как и в других подшипниках качения, для предотвращения прямого контакта деталей подшипника друг с другом необходимо образование устойчивой масляной пленки, обладающей достаточной несущей способностью. Толщина и грузоподъемность масляной пленки зависят от вязкости масла, частоты вращения, размеров подшипника и свойств смазочного материала. Также задачей смазки является защита частей подшипника от коррозии. Смазочное вещество смазывает рабочие кромки уплотнений (манжетных уплотнений и т.д.) и заполняет зазор в лабиринтных уплотнениях в качестве уплотнительной смазки. Так как функции смазки в уплотнениях отличаются от функций смазки в подшипнике, целесообразно для подшипника и для уплотнений выбирать разные смазки, наилучшим

образом подходящие для каждого из применений. Как бы правильна ни была данная точка зрения, в ряде случаев, когда есть опасность перепутать смазки (в том числе из-за их несовместимости), если затруднительно увеличение складского запаса или по другим причинам, не надо следовать данной рекомендации.

### Смазывание консистентной смазкой

Для простоты уплотнения и удобства повторного смазывания, если позволяют производственные условия, подшипники для прокатного оборудования смазываются консистентной смазкой. Производители минеральных масел предлагают обширный ассортимент специальных подшипниковых консистентных смазок. Эти смазки по свойствам и характеристикам

настолько отличаются друг от друга, что решение, какую смазку применять в конкретном случае, представляет собой нетривиальную задачу. Фирма FAG предлагает широкий ассортимент консистентных смазок Arganol, наилучшим образом подходящих для подшипников. В табл. 41 представлен обзор основных консистентных смазок для подшипников качения и их свойства. Рекомендуется обращаться за подробной технической консультацией в каждом отдельном случае применения. Для различных типов подшипников имеются необходимые сведения о пригодности специализированных консистентных подшипниковых смазок FAG марки Arganol. Если характеристики смазки неизвестны, поставщик обязан подтвердить ее пригодность. При необходимости фирма FAG может провести испытания смазки на предмет пригодности.

**41. Основные консистентные смазки для подшипников качения и их свойства**

Вид смазки Загуститель	Класс консистентности по NLGI	Отдельные указания и примеры применения	FAG Arganol	Интервал рабочих температур °C	Вязкость основного масла при 40 °C мм <sup>2</sup> /с	Пригодность для рабочей частоты вращения	Пригодность для восприятия нагрузок	Водо- стойкость	Стойкость к коррозии
Литиевое мыло	3	Универсальная консистентная подшипниковая смазка с длительным сроком службы применяется в электромоторах, хорошо подходит для использования в качестве уплотнительной смазки	<b>MULTI3</b> (L71V)	-30...+140	80	Средняя	Средняя	Устойчива до температуры 90 °C	Очень хорошая
Литиевое / кальциевое мыло с проти- возадирными присадками	2	Для тяжелых условий работы, например для опорных и рабочих валков, в особенности для конических роликоподшипников с уплотнениями	<b>LOAD220</b> (L215V)	-20...+140	ISO VG 220	Высокая	Высокая	Устойчива до температуры 90 °C	Очень хорошая
Литиевое / кальциевое мыло с проти- возадирными присадками	2	Для тяжелых условий работы, особенно при высокой частоте вращения, для конических роликоподшипников с уплотнениями	<b>MULTITOP</b> (L135V)	-40...+150	85	Очень высокая	Высокая	Устойчива до температуры 90 °C	Очень хорошая
Литиевое / кальциевое мыло с проти- возадирными присадками	2	Для крайне тяжелых условий работы, особенно при ударных нагрузках	<b>LOAD400</b> (L186V)	-20...+140	400	Средняя	Очень высокая	Устойчива до температуры 90 °C	Очень хорошая
Литиевое / кальциевое мыло с проти- возадирными присадками	2	Для чрезвычайно тяжелых условий работы, при высоких ударных нагрузках, например в подъемных платформах	<b>LOAD1000</b> (L223V)	-20...+140	ISO VG 1000	Низкая	Очень высокая	Устойчива до температуры 90 °C	Очень хорошая

# Смазывание

Смазывание консистентной смазкой

## Выбор консистентной смазки по частоте вращения и нагрузке

Основными критериями выбора смазки являются частота вращения и нагрузка. Влияние частоты вращения на выбор смазочного материала можно оценить с помощью скоростного параметра  $k_a \times n \times d_m$ , где

- $k_a$  – коэффициент типа подшипника
- $n$  – частота вращения
- $d_m$  – средний диаметр подшипника;  
 $d_m = (D+d) / 2$
- $d$  – диаметр отверстия подшипника [мм]
- $D$  – наружный диаметр подшипника [мм]

Мерой удельной нагрузки является соотношение  $P/C$ , где

- $P$  – динамическая эквивалентная нагрузка [кН] (см. каталог)
- $C$  – динамическая грузоподъемность [кН] (см. каталог)

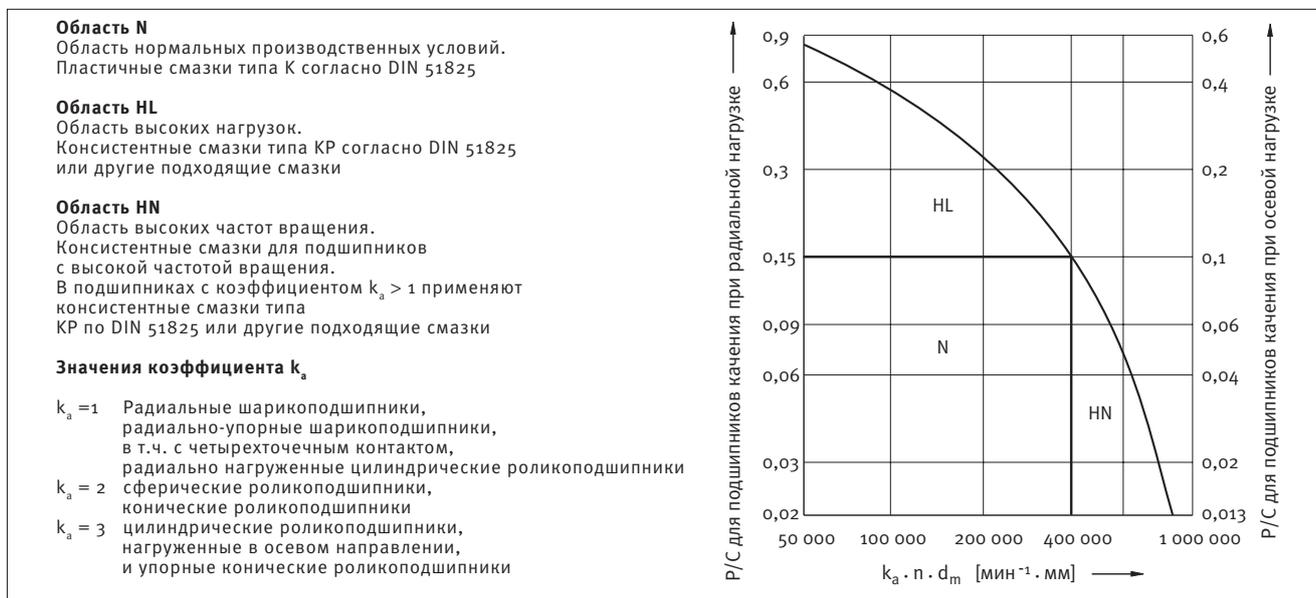
По графику на рис. 42 можно определить тип консистентной смазки, подходящий для имеющихся условий работы. При высоких частотах вращения и одновременно действующих

высоких нагрузках возможен нагрев до высоких температур; в таких случаях необходимо применение специальных высокотемпературных смазок или дополнительных мер по охлаждению. Для консистентных смазок необходимо учитывать максимальные границы частоты вращения и нагрузки; эти сведения предоставляются фирмами – производителями минеральных смазок. Фирма FAG также предоставляет эти данные по запросу.

## Прочие производственные условия

При выборе консистентной смазки также необходимо учитывать **положение оси прокатки**. При вертикальном или наклонном расположении валков вследствие силы тяжести возникает опасность выпадения смазки из подшипника и из подушки. В таких случаях рекомендуется устанавливать снизу от подшипника удерживающие смазку кольца, а также выбирать стабильные к смятию и обладающие особенно хорошими адгезионными свойствами смазки 3-го класса консистентности, или, если позволяют условия, 2-го класса консистентности.

Другим важным моментом является **повторная смазка**. Значительное количество смазки для подшипника или для уплотнений, а также длинные смазочные каналы (например, при централизованном смазывании) обуславливают необходимость применения консистентной смазки с хорошей транспортируемостью. Этим требованиям отвечают смазки 1-го и 2-го классов консистентности. В опорах прокатных валков, работающих в сырой среде и часто пребывающих в состоянии покоя, под влиянием конденсата возникает опасность появления коррозии. В таком случае применяемые консистентные смазки должны обладать хорошими антикоррозионными свойствами. Подшипниковые узлы, на которые попадает вода, должны быть защищены уплотнениями от попадания воды. Уплотнения и подшипник необходимо часто смазывать. В табл. 43 приведен перечень упомянутых выше критериев работы подшипника; ориентируясь на которые выбирается смазка с необходимыми свойствами.



42. Выбор консистентной смазки по относительной нагрузке  $P/C$  и скоростному параметру  $k_a \times n \times d_m$

# Смазывание

Смазывание консистентной смазкой. Смазывание маслом

43. Критерии и указания для выбора консистентной смазки		
Критерии выбора смазки		Свойства смазки
<b>Нагрузка на подшипник</b>	Скоростной параметр Нагрузка на подшипник	Выбор смазки в соответствии с диаграммой 42 и табл. 41
<b>Производственные условия</b>	Положение оси подшипника	Консистентная смазка 3-го класса консистентности, при более мягких смазках требуется более частое повторное смазывание
	Частое повторное смазывание	Хорошо транспортируемая консистентная смазка 1-го и 2-го классов консистентности для централизованных смазочных устройств
	Смазка на весь срок службы	Устойчивая к смятию консистентная смазка с известными характеристиками и сроком службы
<b>Условия окружающей среды</b>	Экстремальная температура	Допустимая температура эксплуатации смазки должна соответствовать рабочей температуре подшипникового узла; при непрерывном смазывании нужны смазки, кратковременно выдерживающие рабочую температуру узла и не склонные к затвердеванию
	Загрязнение инородными частицами Коррозия, вызванная конденсатом Коррозия, вызванная попаданием воды	Густая смазка, 3-й класс консистентности Смазка, образующая эмульсию (например, литиевая, литиево-кальциевая смазка) Водоотталкивающая смазка (например, на основе комплексного кальциевого или литиево-кальциевого мыла)

## Смазывание маслом

### Необходимая вязкость масла

Для образования устойчивой масляной пленки и достижения подшипником расчетной долговечности масло при рабочей температуре должно обладать определенной вязкостью, зависящей от частоты вращения и размеров подшипника. Так называемая базовая вязкость  $\nu_1$  определяется по диаграмме на рис. 38.

Для достижения ожидаемой долговечности подшипников с низкой составляющей скольжения рабочая вязкость  $\nu$  смазочного масла должна быть не менее требуемой базовой вязкости  $\nu_1$ . Для конструкций подшипников, неоптимальных с кинематической точки зрения (роликподшипники под действием осевой нагрузки, тихоходные высоконагруженные крупногабаритные подшипники), всегда требуются масла с эффектив-

ными присадками. В условиях, когда затруднительно образование масляной пленки, эти присадки образуют в трибологических парах «дорожка качения – тело качения», «дорожка качения – сепаратор» и «тело качения – борт подшипника» разделяющий поверхности слой, предотвращающий износ и преждевременное усталостное разрушение.

### Другие необходимые свойства масел

Для смазывания подшипников в большинстве случаев применяются минеральные масла с присадками для улучшения характеристик, например для лучшей стойкости к окислению, придания антикоррозионных свойств или пониженного пенообразования. Дисперсионные присадки удерживают нерастворимые тонкие частицы загрязняющих веществ во взвешенном состоянии. EP (противозадирные) присадки необходимы при соотношении P/C > 0,15, а также если рабочая вязкость масла  $\nu$

ниже, чем минимальная требуемая базовая вязкость  $\nu_1$ .

Для опор, работающих в экстремальных температурных условиях, существуют масла, устойчивые к высокой температуре и старению. Некоторые масла характеризуются улучшенным соотношением V-T («вязкость–температура»), то есть у таких масел вязкость в зависимости от температуры изменяется в меньшей степени, чем у обычных масел. Данная характеристика имеет значение в подшипниках, работающих в среде с переменной температурой. Для экстремально высоких температур вместо минеральных масел предпочтение отдается синтетическим маслам, обладающим более высокой стойкостью к старению, например полигликолям или полиальфаолефинам. О пригодности масел для частного случая должно быть известно либо из практического опыта, либо это нужно определять в ходе эксперимента.

# Смазывание

Смазывание маслом. Организация процессов смазки

## Методы смазывания маслом

Циркуляционная смазка маслом применяется при характерных частотах вращения валковых подшипников и кроме надежного смазывания обеспечивает охлаждение и отвод от подшипника загрязняющих частиц и воды. В подшипниках прокатных валков этот метод смазывания и охлаждения используется при:

- потерях мощности в подшипнике при высоких нагрузках и частотах вращения;
- наличии внешнего источника нагрева;
- плохом теплоотводе.

Смазка впрыскиванием применяется, если циркуляционной смазки недостаточно для эффективного охлаждения подшипника. При смазке впрыскиванием масло подается непосредственно в подшипник через смазочные сопла под давлением. При смазке впрыскиванием достигаются самые высокие частоты вращения. Циркуляционная смазка и смазка впрыскиванием требуют некоторых затрат для организации каналов для подвода и отвода масла, его прокачки: маслосборники, фильтры и масляные радиаторы. При смазывании масляной ванной из-за наличия небольшого бокового пространства в подушках в распоряжении имеется только малое количество масла. Масло испытывает интенсивные нагрузки, из-за чего происходит его быстрое старение. Поэтому необходима частая замена масла либо применение стабильных к старению синтетических масел. Смазывание минимальным количеством масла часто применяется в прокатном оборудовании. При смазывании масляным туманом поток воздуха транспортирует масло в виде тумана к соплу-концентратору перед подшипником. Там образуются капельки масла, которые впрыскиваются в подшипник. Подаваемые таким образом в подшипник малые количества масла поддерживают необходимый для смазывания уровень масла, который помимо всего

прочего необходим для обеспечения смазывания подшипника при запуске и при краткосрочных перебоях в подаче масла. При горизонтальном положении вала перепускные окна в подушке выполняются таким образом, чтобы масляное зеркало было на уровне середины нижнего тела качения подшипника. Повышенное давление, создаваемое потоком воздуха в корпусе, и исходящий через уплотнения воздух поддерживают эффективность защиты узла. При этом вытекающее масло зачастую содержит некоторую составляющую в виде тумана, вследствие чего возможно загрязнение окружающей среды. При масловоздушном смазывании масло из дозирующего устройства импульсами подается в смазочные каналы, а затем, движимое воздушным потоком, направляется в подшипник. При этом масло не распыляется в виде тумана. Поэтому возможно применение и трансмиссионных масел высокой вязкости с противозадирными присадками. Как и при смазывании масляным туманом, наличие исходящего воздушного потока улучшает защиту узла от попадания грязи. Количество воздуха может варьироваться в широких пределах. Также и при масловоздушном смазывании необходимо поддержание в подшипниковом узле определенного уровня масла.

## Организация процессов смазки

### Количество заполняемой консистентной смазки

Опоры смазываются следующим образом:

- подшипник целиком обмазывается смазкой, чтобы все функциональные поверхности были наверняка покрыты смазкой;
- пространство в корпусе рядом с подшипником заполняется смазкой настолько, чтобы осталось место

для заложенной смазки, выступающей из подшипника. Благодаря этому удастся избежать вовлечения излишнего количества смазки в смазочный цикл. Как правило, в подушках прокатных станков рядом с подшипником имеется свободное пространство, как раз достаточное для приема выступающей из подшипника смазки, поэтому в случае высоких частот вращения отпадает необходимость дополнительного заполнения этих полостей.

- Для подшипников с очень низкими частотами вращения ( $n \times d_m < 50\ 000\ \text{мин}^{-1} \cdot \text{мм}$ ) подшипник и корпус целиком заполняются смазкой. Трение, возникающее вследствие работы по преодолению смятия смазки, остается незначительным.

### Интервалы для повторного смазывания консистентной смазкой

Срок, при достижении которого необходимо дополнить или полностью заменить смазку подшипника, прежде всего зависит от степени нагрузки на смазку из-за трения в подшипнике и от частоты вращения. На величину трения влияют нагрузки на подшипник и различные кинематические процессы, зависящие от конструкции подшипника. Кроме того, необходимо учитывать эффективность уплотнений и окружающие условия, что особенно справедливо для подшипников прокатных станков. Из-за высокой влажности атмосферы, водяных струй и окалины, а также в том случае, если уплотнения недостаточно эффективны, интервал между смазыванием подшипников должен быть существенно сокращен. Следование рекомендации имеет смысл лишь в том случае, если по прошествии определенного времени, лучше всего во время замены вала, будет произведен контроль состояния смазки и уплотнений, главным образом на предмет того, смогли ли загрязнения попасть в подшипник.

# Смазывание

## Организация процессов смазки

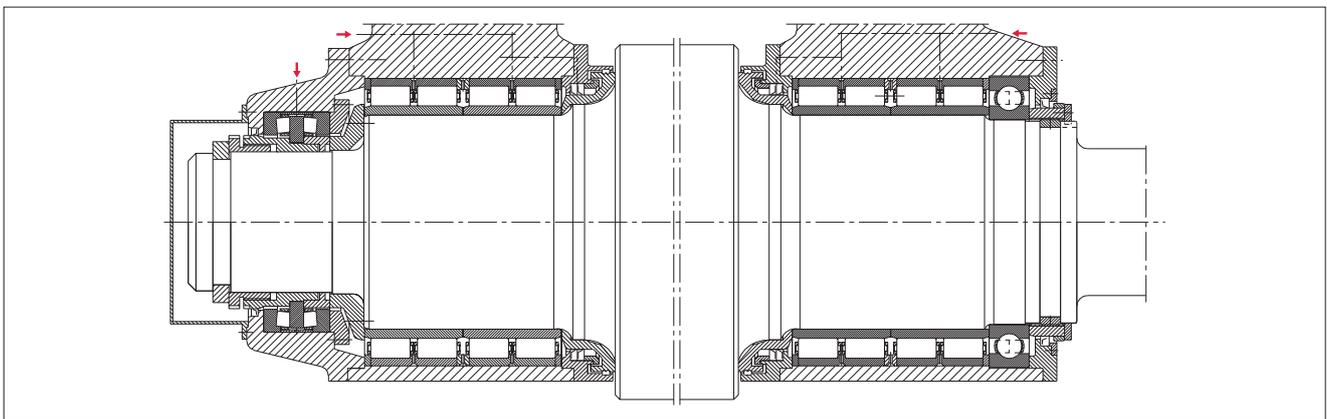
### Подача смазочного материала

Для эффективного смазывания крайне важна точная подача консистентной смазки или масла. Смазочный материал должен точно подаваться к поверхностям качения и скольжения. В конструкции с консистентной смазкой необходимо обеспечить условия для удаления избыточного смазочного материала. Избыточное количество смазки приводит к повышенной работе по преодолению смятия смазки и к повышенному тепловыделению. Оно может быть настолько значительным, что повлечет за собой разрушение консистентной смазки. Сказанное справедливо и для контакта скольжения в уплотнениях, куда также смазочный материал должен подаваться целенаправленно.

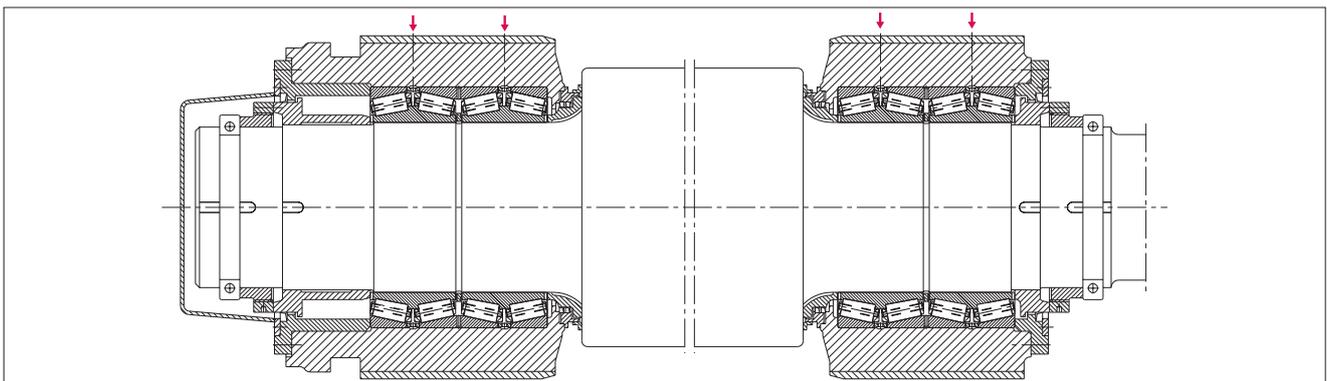
### Смазывание консистентной смазкой

К четырехрядным роликоподшипникам в опорах горизонтально расположенных валков смазка должна подаваться в двух местах (рис. 44). Установленный в качестве упорного шарикоподшипник (рис. 44а, справа) может смазываться совместно с радиальным подшипником или отдельно от него. Для упорных конических роликоподшипников (рис. 44а, слева), напротив, вследствие их более высоких требований к смазке необходим отдельный подвод смазочного материала. Также и двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники по возможности должны смазываться по отдельному смазочному каналу.

Если при перешлифовке бочек прокатных валков подушки не снимаются (свободная посадка внутреннего кольца подшипника), то следует предусмотреть смазывание через цапфу. Многорядные конические роликоподшипники со встроенными уплотнениями при сборке заполняются наиболее подходящей для конкретного применения смазкой. При правильном количестве консистентной смазки и при корректном ее распределении внутри подшипника можно достичь очень большого срока эксплуатации подшипника. Мы рекомендуем предусмотреть с обеих сторон от подшипника дренажные отверстия, чтобы уплотнения как можно меньше контактировали с жидкостью.



а) Опоры прокатных валков с четырехрядными цилиндрическими роликоподшипниками и упорными подшипниками

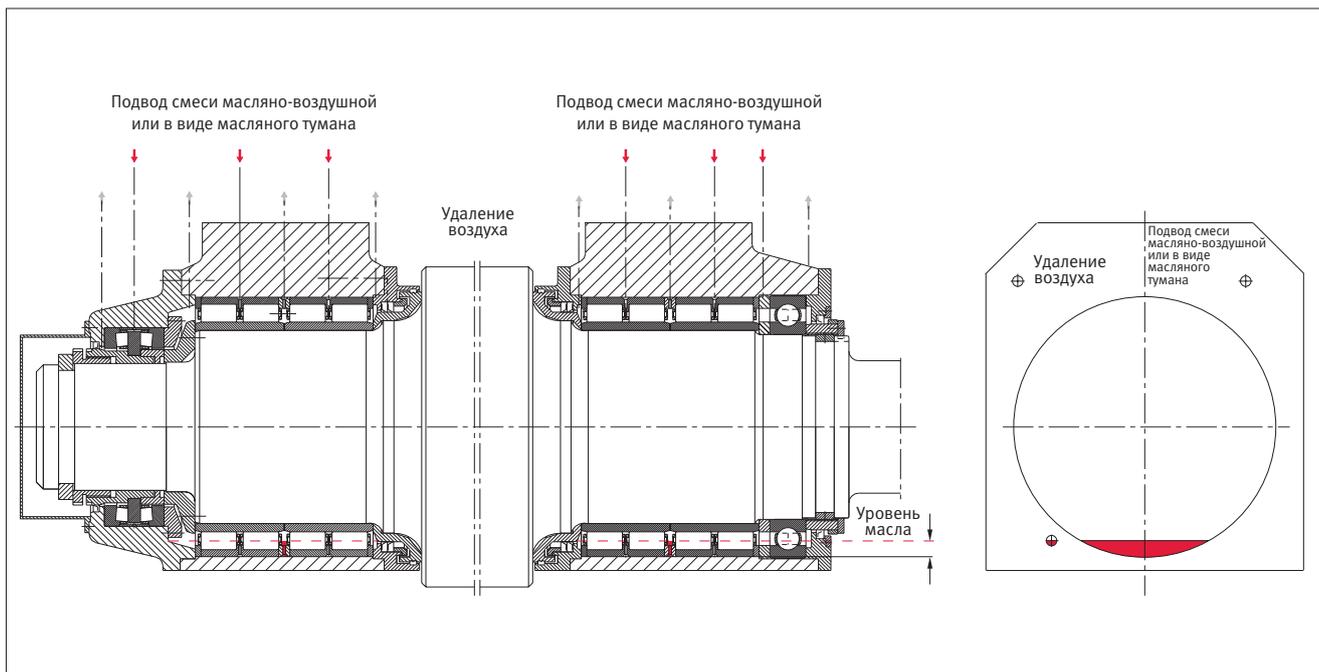


б) Опоры прокатных валков с четырехрядными коническими роликоподшипниками  
44. Схемы подвода консистентной смазки при использовании четырехрядных роликоподшипников

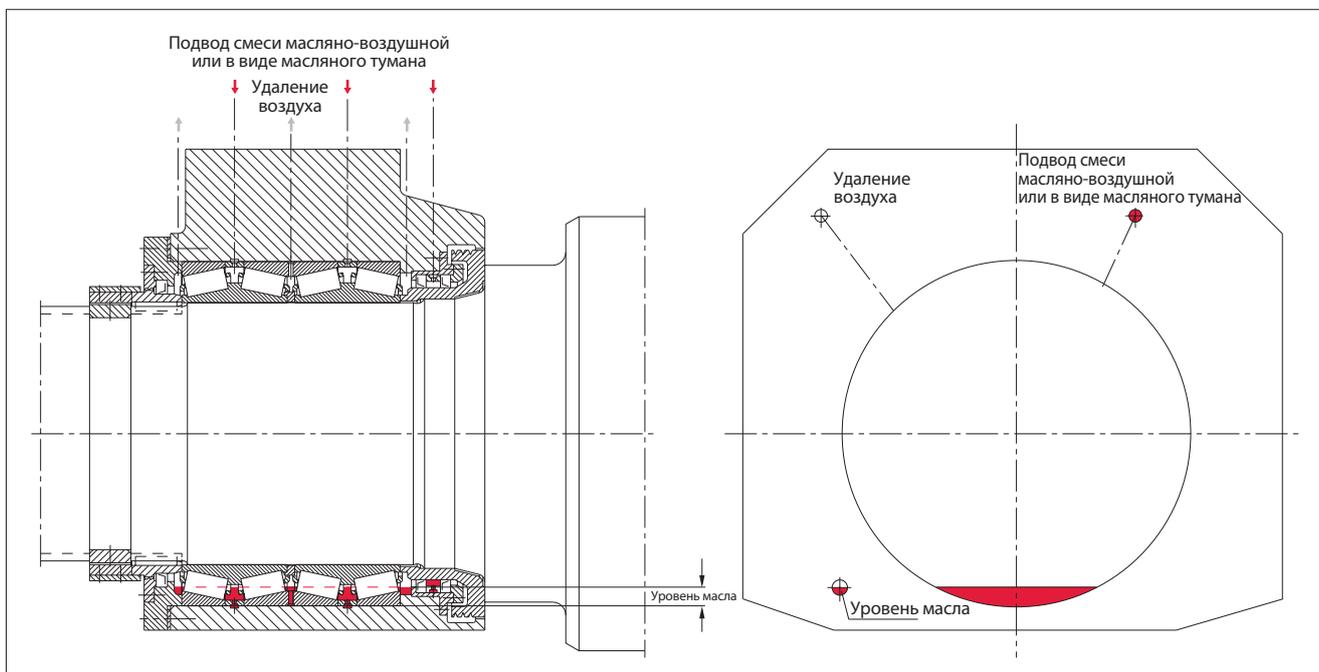
# Смазывание

Организация процессов смазки

## Масловоздушное смазывание



45. Подвод смеси в виде масляного тумана или масляно-воздушной смеси в подушки с четырехрядными цилиндрическими роликоподшипниками и упорными подшипниками

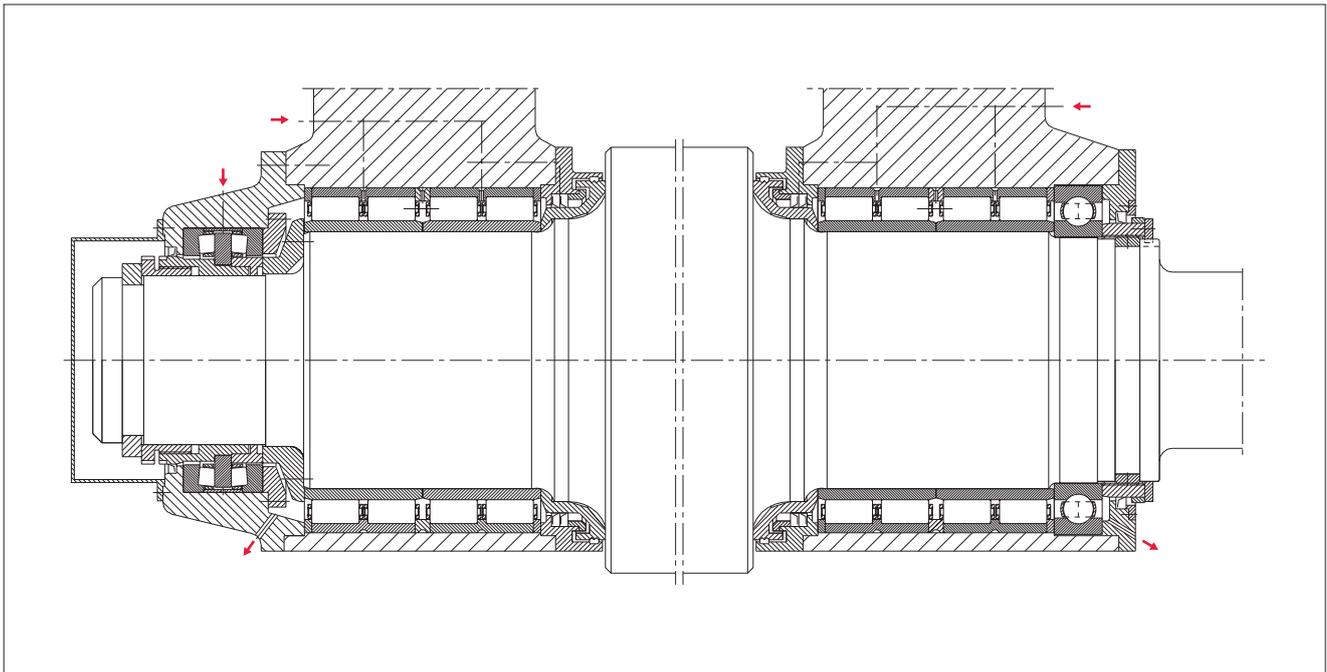


46. Подвод смеси в виде масляного тумана или масляно-воздушной смеси в подушку с четырехрядным коническим роликоподшипником

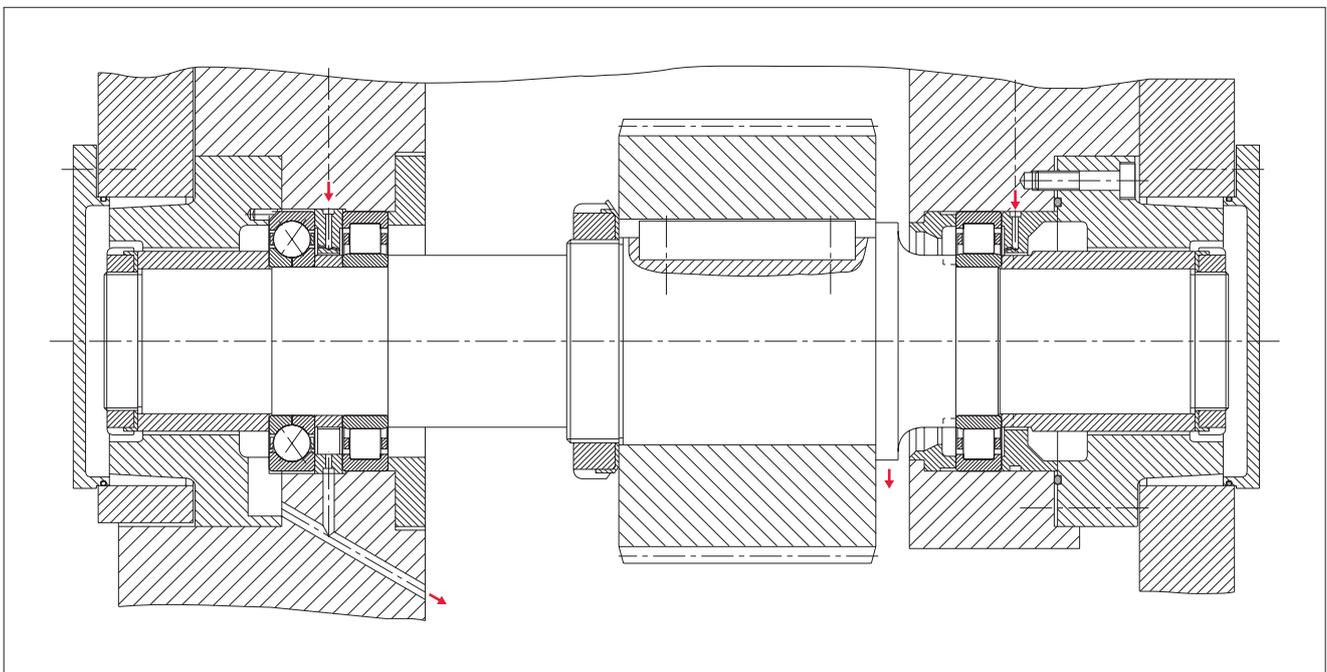
# Смазывание

Организация процессов смазки

## Циркуляционная смазка, смазка впрыскиванием



47. Подвод и отвод масла при циркуляционной смазке



48. Подвод и отвод масла при смазке впрыскиванием

# Допуски валковых подшипников

## Допуски валковых подшипников

### Допуски радиальных и упорных подшипников с метрическими размерами (стандартные допуски)

Номинальный размер мм			Значения допусков, мкм		Наружное кольцо		Упорный подшипник		Внутреннее и наружное кольцо	
			Внутреннее кольцо	$\Delta_{dmp}$	Радиальный подшипник	$\Delta_{Dmp}$			$\Delta_{Bs} = \Delta_{Cs}$	
свыше 50 до 80			0	-15	0	-13	0	-19	0	-150
свыше 80 до 120			0	-20	0	-15	0	-22	0	-200
свыше 120 до 150			0	-25	0	-18	0	-25	0	-250
свыше 150 до 180			0	-25	0	-25	0	-25	0	-250
свыше 180 до 250			0	-30	0	-30	0	-30	0	-300
свыше 250 до 315			0	-35	0	-35	0	-35	0	-350
свыше 315 до 400			0	-40	0	-40	0	-45	0	-400
свыше 400 до 500			0	-45	0	-45	0	-45	0	-450
свыше 500 до 630			0	-50	0	-50	0	-50	0	-500
свыше 630 до 800			0	-75	0	-75	0	-75	0	-750
свыше 800 до 1000			0	-100	0	-100	0	-100	0	-1000
свыше 1000 до 1250			0	-125	0	-125	0	-125	0	-1250
свыше 1250 до 1600			0	-160	0	-160	0	-160	0	-1600
свыше 1600 до 2000			0	-200	0	-200	0	-200	0	-2000

### Допуски четырехрядных конических роликоподшипников с дюймовыми размерами (стандартные допуски)

Номинальный размер мм			Значения допусков, мкм		Наружное кольцо		Внутреннее и наружное кольцо	
			Внутреннее кольцо	$\Delta_{dmp}$	Радиальный подшипник	$\Delta_{Dmp}$	$\Delta_{Bs} = \Delta_{Cs}$	
свыше 76,2 до 304,8			0	+25	0	+25	$\pm 1524$	
свыше 304,8 до 609,6			0	+51	0	+51	$\pm 1524$	
свыше 609,6 до 914,4			0	+76	0	+76	$\pm 1524$	
свыше 914,4 до 1219,2			0	+102	0	+102	$\pm 1524$	
свыше 1219,2			0	+127	0	+127	$\pm 1524$	

# Допуски валковых подшипников. Детали, сопряженные с подшипниками

Рекомендации по выбору посадок подшипников

**Обозначения допусков**  
по DIN ISO 1132, DIN 620

## Диаметр отверстия

Диаметр отверстия

$d$  – номинальный диаметр отверстия  
 $d_s$  – единичный диаметр отверстия

$d_{mp} = \frac{d_{psmax} + d_{psmin}}{2}$   
средний диаметр отверстия в единичном сечении

$d_{psmax}$  – наибольший диаметр отверстия в единичном сечении

$d_{psmin}$  – наименьший диаметр отверстия в единичном сечении

$\Delta_{dmp} = d_{mp} - d$   
Отклонение среднего диаметра отверстия от номинального размера

## Наружный диаметр

$D$  – номинальный наружный диаметр

$D_s$  – единичный наружный диаметр

$D_{mp} = \frac{D_{psmax} + D_{psmin}}{2}$   
– Средний наружный диаметр в единичном сечении

$D_{psmax}$  – наибольший наружный диаметр в единичном сечении

$D_{psmin}$  – наименьший наружный диаметр в единичном сечении

$\Delta_{Dmp} = D_{mp} - D$   
– Отклонение среднего наружного диаметра от номинального размера

## Ширина

$B_s, C_s$  – единичная ширина внутреннего и наружного кольца

$\Delta_{Bs} = B_s - B, \Delta C_s = C_s - C$   
– Отклонение единичной ширины внутреннего и наружного кольца от номинальной величины

## Рекомендации по выбору посадки подшипников

### Радиальные подшипники

В рабочем режиме внутренние кольца радиальных подшипников испытывают циркуляционное нагружение. Поэтому в тех случаях, где это возможно, внутренние кольца должны иметь жесткую (с натягом) посадку на цапфе. Для четырехрядных конических роликоподшипников с цилиндрическим отверстием это требование не выполняется вследствие особенностей монтажа, поэтому здесь нужно предусмотреть свободную (с зазором) посадку. Также внутренние кольца сферических и цилиндрических роликоподшипников имеют свободную посадку, если

скорость прокатки низкая и крайне желателен простой и быстрый демонтаж с цапфы. Наружные кольца радиальных подшипников испытывают местное нагружение. В этом случае не требуется жесткая посадка, поэтому кольца устанавливаются в подушке с посадкой с зазором. В осевом направлении наружные кольца фиксируются крышкой подушки.

### Упорные подшипники

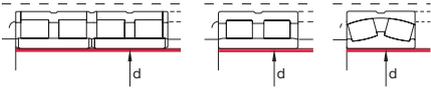
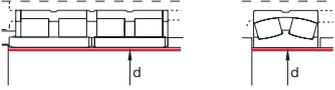
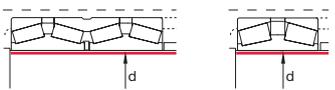
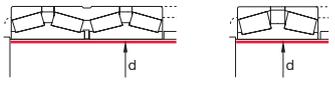
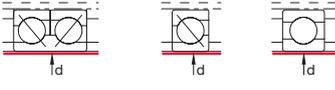
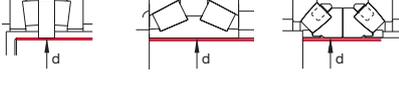
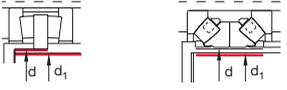
Подшипники, предназначенные для осевого фиксирования (ведения) валков и подушек, находятся под действием только осевой нагрузки, поэтому внутренние кольца могут устанавливаться на цапфы

валков по посадке с зазором. В некоторых подшипниковых опорах упорные подшипники для облегчения монтажа устанавливаются на втулку. В этом случае целесообразна посадка с небольшим натягом. Свободные (наружные) кольца упорных конических роликоподшипников устанавливаются в подушках по свободной посадке. Наружные кольца всех других типов подшипников, предназначенных для осевой фиксации вала, должны иметь возможность самоустановки в радиальном направлении. Поэтому отверстие в корпусе должно быть исполнено существенно большим, чем диаметр наружных колец.

# Детали, сопряженные с подшипниками

Рекомендации по выбору посадок подшипников

## 49. Поля допусков для цапф прокатных валков и втулок (допуски для подшипников см. стр. 36)

		Номинальный размер мм	Допуск <sup>1)</sup> мм
	Цилиндрические и сферические роликоподшипники с посадкой с натягом	$d < 200$ $d = 200...400$ $d > 400...630$ $> 630...800$ $> 800...1250$ $> 1250...1400$ $> 1400...1600$	n6 p6/r6 +0,200...+0,260 +0,250...+0,330 +0,320...+0,420 +0,400...+0,550 +0,520...+0,650
	Цилиндрические и сферические роликоподшипники с посадкой с зазором	d	e7
	Конические роликоподшипники с метрическими размерами с посадкой с зазором	$d < 315$ $d = 315...630$ $> 630...800$ $> 800$	-0,180...-0,230 -0,240...-0,300 -0,325...-0,410 -0,350...-0,450
	Конические роликоподшипники с дюймовыми размерами с посадкой с зазором	$d = 101,6...127,0$ $> 127,0...152,4$ $> 152,4...203,2$ $> 203,2...304,8$ $> 304,8...609,6$ $> 609,6...914,4$ $> 914,4$	-0,100...-0,125 -0,130...-0,155 -0,150...-0,175 -0,180...-0,205 -0,200...-0,249 -0,250...-0,334 -0,300...-0,400
	Радиально-упорные и радиальные шарикоподшипники, монтируемые на цапфу	d	e7
	Радиально-упорные и радиальные шарикоподшипники, монтируемые на втулку	d d <sub>1</sub>	k6 e9/H7
	Упорные конические роликоподшипники, двухрядные конические (упорные) роликоподшипники, упорные сферические роликоподшипники монтируемые на цапфу	d	e7
	Упорные конические роликоподшипники, упорные сферические роликоподшипники, монтируемые на втулку	d d <sub>1</sub>	k6 e9/H7

<sup>1)</sup> В случае высоких частот вращения, а также подшипников с коническим отверстием допуски на сопряженные с подшипниками детали необходимо оговорить с технической службой фирмы FAG.

# Детали, сопряженные с подшипниками

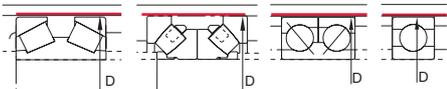
Рекомендации по выбору посадок подшипников

## 50. Поля допусков для подушек прокатных станов

### Радиальные подшипники

		Номинальный размер мм	Допуск <sup>1)</sup> мм
	Цилиндрические роликоподшипники, сферические роликоподшипники и конические роликоподшипники с метрическими размерами	$D \leq 800$	H6 (G6)
		$D > 800$	H7 (G7)
	Конические роликоподшипники с дюймовыми размерами	$d \leq 304,8$ $> 304,8...609,6$ $> 609,6...914,4$ $> 914,4...1219,2$ $> 1219,2$	$+0,055...+0,080$ $+0,101...+0,150$ $+0,156...+0,230$ $+0,202...+0,300$ $+0,257...+0,380$

### Упорные подшипники

		Номинальный размер мм	Допуск <sup>2)</sup> мм
	Конические роликоподшипники, двухрядные (упорные) Упорные сферические роликоподшипники Радиально-упорные шарикоподшипники и радиальные шарикоподшипники	$D \leq 500$ $> 500...800$ $> 800$	$+0,6...+0,8$ $+0,8...+1,1$ $+1,2...+1,5$
			Упорные конические роликоподшипники

<sup>1)</sup> В случае подшипников с коническим отверстием допуски на сопряженные с подшипниками детали необходимо оговорить с технической службой фирмы FAG

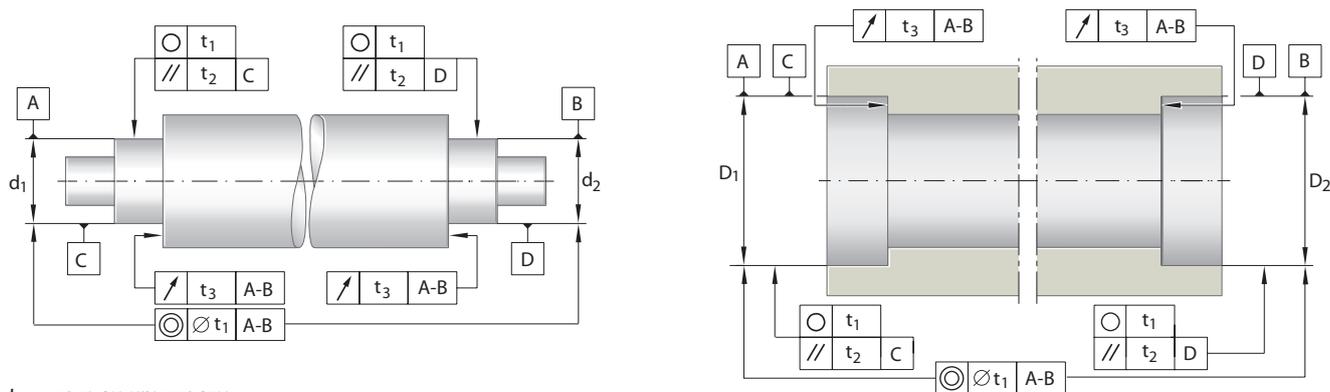
<sup>2)</sup> При высоких осевых нагрузках необходимо оговорить допуски деталей, сопряженных с подшипниками, с технической службой фирмы FAG

# Детали, сопряженные с подшипниками

Допуски для цилиндрических посадочных поверхностей

## Допуски на обработку цилиндрических посадочных поверхностей (DIN ISO 1101 и ISO 286)

Ориентировочные значения допусков обработки валов, отверстий корпусов и сопрягаемых деталей (втулки, крышки и т.д.)



$t_1$  – допуск круглости  
 $t_2$  – допуск параллельности  
 $t_3$  – допуск торцевого биения

Класс точности подшипника	Посадочное место подшипника	Допуск на диаметр	Допуск круглости	Допуск параллельности	Допуск торцевого биения
			$t_1$	$t_2$	$t_3$
PN P6X	Вал	IT6 (IT5)	Циркуляционное нагружение IT4/2 Местное нагружение IT5/2	IT4 IT5	IT4
	Корпус	IT7 (IT6)	Циркуляционное нагружение IT5/2 Местное нагружение IT6/2	IT5 IT6	IT5
P5	Вал	IT5	Циркуляционное нагружение IT2/2 Местное нагружение IT3/2	IT2 IT3	IT2
	Корпус	IT6	Циркуляционное нагружение IT3/2 Местное нагружение IT4/2	IT3 IT4	IT3

Для допусков ISO по IT4 и точнее для номинального размера 500 мм и выше не приводится численных значений. В этих случаях берется половина значения допуска на обработку.

# Детали, сопряженные с подшипниками

Шероховатость посадочных поверхностей

Ориентировочные значения для шероховатости посадочных поверхностей под подшипники качения (значения шероховатости действительны только для шлифованных поверхностей)

Класс точности подшипника	Параметр шероховатости	Номинальный диаметр вала					Номинальный диаметр отверстия в корпусе						
		Свыше до	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм		
		50	120	250	500	50	120	250	500	50	120	250	500
		<b>Значения шероховатости</b>											
		<b>мкм</b>											
Нормальный <sup>1)</sup>	Класс шероховатости	N5	N6	N7	N7	N7	N6	N7	N7	N8	N8		
	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ (CLA, AA <sup>2)</sup> )	0,4	0,8	1,6	1,6	1,6	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2		
	Средняя глубина шероховатости $R_t \approx R_z$	2,5	4	6,3	6,3	6,3	4; 6,3*)	6,3; 8*)	6,3; 10*)	10; 16*)	10; 16*)		
P6	Класс шероховатости	N4	N5	N5	N6	N6	N5	N5	N6	N7	N7		
	Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$ (CLA, AA <sup>2)</sup> )	0,2	0,4	0,4	0,8	0,8	0,4	0,4	0,8	1,6	1,6		
	Средняя глубина шероховатости $R_t \approx R_z$	1,6	2,5	2,5	6,3	6,3	2,5	2,5	6,3	6,3	6,3		

\*) Средняя глубина шероховатости поверхности корпусов из серого чугуна с сопрягаемыми поверхностями, полученными точением

<sup>1)</sup> При повышенных требованиях к точности вращения следует использовать ближайшее меньшее по величине значение шероховатости

<sup>2)</sup> GBR: CLA (Centre Line Average Value); USA: AA (Arithmetic Average)

## Классы шероховатости по DIN ISO 1302

Класс шероховатости		N1	N2	N3	N4	N5	N6	N7	N8	N9	N10	N11	N12
Среднее арифметическое отклонение профиля $R_a$	в мкм	0,025	0,05	0,1	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50
	в микродюймах	1	2	4	8	16	32	63	125	250	500	1000	2000

# Детали, сопряженные с подшипниками

Допуски подушек и цапф прокатных валков

## Допуски подушек и цапф прокатных валков

		Номинальный диаметр вала мм													
Свыше	до	50	65	80	100	120	140	160	180	200	225	250	280	315	355
		<b>Допуски цапф валков</b> мкм													
e7	-60 -90	-60 -90	-72 -107	-72 -107	-85 -125	-85 -125	-85 -125	-100 -146	-100 -146	-100 -146	-110 -162	-110 -162	-110 -162	-125 -182	-125 -182
e9	-60 -134	-60 -134	-72 -159	-72 -159	-85 -185	-85 -185	-85 -185	-100 -215	-100 -215	-100 215	-110 -240	-110 -240	-110 -240	-125 -265	-125 -265
f6	-30 -49	-30 -49	-36 -58	-36 -58	-43 -68	-43 -68	-43 -68	-50 -79	-50 -79	-50 -79	-56 -88	-56 -88	-56 -88	-62 -98	-62 -98
g6	-10 -29	-10 -29	-12 -34	-12 -34	-14 -39	-14 -39	-14 -39	-15 -44	-15 -44	-15 -44	-17 -49	-17 -49	-17 -49	-18 -54	-18 -54
k6	+21 +2	+21 +2	+25 +3	+25 +3	+25 +3	+28 +3	+28 +3	+33 +4	+33 +4	+33 +4	+36 +4	+36 +4	+36 +4	+40 +4	+40 +4
n6	+39 +20	+39 +20	+45 +23	+45 +23	+52 +27	+52 +27	+52 +27	+60 +31	+60 +31	+60 +31	+66 +34	+66 +34	+66 +34	+73 +37	+73 +37
p6	+51 +32	+51 +32	+59 +37	+59 +37	+68 +43	+68 +43	+68 +43	+79 +50	+79 +50	+79 +50	+88 +56	+88 +56	+88 +56	+98 +62	+98 +62
r6	+60 +41	+62 +43	+73 +51	+76 +54	+88 +63	+90 +65	+93 +68	+106 +77	+109 +80	+113 +84	+126 +94	+130 +98	+130 +98	+144 +108	+144 +108

## Номинальный диаметр отверстия подушки мм

Свыше	до	80	100	120	140	160	180	200	225	250	280	315	355	400	450
		<b>Предельные отклонения диаметра отверстия подушки</b> мкм													
G6	+12 +34	+12 +34	+14 +39	+14 +39	+14 +39	+15 +44	+15 +44	+15 +44	+17 +49	+17 +49	+18 +54	+18 +54	+18 +54	+20 +60	+20 +60
G7	+12 +47	+12 +47	+14 +54	+14 +54	+14 +54	+15 +61	+15 +61	+15 +61	+17 +69	+17 +69	+18 +75	+18 +75	+18 +75	+20 +83	+20 +83
H6	0 +22	0 +22	0 +25	0 +25	0 +25	0 +29	0 +29	0 +29	0 +32	0 +32	0 +36	0 +36	0 +36	0 +40	0 +40
H7	0 +35	0 +35	0 +40	0 +40	0 +40	0 +46	0 +46	0 +46	0 +52	0 +52	0 +57	0 +57	0 +57	0 +63	0 +63

# Детали, сопряженные с подшипниками

Допуски подушек и цапф прокатных валков

## Допуски подушек и цапф прокатных валков

		Номинальный диаметр вала мм												
Свыше	355	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	
до	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	

		Допуски цапф валков мкм												
e7	-125 -182	-135 -198	-135 -198	-145 -215	-145 -215	-160 -240	-160 -240	-170 -260	-170 -260	-195 -300	-195 -300	-220 -345	-220 -345	
e9	-125 -265	-135 -290	-135 -290	-145 -320	-145 -320	-160 -360	-160 -360	-170 -400	-170 -400	-195 -455	-195 -455	-220 -530	-220 -530	
f6	-62 -98	-68 -108	-68 -108	-76 -120	-76 -120	-80 -130	-80 -130	-86 -142	-86 -142	-98 -164	-98 -164	-110 -188	-110 -188	
g6	-18 -54	-20 -60	-20 -60	-22 -66	-22 -66	-24 -74	-24 -74	-26 -82	-26 -82	-28 -94	-28 -94	-30 -108	-30 -108	
k6	+40 +4	+45 +5	+45 +5	+44 0	+44 0	+50 0	+50 0	+56 0	+56 0	+66 0	+66 0	+78 0	+78 0	
p6	+73 +37	+80 +40	+80 +40	+88 +44	+88 +44	+100 +50	+100 +50	+112 +56	+112 +56	+132 +66	+132 +66	+156 +78	+156 +78	
p6	+98 +62	+108 +68	+108 +68	+122 +78	+122 +78	+138 +88	+138 +88	+156 +100	+156 +100	+186 +120	+186 +120	+218 +140	+218 +140	
r6	+150 +114	+166 +126	+172 +132	+184 +150	+199 +155	+225 +175	+235 +185	+266 +210	+276 +220	+316 +250	+326 +260	+378 +300	+378 +300	

		Номинальный диаметр отверстия подушки мм												
Свыше	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	
до	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	1800	2000	

		Предельные отклонения диаметра отверстия подушки мкм												
G6	+20 +60	+22 +66	+22 +66	+24 +74	+24 +74	+26 +82	+26 +82	+28 +94	+28 +94	+30 +108	+30 +108	+32 +124	+32 +124	
G7	+20 +83	+22 +92	+22 +92	+24 +104	+24 +104	+26 +116	+26 +116	+28 +133	+28 +133	+30 +155	+30 +155	+32 +182	+32 +182	
H6	0 +40	0 +44	0 +44	0 +50	0 +50	0 +56	0 +56	0 +66	0 +66	0 +78	0 +78	0 +92	0 +92	
H7	0 +63	0 +70	0 +70	0 +80	0 +80	0 +90	0 +90	0 +105	0 +105	0 +125	0 +125	0 +150	0 +150	

# Детали, сопряженные с подшипниками

Конструктивные мероприятия при посадке внутренних колец с зазором. Подушки

## Конструктивные мероприятия при посадке внутренних колец с зазором

При свободной посадке внутреннего кольца во избежание износа цапфа должна обладать минимальной твердостью. Существенное влияние на износ цапфы оказывает наличие смазки между отверстием внутреннего кольца и поверхностью цапфы. Если в течение всего времени работы обеспечивается безупречное смазывание, достаточно твердости 35–40 единиц по Шору. Случается, что вопреки распространенной практике при шлифовании валков подушки не снимаются и посадочный зазор между внутренними кольцами и цапфой валков не всегда заполняется свежей смазкой. В таких случаях в качестве вспомогательной меры было организовано обособленное смазывание цапфы (рис. 51). Такое смазывание фирма FAG настоятельно рекомендует организовать в случае с четырехрядными коническими роликоподшипниками со встроенными уплотнениями, если подшипниковые опоры не демонтируются с цапфы в течение

длительного времени. На боковых сторонах сопряженных с внутренним кольцом деталей необходимо предусмотреть канавки. Через эти канавки к боковым поверхностям подается смазка; по ним же смазка попадает в зазор между внутренним кольцом и цапфой. У некоторых подшипников на боковых поверхностях внутреннего кольца уже имеются такие канавки, благодаря чему отпадает необходимость в смазочных канавках у сопряженных деталей.

## Подушки

Кольца подшипников прокатных станков, как правило, тонкостенные, поэтому для них необходима надежная опорная поверхность. В противном случае невозможно обеспечить восприятие высоких рабочих нагрузок. Хорошая опорная поверхность для наружного кольца подшипника предполагает исполнение подушек с достаточной жесткостью. Для подушек, изготовленных из стального литья с минимальным пределом прочности на растяжение 450 Н/мм<sup>2</sup>, достигается достаточная в общем случае

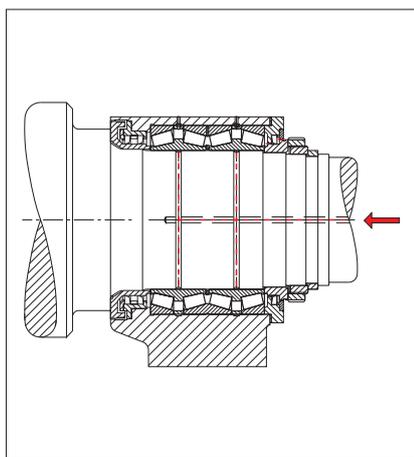
жесткость, если при проектировании за основу берутся следующие формулы:

$$h_A = (1,5 \dots 2,0) \frac{D-d}{2}$$

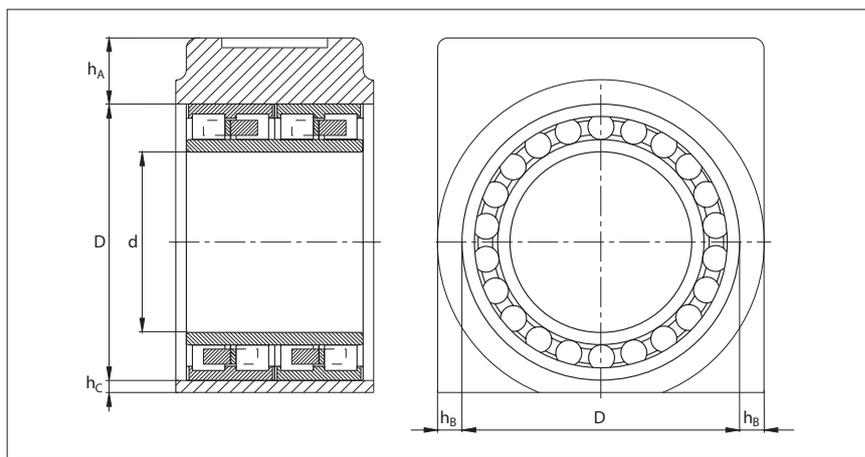
$$h_B = (0,7 \dots 1,2) \frac{D-d}{2}$$

$$h_C = (0,15 \dots 0,25) \frac{D-d}{2}$$

Где  $h_A$  – толщина верхней,  $h_B$  – толщина боковой и  $h_C$  – толщина нижней стенки подушки в мм,  $d$  – диаметр отверстия в мм и  $D$  – наружный диаметр подшипника в мм (рис. 52). В подушках, выполненных в соответствии с этими формулами, влияние деформации подушки на распределение нагрузки внутри подшипника, если нагрузка невысока, находится в допустимых пределах. При экстремально высоких нагрузках и при проектировании новых конструкций рекомендуется произвести проверочный расчет деформации подушки и ее влияния на подшипник. Такой расчет может быть выполнен в сжатые сроки при помощи разработанного фирмой FAG специального программного обеспечения.



51. Подшипниковая опора со смазочными каналами в цапфе вала



52. Толщины стенок подушки

# Детали, сопряженные с подшипниками

## Подушки прокатных станов

Деформация подушки рассчитывается энергетическим методом теории упругости, где подушка рассматривается как замкнутая сильно изогнутая балка с переменным диаметром сечения. На рис. 53 изображен результат такого расчета для подушки.

Для того чтобы обеспечить плавность вращения валков и при прокатке были бы соблюдены допуски прокатываемого материала, зазор между подушками и окнами в станине должен быть минимальным; избегают запрессовки подушек в станину.

С другой стороны, зазор должен быть достаточно большим, чтобы при рабочей температуре подушки не защемлялись в окнах. Это относится как к фиксированным в станине, так и к плавающим в станине подушкам. При расчете зазора следует учесть

разность температур подушки и станины; при низких скоростях прокатки она составляет примерно 30 К, при высоких – примерно 50 К.

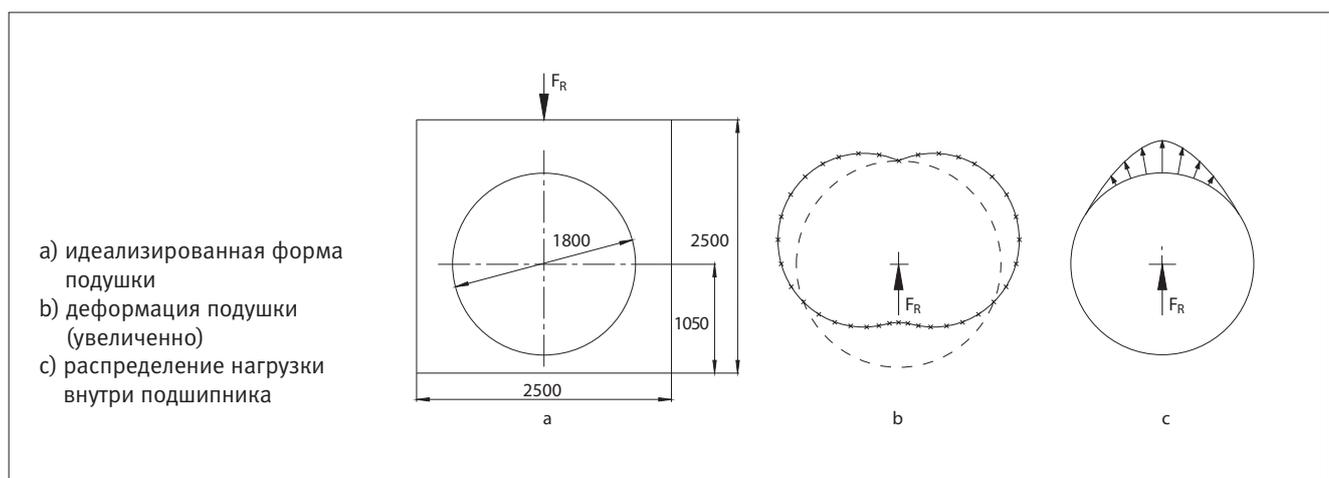
### Опорные поверхности окон станины и подушек

Рекомендуемая величина зазора определяется суммой поля допуска  $H_9$  и различных тепловых расширений подушки и стана. Иногда из-за монтажа зазор должен быть выбран несколько большим.

Опорные поверхности подушки, контактирующие со станиной и с нажимным винтом, должны иметь некоторую сферичность для достижения самоустанавливаемости подушки и соосности отверстия и цапфы валка. Таким образом обеспечивается

равномерное распределение нагрузки по всей ширине подшипника в случае его неточного монтажа или при прогибе валков. Опорные поверхности должны быть закалены, чтобы при высоких нагрузках они не деформировались. При использовании многорядных подшипников конструктор прокатного стана должен стремиться к тому, чтобы нажимные шпиндели располагались над серединой радиальных подшипников. В противном случае нагрузка будет распределена между рядами роликов неравномерно.

На плавность вращения валков оказывает влияние конструкция муфты. Плавность вращения валков достигается, например, за счет соединительных муфт, установленных на цапфу валка со стороны привода методом горячей запрессовки.



53. Графическое изображение результатов расчета

# Детали, сопряженные с подшипниками

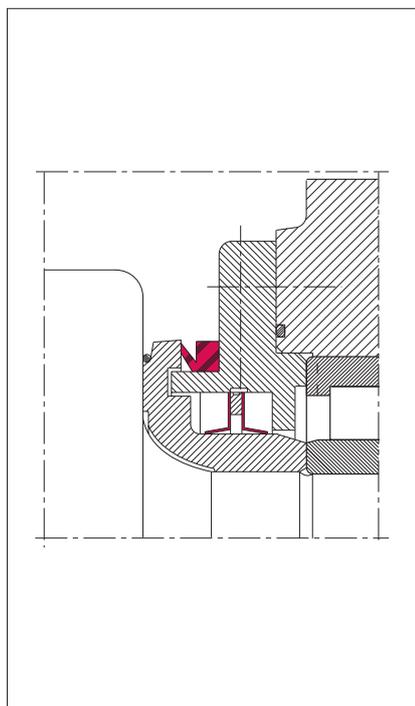
## Уплотнения

### Конструкции уплотнений

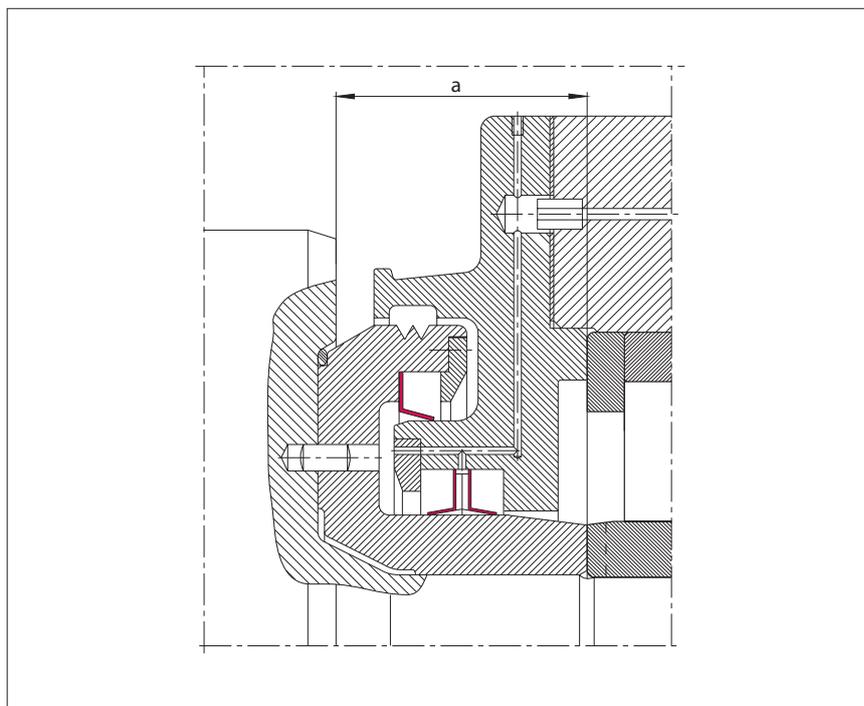
Уплотнения должны предотвращать проникновение в подшипник охлаждающей жидкости, прокатной окалины и других загрязнений, а также удерживать смазку в подшипнике. Конструкция уплотнений для отдельно взятого применения зависит от скорости прокатки, требований к эффективности уплотнений, свойств смазочного материала и рабочей температуры. На нижеприведенных изображениях показаны примеры различных уплотнений, применяемых в прокатном оборудовании. В станах горячей прокатки подшипники должны быть защищены от проникновения воды и прокатной окалины. На рис. 54 изображено эффективное уплотнение для прокатных станов с меньшими габаритами. Осевое уплотнение

отбрасывает попавшую воду. За ним следует заполненное смазкой лабиринтное уплотнение и два манжетных уплотнения. Во время эксплуатации в пространство между манжетными уплотнениями периодически добавляется консистентная смазка; таким образом, вода и окалина не могут попасть в подшипник. Эффективность уплотнений можно увеличить за счет установки дополнительных манжетных уплотнений. Дополнительную защиту от проникновения в подшипник воды дают желобки на наружной поверхности вращающейся части лабиринтного уплотнения. Вода скапливается в желобке-уловителе, который находится напротив в неподвижной части лабиринтного уплотнения и стекает вниз через дренажное отверстие (рис. 55).

Расстояние между подшипником и валком обычно очень мало для того, чтобы минимизировать напряжения изгиба вала. Для установки уплотнений имеется небольшое пространство, из-за чего часто приходится размещать комбинированные уплотнения в радиальном направлении друг над другом. Часто вследствие высокой частоты вращения для уплотнения подшипников станов тонколистовой и проволоочной прокатки не могут применяться манжетные уплотнения. В таких случаях организуют уплотнения по принципу поршневых колец (рис. 56) или осевые уплотнения (рис. 57). Кромка осевого уплотнения при высокой частоте вращения приподнимается (не контактирует с рабочей поверхностью), то есть уплотнение не изнашивается и не происходит тепловыделения.



54. Уплотнение небольших прокатных станов



55. Уплотнение крупногабаритных станов горячей прокатки, подвергаемое сильному загрязнению

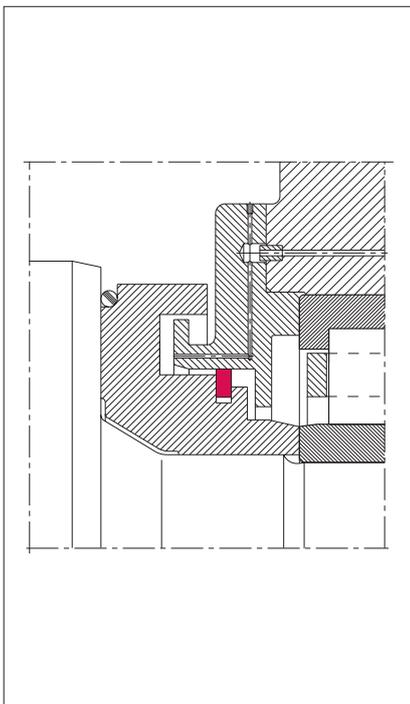
# Детали, сопряженные с подшипниками

## Уплотнения

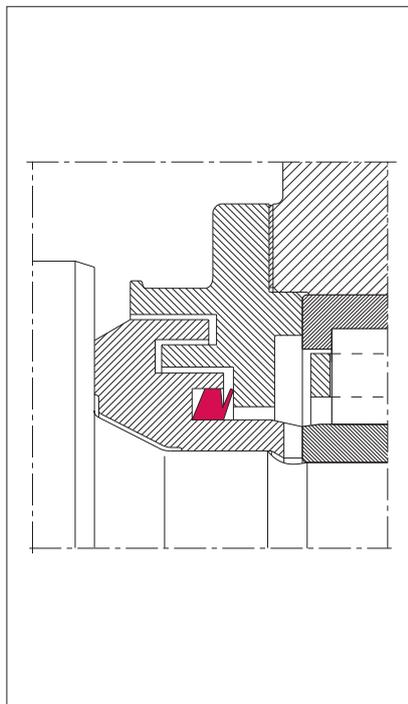
Как было упомянуто, существуют опоры, в которых внутреннее кольцо подшипника, а при некоторых условиях и внутреннее кольцо лабиринтного уплотнения устанавливается на цапфу со свободной посадкой (рис. 58). В этом случае в уплотнении нуждается не только доступ к полости подшипника (на рис. 58 – лабиринтом и манжетным кольцом), но и зазор между лабиринтным кольцом и цапфой. С этой целью устанавливается осевое уплотнение (рис. 58). В станах горячей прокатки с горизонтально расположенными валками со стороны привода и со стороны обслуживания устанавливаются уплотнения, работающие кромкой по бочке валка. Иначе обстоит дело при вертикальном расположении валков. Так как зазоры

лабиринтного уплотнения должны быть направлены вниз по направлению стекающей воды, то лабиринтные уплотнения не могут располагаться зеркально. В станах горячей прокатки утечка смазочного материала из подшипника не вредит качеству прокатываемого материала. В станах холодной прокатки, напротив, необходимо предотвращать попадание смазки на прокатываемый материал и в прокатную эмульсию. Поэтому внутренние манжетные уплотнения устанавливаются таким образом, чтобы кромка была направлена против подшипника (рис. 59 и 60; стр. 48). Поверхности всех опор, по которым скользит кромка манжетных уплотнений, должны быть особо тонко обработаны. Во избежание повреждения уплотнений

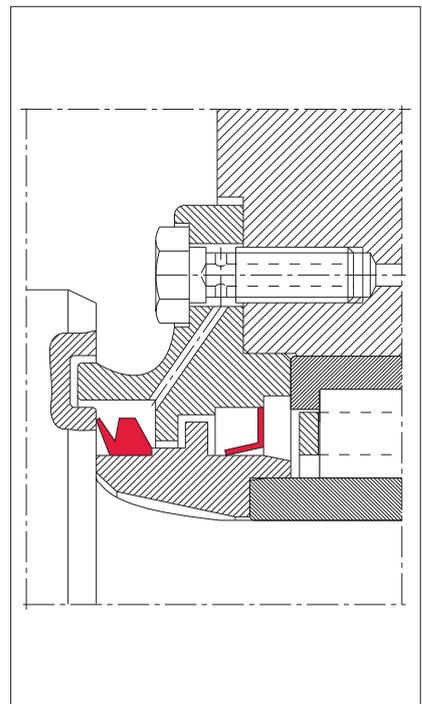
во время монтажа необходимо предусмотреть монтажные фаски. Требуется регулярное смазывание уплотнительных кромок. Обычно уплотнение со стороны прокатного валка не доставляет никаких трудностей, тем более если на торце валка имеется крышка. Как правило, достаточно манжетного уплотнения, губка которого направлена против подшипника. В тех случаях, когда защитная крышка не предусмотрена, зачастую зеркально устанавливается второе манжетное уплотнение. Размеры манжетных уплотнений, осевых уплотнений и уплотнений по принципу поршневых колец, а также достижимая скорость скольжения и допустимая окружающая температура приведены в каталогах производителей уплотнений.



56. Подшипниковый узел малогабаритного прокатного стана с уплотнением по принципу поршневого кольца и лабиринтным уплотнением



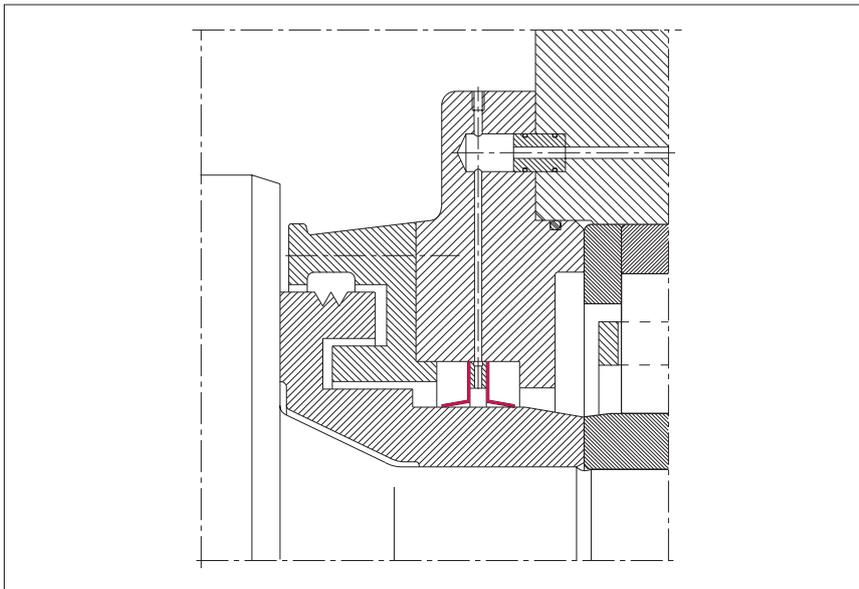
57. Подшипниковый узел быстроходного валкового подшипника с осевым уплотнением и лабиринтным уплотнением



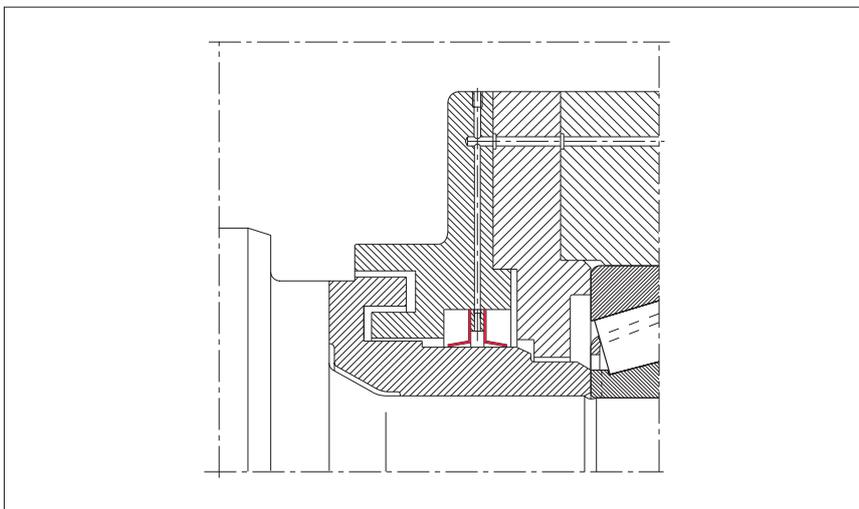
58. Осевое уплотнение защищает зазор между внутренним лабиринтным кольцом и цапфой валка

# Детали, сопряженные с подшипниками. Монтаж и обслуживание

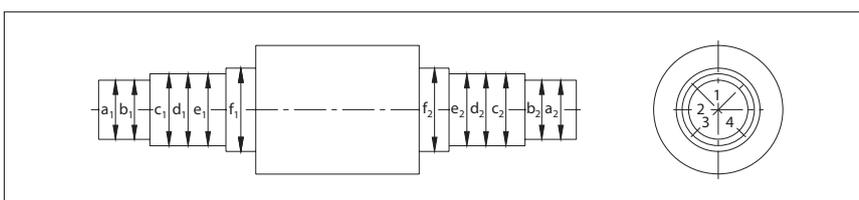
Подготовка к монтажу



59. В станах холодной прокатки кромка внутреннего манжетного уплотнения должна быть направлена в сторону подшипника (опорные валки)



60. Зеркально установленные манжетные уплотнения рабочих валков стана холодной прокатки



61. Места измерения при контроле цапф валков

Общие указания по монтажу и демонтажу подшипников качения приведены в нашей публикации WL 80 100 «Монтаж и демонтаж подшипников качения». В дополнение к этим рекомендациям необходимо более подробно рассмотреть некоторые монтажные операции, важные для последующей эксплуатации прокатного оборудования.

## Подготовка к монтажу

Прежде чем приступить к монтажу подшипников, необходимо проконтролировать на соответствие чертежу точности размеров и формы сопряженных с подшипником деталей: цапф валков, подушек прокатных станов, втулок, крышек и т.д. Также необходимо проконтролировать соответствие предписанной чистоте обработки посадочных поверхностей цапфы валка, подушки и боковых сопрягаемых деталей. Все заусенцы, возникшие в процессе обработки, должны быть удалены, а острые края, соответственно, обработаны.

## Контроль цилиндрических цапф валков

Для безупречного контроля размеров и формы цапф валков необходимо измерить диаметр посадочных поверхностей под радиальные подшипники в трех сечениях (с-d-e), а диаметр посадочных поверхностей под упорные подшипники – в двух сечениях (а-b). При этом должны быть получены значения четырех диаметров (1-2-3-4) по каждому сечению (рис. 61). Измеренные значения заносятся в протокол измерений.

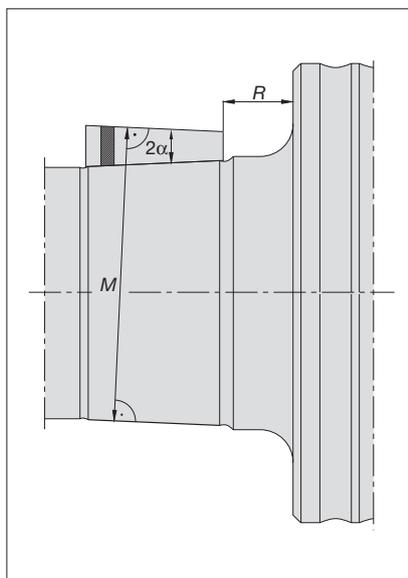
# Монтаж и обслуживание

Подготовка к монтажу

## Контроль конических цапф

Для контроля конических цапф с конусностью 1:12 или 1:30 мы рекомендуем использовать прибор FAG MGK9205. Принцип работы прибора MGK 9205: при измерении конических цапф большого диаметра используется линейка, угол между верхней и нижней кромкой которой равен  $2\alpha$ , где  $\alpha$  – угол конусности цапфы. Если верхняя кромка линейки параллельна противоположной образующей конуса, то есть размер  $M$  одинаков в двух местах измерения, значит, конусность цапфы находится в допустимых пределах. Также требуется, чтобы конус находился в определенном положении относительно базовой поверхности, например, заплечиком бочки вала. Существуют несколько типоразмеров и исполнений прибора MGK 9205 (рис. 63b). Более подробно с прибором можно ознакомиться в публикации WL 80-70. Допустимым является отклонение диаметра цапфы

по качеству IT6. Допустимые отклонения угла конусности приведены в табл. 65.



63а. Линейка прибора для контроля конусности FAG MGK9205.

## Контроль подушек прокатного стана

Диаметр отверстия подушки должен быть измерен в четырех сечениях (a-b-c-d) в четырех положениях (1-2-3-4) для каждого сечения (рис. 64). Также необходимо проконтролировать положение отверстия относительно краев подушки ( $A_1$  и  $A_2$ ); при необходимости с закрепленной планкой индикации износа (допуски формы и расположения приведены на стр. 40). Как и при контроле цапф, отклонения от требуемого размера должны фиксироваться в протоколе измерений.

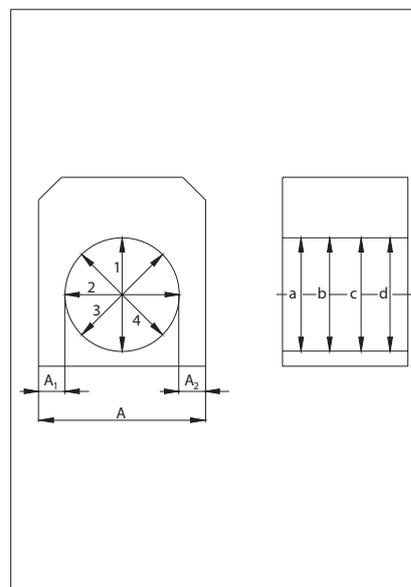
Необходимо контролировать сопряженные детали; для корректного функционирования узла важны все размеры, из которых результируется осевой натяг. Необходимо проверить сопряженные детали на отсутствие биений (допуски формы и расположения приведены на стр. 40). Смазочные отверстия должны быть очищены. Для контроля чистоты через отверстия продувается воздух.



62. Измерительная скоба для контроля цапфы валов малого диаметра



63б. Конусность цапфы измеряется прибором для контроля конусности FAG MGK9205



64. Места измерений при контроле отверстия подушки

# Монтаж и обслуживание

Подготовка к монтажу

## 65. Допуск угла конусности

Ширина подшипника В	Размеры мм															
	> 16...25		> 25...40		> 40...63		> 63...100		> 100...160		> 160...250		> 250...400		> 400...630	
Предельные отклонения мкм																
Допуск угла конуса $AT_D$ по AT7 (DIN 7178) ( $2 \cdot t_6$ )	+8	+12,5	+10	+16	12,5	+20	+16	+25	+20	+32	+25	+40	+32	+50	+40	+63
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Допуск угла конусности  $AT_D$  определяется как разность диаметров, измеренных перпендикулярно оси вращения. При использовании прибора FAG для контроля конусности необходимо значения приведенных допусков  $AT_D$  разделить пополам (допуск наклона образующей конуса). Значение допуска угла конусности  $AT_D$  для подшипника, номинальная ширина которого лежит между значениями ширин, приведенных в таблице, определяется с помощью интерполяции.

Пример: подшипник с шириной  $B = 90$  мм

$$AT_D = \frac{\Delta \times AT_D}{\Delta B} \times B = \frac{25 - 16}{100 - 63} \times 90 = \frac{9}{37} \times 90 \triangleq 22 \text{ мкм (допуск } AT_D / 2 = t_6 \text{ составляет } 0...+11 \text{ мкм)}$$

### Шероховатость поверхности

Посадочные поверхности для подшипника не должны быть

слишком шероховатыми, так как иначе площадь несущей поверхности будет недостаточной. Посадочные поверхности под

подшипники должны обладать шероховатостью не большей, чем рекомендованные на стр. 41 значения.



66. Отверстие крупногабаритной подушки измеряется внутренним микрометром



67. Контроль шероховатости поверхности

# Монтаж и обслуживание

Подготовка к монтажу. Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

## Обработка посадочных поверхностей под подшипники

Для всех посадочных поверхностей, на которые монтируется подшипник качения с плавающей посадкой (в подушку) или с жесткой посадкой (на цапфу); достигается снижение посадочной коррозии, если обработать поверхность смазочной пастой с антикоррозионными присадками, например монтажной пастой FAG Arcanol MOUNTING.PASTE. Перед нанесением пасты следует тщательно очистить посадочные поверхности. Паста должна наноситься настолько тонким слоем, что после нанесения поверхность детали становится матовой.

## Подготовка подшипника к монтажу

Только после того как все подготовительные работы перед монтажом подушек и валков закончены и имеются в распоряжении сопутствующие принадлежности, разрешается извлечь подшипники из оригинальной заводской упаковки. При этом, как правило, нет необходимости очищать подшипник

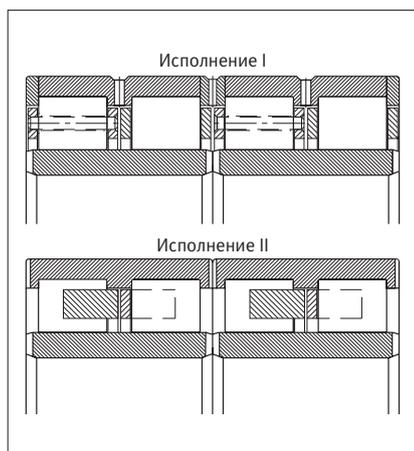
от консервационной смазки. Она является нейтральной ко всем имеющимся на рынке подшипниковым маслам и консистентным смазкам. Функционирование, грузоподъемность и долговечность подшипника зависят не только от качества его изготовления, но и от правильности монтажа. Поэтому монтаж подшипников допускается производить лишь опытным специалистам. Произвести установку подшипников, а также проинструктировать Ваших механиков по многим вопросам готовы специалисты-монтажники FAG. Далее приводятся указания по монтажу и демонтажу обычных валковых четырехрядных цилиндрических, четырехрядных конических и сферических роликоподшипников.

## Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

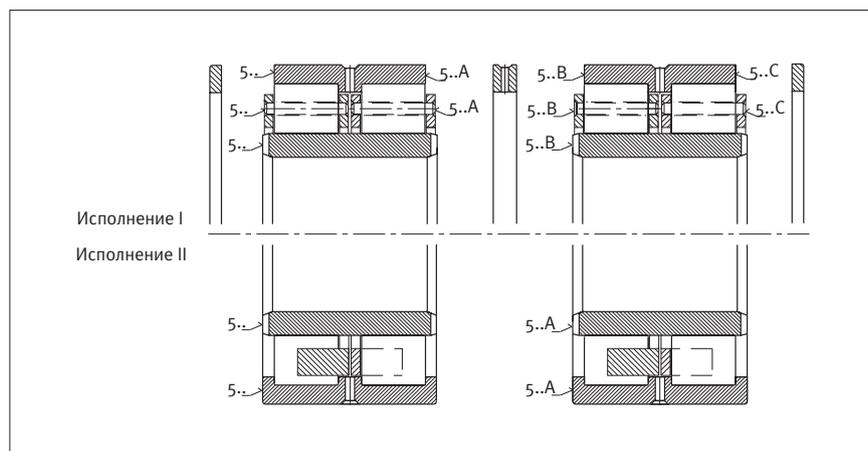
Различные исполнения четырехрядных цилиндрических роликоподшипников имеют конструктивные отличия (рис. 68).

Исполнение I:  
два наружных кольца, сепараторы с роликами, три упорных кольца, два внутренних кольца.  
Исполнение II:  
два наружных кольца с жесткими бортами, сепараторы с роликами, два внутренних кольца.

Можно заказать подшипник целиком (например, Z-524678.ZL) или отдельные его части, такие как наружное кольцо с сепаратором с роликами (Z-R524678.ZL) и внутреннее кольцо (Z-L524678.ZL). Каждое внутреннее и наружное кольцо несет обозначение подшипника (например, Z-524678.ZL) и индивидуальный заводской номер, например 5.. (рис. 69). На одно посадочное место разрешается монтировать внутренние кольца только с одинаковым заводским номером; то же самое справедливо и для наружных колец (например, 5.. и 5..А). Вместе с тем внутренние кольца с одинаковым заводским номером могут использоваться совместно с наружными кольцами с сепараторами с роликами, имеющими другой заводской номер.



68. Исполнения I и II четырехрядных цилиндрических роликоподшипников



69. Маркировка и сборка частей четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

# Монтаж и обслуживание

## Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

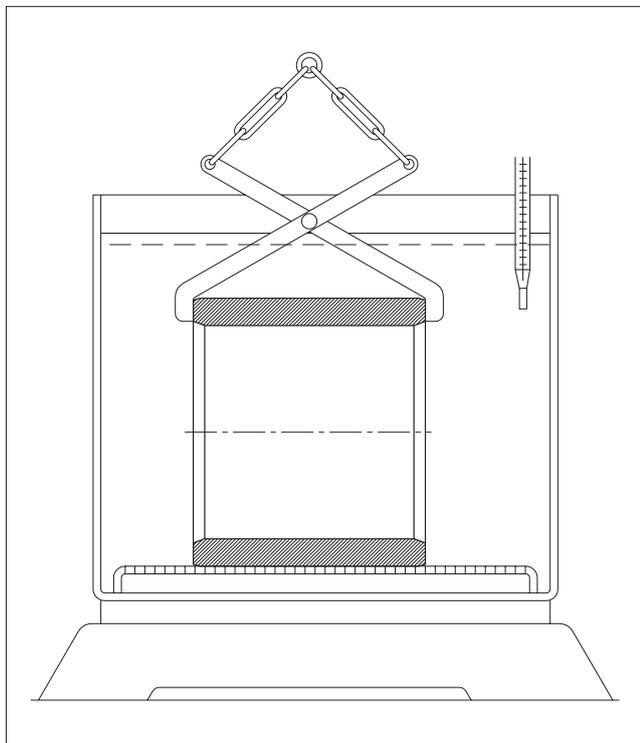
Лабиринтное кольцо или опорное кольцо подшипника нагревается в зависимости от величины натяга на 150–170 °С и устанавливается на цапфу вала. Во время последующего охлаждения кольцу должен быть сообщен осевой натяг, чтобы оно беззазорно прилегало к заплочикам бочки вала.

### Монтаж внутренних колец

Внутренние кольца цилиндрических роликоподшипников с цилиндрическим отверстием, устанавливаемые на цапфу с натягом, перед монтажом необходимо нагреть до 80–100 °С. Обычно нагрев производится в масляной ванне,

рис. 70. Этот способ обеспечивает равномерный нагрев. Перегрева масла в ванне можно избежать, если температура масла регулируется термостатом. После извлечения колец подшипника из масляной ванны необходимо вытереть масло с поверхности отверстия и с торцов подшипника во избежание адгезии. Часто при демонтаже внутренних колец подшипников применяются индукционные съемники (см. стр. 59), которые также могут быть использованы для нагревания колец. После нагревания небольшие подшипниковые кольца вручную монтируются на цапфу (рис. 71). При монтаже больших по размеру подшипников рекомендуется использовать специальное приспособление,

например монтажные клещи (рис. 70). Кольцо удерживается клещами таким образом, чтобы его ось находилась в горизонтальном положении. Это положение не всегда достижимо, если кольцо подвешено на стропе. После охлаждения кольца подшипника должны плотно прилегать к лабиринтному кольцу. Между двумя расположенными рядом кольцами также не должно оставаться зазора. Поэтому во время охлаждения кольцам подшипника необходимо обеспечить постоянный осевой натяг. Во время монтажа меньших по размеру внутренних колец подшипников плотное прилегание достигается посредством ударов через монтажную втулку в торец кольца во время охлаждения.



70. Внутреннее кольцо цилиндрического роликоподшипника нагревается в масляной ванне и извлекается с помощью монтажных клещей



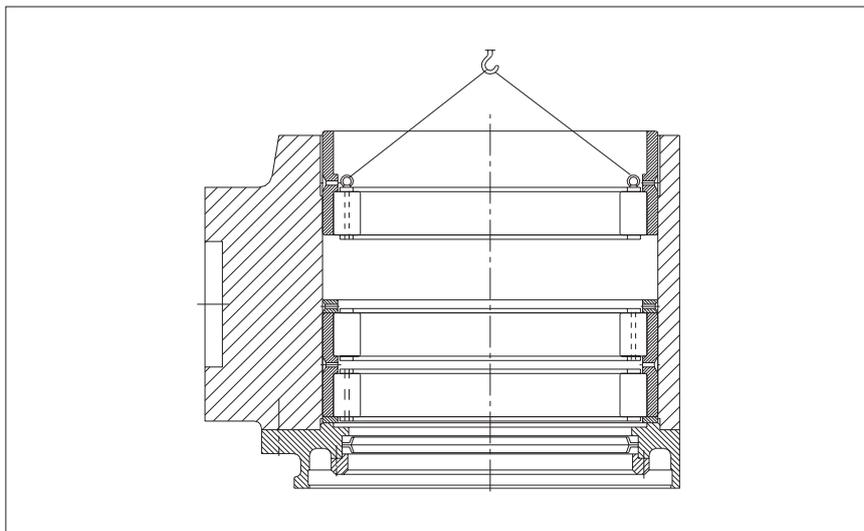
71. Ручная установка меньшего по размеру внутреннего кольца цилиндрического роликоподшипника

# Монтаж и обслуживание

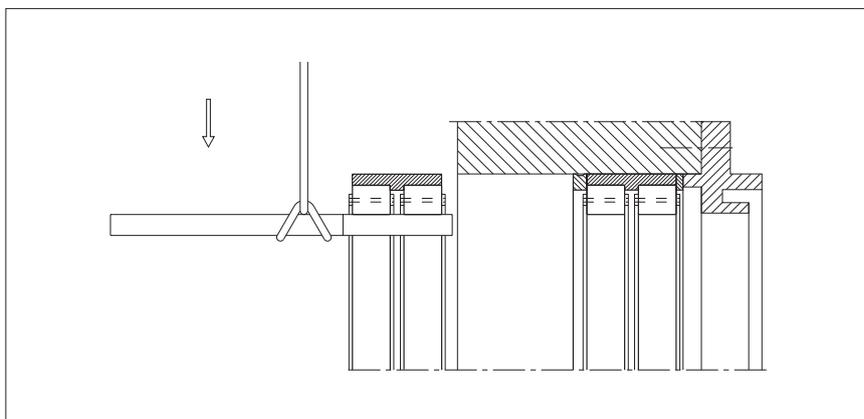
## Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

### Монтаж наружных колец

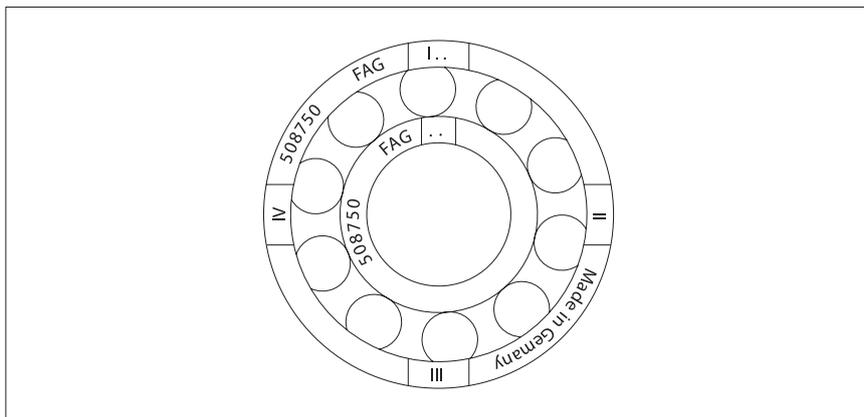
Наружные кольца цилиндрического роликоподшипника устанавливаются в подушку с зазором. Наружные кольца меньшего диаметра можно монтировать в подушку вручную. Как правило, наружные кольца или сепараторы крупногабаритных подшипников выполняются с резьбовыми отверстиями для рым-болтов. Этим упрощается монтаж подшипника в подушку (рис. 72). При монтаже очень больших подшипников с горизонтальной осью кольца могут быть подвешены на рычаг, закрепленный в канате, и таким образом смонтированы в отверстие подушки (рис. 73). На торцевой стороне наружных колец цифрами I, II, III и IV обозначены четыре зоны (рис. 74). При первичном монтаже наружные кольца устанавливаются таким образом, чтобы нагрузка действовала на зону I. Нагрузочные зоны всех подшипников должны быть ориентированы в одном направлении. По достижении 1000–1200 часов наработки рекомендуется тщательная проверка подшипника и изменение нагрузочных зон подшипника. Для этого при первой перемене нагрузочной зоны повернуть подшипник на 180° в зону III и при последующих переменах нагрузочных зон в зону II или IV.



72. Монтаж наружного кольца цилиндрического роликоподшипника с помощью крана



73. Монтаж наружного кольца цилиндрического роликоподшипника с помощью рычага



74. Нагрузочные зоны четырехрядного цилиндрического роликоподшипника маркированы на наружном кольце

# Монтаж и обслуживание

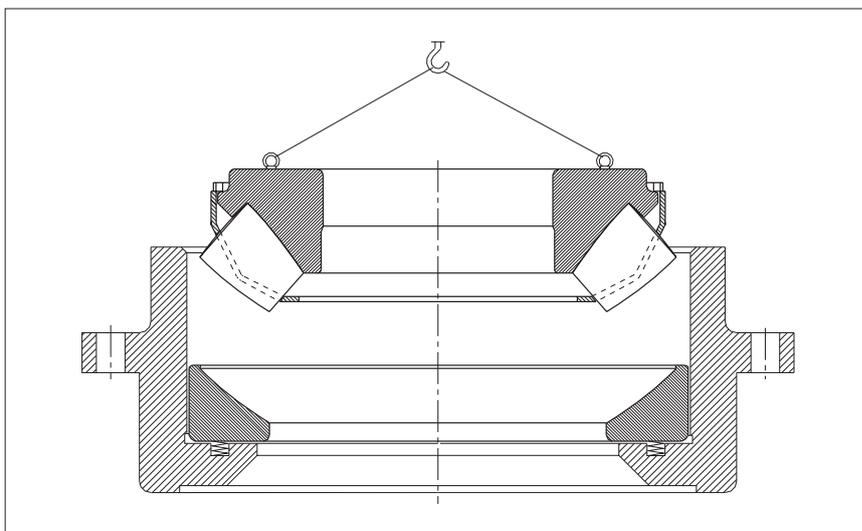
## Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

### Монтаж упорных подшипников

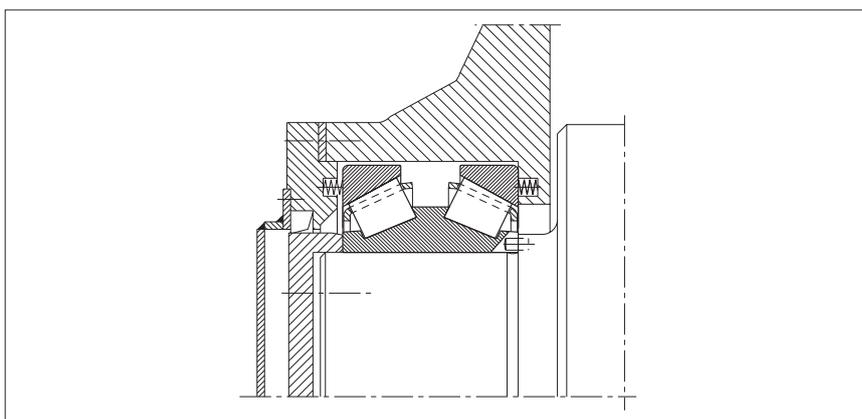
Радиально-упорные и радиальные шарикоподшипники, установленные для восприятия осевых сил, не должны нести радиальных нагрузок. Поэтому диаметр отверстия подушки обычно выполняется на 0,6–1,5 мм большим, чем наружный диаметр подшипника. При этом все же возникает опасность провисания наружного кольца; в таком случае осевая нагрузка ложится лишь на верхние шарики. Чтобы предотвратить такую ситуацию, механик, производящий монтаж, приводит валки с подушками и смонтированными в них радиальными подшипниками в рабочее положение. Осевые линии внутренних колец радиальных подшипников смещаются в радиальном направлении на небольшую величину, соответствующую половине радиального зазора подшипника, к осевой линии наружных колец. В таком положении монтируются упорные подшипники. Для того чтобы наружное кольцо имело возможность самоустанавливаться в радиальном направлении под действием осевой нагрузки, болты крышки закручиваются небольшим усилием и фиксируются в этом положении. Упорные сферические роликоподшипники, нагружаемые силой предварительного натяга в осевом направлении, создаваемой пружинами, применяются, как правило, на рабочих валках. Необходимо обеспечить достаточный радиальный и осевой зазор между наружным кольцом подшипника и корпусом (рис. 75). В двухрядных конических роликоподшипниках с большим углом контакта наружные кольца фиксируются в осевом направлении при помощи пружин (рис. 76).

### Монтаж подушки с предварительно смонтированным подшипником на цапфу

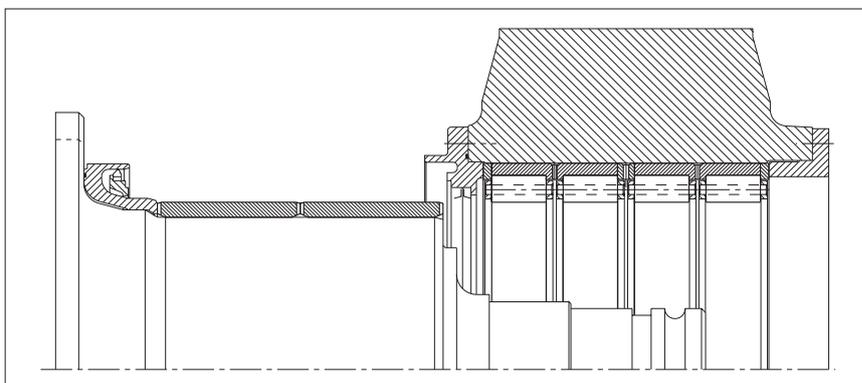
После того как на цапфе с натягом установлены лабиринтное кольцо и внутренние кольца подшипника, на цапфу можно установить подушку с подшипником (рис. 77).



75. Монтаж частей упорного подшипника в корпус



76. Наружные кольца двухрядного конического роликоподшипника фиксируются в осевом направлении пружинами



77. Подушка с предварительно смонтированным подшипником устанавливается на цапфу. Наружное упорное кольцо цилиндрического роликоподшипника зафиксировано при помощи углового кольца

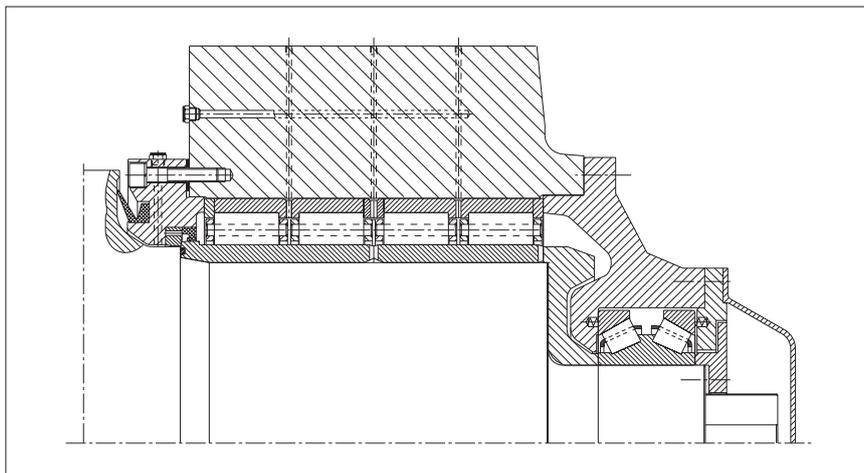
# Монтаж и обслуживание

## Монтаж четырехрядных цилиндрических роликоподшипников

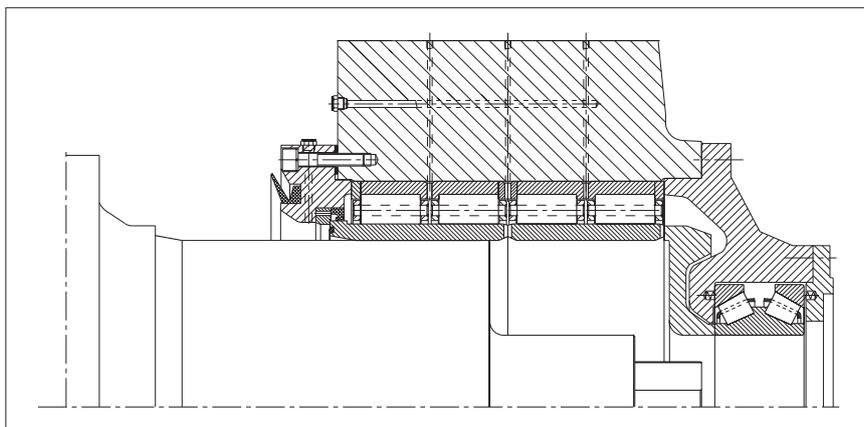
Если для внутренних колец предусмотрена посадка с натягом, отверстие перед монтажом необходимо смазать консистентной смазкой или маслом. Обычно подушки в комплекте с наружными кольцами и упорными подшипниками транспортируют к цапфе с помощью крана, затем выравнивают относительно цапфы как можно точнее, чтобы затем надеть ее на цапфу без приложения силы. Не допускается образование на роликах и внутренних кольцах следов-полосок вследствие неаккуратного монтажа. Внутренние кольца или втулки, на которые смонтированы упорные подшипники, крепко затягиваются с помощью гайки, чтобы во время работы избежать проворачивания и возникновения износа. Гайка фиксируется от самопроизвольного отворачивания.

### Демонтаж подшипниковой опоры

Если сопряженные детали, фиксирующие упорный подшипник на валке, сняты, то подушки с подшипниками можно демонтировать с цапф как цельный узел. При замене валков подушки могут быть сразу смонтированы на новые валки, на которые предварительно были установлены внутренние кольца. При проверке состояния валковых подшипников отдельные детали подшипника демонтируются в обратном монтажу порядке с помощью тех же инструментов. Для демонтажа внутренних колец подшипника, установленных на цапфе с натягом, требуются специальные приспособления. Для этой задачи положительно зарекомендовали себя индукционные съемники FAG (стр. 59). В некоторых случаях внутренние кольца демонтируются при помощи гидравлических съемников. Но в процессе съема могут возникнуть трудности (прежде всего в случае с крупногабаритными



78. Смонтированная подушка



79. При замене подушки подшипниковая опора демонтируется или монтируется в сборе

подшипниками), связанные с повреждением посадочных мест вследствие холодной сварки или посадочной коррозии. В исключительных случаях внутренние кольца можно нагреть с помощью кольцевой горелки (стр. 60).

### Посадка внутренних колец с зазором

В станах профильной или тонколистовой прокатки с частой переналадкой программы прокатки внутренние кольца подшипника иногда устанавливаются на цапфы с посадкой с зазором. Лабиринтное кольцо со стороны бочки валка имеет также посадку с зазором.

Благодаря конструкции лабиринтной крышки возможно, что при демонтаже вместе с кольцами подшипника демонтируется и лабиринтное кольцо, центрирующее внутренние кольца в осевом направлении. Таким образом, подшипниковый узел сохраняет цельную конструкцию (рис. 79).

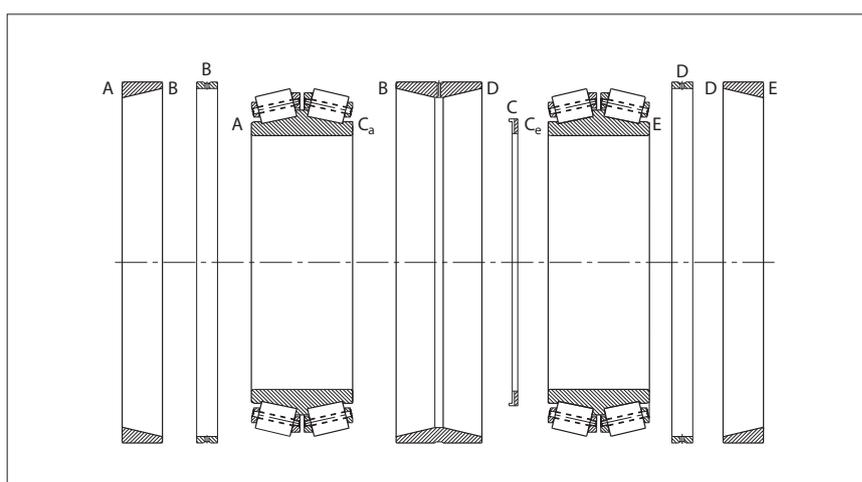
# Монтаж и обслуживание

## Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников

### Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников

Четырехрядные конические роликоподшипники имеют следующую маркировку: краткое обозначение подшипника, фирменный знак FAG, заводской номер и буквенное обозначение для корректного взаимного расположения частей подшипника. На рис. 80 показано, как маркируются боковые стороны колец подшипника. Дистанционные кольца подшипника В, С и D имеют согласованные допуски, чтобы при правильной установке устанавливался требуемый радиальный зазор. Ширина колец и величина осевого зазора указываются на проставочных кольцах. Как и у четырехрядных цилиндрических роликоподшипников, окружность наружного кольца разделена на нагрузочные зоны, обозначенные I, II, III и IV (рис. 74).

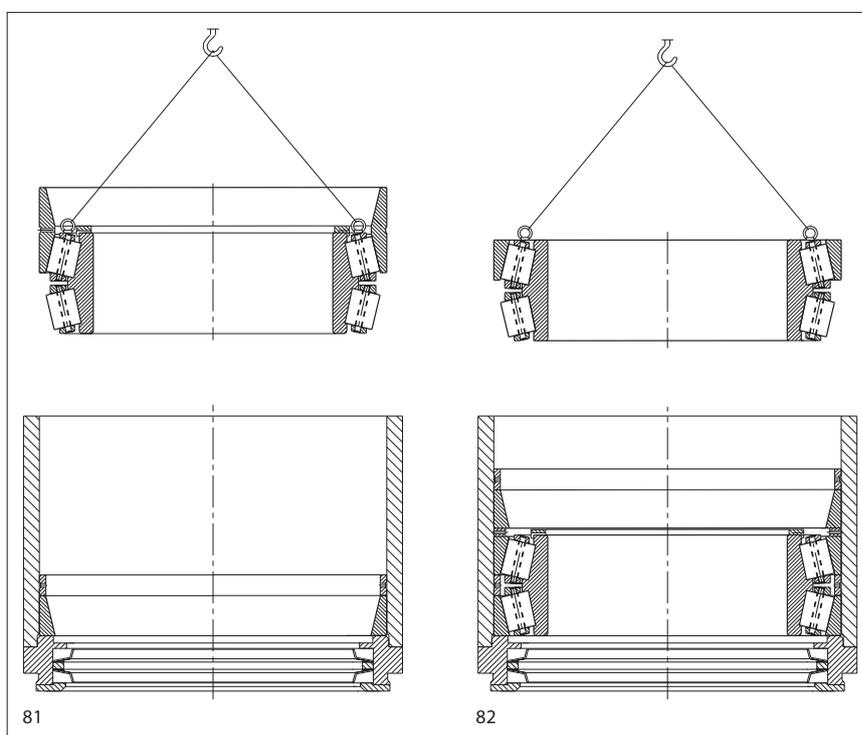
Когда все части подшипника установлены, болты крышки (сначала без уплотнений) затягиваются с легким усилием (рис. 83).



80. Схема монтажа частей подшипника

### Монтаж

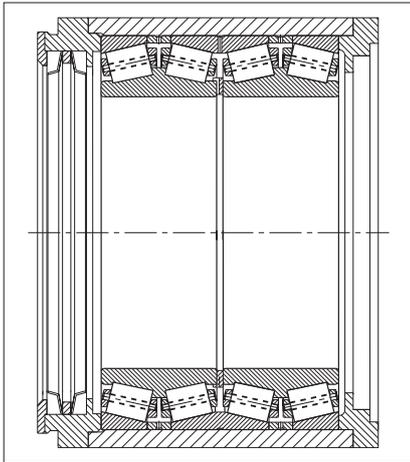
Четырехрядные конические роликоподшипники монтируются в положении с вертикальной осью. Сначала в подушку монтируется узкое наружное кольцо, обозначенное буквами АВ, причем таким образом, чтобы нагрузочная зона I приходилась на направление нагрузки. Остальные части подшипника устанавливаются в порядке, указанном в схеме на рис. 80. Остальные наружные кольца устанавливаются таким же образом: зона I должна приходиться на направление нагрузки. По боковым сторонам сепараторов четырехрядных конических роликоподшипников имеются резьбовые отверстия для рым-болтов (предназначенных только для транспортировки). Как показано на рис. 81 и 82, благодаря этой конструктивной особенности монтаж колец подшипников упрощается.



81 и 82. Монтаж частей подшипника в подушку

# Монтаж и обслуживание

## Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников

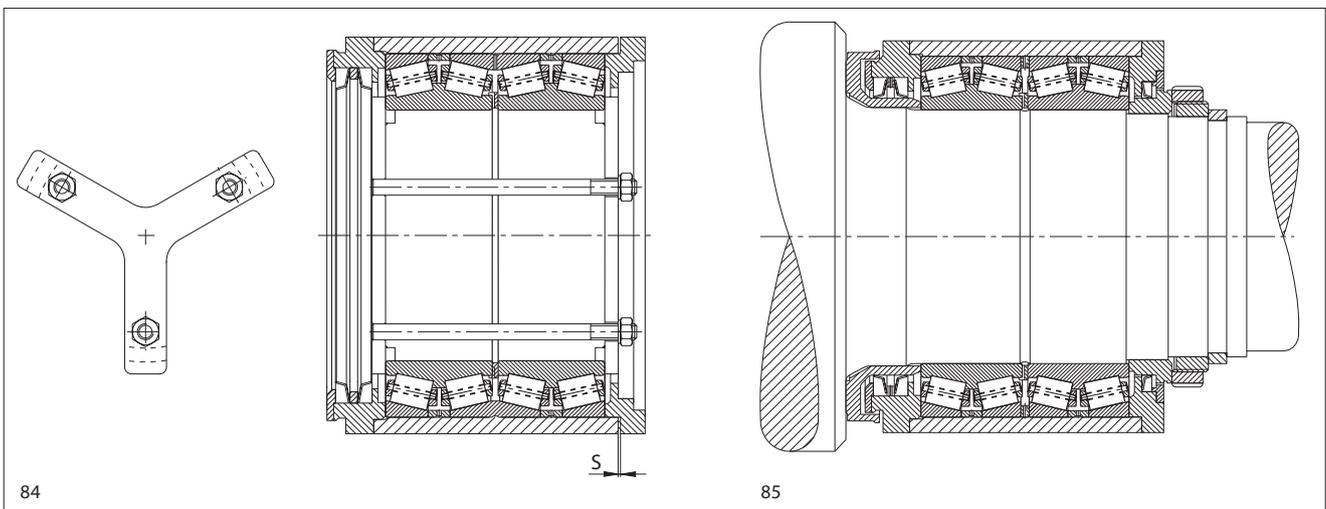


83. Сначала болты крышки подушки затягиваются с легким усилием, затем подушка кантуется.

Подушка ориентируется таким образом, что ось подшипника принимает горизонтальное положение. На наружных торцах внутренних колец стяжными винтами крепятся центрирующие элементы (рис. 84). При постоянном вращении внутренних колец равномерно закручиваются гайки на стяжных винтах и винты крышек. Измерительным щупом

контролируется полное взаимное прилегание внутренних колец и дистанционного кольца. Затем измеряется зазор  $S$  между подушкой и крышкой и устанавливается прокладка толщиной  $S+x$ . Величина  $x$ , необходимая для обеспечения надежного натяга, зависит от вида уплотнения и назначается производителем прокатного оборудования. После того как наружные кольца плотно прижаты крышкой, центрирующие элементы и стяжные винты могут быть демонтированы. Опытные механики отказываются от использования центрирующих элементов и стяжных винтов. При вертикальном положении оси подшипника они вращают внутренние кольца до тех пор, пока конические ролики не будут плотно прилегать к ведущим бортам. В заключение в крышку устанавливаются радиальные уплотнения. Отверстие внутреннего кольца смазывается консистентной смазкой или маслом. После горячей запрессовки лабиринтного кольца на цапфу валка монтируется подушка. С помощью гайки подшипнику сообщается осевой натяг,

необходимый для плотного прилегания к лабиринтному кольцу. Во время затягивания гайки подушку необходимо несколько раз вращать вправо и влево. Затем гайка отворачивается до достижения зазора с внутренним кольцом от 0,2 до 0,4 мм. Например, при шаге резьбы 3 мм гайку отворачивают на 1/10 оборота. Целесообразно производить смазывание подшипника только после монтажа, так как в противном случае в него может попасть грязь. Для смазывания лучше всего использовать смазочный шприц. Если смазочный шприц отсутствует, ролики в сепараторе смазываются консистентной смазкой перед установкой в подушку вручную. Подушки валков, предназначенных для крайне высоких частот вращения, нельзя заполнять смазкой полностью. Информацию о том, какое количество смазки необходимо в том или ином случае применения, Вы можете запросить у инженеров фирмы FAG.



84. Наружные кольца стягиваются при одновременном вращении внутренних колец.

85. Смонтированная подушка

# Монтаж и обслуживание

Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников. Монтаж сферических роликоподшипников

## Демонтаж

Если необходимо перемонтировать подушку на другой валок, то требуется лишь открутить гайку, снять подушку с валка и надеть ее на новый валок. Если подшипники разбираются во время проверки и обслуживания, то демонтаж производится в обратном монтажу порядке. Таким же образом демонтируются и двухрядные конические роликоподшипники.

## Обслуживание

При длительной эксплуатации четырехрядных конических роликоподшипников из-за износа поверхностей качения происходит увеличение осевого зазора. Поэтому необходимо время от времени контролировать осевой зазор. Если осевой зазор стал слишком большим, то требуется шлифование дистанционных колец. Скорректированное значение осевого зазора должно быть несколько большим, чем его значение у нового подшипника. Более подробная информация изложена в разделе «Монтаж и обслуживание четырехрядных конических роликоподшипников».

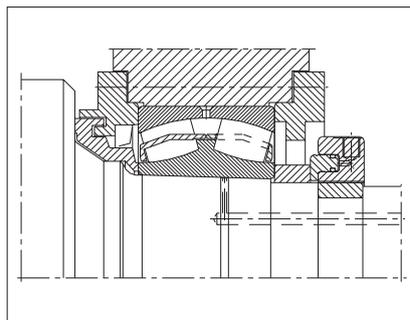
## Монтаж сферических роликоподшипников

В прокатном оборудовании сферические роликоподшипники устанавливаются с посадкой внутреннего кольца как с зазором, так и с натягом. При свободной посадке внутреннего кольца монтаж подшипника упрощается. Подшипники сначала монтируются в подушку. Затем прикручиваются боковые крышки. Перед монтажом подшипниковой опоры на цапфу валка отверстие внутреннего кольца необходимо смазать консистентной смазкой.

Процесс установки на цапфу можно упростить, используя монтажную втулку. Поскольку внутреннее кольцо вращается на цапфе, после монтажа между боковыми сопряженными деталями должен оставаться некоторый зазор. Для этого лучше всего сначала затянуть крепежную гайку, а затем открутить ее, как это происходит при монтаже конических роликоподшипников. В этом положении гайка фиксируется. Если для сферических роликоподшипников необходима посадка внутреннего кольца с натягом, то, как правило, применяются подшипники с коническим отверстием. При замене валков подшипник можно установить на другой валок при условии, что конические цапфы и ширины лабиринтных колец выполнены с достаточно узким полем допуска.

## Монтаж сферических роликоподшипников с коническим отверстием

Смазанный консистентной смазкой сферический роликоподшипник монтируется в подушку и закрепляется. Затем вместе с подушкой он устанавливается на цапфу валка до достижения плотной посадки. Для дальнейшей напрессовки используют



86. Сферический роликоподшипник монтируется при помощи гидравлической гайки гидравлическим способом

гидравлический способ. Для этого в цапфах валков должны быть предусмотрены канавки и каналы для подвода масла. Для напрессовки рекомендуется применение гидравлических гаек.

Подробности касательно гидрогаек и гидравлической напрессовки описаны в публикациях FAG WL 80102 и WL 80-57.

Сферические роликоподшипники напрессовывают на вал до прилегания к лабиринтному кольцу (рис. 86).

Чтобы точно соблюсти предписанную длину перемещения подшипника при монтаже на цапфу, необходимо, чтобы ширина лабиринтного кольца была согласована с действительным диаметром конической цапфы. После этих операций гидравлическая гайка снимается. На цапфу валка надевается, завинчивается и фиксируется крепежная гайка. Это завершающий этап монтажа.

## Демонтаж сферических роликоподшипников с коническим отверстием

Крепежная гайка откручивается на несколько витков резьбы, минимум на длину пути перемещения подшипника. После того как масло под давлением проникнет между посадочными поверхностями, сразу после образования масляной пленки подшипник резко соскальзывает с посадочного места. Если гайка будет отвинчена, подушку можно снять с цапфы вместе с подшипником, а затем смонтировать ее на другой валок.

# Монтаж и обслуживание

Методы монтажа и демонтажа внутренних колец цилиндрических роликоподшипников

## Методика монтажа и демонтажа внутренних колец цилиндрических роликоподшипников (при посадке с натягом)

### Индукционное нагревание

Для снятия имеющегося натяга внутреннее кольцо цилиндрического роликоподшипника подвергается быстрому нагреву на 60–80 К, то есть при температуре вала 20 °С до температуры от 80 до 100 °С. При этом цапфа должна нагреваться как можно меньше, только таким образом достигается достаточный для демонтажа зазор между цапфой и внутренним кольцом подшипника. Приспособления для монтажа и демонтажа внутренних колец средних и крупногабаритных подшипников, работающие от сети переменного тока частотой 50 Гц, хорошо зарекомендовали себя в повседневной практике. При нормальной толщине стенок внутреннего кольца цапфа в зависимости от своей массы нагревается на 5–10 К, тогда как внутреннее кольцо – на 80–100 °С. Время, за которое должна быть достигнута (и достигается при помощи индукционных нагревателей FAG)

данная температура нагрева, находится в диапазоне от 0,5 до 1,5 мин. для подшипников небольших и средних размеров и 2,5–5 мин. для крупногабаритных подшипников.

### Индукционные нагревательные приспособления FAG, работающие от сети напряжения 400 В или от низкого напряжения

Вследствие нечастого использования монтажные приспособления не должны быть слишком сложными и дорогими. Для нечастого монтажа и демонтажа малых и средних внутренних колец цилиндрических роликоподшипников диаметром

до 200 мм наилучшим решением является приспособление, работающее от напряжения 400 В (рис. 87). Для колец крупногабаритных подшипников нагреватель, напрямую работающий от сети 400 В, был бы неудобен, так как вес такого нагревателя во много раз превышает вес нагреваемых деталей. Индукционные нагреватели для частого использования для крупных и средних колец подшипников питаются от низкого напряжения (рис. 88). Между двумя фазами сети с напряжением 400 В и индукционным нагревателем включается трансформатор с регулируемым напряжением вторичной обмотки от 20 до 40 В.



87. Схема индукционного нагревателя для сети напряжением 400 В с pedalным выключателем для внутренних колец цилиндрических роликоподшипников диаметром отверстия 130 мм.



88. Электроиндукционное нагревательное приспособление FAG низкого напряжения с трансформатором

## Монтаж и обслуживание

Монтаж четырехрядных конических роликоподшипников. Монтаж сферических роликоподшипников

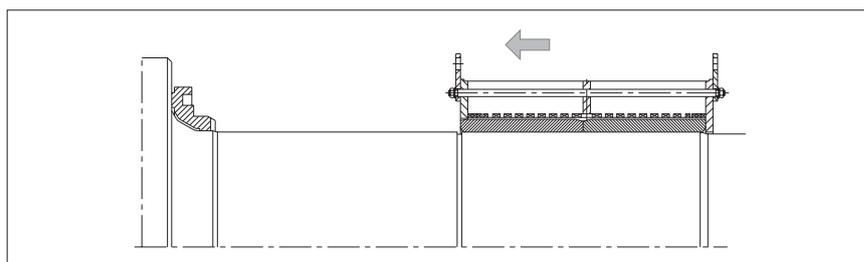
Использование низкого напряжения имеет технические и экономические преимущества. Электрическая медная обмотка может охлаждаться водой, таким образом, сама она не нагревается, благодаря чему на обмотку можно подавать большую нагрузку. Прибор становится легче и эффективнее вследствие хорошего электрического соединения однослойной или максимум двухслойной обмотки. Индукционные нагреватели могут применяться для нагревания внутренних колец при монтаже и демонтаже подшипников. При горячей запрессовке рекомендуется сначала поместить внутреннее кольцо на конец цапфы, затем нагреть в этом положении и при достижении монтажной температуры при помощи приспособления переместить на посадочное место (рис. 89). Если кольца не могут быть центрированы по переднему торцу цапфы, следует использовать монтажное кольцо (рис. 90). При индукционном нагревании подшипниковые кольца и цапфы намагничиваются. После монтажа их следует размагнитить. Для этого можно использовать также индукционный нагреватель. Приспособление со включенным питанием медленно удаляется от смонтированных деталей на 1–2 м. Благодаря этому действие магнитного поля ослабевает настолько, что детали демагнитизированы в достаточной степени.

### Нагревание при помощи газового кольца-горелки

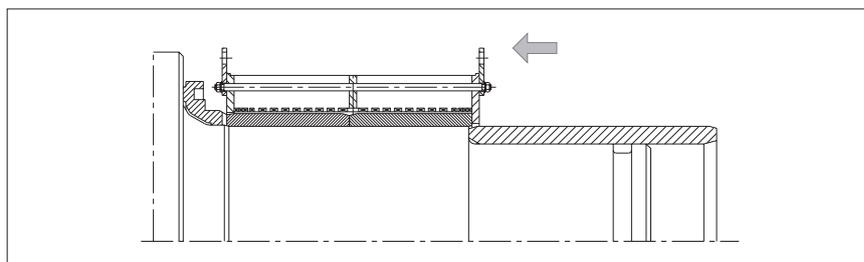
Иногда демонтаж колец индукционным и гидравлическим способами невозможен. В таких случаях альтернативой является нагрев открытым огнем. Но этот метод стоит применять лишь в исключительных случаях. Кольца-горелки с конструкцией

как на рис. 91 на практике доказали свою эффективность. Трубки горелки должны находиться на расстоянии минимум 50 мм от кольца подшипника. При нормальном

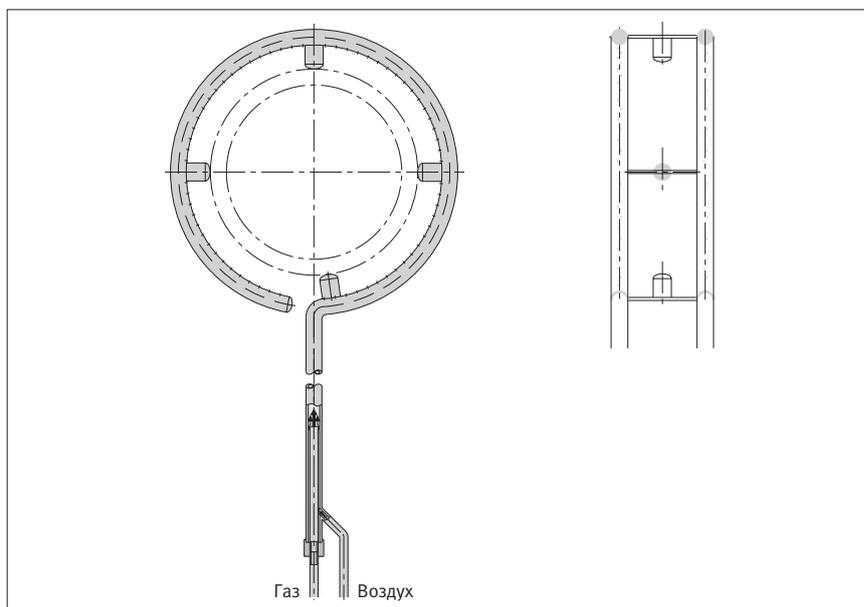
давлении газа диаметр отверстий трубок задается 2 мм. Отверстия располагаются по окружности на расстоянии 25 мм друг от друга. Температура и длина



89. Монтаж двух внутренних колец с помощью индукционного нагревателя. При демонтаже все действия производятся в обратном порядке.



90. При надевании колец подшипника используется вспомогательное монтажное кольцо



91. Газовое кольцо-горелка

## Монтаж и обслуживание

Методы монтажа и демонтажа внутренних колец цилиндрических роликоподшипников.  
Монтажные приспособления для соединительных муфт и лабиринтных колец

пламени регулируются объемом подаваемого воздуха. Центрирующие элементы кольца-горелки обеспечивают центрирование и равномерный нагрев подшипниковых колец. Во время нагревания для равномерного нагрева внутреннего кольца необходимо возвратно-поступательно передвигать кольцо-горелку в осевом направлении.

В исключительных случаях, вследствие которых кольца подшипника становятся непригодными для дальнейшего использования, при нагревании с помощью сварочной горелки достигается температура свыше 300 °С. Фторсодержащие материалы, например уплотнения из материала Viton®, могут выделять вредные для здоровья газы и пары. В таких случаях руководствуйтесь, пожалуйста, рекомендациями, приведенными в указаниях по безопасности.

### Приспособления для монтажа соединительных муфт и лабиринтных колец

#### Индукционный нагрев соединительных муфт прокатных валков

В высокоскоростных станах проволочной и тонколистовой прокатки по посадке с натягом устанавливаются не только кольца подшипников, но и соединительные муфты – так называемые трефы. При каждой замене валков необходимо демонтировать трефы и смонтировать их на другие валки. Проведение демонтажа и монтажа гидравлическими методами представляет собой долгий, а зачастую (особенно при многократном монтаже / демонтаже) и сложный процесс. Поэтому фирма FAG разработала индукционные нагревательные

приспособления, аналогичные используемым для монтажа / демонтажа внутренних колец. С их помощью достигается существенное сокращение времени монтажа.

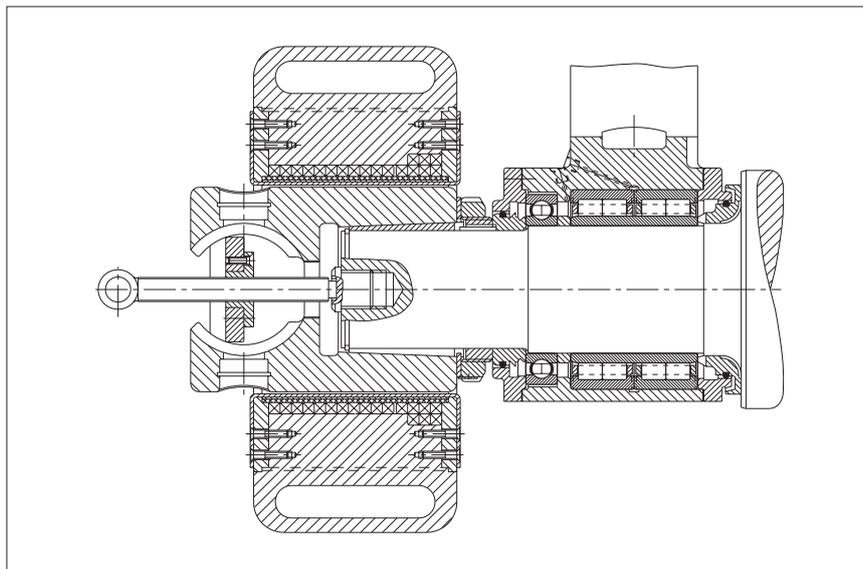
Как правило, трефы устанавливаются на цапфы с натягом 1,5–1,8 ‰. Чтобы устранить натяг между трефом и цапфой, необходим нагрев до температуры 170...200 °С.

В зависимости от размера трефа температура монтажа достигается за 70...360 с. Ранее индукционные нагревательные приспособления выпускались для трефов массой свыше 485 кг. Эти приборы доказали свою эффективность при монтажных работах в прокатных станах различных конструкций.

На рис. 92 изображена схема такого нагревательного прибора. Сменная коническая втулка между цапфой и трефом, которая была необходима для монтажа гидравлическим способом, была разрезана и отложена как изношенная деталь.

Трефы без втулки, устанавливаемые на цилиндрическое посадочное место, нагреваются также индукционным способом.

При демонтаже трефов, установленных на цилиндрические посадочные места горячей напрессовкой, валок целесообразно разместить вертикально: при достижении необходимой температуры трефы соскальзывают с валка под действием собственного веса. Трефы, установленные на коническую втулку, следует демонтировать при горизонтальном расположении валка при помощи съемника. В индукционных нагревательных приспособлениях, применяемых для снятия трефов, используется такой же трансформатор, как и в приборах для монтажа / демонтажа внутренних колец цилиндрических роликоподшипников. Конечно же, стоимость электроиндукционного приспособления превышает стоимость гидравлических инструментов, так как все же для монтажа гидравлическим методом многие цапфы прокатных валков, как правило, должны быть оснащены масляными канавками и каналами; так как производство больших осевых отверстий в больших валках довольно трудоемко,



92. Схема индукционного нагревательного приспособления для нагрева треф прокатных валков. Съемник облегчает демонтаж трефа.

## Монтаж и обслуживание

Приспособления для монтажа трэф и лабиринтных колец.  
Поддержание резервного запаса. Сбор статистических данных

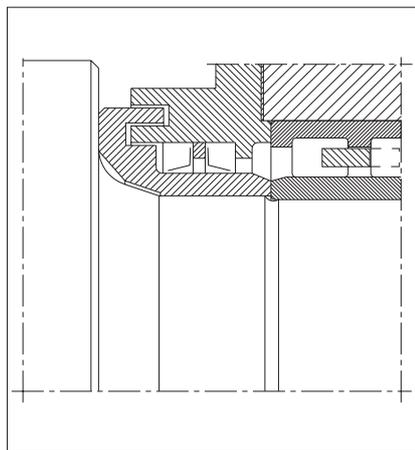
индукционный метод монтажа окупает себя за короткое время. Нелишне будет добавить, что при помощи индукционного способа достигается экологическая чистота и быстрота монтажных работ.

### Индукционные нагревательные приспособления для лабиринтных колец

Фирма FAG поставляет индукционные нагревательные приспособления для нагрева лабиринтных колец, работающие от сетевого и от низкого напряжения.

Лабиринтные кольца (рис. 93) обычно устанавливаются методом горячей запрессовки с большим натягом, чтобы они не соскочили с вала вследствие нагрева контактными уплотнениями.

Демонтаж лабиринтных колец, установленных с большим натягом, зачастую представляет собой сложную задачу. С помощью одного из таких приспособлений лабиринтные кольца за несколько минут можно нагреть до температуры 150–200 °С и, таким образом, устранить натяг. Стоимость такого приспособления будет невысокой при использовании блока



93. Лабиринтное кольцо опоры рабочего вала стана для прокатки толстолистовой стали

питания или трансформатора от уже имеющегося приспособления для монтажа внутренних колец подшипников.

### Поддержание резервного запаса

Чтобы избежать дорогостоящих простоев в работе, рекомендуется для каждого прокатного стана постоянно иметь в распоряжении 3,5 комплекта подшипников. Один из этих комплектов устанавливается на рабочие валки в прокатном стане. Второй комплект устанавливается на валки, снятые для перешлифовки. Третий комплект валков вместе со смонтированными на них подшипниками должен быть всегда готов к экстренному монтажу. Чтобы в случае выхода подшипников из строя можно было пополнить эти три комплекта, необходимо держать про запас еще половину комплекта подшипников. При использовании цилиндрических роликоподшипников, устанавливаемых по внутреннему кольцу с натягом, рекомендуется держать также запас внутренних колец, монтируемых на цапфы валков. В случае частой замены валков (например, в станах профильной прокатки) это позволяет экономить на частом демонтаже внутренних колец.

### Сбор статистических данных

В комплект поставки каждого подшипника входит специальная контрольная карта (стр. 63), в которую рекомендуется вносить все важнейшие данные. Вносимые данные следует дополнить дальнейшими производственными параметрами, такими, например, как измеренная температура и давление прокатки. Так формируется важный документ, с помощью которого представляется возможным более точно оценить производственные условия и срок службы подшипника, чем расчетным путем в силу предпринимаемых предположений о величине и характере нагрузок.

# Монтаж и обслуживание

Сбор статистических данных

FAG Контрольная карта эксплуатации подшипника										Завод _____		Опорный валок <input type="checkbox"/>	
										Линия _____		Рабочий валок <input type="checkbox"/>	
Тип подшипника				Номер подшипника				Порядковый номер				Дата заказа	
Диаметр отверстия				Двухрядный		Радиальный зазор		Смазочный материал				Дата поставки	
Наружный диаметр				Четырехрядный		Осевой зазор		Интервал до повторной смазки				Первичный монтаж	
Ширина подшипника												Всего часов	
												Всего тонн	
Порядковый номер	Дата монтажа	Дата демонтажа	Номер клетки	Номер подшипки	Номер вала	Номер нагрузочной зоны	Верхние и нижние валки		Время наработки (ч)	Общее время (ч)	Объем проката (тонн)	Общий объем проката (тонн)	Примечания
							Сторона привода изнутри	Сторона демонтажа изнутри					
1							⊗ i a	⊗ i a					
2							⊗ i a	⊗ i a					
3							⊗ i a	⊗ i a					
4							⊗ i a	⊗ i a					
5							⊗ i a	⊗ i a					
6							⊗ i a	⊗ i a					
7							⊗ i a	⊗ i a					
8							⊗ i a	⊗ i a					
9							⊗ i a	⊗ i a					
10							⊗ i a	⊗ i a					
11							⊗ i a	⊗ i a					
12							⊗ i a	⊗ i a					
13							⊗ i a	⊗ i a					
14							⊗ i a	⊗ i a					
15							⊗ i a	⊗ i a					
16							⊗ i a	⊗ i a					
17							⊗ i a	⊗ i a					
18							⊗ i a	⊗ i a					
19							⊗ i a	⊗ i a					
20							⊗ i a	⊗ i a					
21							⊗ i a	⊗ i a					
22							⊗ i a	⊗ i a					
23							⊗ i a	⊗ i a					
24							⊗ i a	⊗ i a					
25							⊗ i a	⊗ i a					
26							⊗ i a	⊗ i a					
27							⊗ i a	⊗ i a					
28							⊗ i a	⊗ i a					
29							⊗ i a	⊗ i a					
30							⊗ i a	⊗ i a					
31							⊗ i a	⊗ i a					
32							⊗ i a	⊗ i a					
33							⊗ i a	⊗ i a					
34							⊗ i a	⊗ i a					
35							⊗ i a	⊗ i a					

Для проверки четырехрядных конических роликоподшипников

Дата	Ширина зазора	Ширина дискового кольца	Зазор	Перешлифован до размера	Новый зазор	Дата	Ширина зазора	Ширина дискового кольца	Зазор	Перешлифован до размера	Новый зазор	Дата	Ширина зазора	Ширина дискового кольца	Зазор	Перешлифован до размера	Новый зазор
	B _____	_____					B _____	_____					B _____	_____			
	C _____	_____					C _____	_____					C _____	_____			
	D _____	_____					D _____	_____					D _____	_____			
	B _____	_____					B _____	_____					B _____	_____			
	C _____	_____					C _____	_____					C _____	_____			
	D _____	_____					D _____	_____					D _____	_____			

# Монтаж и обслуживание

## Хранение подшипников

### Хранение подшипников

На складе подшипники должны храниться в оригинальной упаковке; во избежание появления коррозии или загрязнения подшипники следует извлекать из упаковки непосредственно перед монтажом. Большие подшипники с относительно тонкими кольцами нельзя хранить в вертикальном положении, они должны храниться в лежачем положении с опорой по всей поверхности. При транспортировке особенно важно не повредить упаковку, которая у крупногабаритных подшипников, как правило, из пленки.

Подшипники качения FAG обработаны против коррозии погружением в масло. Упаковка защищает подшипники от неблагоприятных атмосферных воздействий. Но эта защита эффективна в течение длительного времени лишь при условии, что упакованные подшипники хранятся в сухом помещении при положительной температуре. Само собой разумеется, что в том же самом помещении

не должны храниться агрессивные химикаты, такие как кислоты, аммиак, хлорная известь и т.д.

Демонтированные и временно не нужные подшипники необходимо промыть, сразу покрыть консервационной смазкой и упаковать. Для промывки подшипников рекомендуется использовать промывочный бензин. Для консервации небольшие подшипники погружаются в консервационное масло, на более крупные подшипники масло тщательно наносится разбрызгиванием. Вместо упаковывания подшипники можно хранить в масле. Если подушки с смонтированными подшипниками не используются сразу, необходимо убедиться в том, что вода не попала в подшипник. В случае проникновения воды следует заменить смазку или (например, при смазывании масляным туманом) промыть и покрыть подшипник консервационной смазкой. Для сохранности подшипника боковые стороны подушки закрываются защитными заглушками.

## Пример конструирования и расчета опоры прокатного валка

### Опора стана проволочной прокатки

#### Производитель:

SMS Schloemann-Siemag AG,  
Дюссельдорф и Хильхенбах

Стан проволочной прокатки спроектирован для конечной скорости 50 м/с. Прокатываемый материал должен изготавливаться с малыми допусками. Прокатный стан состоит из трех участков:

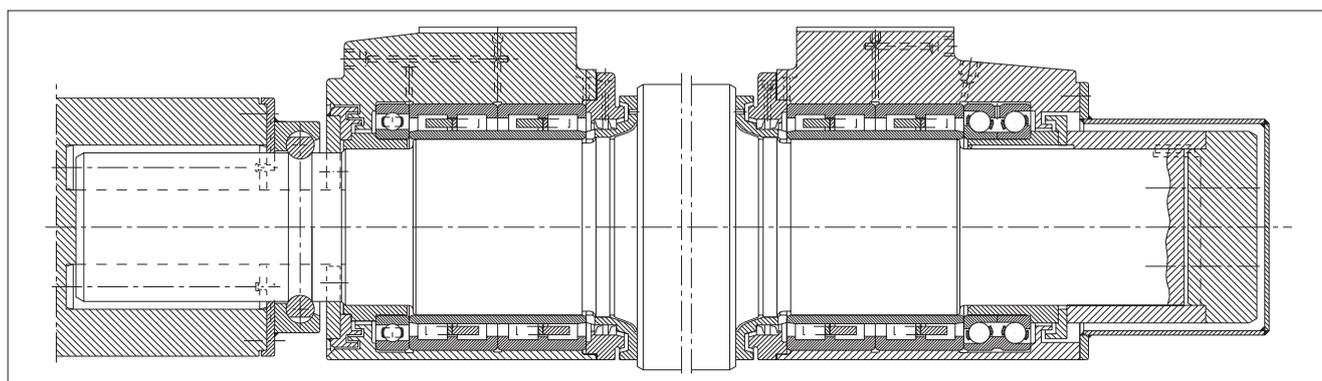
- черновая клеть (шесть валков)
- предчистовая (восемь валков)
- чистовая клеть

Заготовки 80 × 80 мм непрерывно прокатываются до получения проволоки диаметром от 5,5 до 12 мм. В черновой и предчистовой клетях происходит двухручьевая прокатка. После предчистовой прокатки два ручья подаются в отдельные клетки чистовой прокатки. В черновой клетке диаметр бочки первого валка – 450 мм, второго – 420 мм. Подшипниковые опоры обоих валков одинаковые. У остальных валков черновой клетки диаметр бочки – 380 мм. В предчистовом стане в первых двух

клетях находятся валки с бочками 380 мм. Диаметр бочки остальных валков снижен до 320 мм. В качестве радиальной опоры валков черновой и промежуточной клетей используются четырехрядные цилиндрические роликоподшипники. Осевой опорой этих валков служат двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники. Для фиксации подушек на стороне привода служат радиальные шарикоподшипники. В табл. 95 приведены размеры и грузоподъемность некоторых подшипников.

### 95. Размеры и грузоподъемность подшипников

Прокатный валок	Диаметр бочки мм	Радиальный подшипник	Размеры мм	Динамическая грузоподъемность кН	Упорный подшипник Страна фиксированной опоры	Размеры мм	Динамическая грузоподъемность кН	Страна свободной опоры	Размеры мм
1	450	Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник Z-507336.03.ZL	260 × 370 × 220	2200	Двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник Z-508731.01.SKЛ	260 × 369,5 × 92	390	Радиальный шарикоподшипник Z-507338.01.KЛ	260 × 369,5 × 46
2	420	Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник Z-507336.03.ZL	260 × 370 × 220	2200	Двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник Z-508731.01.SKЛ	260 × 369,5 × 92	390	Радиальный шарикоподшипник Z-507338.01.KЛ	260 × 369,5 × 46
3-8	380	Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник Z-508727.02.ZL	230 × 330 × 206	2080	Двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник Z-508732.01.SKЛ	230 × 329,5 × 80	320	Радиальный шарикоподшипник Z-508729.KЛ	230 × 329,5 × 40
9-14	320	Четырехрядный цилиндрический роликоподшипник Z-508657.ZL	190 × 270 × 200	1660	Двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник Z-508658.01.SKЛ	190 × 269,5 × 66	224	Радиальный шарикоподшипник Z-502288.KЛ	190 × 269,5 × 33



Опора прокатных валков предчистовой клетки

## Пример конструирования и расчета опоры прокатного вала

96. Расчет долговечности по усталостной прочности

Станина или валок	Радиальный подшипник						Упорный подшипник					
	Радиальная нагрузка	Частота вращения $n$ мин <sup>-1</sup>	Коэффициент частоты вращения $f_n$	Динамическая грузоподъемность $C$ кН	Динамический коэффициент $f_L$	Номинальная долговечность $L_h$ час	Осевая нагрузка	Эквивалентная нагрузка	Коэффициент частоты вращения $f_n$	Динамическая грузоподъемность $C$ кН	Динамический коэффициент $f_L$	Номинальная долговечность $L_h$ час
1	1080	9,08	1,477	2200	3,01	19700	99	92	1,543	390	6,54	>60000
2	530	13,47	1,312	2200	5,45	>60000	48	44	1,353	390	12	>60000
3	680	19,77	1,170	2080	3,58	35100	61	57	1,19	320	6,68	>60000
4	340	26,45	1,072	2080	6,56	>60000	31	29	1,08	320	11,9	>60000
5	530	36,75	0,971	2080	3,81	43200	49	45	0,968	320	6,88	>60000
6	360	51,9	0,876	2080	5,06	>60000	33	31	0,863	320	8,91	>60000
7	330	71,5	0,795	2080	5,01	>60000	30	28	0,775	320	8,86	>60000
8	210	99,2	0,721	2080	7,14	>60000	19	17	0,695	320	13,1	>60000
9	200	156,1	0,629	1660	5,22	>60000	18	17	0,598	224	7,88	>60000
10	140	207,3	0,578	1660	6,85	>60000	13	12	0,544	224	10,2	>60000
11	180	264,2	0,537	1660	4,95	>60000	16	15	0,502	224	7,5	>60000
12	120	364,8	0,488	1660	6,75	>60000	11	10	0,45	224	10,1	>60000
13	250	411,2	0,471	1660	3,13	22400	23	21	0,433	224	4,62	>60000
14	100	485,8	0,448	1660	7,44	>60000	9,3	8,7	0,409	224	10,5	>60000

### Долговечность по усталостной прочности

При расчете нагрузок на опоры необходимо учитывать, что в черновой и предчистовой клетях происходит двухручьева прокатка. Нагрузки на цапфу рассчитываются, исходя из справочных значений, приведенных на стр. 11. В качестве осевой нагрузки в расчетах принимается 5% от соответствующей максимальной силы прокатки (см. также данные на стр. 19). Данные для расчета долговечности по усталости цилиндрических роликоподшипников и радиально-упорных шарикоподшипников приведены в табл. 96. Номинальная долговечность по усталости почти всех подшипников – свыше 60 000 часов.

Но на практике данная долговечность не достигается, вследствие износа подшипников реальный срок службы имеет более низкое значение.

### Допуски на обработку, зазор в подшипнике

Все внутренние кольца цилиндрических роликоподшипников прокатного стана имеют посадку с натягом. Цапфы валков черновой и промежуточной клетей обрабатываются с полем допуска г6. Посадочные поверхности под наружные кольца подшипников клетей черновой и предчистовой прокатки изготавливаются с допуском J7. Для облегчения монтажа и демонтажа внутренние кольца радиально-упорного

шарикоподшипника, служащего в качестве упорного, устанавливаются на втулки. Вместе с тем должна быть возможность перемещать валки друг относительно друга для регулировки калибров. Для этой цели в каждой клетке на одном из валков монтируется двухрядный радиально-упорный шарикоподшипник, установленный в резьбовую втулку. С помощью этой втулки можно регулировать осевое положение вала в подушке. Упорные подшипники обладают крайне малым осевым зазором.

### Смазывание

Подшипники, установленные в черновой и предчистовой клетях, смазываются консистентной смазкой.

## Заметки

## Перечень других публикаций FAG

Ниже приведен список других публикаций FAG.

Остальные информационные материалы Вы можете получить по запросу.

Каталог № 41 700	Подшипники качения
№ WL 41 140	FAG Подшипники для прокатного оборудования – таблицы размеров
CD-диск medias 4.x	Электронный каталог подшипников INA и FAG
№ WL 17 109	Подшипники качения FAG в прокатных станах
№ WL 17 114	Сферические роликоподшипники FAG со встроенными уплотнениями
№ WL 80 100	Монтаж и демонтаж подшипников качения
№ WL 80 102	Гидравлические способы монтажа и демонтажа подшипников качения
№ WL 80 107	Индукционные монтажные приспособления FAG
№ WL 80 110	Уменьшение радиального зазора при монтаже сферических роликоподшипников FAG с коническим отверстием
№ WL 80 134	Видеофильм FAG «Монтаж и демонтаж подшипников качения»
№ WL 80 135	Видеофильм FAG «Гидравлические методы монтажа и демонтажа подшипников качения»
№ WL 80 151	Ремонт и восстановление крупногабаритных подшипников качения FAG
№ WL 80 154	Руководство по монтажу четырехрядных конических роликоподшипников
№ WL 80 250	Приспособления и сервис для монтажа и обслуживания подшипников качения
№ WL 81 115	Смазывание подшипников качения
№ WL 81 116	Arganol. Консистентная смазка для подшипников качения
№ WL 81 122	Автоматические смазочные устройства Motion Guard 'Compact' и 'Champion'
№ WL 82 102	Повреждения подшипников качения
№ WL 17-7	Разъемные цилиндрические роликоподшипники для опор приводных валов прокатных станов
№ WL 80-14	Монтаж и демонтаж сферических роликоподшипников с коническим отверстием
№ WL 80-50	Ручные генераторы давления FAG
№ WL 80-53	Монтажные стенды и монтажные комплекты – основы для профессионального образования
№ WL 80-54	Нагревательные приспособления FAG
№ WL 80-55	Инструменты FAG для выверки оборудования
№ WL 80-56	Приборы FAG для механического монтажа / демонтажа подшипников качения
№ WL 80-57	Гидравлические гайки FAG
№ WL 80-60	Продукция FAG для диагностики
№ WL 80-63	Диагностика подшипников качения с помощью прибора FAG Bearing Analyser III
№ WL 80-64	FAG Detector III – контроль состояния и выверка
№ WL 80-67	FAG VibroCheck – online контроль состояния в тяжелой промышленности
№ WL 80-70	Прибор для контроля конических цапф FAG MGK9205

## ООО «Шэффлер Руссланд»

Москва (Россия)  
Телефон: +7 (495) 737-76-60  
Факс: +7 (495) 737-76-53  
inarussia@col.ru  
fagmoskau@col.ru  
www.schaefflerrussland.ru

Представительство в Санкт-Петербурге (Россия)  
Телефон: +7 (812) 325-22-92, 572-15-79  
Факс: +7 (812) 325-22-93  
info@schaeffler.spb.ru  
www.schaefflerrussland.ru

Представительство Schaeffler KG в Минске  
(Республика Беларусь)  
Телефон: +375 (17) 256-30-02  
Факс: +375 (17) 256-30-04  
fagminsk@mail.bn.by

Представительство Schaeffler KG в Киеве (Украина)  
Телефон: +38 (044) 593-02-81  
Факс: +38 (044) 593-02-83  
fag@fag.kiev.ua

Schaeffler KG Buro Baltikum (Латвия)  
Телефон: +371 706-37-95  
Факс: +371 706-37-96  
info@ina.lv

### Schaeffler KG

Georg-Schafer-Strasse 30  
97421 Schweinfurt  
Internet: www.fag.de  
E-mail: faginfo@schaeffler.com  
In Deutschland:  
Telefon: 0180 5003872  
Telefax: 0180 5003873  
Aus anderen Landern:  
Telefon: +49 9721 91-0  
Telefax: +49 9721 91-3435

Данная брошюра была тщательно составлена и проверена на наличие ошибок. Все же мы не несем ответственность за возможные опечатки или неполноту информации. Мы оставляем за собой право внесения изменений, обусловленных техническим прогрессом.

© Schaeffler KG. Сентябрь 2007  
Перепечатка, в том числе частичная, только с нашего согласия.