

**А.В. Шестерников**

**КОНСТРУИРОВАНИЕ  
ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ  
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

**Учебное пособие**

Ульяновск 2006

Федеральное агентство по образованию Российской Федерации

Ульяновский государственный технический университет

А.В. Шестернинов

КОНСТРУИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ  
МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Учебное пособие

Ульяновск 2006

УДК 621.91.01.62.229.331.001.66 (075)

ББК 34.63-5я73

Ш 51

Рецензенты: Николаев А.В., канд. техн. наук, доцент кафедры «Математическое моделирование технических систем» УлГУ; Игонин Г.А., канд. техн. наук, директор ООО «МИКРО».

Под общей редакцией профессора Антонца И.В.

Утверждено редакционно-издательским советом университета в качестве учебного пособия.

### **Шестернинов А.В.**

Ш 51 Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков: Учебное пособие. – Ульяновск: УлГТУ, 2006. - 96 с.  
ISBN

Учебное пособие написано в соответствии с программами курсов «Основы проектирования станочных систем и их элементов» и «Металлорежущие станки» для студентов высших учебных заведений, обучающихся по специальности 15100165.

Изложены требования к шпиндельным узлам, описаны конструкции подшипников устанавливаемых в опорах шпинделей, приведена расшифровка их обозначений, изложены методики регулировки предварительного натяга-зазора в подшипниках разных типов, даны рекомендации по конструированию шпиндельных узлов и их элементов.

УДК 621.91.01.62.229.331.001.66 (075)

ББК 34.63-5я73

ISBN

© Шестернинов А.В., 2006

© Оформление, УлГТУ, 2006

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	4
1. НАЗНАЧЕНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ .....	5
2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ.....	9
2.1. Шариковые подшипники .....	9
2.2. Роликовые подшипники .....	13
2.3. Обозначение подшипников качения .....	14
2.3.1. Основное обозначение подшипников .....	14
2.3.2. Дополнительное обозначение, располо- женное слева от основного .....	16
2.3.3. Дополнительное обозначение, располо- женное справа от основного .....	16
3. КОНСТРУКЦИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ .....	17
3.1. Типовые схемы шпиндельных узлов на опорах качения и области их применения .....	17
3.2. Конструкции передних концов шпинделей .....	22
3.3. Базирование колец подшипников качения .....	29
3.4. Гидроразжим для монтажа и демонтажа внутренних колец подшипников .....	29
3.5. Уплотнения шпиндельных узлов .....	35
3.6. Гайки для регулирования и фиксации шпиндельных подшипников .....	38
4. ВЫБОР И РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА-НАТЯГА В ПОДШИПНИКАХ .....	41
4.1. Регулирование предварительного натяга в шариковых радиально-упорных подшипниках .....	42
4.2. Регулирование величины зазора-натяга в роликподшипниках 3182100 и 4162900 .....	46
4.3. Универсальные способы оценки величины натяга по косвенным показателям .....	48
4.4. Подшипники с управляемым натягом .....	48
5. ПРИМЕРЫ ОПИСАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ .....	51
ПРИЛОЖЕНИЕ: Конструктивные схемы шпиндельных узлов станков различных типов и назначения .....	57
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	84

## ВВЕДЕНИЕ

Шпиндельный узел является одним из основных элементов несущей системы металлорежущего станка во многом определяющего его жесткость, точность и виброустойчивость. В технической литературе достаточно хорошо изложены методики расчета динамических и статических характеристик шпиндельных узлов, широко распространено программное обеспечение для их расчета, что позволяет конструктору при проектировании оптимизировать необходимые параметры и выбирать лучший вариант шпиндельного узла.

Однако в известной литературе совершенно недостаточно уделено внимание вопросам конструирования отдельных элементов шпиндельного узла. При проработке конструктивных особенностей шпиндельного узла и, в первую очередь, его опор возникает ряд трудностей, которые определяются отсутствием доступной информации в нужном объеме. Слабо освещены конструкции подшипников, используемых в опорах шпинделей, не отражены их особенности и области применения, отсутствует информация по расшифровке обозначений подшипников. Не рассмотрены вопросы базирования колец подшипников, преимущества и недостатки гаек различной конструкции для регулирования и фиксации подшипников, слабо рассмотрены уплотнения опор, устройства гидроразжима для монтажа и демонтажа внутренних колец подшипников. Совершенно отсутствует информация по способам регулирования величины зазора-натяга в шпиндельных подшипниках, что не позволяет студентам осознанно проектировать опоры шпиндельного узла.

Рассмотрению этих и других вопросов, связанных с непосредственным конструированием как раз и посвящается настоящее пособие. Оно в известной мере дополняет пособие «Расчет и проектирование шпиндельных узлов МРС с опорами качения» [10], посвященное главным образом расчету статических и динамических характеристик шпиндельных узлов.

## **1. НАЗНАЧЕНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ ТРЕБОВАНИЯ**

Шпиндельный узел станка является конечным звеном привода главного движения и предназначен для крепления инструмента или приспособления с заготовкой. Качество шпиндельного узла оказывает самое существенное влияние на точность, надежность и производительность всего станка.

Шпиндельный узел состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок.

В процессе эксплуатации станка шпиндельный узел передает инструменту или заготовке крутящий момент, необходимый для осуществления процесса резания. Мощность привода главного движения, передаваемая шпиндельным узлом достигает 150 кВт, частоты вращения шпинделей современных станков на подшипниках качения достигают 30000 об/мин и более, а величины действующих сил резания – 30000 Н.

На шпиндель действуют нагрузки, вызываемые силами резания, силами в приводе (ременном, зубчатом), а также центробежными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла, приспособления и заготовки. Проектирование узла включает: выбор типа приводного элемента, опор, устройств для их смазывания и защиты от загрязнений; определение диаметра шпинделя, расстояния между опорами и разработку конструкции всех элементов.

Работоспособность металлорежущих станков в значительной мере определяется точностью вращения шпинделей, статической и динамической жесткостью шпиндельного узла, предельно допустимой частотой вращения, диапазоном изменения частот вращения, нагревом, несущей способностью и долговечностью подшипников. Лишь немногие из перечисленных параметров работоспособности в настоящее время нормируются.

### **Требования к точности вращения шпинделей станков.**

Точность вращения шпинделя является важнейшей характеристикой шпиндельного узла, в значительной мере определяющей точность обработки изделий на станке. В шпиндельных узлах на опорах качения она зависит от точности изготовления подшипников и сопряженных с подшипниками деталей шпиндельного узла, от качества монтажа, от регулировки подшипников (величины зазора-натяга) и от числа оборотов шпинделя, при котором производится обработка изделия.

Точность вращения шпинделей регламентируется государственными стандартами. Регламентируются следующие параметры: радиальное биение центрирующей шейки шпинделя (у торца шпинделя и на заданном расстоянии от торца шпинделя), осевое биение шпинделя, торцевое биение опорного бурта шпинделя.

В табл.1 выборочно указываются нормы точности вращения шпинделей некоторых станков.

### **Требования к жесткости шпиндельных узлов.**

Жесткость шпиндельного узла, определяется по упругим перемещениям переднего конца шпинделя, обусловленных податливостью собственно шпинделя и его опор.

Требования к жесткости шпиндельных узлов не регламентированы. Требуемая жесткость может быть получена из баланса жесткости станка. Кроме этого, практикой станкостроения рекомендуются значения жесткости для некоторых типов станков. Жесткость двухопорного шпинделя должна быть не менее 200-250 Н/мкм у токарных станков и автоматов и других станков нормальной точности; 400...500 Н/мкм у токарных, расточных, шлифовальных и других станков высокой точности.

Допускаемый угол поворота шпинделя в передней опоре, сопровождающегося неравномерным распределением нагрузки между телами качения подшипников, принимается равным 0,0001...0,00015 рад. Угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом допускается от 0,00008 до 0,0001 рад, а прогиб в этом месте не должен превышать 0,01 m (m — модуль зубчатого колеса).

Требования к жесткости шпинделя можно выразить и по другому. Для обеспечения работоспособности шпиндельных подшипников необходимо следующее соотношение между диаметром  $d$  шпинделя и межопорным расстоянием  $\ell$ :

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \dots 0,1) \ell^3}$$

Допустимое радиальное перемещение переднего конца шпинделя под действием нагрузки не должно превышать 1/3 допуска на размер обработанной на станке детали.

### **Требования к быстроходности шпинделей и диапазон изменения частот вращения.**

Требования к быстроходности шпинделя и диапазон изменения частот вращения определяются назначением, конструктивными и технологическими особенностями станков.

К наиболее быстроходным шпинделям относятся шпиндели шлифовальных головок и головок алмазно-расточных станков. Относительно высокий уровень быстроходности характерен также для некоторых видов токарных станков (автоматов). Большое влияние на работу шпиндельных узлов имеет диапазон регулирования частот вращения.

При конструировании шпиндельных опор, работающих в широком диапазоне скоростей, возникают значительные трудности, связанные с нестабильностью температуры опоры и соответственно изменениями величины зазора-натяга. Особенно неблагоприятны в этом отношении условия работы токарных и расточных станков.

Таблица 1.

## Нормы точности для шпиндельных узлов станков

Тип станка	Контролируемый параметр												Класс точности станка									
	Характеристика размера станка, мм	Радиальное биение оси вращения шпинделя у торца, мкм			Радиальное биение центрирующей шейки или конического отверстия шпинделя у торца, мкм			Осевое биение шпинделя, мкм			Торцовое биение опорного бурта, мкм											
		Н	П	В	А	С	Н	П	В	А	С	Н	П	В	А	С						
Токарно-винторезные	Диаметр обрабатываемой детали до 200	5	3	2	1,2	0,8	8	5	3	2	1,2	8	5	3	2	1,2	12	8	5	3	2	
		6	4	2,5	1,6	1	10	6	4	2,5	1,6	10	6	4	2,5	1,6	16	10	6	4	2,5	
	Диаметр опоры шпинделя до 50	-	4	2,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	4	2,5	-	-
Алмазно-расточные горизонтальные	Диаметр опоры шпинделя до 50	-	5	3	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	5	3	-	-
		до 80	-	6	4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	6	4	-	-
	св.80	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Внутришлифовальные (бабка изделия)	Наибольший диаметр обрабатываемой детали до 200	-	-	1,2	1,2	-	-	5	3	2	-	-	5	3	2	-	-	-	8	5	3	-
		св.200 до 400	-	-	2,5	1,6	-	-	6	4	2,5	-	-	6	4	2,5	-	-	-	10	6	4
	св.400 до 800	-	-	-	-	-	-	8	-	-	-	-	8	-	-	-	-	-	12	-	-	-

Быстроходность шпинделей во многом определяется скоростными параметрами подшипников, которые используются в опорах шпиндельного узла.

Быстроходность подшипников качения характеризуется предельным числом оборотов, указываемым в каталогах подшипников, а также одним из следующих параметров:

$$d \times n,$$

где  $d$  - диаметр отверстия подшипника, в передней опоре шпинделя, мм;

$n$  - максимальная частота вращения, об/мин;

В табл.2 даны характеристики быстроходности и диапазонов регулирования частот вращения некоторых типов станков.

Таблица 2

Быстроходность шпиндельных узлов станков

Тип станка	Скоростной параметр $d \times n$ , мм $\times$ об/мин	Диапазон изменения частот вращения $R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$
Токарные	150000...210000 *	80...125
Токарно-револьверные, токарные автоматы	180000...250000	10...25
Расточные (расточной шпиндель)	120000...150000	125...150
Шлифовальные головки внутришлифовальных станков	500000...550000	1,0

\* - У особо быстроходных шпиндельных узлов  $d \times n = 500000$  мм  $\times$  об/мин.

### **Требования к долговечности шпиндельных опор.**

Особой регламентации долговечность опор качения шпиндельных узлов, как правило, не подлежит. Исключение составляют шлифовальные и алмазно-расточные головки, для которых в ряде случаев устанавливают гарантийные сроки службы.

Согласно действующей системе планово-предупредительного ремонта предусматривается ремонт шпиндельных узлов с заменой подшипников при 1-м среднем ремонте. Вместе с тем, опыт эксплуатации лучших моделей станков показывает, что для большинства видов опор (за исключением особо

быстроходных шпиндельных узлов либо шпиндельных узлов, работающих в особо тяжелых условиях по нагрузке или загрязнению) возможна работа без замены и регулировки подшипников до капитального ремонта станка. Расчетная долговечность для большинства опор качения шпиндельных узлов станков, как по точности, так и по критерию усталостных повреждений превышает 12000...20000 часов работы подшипника.

#### **Допустимый нагрев подшипников шпиндельных узлов.**

Норма предельно допустимого нагрева подшипников в настоящее время установлена лишь для станков нормальной точности, максимальный допустимый нагрев (избыточная температура) на наружном кольце принят равным 50°C.

В соответствии со сложившейся практикой для станков различного класса точности можно рекомендовать примерные величины допустимого нагрева наружных колец подшипников качения, указанные в табл.3

Таблица 3

#### Допустимый нагрев подшипников качения в шпиндельных узлах

Класс точности станка	Н	П	В	А	С
Допустимая избыточная температура наружного кольца, °С	50	30-35	20-25	15-20	8-10

Выполнение совокупности сложных требований предъявляемых к шпиндельным узлам станков, осуществляется путем правильного подбора материала и конструкции шпинделя, и, главным образом, обоснованного выбора типа и конструкции его опор.

## 2. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ

Основное отличие шпиндельных подшипников от подшипников общего назначения состоит в том, что они должны иметь высокий класс точности (5, 4, 2, Т) и возможность регулировки монтажного зазора - натяга между телами качения и кольцами. В шпиндельных подшипниках в зависимости от условий работы при монтаже устанавливают или предварительный натяг или зазор. При натяге создается взаимное упругое вдавливание шариков или роликов в дорожки качения колец подшипника. Предварительный натяг-зазор в зависимости от конструкции подшипника в основном обеспечивается либо относительным смещением его колец в осевом направлении, либо смещением тел качения (в роликовых подшипниках с управляемым натягом). Натяг в подшипниках существенно (иногда в несколько раз) повышает жесткость и виброустойчивость шпиндельного узла и станка в целом. Точность вращения при этом также повышается, но в меньшей степени.

Жесткость подшипника характеризуется отношением действующей на него нагрузки к вызываемому ею упругому отжатию колец (при этом контактные деформации на посадочных поверхностях вала и корпуса не учитываются). Различают радиальную и осевую жесткость.

В общем случае подшипники различают по типу тел качения (шарики или ролики), но конструктивному исполнению (разъемные или неразъемные) по способности воспринимать внешние нагрузки и по методу регулировки монтажного зазора. Наиболее распространены приведенные ниже типы подшипников.

### 2.1. Шариковые подшипники

Шариковые подшипники радиальные однорядные по ГОСТ 8339-84 (рис.1,а) типа 100, 200 и им подобных. Могут воспринимать как радиальную, так и двустороннюю осевую нагрузку, которая не превышает 70 % допускаемой радиальной нагрузки. По сравнению с подшипниками других типов они обладают максимальной быстроходностью. Подшипники неразъемные, конструкция подшипников позволяет плавно изменять монтажный зазор за счет относительного осевого смещения колец.

Радиальные шарикоподшипники используют в высокоскоростных шпиндельных узлах и узлах средней быстроходности. В опорах шпинделя устанавливают по одному или по два подшипника; в последнем случае в подшипниках создается предварительный натяг. Предварительный натяг осуществляется путем установки между подшипниками дистанционных колец разной толщины (см. ниже).

Радиально-упорные шарикоподшипники по ГОСТ 831-75 (рис.1,б) типов 36000 или 46000 предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. Способность воспринимать осевую нагрузку зависит от угла контакта: с увеличением угла контакта осевая

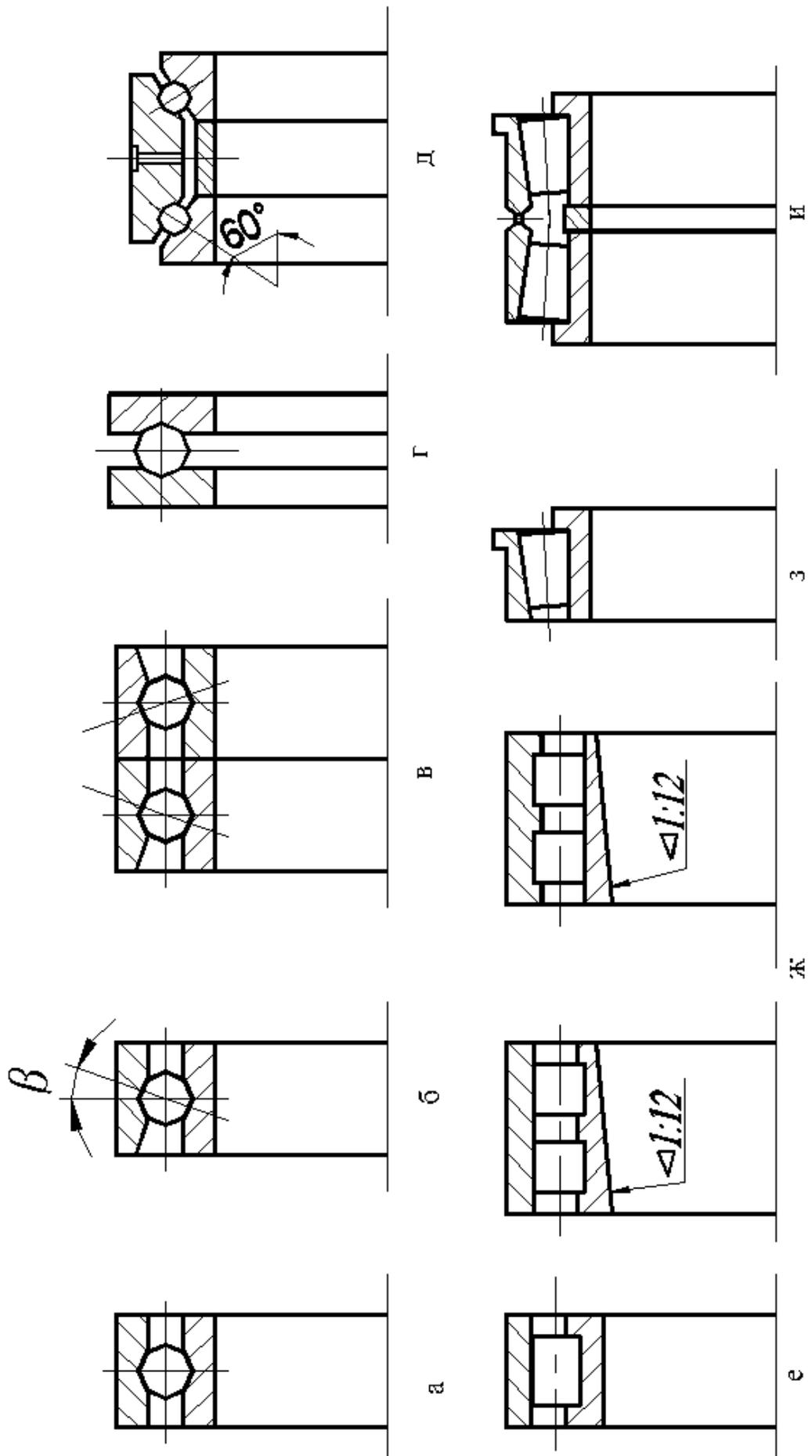


Рис. 1. Шарико- и роликоподшипники, применяемые в шпиндельных узлах металлорежущих станков.

грузоподъемность увеличивается. По скоростным характеристикам эти подшипники близки к радиальным шарикоподшипникам. В станкостроении используют радиально-упорные шарикоподшипники типа 36000 с углом контакта  $12^\circ$  и типа 46000 с углом контакта  $26^\circ$ . Подшипники неразъемные, их конструкция позволяет плавно регулировать предварительный натяг за счет относительного осевого смещения колец подшипников. Их устанавливают в основном по 2 подшипника в одну опору, но может быть и 3, и даже 4 подшипника.

Углы контакта или линии действия силы при установке 2-х подшипников в одну опору замками обращенными наружу образуют букву «О» и такая схема их монтажа называется дуплекс-«О» (рис.2,а). Если замки при установке подшипников обращены внутрь, то линии действия силы образуют букву «Х» и схема называется дуплекс-«Х» (рис. 2,б).

При ориентировании замков в одну сторону схема носит название дуплекс-«Тандем» (дуплекс-«Т») или схема «спина к спине» (рис. 2,в).

В случае установки 3-х подшипников схема носит название триплекс-тандем-«О» (рис. 2,г) или триплекс-тандем-«Х» (рис. 2,д). Схема установки 4-х подшипников называется двойным дуплексом, например: двойной дуплекс-тандем-«О» (рис. 2,е), двойной дуплекс-тандем-«Х» (рис. 2,ж).

Радиально-упорные двойные шарикоподшипники по ГОСТ 832-78 (рис.1,в) Общая характеристика такая же, как и у одиночных радиально-упорных подшипников. Выпускаются подшипниковыми заводами, с различными схемами дуплексации: дуплекс «О» обозначается 236000 или 246000, дуплекс «Х» - 336000, 346000, дуплекс «Т» - 436000, 446000. Предварительный натяг устанавливается на заводе-изготовителе и обеспечивается путём подшлифовки торцев колец подшипников. Согласно ГОСТ 832-78 величина предварительного натяга может быть согласована с заказчиком для каждого комплекта подшипников. Если предварительный натяг не оговаривается, завод-изготовитель выпускает подшипники с усилием предварительного натяга равным:

$$P = 1,5 d,$$

где  $P$  - усилие предварительного натяга, Н;

$d$  - диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм.

Шарикоподшипники упорные однорядные по ГОСТ 7872-89 (рис.1,г) типа 8000 предназначены для восприятия только осевых нагрузок, допускают значительно меньшую частоту вращения по сравнению с шарикоподшипниками других типов, так как дорожки качения могут воспринимать ограниченные центробежные силы, возникающие при движении шариков. Подшипники разъемные, зазор или натяг в подшипниках регулируют за счет осевого сближения колец.

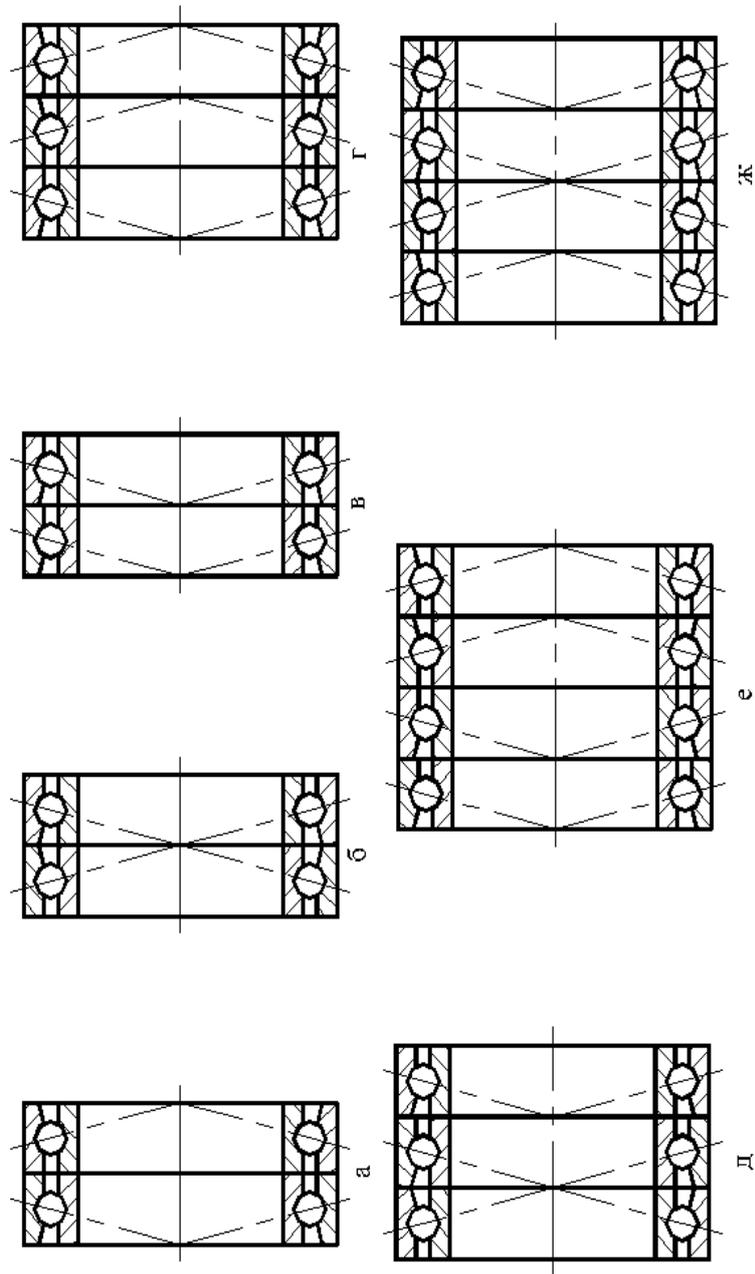


Рис. 2. Схемы установки шариковых радиально-упорных подшипников в одну опору шпинделя:  
*a* – дуплекс «O»; *б* – дуплекс «X»; *в* – дуплекс «Г»; *г* – триплекс-тандем «O»; *д* – триплекс-тандем «X»;  
*е* – двойной дуплекс-тандем «O»; *ж* – двойной дуплекс-тандем «X»

Упорно-радиальные сдвоенные шарикоподшипники с углом контакта  $60^\circ$  по ГОСТ 20821-75 (рис.1,д) типа 178000 предназначены для восприятия только осевой нагрузки. Подшипник состоит из 2-х внутренних колец с дорожками качения, одного наружного кольца с 2-мя дорожками качения, проставочного кольца, шариков и 2-х массивных сепараторов. Ширина проставочного кольца обуславливает величину предварительного натяга, благодаря которому отпадает необходимость в регулировании натяга в процессе монтажа шпиндельного узла, повышается стабильность натяга и долговечность подшипника.

Упорно-радиальные подшипники для удобства встраивания в опоры выпускаются в двух исполнениях, различающихся диаметром отверстия внутреннего кольца на  $2\div 7$  мм. Быстроходность подшипников данного типа в 2...2,5 раза выше быстроходности обычных упорных подшипников типа 8000. Упорно-радиальный подшипник устанавливают в опору вместе с роликоподшипником, воспринимающим только радиальную нагрузку. Точные, жесткие и достаточно быстроходные шпиндельные опоры такой конструкции (см. рис.13,а) применяются в токарных, фрезерных, расточных и других станках.

## 2.2. Роликовые подшипники

В отечественном станкостроении для опор шпиндельных узлов используют роликовые радиальные и роликовые радиально-упорные подшипники.

Роликоподшипники радиальные с короткими цилиндрическими роликами по ГОСТ 8328-75 (рис.1,е) типов 2000, 12000, 32000, 42000 предназначены только для восприятия радиальных нагрузок. Они имеют разъемную конструкцию, допускают отдельный монтаж колец, но не допускают плавной регулировки монтажного зазора. Из-за этого область применения таких подшипников в шпиндельных узлах ограничена. Подшипники этого типа устанавливают в опорах шпинделей координатно-расточных станков. При этом кольца стандартных подшипников используют в качестве заготовок, а после посадки колец на шпиндель и в гильзу окончательно обрабатывают дорожки качения. Регулировка зазоров обеспечивается или подбором роликов, или размерной обработкой дорожек качения.

Роликоподшипники двухрядные с короткими цилиндрическими роликами по ГОСТ 7634-75 типов 3182100, 4162900 (рис.1,ж) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Они обладают большей грузоподъемностью по сравнению с однорядными роликоподшипниками и одинаковой с ними быстроходностью. Разъемная конструкция позволяет производить отдельный монтаж колец подшипника. Ролики в сепараторе располагаются в шахматном порядке.

Наличие конического отверстия у внутреннего кольца подшипника (конусность 1:12) позволяет регулировать радиальный зазор в подшипнике посредством осевого перемещения внутреннего кольца подшипника по конической шейке шпинделя. Внутреннее кольцо при напрессовке на коническую шейку упруго деформируется в радиальном направлении и увеличивается в диаметре.

Подшипник типа 3182100 не имеет буртов на наружном кольце, типа 4162900 - на внутреннем кольце. Меньший (чем у подшипников 3182100) диаметр наружного кольца (при одинаковом внутреннем диаметре) делает роликоподшипники типа 4162900 особо пригодными для установки в шпиндельных узлах тех станков, у которых шпиндельный узел монтируется в гильзе.

Двухрядные роликоподшипники с цилиндрическими роликами - наиболее распространенный тип подшипников качения, применяемых в шпиндельных узлах металлорежущих станков отечественного производства. В опору шпинделя они устанавливаются чаще всего в комбинации с упорными (тип 8000) или упорно-радиальными (тип 178000) подшипниками.

Однорядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце по ГОСТ 7315-92 (рис.1,и) типа 67700Л предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. От обычных конических роликовых подшипников отличаются следующим. Имеют малый угол конуса дорожек качения, благодаря чему снижается давление роликов на борт внутреннего кольца и повышается радиальная жесткость. На внутреннем кольце отсутствует малый борт, что дает возможность обрабатывать дорожку качения с повышенной точностью. Массивный сепаратор из цветного металла центрируется по внутреннему кольцу. Эти подшипники обычно устанавливают в передней опоре шпинделя.

Двухрядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце по ГОСТ 1204-67 (рис.1,к) типа 697000 воспринимают радиальную и осевую нагрузку. Благодаря ужесточенным требованиям к волнистости и гранности рабочих поверхностей и тому, что в переднем ряду на один ролик больше, чем в заднем, снижается уровень вибрации шпинделя и улучшается стабильность положения его оси. За счет подшлифовки торцев промежуточного кольца в подшипнике создается заданный натяг или зазор, благодаря чему отпадает необходимость в регулировании или подгонке деталей при монтаже шпиндельного узла. Бурт на наружном кольце позволяет использовать при сборке удобную базу - торец шпиндельной бабки и сделать шпиндельную опору более компактной. Подшипники разъемные, что позволяет производить раздельный монтаж колец. Применяются в тяжело нагруженных шпиндельных узлах средней быстроходности.

## 2.3. Обозначение подшипников качения

Обозначение подшипников качения состоящее из цифр и букв наносится либо на торец одного из колец подшипника, либо на периферию наружного кольца. Полная маркировка подшипника состоит из основного и 2-х дополнительных обозначений (рис.3).

ЛЕВОЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ	ОСНОВНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ	ПРАВОЕ ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ОБОЗНАЧЕНИЕ
Может содержать до 5 символов (цифр и букв)	Содержит от 2-х до 7 цифр	Может содержать до 9 символов (цифр и букв)

Рис.3 Структура полного обозначения подшипника

### 2.3.1. Основное обозначение подшипников

Основное обозначение подшипников состоит из 7 цифр (при нулевых значениях соответствующих признаков оно сокращается до 2-х цифр). На практике у большинства подшипников общего применения дополнительные обозначения либо вообще отсутствуют, либо содержат не более чем два-три символа.

**Первая и вторая цифра справа** обозначают диаметр отверстия подшипника. Число из первых двух цифр (от 04 до 99), умноженное на 5, соответствует величине внутреннего диаметра –  $d_{вн}$ . Внутренний диаметр 500 мм и более обозначают через косую черту после третьей цифры справа. Числа менее 04 обозначают следующие величины внутренних диаметров: 03 –  $d_{вн} = 17$  мм, 02 –  $d_{вн} = 15$  мм, 01 –  $d_{вн} = 12$  мм, 00 –  $d_{вн} = 10$  мм.

**Третья цифра справа** обозначает серию подшипников по наружному диаметру.

Сверхлегкие подшипники обозначаются цифрой 8 или 9. Они имеют минимальный наружный диаметр.

Особо легкие – цифрой 1 или 7.

Легкие – цифрой 2.

Легкие широкие – цифрой 5.

Средние – цифрой 3.

Средние широкие – цифрой 6.

Тяжелые – цифрой 4.

**Четвертая цифра справа** обозначает тип подшипника по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки:

0- шариковый радиальный; цифра 0 в обозначении подшипника не проставляется

- 1- шариковый радиальный сферический
- 2- роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами
- 3- роликовый радиальный сферический
- 4- роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами
- 5- радиальный роликовый с витыми роликами
- 6- радиально-упорный шариковый
- 7- роликовый конический
- 8- упорный или упорно-радиальный шариковый
- 9- упорный или упорно-радиальный роликовый

**Пятая и шестая цифра справа** обозначают конструктивные разновидности подшипников. Значение цифр неодинаковое для различных типов подшипников и поэтому для их расшифровки требуется специальная справочная литература.

**Седьмая цифра справа** обозначает серию подшипников по ширине и высоте (табл.4).

Таблица 4

Серии подшипников по ширине и высоте  
(7-ая цифра в основном обозначении подшипника)

Серии диаметров радиальных и радиально-упорных подшипников	Серия подшипников по ширине						
	7	1	2	3	4	5	6
7, 8, 9	узкая	нормальная	широкая	особоширокие			
	7	0	2	3	4	5	6
1	узкая	нормальная	широкая	особоширокие			
	7	0	2	3	4	5	6
2 и 5, 3 и 6	особоузкая	узкая	нормальная	широкая	особоширокие		
	8	0	1	0	3	4	
4	0		2				
	узкая		широкая				
Серии диаметров упорных подшипников	Серия подшипников по высоте						
9,1,2,3,4,5	7		9		1		
	особонизкая		низкая		нормальная		

Ниже приведены примеры расшифровки основного обозначения некоторых типов подшипников.

Например, 206 – первая и вторая цифры расположенные справа – 06, определяют внутренний диаметр подшипника  $d_{вн}=06 \times 5=30$  мм. Третья цифра справа – 2, означает, что подшипник легкой серии диаметров. Четвертая цифра справа означает тип подшипника. В данном случае это 0, который определяет тип подшипника как шариковый радиальный и в обозначении не проставляется.

312 –  $d_{вн}=12 \times 5=60$  мм; 3 – средней серии диаметров, 0- шариковый радиальный (в обозначении не проставляется).

36211 –  $d_{вн}=11 \times 5=55$  мм; 2- легкой серии, 6- радиально-упорный; 3- конструктивная разновидность (в данном случае угол давления равен  $12^\circ$ , замок расположен на наружном кольце).

3182120 –  $d_{вн}=20 \times 5=100$  мм; 1 – особо легкой серии диаметров; 2- роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 18 – конструктивная разновидность (два ряда роликов, внутреннее кольцо с буртами для направления роликов, наружное кольцо без буртов); 3- особо широкий, серии 3.

4162922 –  $d_{вн}=22 \times 5=110$  мм; 9 – сверхлегкой серии диаметров; 2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 16 – конструктивная разновидность (два ряда роликов, внутреннее кольцо без буртов, наружное кольцо с буртами для направления роликов); 4 – особо широкий, серии 4.

### **2.3.2. Дополнительное обозначение, расположенное слева от основного**

Первая цифра справа, отделенная знаком тире от основного обозначения определяет класс точности подшипника. Например, 5 – 206 обозначает подшипник 206, класс точности 5. Как уже отмечалось выше, подшипники шпинделей могут быть следующих классов точности (в порядке повышения точности): 5, 4, 2, Т.

Вторая цифра справа налево в приставке, отделенной знаком тире, перед цифрой класса точности обозначает дополнительный ряд радиального зазора. Например, 75 – 32216 означает, что подшипник 32216 имеет класс точности 5, а цифра 7 свидетельствует об увеличенном радиальном зазоре по первому дополнительному ряду, который расположен за основным. Символам, характеризующим момент трения подшипника и норму момента трения, обязательно сопутствуют знаки класса точности, так как эти свойства распространяются только на подшипники точного исполнения. Например, дополнительные условные знаки обозначения подшипника 12M42 – 206 и 2M42 – 206 имеют соответственно вид 12M42 и 2M42. Здесь М – момент трения; 12 и 2 – нормы момента трения; 4 – дополнительный ряд радиального зазора; 2 – класс точности подшипника.

### **2.3.3. Дополнительное обозначение расположенное справа от основного**

Это обозначение может иметь следующие буквы и цифры:

- А – подшипник повышенной грузоподъемности;
- Б – сепаратор из безоловянистой бронзы ( Б, Б1, Б2, ... );
- Д – сепаратор из алюминиевого сплава (Д, Д1, Д2,...);
- Е – сепаратор из текстолита или пластмасс (Е, Е1, Е2, ...);
- К – конструктивные изменения подшипника (К, К1, К2, ...);
- Л – сепаратор из латуни (буква Л часто не проставляется);
- Н – кольцевая проточка с отверстиями для смазки на наружном кольце двухрядного роликового радиально-сферического подшипника;
- Т – подшипники для работы при повышенных температурах (Т, Т1, Т2,...);
- У – более жесткие требования к отдельным техническим параметрам по шероховатости, точности вращения и т.д. (У, У1, У2,...);
- Ш – ограничение величины уровня вибрации; с возрастанием цифрового индекса величина уровня вибрации уменьшается (Ш, Ш1, Ш2 ...);
- Ю – все детали подшипника или часть деталей выполнены из нержавеющей стали (Ю, Ю1, Ю2,...).

## **3. КОНСТРУКЦИИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ**

### **3.1. Типовые схемы шпиндельных узлов на опорах качения, и области их применения**

Выбор той или иной конструктивной схемы шпиндельного узла зависит в основном от его быстроходности, характеризуемой коэффициентом быстроходности  $d \times n$  и жесткости. Увеличение быстроходности всегда влечет за собой уменьшение жесткости шпиндельного узла и наоборот.

В табл.5 представлены кинематические изображения наиболее часто применяемых конструкций шпиндельных узлов, а в табл.6 приведены конструктивные схемы опор этих узлов. При этом к передней опоре шпиндельного узла предъявляются более высокие требования, чем к задней, и, в первую очередь, по точности и жесткости.

Передняя опора в большинстве случаев воспринимает не только радиальную, но и осевую нагрузку, монтируется на более точных и жестких подшипниках, имеет больший диаметр шейки шпинделя под подшипники, чем в задней опоре.

В конструкциях шпиндельных узлов металлорежущих станков отечественного производства широкое распространение получил двухрядный роликовый подшипник типа 3182100, так называемый «трехмиллионник». Диапазон его использования весьма широк – от низкоскоростных до

высокоскоростных шпиндельных узлов.

Шпиндельные узлы на подшипниках типа 3182100 в сочетании с шариковыми упорными подшипниками типа 8100 (табл.5, схема 1) применяют в тихоходных тяжелых токарных и фрезерных станках, требующих от шпинделей очень высокой жесткости и грузоподъемности. Радиальная нагрузка в обеих опорах воспринимается «трехмиллионниками», а двухсторонняя осевая нагрузка упорными шарикоподшипниками. Диаметр шпинделя в передней опоре 80...250 мм.

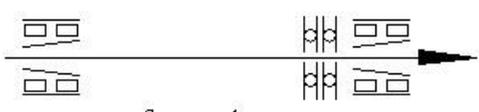
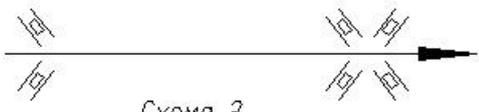
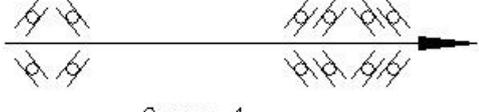
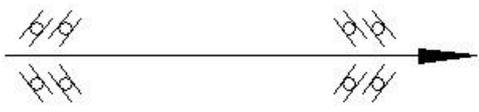
Шпиндельные узлы с двухрядными роликовым коническим подшипником типа 697000 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником типа 67700 в задней (табл.5, схема 2) предназначены для средних и тяжелых токарных, фрезерных станков, изготавливаемых крупными партиями. Передняя опора имеет высокую жесткость, предварительный натяг в ней создают с помощью проставочного кольца, что резко сокращает объем регулировочных работ при сборке. Диаметр шпинделя в передней опоре – 60...20 мм. Предельная частота вращения относительно невысокая: характеристика быстроходности до  $2,5 \times 10^5$  мм×об/мин.

Шпиндельные узлы с двухрядными роликовым подшипником типа 3182100 и упорно-радиальным шариковым подшипником типа 178800 (табл.5, схема3) применяют в средних и тяжелых токарных, фрезерных, фрезерно-расточных станках. В передней опоре первый подшипник предназначен для восприятия радиальной нагрузки, второй – для осевой. Диаметр шпинделя в передней опоре  $d = 60...200$ мм. Узел характеризуется относительно высокой быстроходностью  $d \times n = (2,5...4,5)10^5$  мм×об/мин.

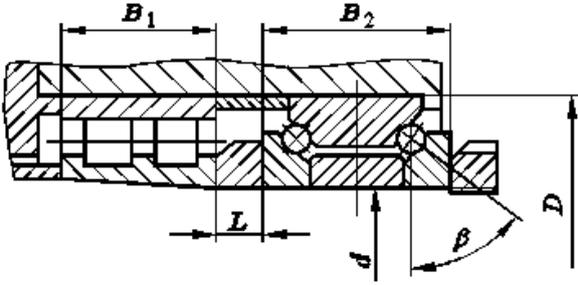
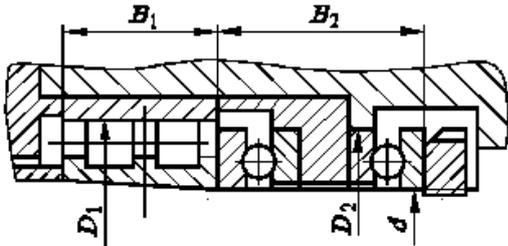
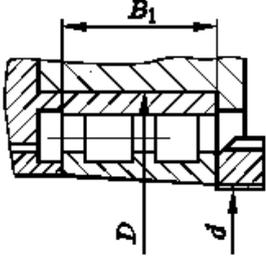
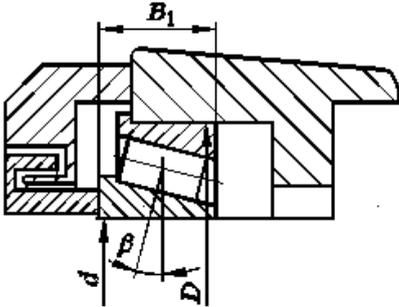
Шпиндельные узлы с радиально- упорными шарикоподшипниками типа 36000 или 46000 (табл.5, схема 4), предназначены для тяжелых и средних шлифовальных станков. Диаметр шпинделя в передней опоре – 60...140 мм. В случае высокой осевой нагрузки устанавливают радиально-упорные подшипники с большим углом контакта. Для обеспечения осевого температурного смещения задней опоры предусматривают радиальный зазор между наружными кольцами подшипников и корпусом шпиндельной бабки. Шпиндели допускают высокую частоту вращения: характеристика быстроходности  $(3...5) \times 10^5$  мм×об/мин.

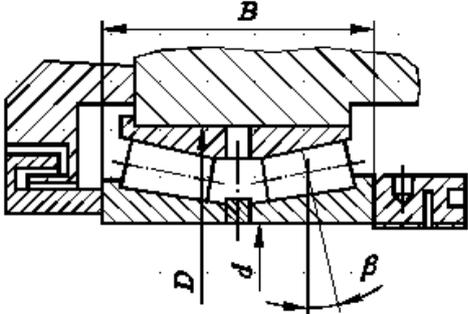
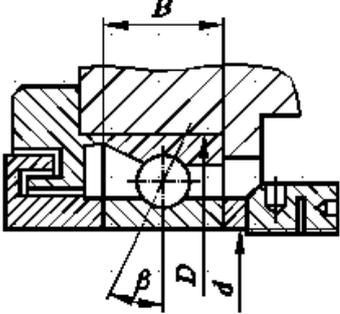
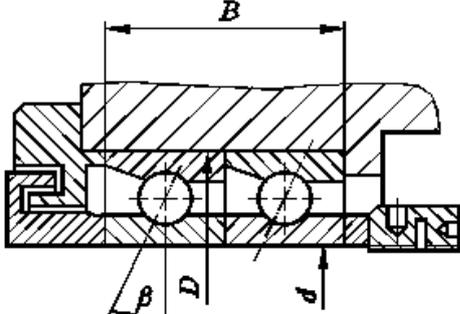
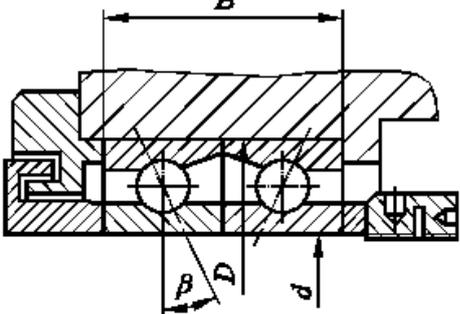
Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 36000 или 46000 в передней опоре и двухрядным роликовым подшипником типа 3182100 в задней (табл.5, схема 5), применяют в легких и средних токарных автоматах, алмазно-расточных и скоростных фрезерных станках, также в силовых головках агрегатных станков. Диаметр шпинделя в опоре 30...120 мм, быстроходность до  $6 \times 10^5$  мм×об/мин. Если необходимо повысить осевую жесткость, можно установить радиально-упорные подшипники с большим углом контакта. Радиальный зазор между наружным кольцом подшипника задней опоры и корпусом не требуется.

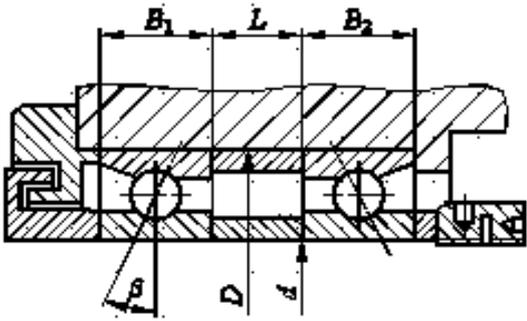
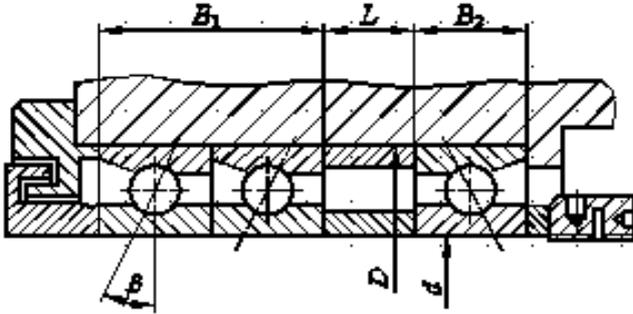
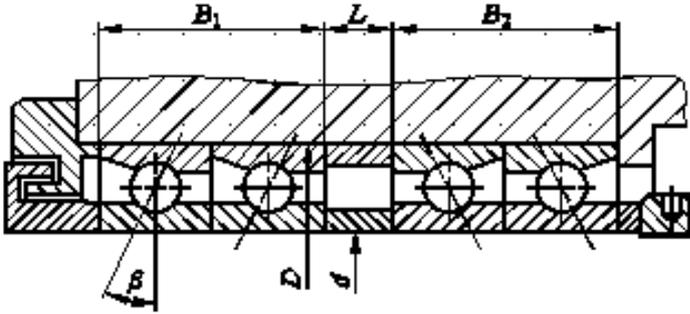
Типовые кинематические схемы шпиндельных узлов и области их применения

Изображение шпиндельного узла на кинематических схемах	Используемые подшипники		$d \times n \times 10^5$ , мм × об/мин
	В передней опоре	В задней опоре	
 <p>Схема 1</p>	3182100 и 8100	3182100	1,5...2,0
 <p>Схема 2</p>	697700 или 697800	67700, или 2007100	1,8...2,5
 <p>Схема 3</p>	3182100 и 178000	3182100	2,5...4,5
 <p>Схема 4</p>	46000 или 36000	46000 или 36000	3...5
 <p>Схема 5</p>	46000 или 36000	3182100	4...6,0
 <p>Схема 6</p>	36000	36000	4...7,0
 <p>Схема 7</p>	36000	36000	6,5...11

## Типовые конструктивные схемы опор шпиндельных узлов

Конструктивное оформление опор и наименование подшипников	Обозначение подшипников в опорах
 <p data-bbox="438 741 938 808">Радиальный двухрядный роликовый и упорно-радиальный</p>	<p data-bbox="1204 566 1313 663">3182100 и 178800</p>
 <p data-bbox="411 1160 903 1227">Радиальный двухрядный роликовый и два упорных шариковых</p>	<p data-bbox="1217 958 1326 1055">3182100 и 8100</p>
 <p data-bbox="438 1514 930 1547">Радиальный двухрядный роликовый</p>	<p data-bbox="1217 1368 1326 1402">3182100</p>
 <p data-bbox="411 1895 922 1928">Конический радиальный однорядный</p>	<p data-bbox="1217 1664 1326 1827">67700 или 67800 или 2007100</p>

<p>Конструированное оформление опор и наименование подшипников</p>	<p>Обозначение подшипников в опорах</p>
 <p>Конический двухрядный роликовый</p>	<p>697000</p>
 <p>Радиально-упорный шариковый</p>	<p>36000 или 46000</p>
 <p>Радиально-упорные шариковые по схеме дуплекс-«Т» (тандем)</p>	<p>36000 или 46000</p>
 <p>Радиально-упорные шариковые по схеме дуплекс-«Х»</p>	<p>36000 или 46000</p>

Конструктивное оформление опор и наименование подшипников	Обозначение подшипников в опорах
 <p data-bbox="472 880 1050 965">Радиально-упорные шариковые по схеме дуплекс-«О»</p>	36000 ИЛИ 46000
 <p data-bbox="437 1368 1018 1453">Радиально-упорные шариковые по схеме триплекс-тандем-«О»</p>	36000 ИЛИ 46000
 <p data-bbox="405 1845 1114 1930">Радиально-упорные шариковые по схеме двойной дуплекс-тандем-«О»</p>	36000 ИЛИ 46000

Шпиндельные узлы с шариковыми радиально-упорными подшипниками типа 36000×3 в передней опоре и 36000×2 в задней (табл.5, схема 6), находят применение в таких же станках, что и по схеме 5, но имеют несколько большую быстроходность. Коэффициент быстроходности в этих станках составляет  $(4...7) \times 10^5$  мм×об/мин. Диаметр шпинделя в передней опоре 30...120 мм.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 36000×2 (табл.5, схема 7), применяют в легких шлифовальных и отделочно – расточных станках. Диаметр передней шейки шпинделя – 20...100 мм, характеристика быстроходности до  $11 \times 10^5$  мм×об/мин.

Значения характеристики быстроходности могут изменяться в зависимости от свойств смазочного материала, особенности смазочной системы

Примеры конструкций передних опор шпиндельных узлов металлорежущих станков на подшипниках качения различных типов представлены на рис. 13 и 14. На рис.15 представлены конструкции задних опор шпинделей имеющих различную жесткость и быстроходность.

### **3.2. Конструкции передних концов шпинделей**

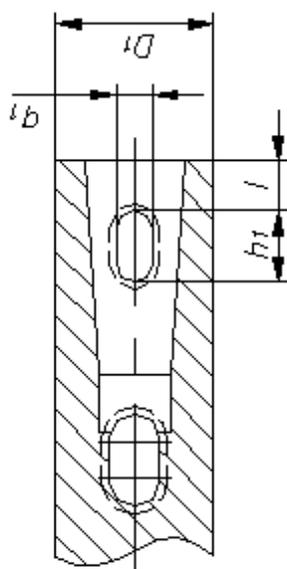
подавляющее большинство шпиндельных узлов станков создается методом аналогии на базе типовых конструктивных схем и только конструктивное оформление передних концов шпинделей выполняется согласно требований государственных стандартов. Передние концы шпинделей служат для базирования и закрепления инструмента, обрабатываемой детали или приспособления.

Точное центрирование и жесткое сопряжение инструмента или оправки со шпинделем обеспечивается коническим соединением. При ручной смене инструмента на сверлильных и расточных станках применяют конусы Морзе и метрические (рис.4). При автоматической смене на расточных и координатно-расточных станках оснащенных системами ЧПУ - конусы с конусностью 7 : 24 (рис.5).

Шпинделя малых токарных станков обычно изготавливают с резьбовым передним концом, средних и крупных - фланцевыми с поворотной шайбой или без неё. Фланцевые концы шпинделей без поворотной шайбы имеют меньший вылет шпинделя, но трудоемкость установки и снятие патрона весьма велика (рис.6). Применение фланцевых концов с поворотной шайбой (рис.7) позволяет быстро закреплять и снимать патроны без свинчивания крепежных гаек.

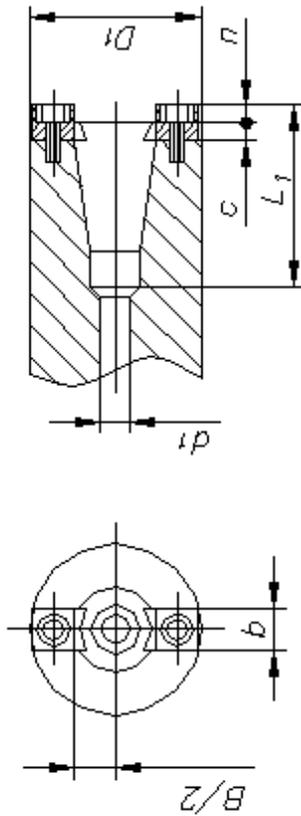
Концы шпинделей фрезерных, а также некоторых сверлильных и расточных выполняют в соответствии с требованиями ГОСТ 24644-81\*\*. С конусами 30, 40, 45, 50 и 55 (рис.8) выпускаются шпиндели для сверлильных и расточных станков. С конусом 60, 65 и 70 делаются шпиндели фрезерных и крупных расточных станков.

Концы шпинделей станков шлифовальной группы оформляются в



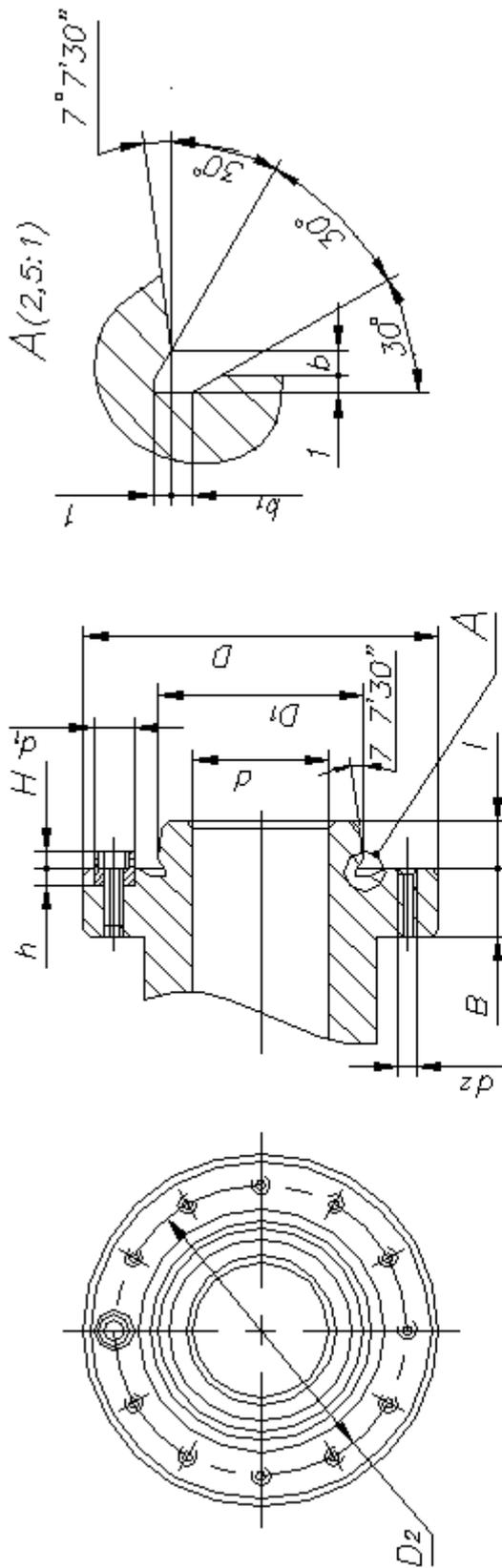
Обозначение конуса конца шпинделя	D1	l	h1	q1	
				номинал	пред. отклон.
1	25	—	—	—	—
2	35	—	—	—	—
Морзе	45	28,5	36,5	8,3	+0,50
	60		39,5	+0,28	
5	80	30,0	44,5	13,0	+0,56
	100		38,5	16,3	+0,29
6	125	30,0	44,0	19,0	+0,63
	160		52,0	26,0	+0,30
Метрические	200	40,0	60,0	32,0	+0,70
	250		76,0	38,0	+0,31
160	320	40,0	76,0	38,0	+0,31

Рис. 4. Размеры концов шпинделей с конусом Морзе и метрическим конусом для сверлильных и расточных станков (по ГОСТ 30064-93), мм.



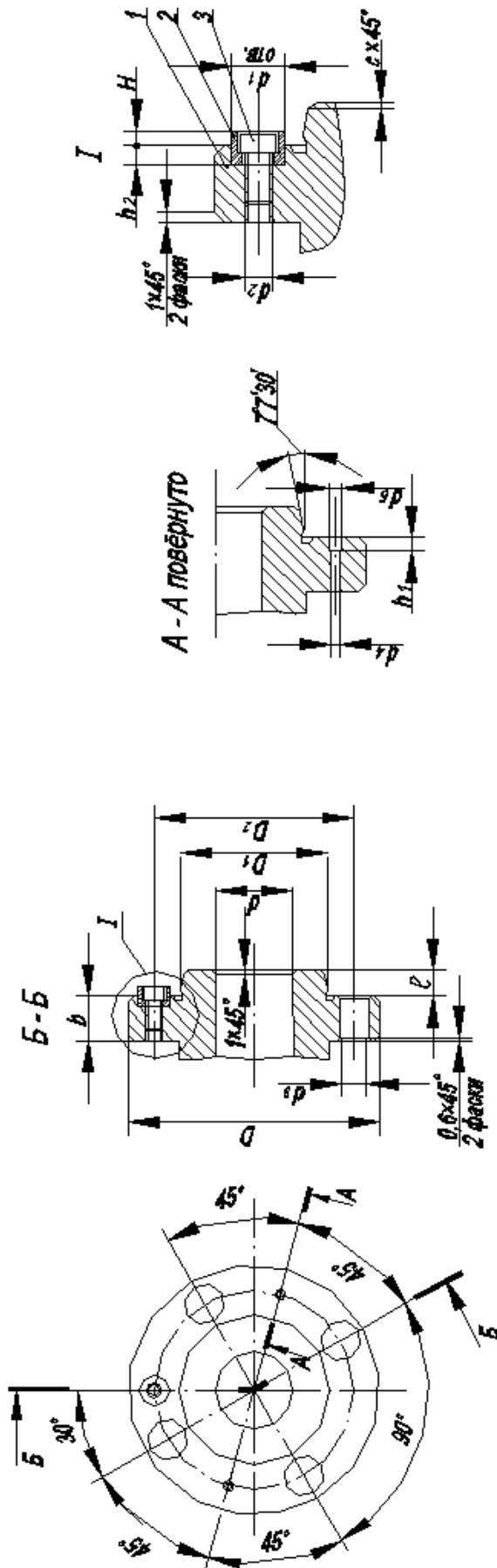
Обозначение конуса конца шпинделя	D1		L1 не менее	d1	c не менее	n	B/2 не менее	b
	1 ряд	2 ряд						
30	—	50	73	17	8,0	8,0	16,5	15,9
	—	65	100				23,0	
40	80	90	120	21	9,5	9,5	30,0	19,0
	80	90						
45	80	90	140	27	12,5	12,5	36,0	25,4
	100	—						
50	100	—	220	35	20,0	20,0	61,0	32,0
	125	110						
55	160	—	315	42	20,0	20,0	90,0	32,0
	180	—						
60	200	—	315	42	20,0	20,0	90,0	32,0
	250	220						
70	250	220	315	42	20,0	20,0	90,0	32,0
	320	—						

Рис. 5. Размеры концов шпинделей с конусностью 7:24 для расточных и координатно-расточных станков (по ГОСТ 15945-82), мм.



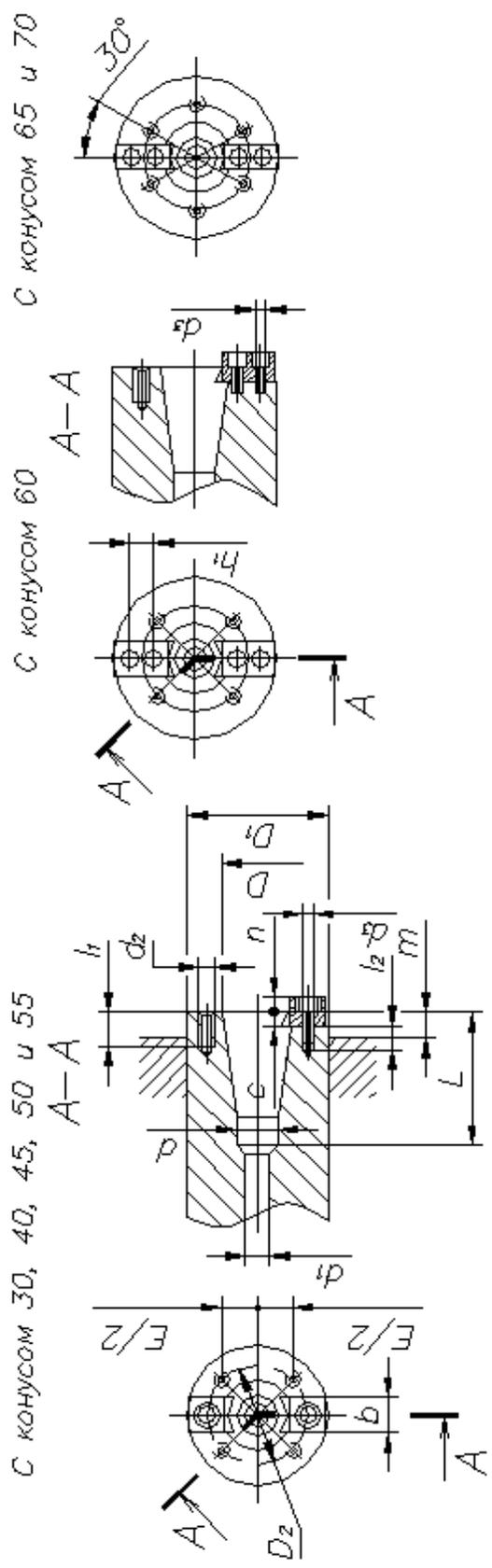
Кодовое обозначение шпинделя	D <sub>1</sub>		D <sub>2</sub>		Способность в шпинделе $\phi$ , не более			d <sub>1</sub> прег. отка. по Н8	d <sub>2</sub> прег. отка. по Н8	l	h	b	b <sub>1</sub>	H	B
	номинальное значение	пределы отклонения	номинальное значение	прег. отка	шлицевые	конус Морзе	конические конус Морзе								
3	92	+0,008	70,6		4	—	—	—	—	11	—	—	—	—	18
4	108	+0,008	82,6		5	—	—	14,0	M6	13	5	—	—	20	
5	133	+0,010	104,8	$\pm 0,2$	6	80	—	16,0	M8	14	6	1,5	3,0	22	
6	165	+0,010	133,4	$\pm 0,2$	—	—	—	19,0	M8	16	8	—	—	25	
8	210	+0,012	171,4	$\pm 0,2$	—	—	—	24,0	M10	18	10	—	—	28	
11	280	+0,014	235,0	$\pm 0,3$	—	—	—	28,0	M10	19	12	—	—	35	
15	380	+0,016	330,2	$\pm 0,3$	—	—	—	35,0	M12	21	16	2,5	5,0	42	
20	520	+0,020	463,6	$\pm 0,3$	—	—	—	42,0	M12	24	20	—	—	48	
28	725	+0,023	647,6	$\pm 0,3$	—	—	—	50,0	M12	24	20	—	—	55	

Рис. 6. Размеры концов шпинделей фланцевые типа А для токарных, револьверных и шлифовальных станков (по ГОСТ 12595-03), мм



Условный размер конца шпинделя	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d, не более			d <sub>h</sub>	d <sub>b</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	l	b	H	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	c	Винт
				Цилиндрическое отверстие	Канус Морзе	Канус метрический													
3	102	53,975	75	—	4	—	—	—	17	7	11	11	11	16	—	—	10	1	—
4	112	63,513	85	Не режется	4	—	14	M6	17	7	11	11	11	20	5	5	10	1	M5x14
5	135	82,563	104,8	метро-етса	5	—	16	M6	21	7	11	13	13	22	6	6	10	1	M5x14
6	170	106,375	133,4	—	6	80	19	M8	23	9	14	14	14	25	5	8	11	1,2	M5x20

Рис. 7. Размеры концов шпинделей фланцевых, под поворотную шайбу для токарных, револьверных и шлифовальных станков (по ГОСТ 15593-93), мм



Обозначение концевых шпинделей с конусом	D	D <sub>1</sub> прег. откл. по h5	D <sub>2</sub>		d	d <sub>1</sub> не менее	d <sub>2</sub>	l <sub>1</sub> не менее	l <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	L не менее	m не менее	c не менее	n	E/2 не менее	b прег. откл. по h5	h <sub>m</sub>
			показаны	прег. откл.													
30	31,75	69,832	54,0	±0,150	17,4 +0,18	17	M10	16	9	M6	73	12,5	8,0	16,5	15,9	—	
40	44,45	88,882	66,7	±0,150	25,3 +0,21	21	M12	20			100	16,0	8,0	23,0			
45	57,15	101,600	80,0	±0,175	32,4 +0,25	27	M16	25	13	M8	120	18,0	9,5	30,0	19,0	—	
50	69,85	128,570	101,6	±0,175	39,6 +0,25	35	M20	30			140	19,0		36,0			
55	88,90	152,400	120,6	±0,200	50,4 +0,30	42	M24	36	18	M12	178	25,0	12,5	48,0	25,4	22	
60	107,95	221,440	177,8	±0,200	60,2 +0,30	42	M24	36			220	38,0	16,0	75,0			
65	135,35	280,000	220,0		75,0 +0,30	42	M24	36	24	M16	315	50,0	20,0	90,0	32,0	30	
70	165,10	335,000	265,0		92,9 +0,35	42	M24	36			265	50,0	20,0	90,0			

Рис. 8. Размеры концев шпинделей с конусностью 1:2,4 для фрезерных, сверлильных и расточных станков (по ГОСТ 24644-81\*\*), мм

$D$	$d$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$L$	$l$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$t$	$b$
10		M6	M5	6,5	10		10	14	12	3,0		
12		M8	M6	6,5	12		12	17	15	3,5		
16		M10	M8	8,5	16		18	24	22	4,5		
20		M12			20							
25	16	M16	M10	10,5	25	16	24	35	32	6	5,5	3
32	19		M12	12,5	32	20					6,0	4
40	22	M24	M16	17,0	40	25	36	45	42	8	7,2	5
50	25				50	32					7,8	6
65	28	M36x3	M24	25,0	65	40	50	65	62	11	8,8	8
80	32				80	50					10,5	8
100	38	M48x3			100	65	60					10
125					125	80						

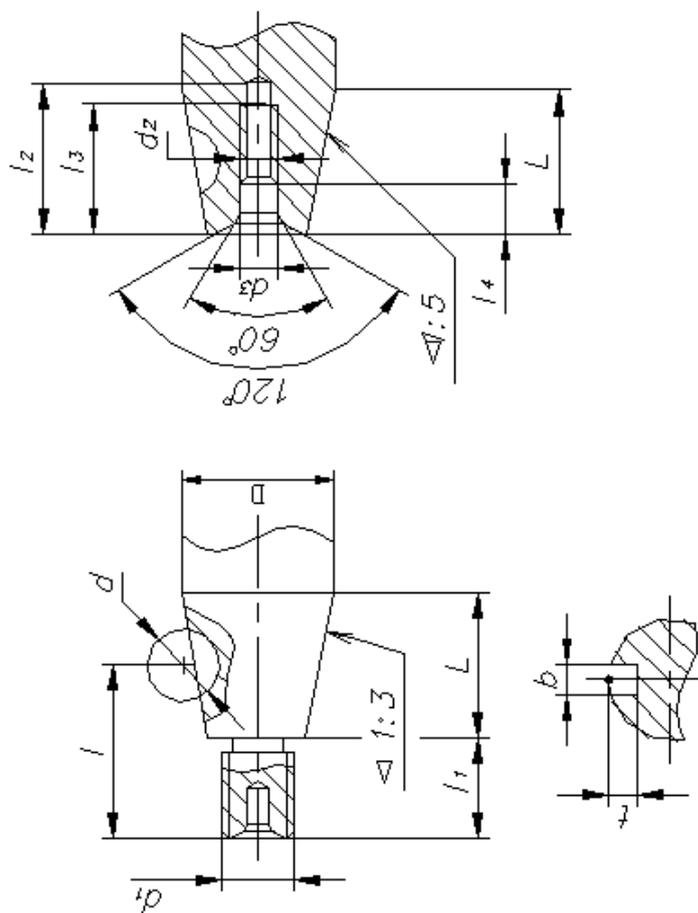
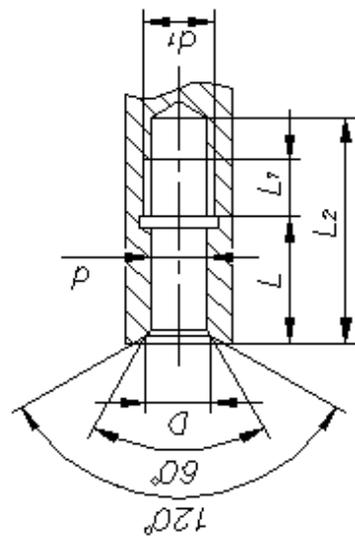
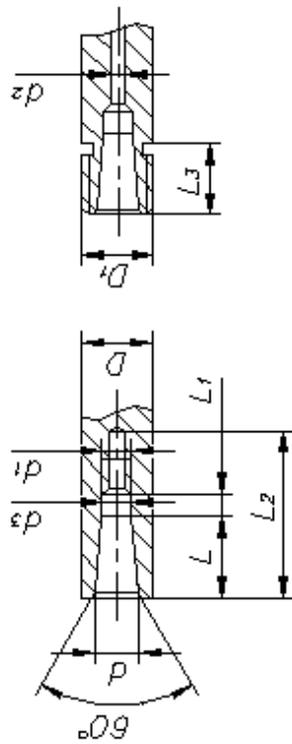


Рис. 9. Размеры конусов шпинделей шлифовальных станков с наружным базирующим конусом (по ГОСТ 2323–76), мм



<i>b</i> по ГОСТ 2324-77	<i>d</i> не менее	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> не менее	<i>L</i>	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>L</i> <sub>2</sub>
3	M2,5	—	—	5	5	4	11
4	M3	—	—	6	6	5	13
5	M4	—	—	8	8	6	18
6	M5	—	—	10	10	8	21
8	M6	—	—	13	13	10	26
10	M8	8	8	15	16	13	34
13	M10	12	12	18	20	16	40
16	M14x1,5	15	15	—	25	20	50
20	M16x1,5	18	18	28	32	25	65
25	M20x2	24	24	36	40	32	80
32	M24x2	30	30	45	46	40	100

Рис. 10. Размеры концев шпинделей шлифовальных станков с внутренними базирующими поверхностями (по ГОСТ 2324—77), мм



Конус Морзе	<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>d</i> <sub>2</sub>	<i>d</i> <sub>3</sub>	<i>D</i> не менее	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>L</i>	<i>L</i> <sub>1</sub>	<i>L</i> <sub>2</sub>	<i>L</i> <sub>3</sub>
0	9,045	M6	6,5	6,7	18	M16x1,5	55	13	73	13
1	12,065	M8	9	9,7	22	M20x1,5	60	16	85	16
2	17,780	M12	13	14,9	28	M27x2	70	20	100	20
3	23,825	M16	18	20,2	35	M36x2	90	25	125	25
4	31,267	M20	25	26,5	45	M45x3	115	32	160	30

Рис. 11. Размеры концев шпинделей шлифовальных станков с внутренней базирующей поверхностью конус Морзе (по ГОСТ 2324—77), мм

соответствии с типом и назначением станка, в который они встраиваются (рис. 9, 10, 11).

Концы шпинделей агрегатных и многошпиндельных станков выполняют по ГОСТ 13876-87\* (рис.12).

### 3.3. Базирование колец подшипников качения

Коническая шейка шпинделя при монтаже роликоподшипника типа 3182100 не может служить достаточно хорошей базовой поверхностью и не обеспечивает достаточно точного совпадения оси отверстия подшипника с осью шпинделя. Поэтому базирование подшипников такого типа, чтобы исключить их перекос рекомендуется производить не только по конической поверхности, но и по одному из торцов, что может быть выполнено:

– прижимом внутреннего кольца подшипника 1 (рис. 16,*а*) до упора в торец дистанционного кольца 2, в свою очередь упирающегося в бурт шпинделя 3. В точных шпиндельных узлах следует всегда применять упор в торец дистанционного кольца. При этом резьбу регулировочной гайки 4 следует делать «сводной»;

– постановкой между торцами регулировочной гайки 4 (рис. 16,*б*) и внутреннего кольца подшипника 1 длинной втулки 5 (не менее диаметра) с посадкой на шпиндель Н6/js5.

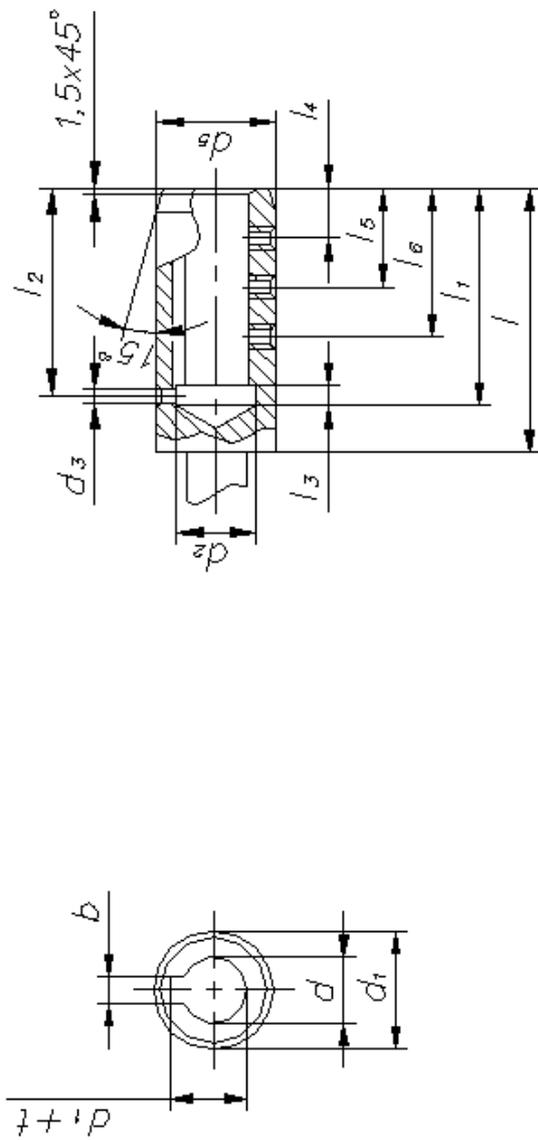
Для облегчения монтажа упорные дистанционные кольца 2 часто делают составными (из 2-х частей) и заключают их в охватывающий хомут.

При невозможности (по конструктивным соображениям) поставить достаточно длинную втулку между гайкой и подшипником допустимо применять короткую втулку, но при этом к точности изготовления резьбы, гайки и втулки предъявляются повышенные требования и в процессе сборки должен быть обеспечен контроль правильности положения торца внутреннего кольца подшипника. В таких условиях посадка дистанционной втулки может быть выбрана Н6/h5.

Весьма часто между внутренним кольцом подшипника и буртом шпинделя кроме дистанционного кольца устанавливается лабиринтная втулка – уплотнение (см. рис. 13,*а*) к точности изготовления которой (параллельности торцовых базирующих поверхностей) предъявляются самые высокие требования. В шпинделях высокоточных станков параллельность торцов колец и втулок обеспечивается ручной притиркой, т.к. шлифовальные станки не позволяют получить детали требуемой точности.

Наружное кольцо подшипника также должно иметь надежную базу в виде точного торца дистанционной втулки, кольца или поверхности корпуса. Не рекомендуется базирование наружных колец подшипников по торцам пружинных шайб. Такое решение (в виде исключения) допустимо лишь для подшипников задней опоры шпинделей.

Для шпиндельных узлов прецизионных станков упорные фланцы наружного кольца подшипника целесообразно делать, как показано



d прег. откл. по H7	d1 прег. откл. по f7	d2	d3	d4 прег. откл. по H7	d5	l	l1	l2	l3	l4	l5 ±0,1	l6	b		b+t1 ±0,1
													прег. откл. по G11	прег. откл. по G9	
8	15	8,6	3,5	M4x0,7	14,4	46	40	35		—	16	25	2	—	9
10	18	10,6	5	M5x0,8	17,4	60	52	48		—	22	32	3	—	11
12	20	12,6	5	M6x1	19,2	60	52	48	8	—	—	33	—	—	13
—	14	14,6	6	M8x1	24	85	74	70		20	34	50	—	4	15,6
16	25	16,6	6	M8x1	31	90	77	73		21	—	47	—	5	17,3
20	32	20,6	8	M10x1	36	100	85	80	10	23	38	53	—	—	21,3
25	37	25,6	8	M10x1	39	128	106	101	12	28	43	63	—	6	26,7
—	26	26,6	10	M12x1,25	49	128	106	101	16	—	38	53	—	—	28,3
28	40	28,6	10	M12x1,25	64	152	129	123	14	40	45	62	—	8	29,7
36	50	36,6	12	M12x1,25	64	152	129	123	14	40	53	78	—	12	37,7
—	44	44,6	12	M12x1,25	64	152	129	123	14	40	57	74	—	10	49,6
48	67	48,6	12	M12x1,25	64	152	129	123	14	40	57	74	—	10	50,1

Рис.12. Размеры концов шпинделей агрегатных и многошпиндельных станков  
(по ГОСТ 13876-87\*); мм

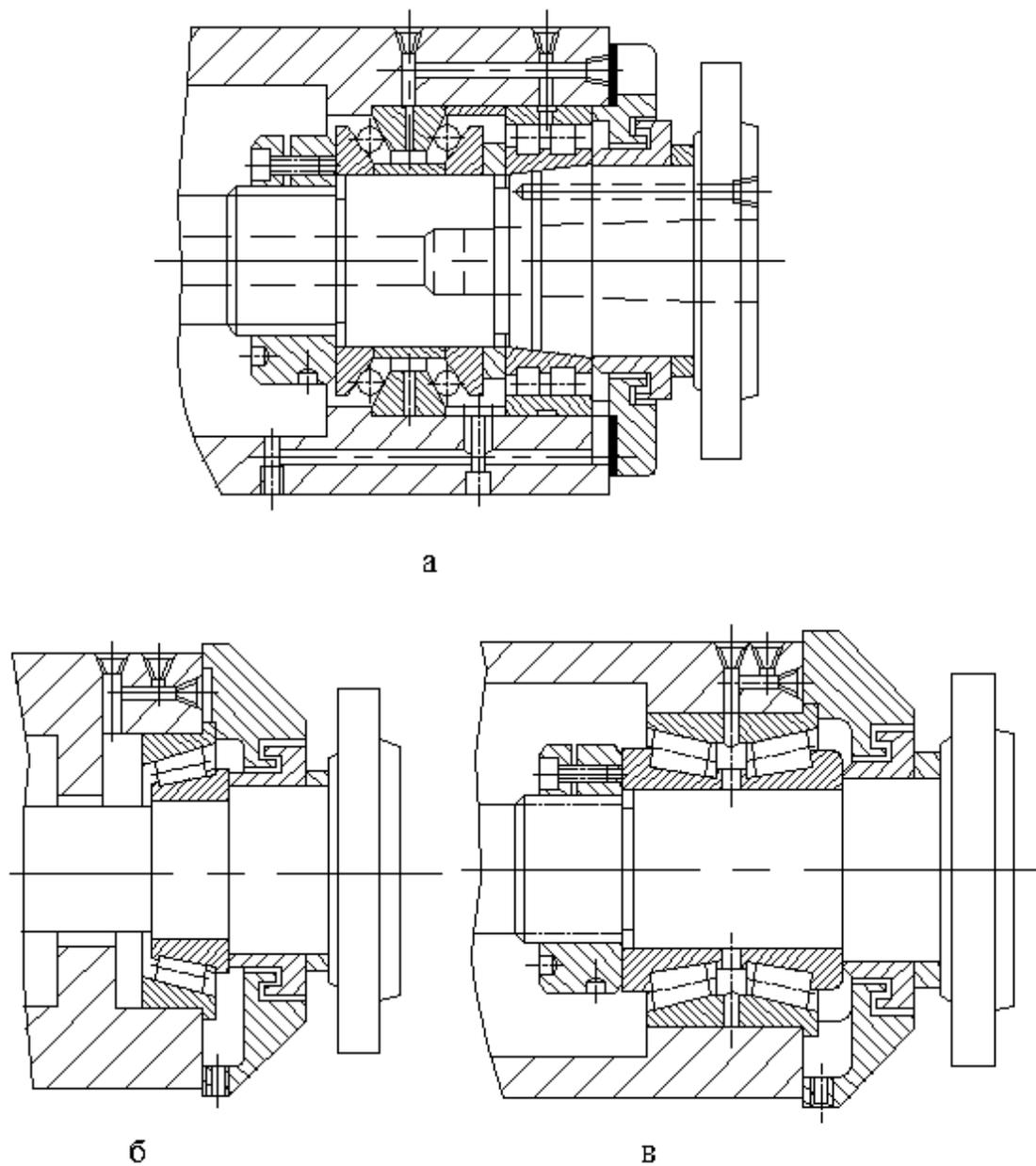


Рис. 13. Конструкции передних опор шпинделей на роликоподшипниках:  
*a* – двухрядный роликовый (3182100) и упорно-радиальный (178800);  
*б* – конический роликовый (2007100);  
*в* – конический роликовый двухрядный (697000)

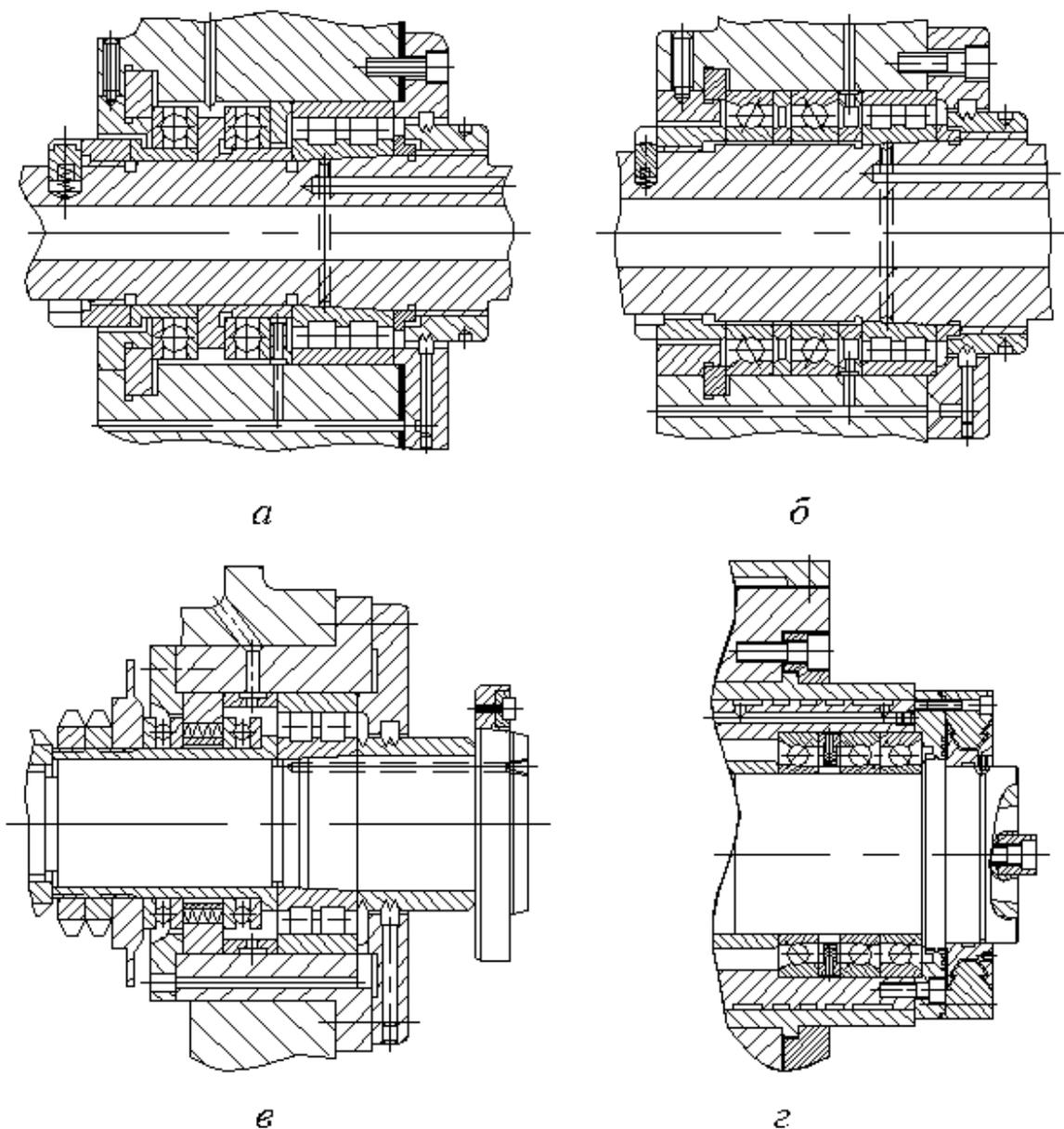


Рис. 14. Конструкции передних опор шпинделей на подшипниках качения:  
*а* – двухрядный роликовый (3182100) и шариковый упорный (8100);  
*б* – конический роликовый (3182100) и шариковые радиально-упорные (36000);  
*в* – двухрядный роликовый (3182100) и шариковые упорные (8100) с пружинным натягом;  
*г* – шариковые радиально-упорные по схеме триплекс-тандем «0»-36000

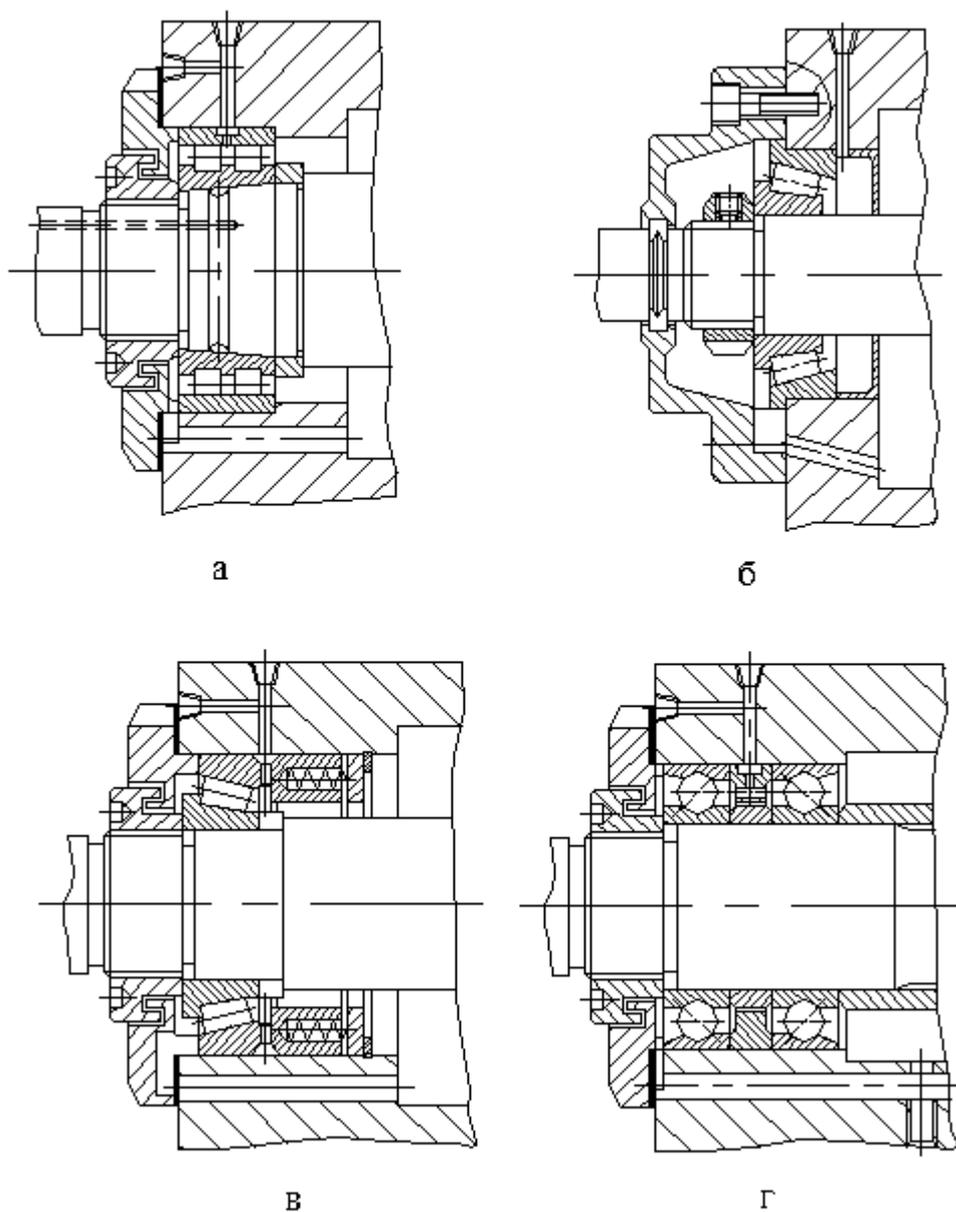
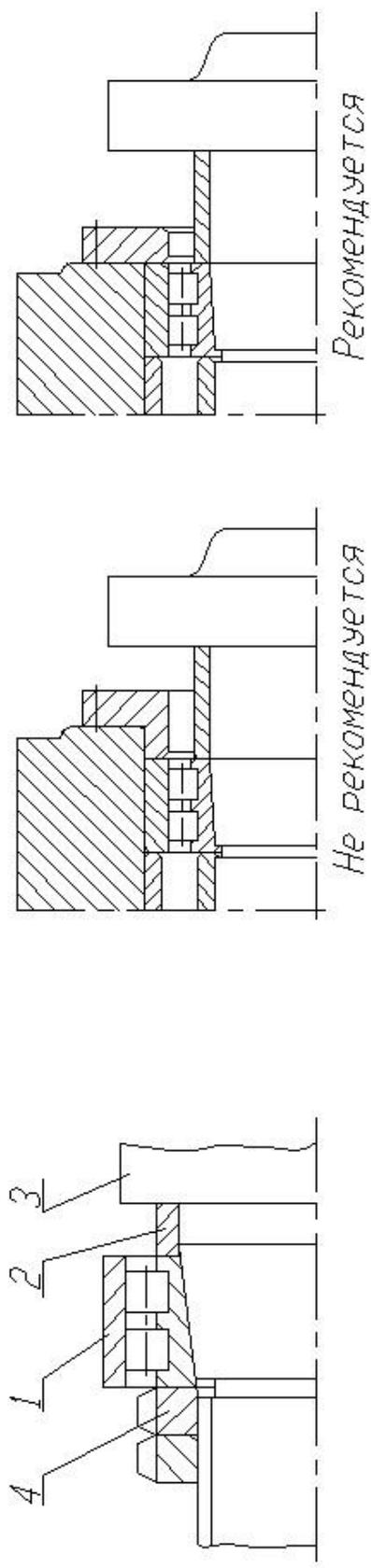
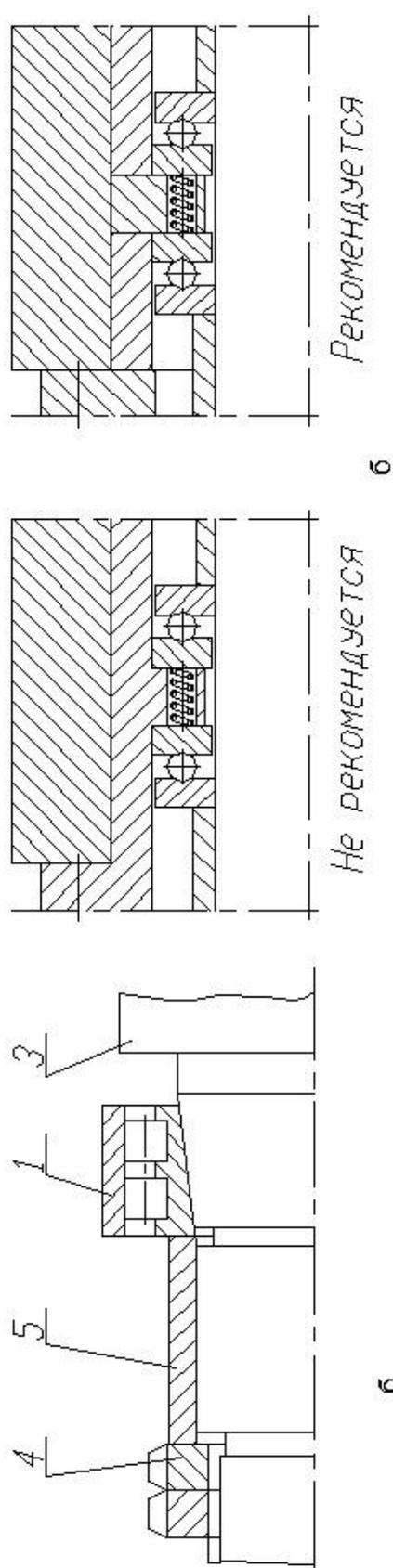


Рис. 15. Конструкции задних опор шпинделей на подшипниках качения:  
*a* – двухрядный роликовый (3182100);  
*б* – конический роликовый (2007100);  
*в* – конический роликовый с широким наружным кольцом (17000)  
*г* – шариковые радиально-упорные по схеме дуплекс-«О» (36000)



а



б

Рис.16. Схемы базирования и закрепления подшипников типа 3182100 на шпинделях

Рис.17. Конструкции фланцев и проставочных втулок в шпинцевых узлах станков

на рис. 17,*а*, справа. В этом случае отпадает необходимость в обеспечении строгой параллельности двух торцовых плоскостей фланца (см. левую схему), остается лишь обеспечить плоскостность одной поверхности, что значительно проще. Вместо фасонных упорных втулок (рис. 17,*б*, слева) целесообразнее применять составные (рис. 17,*б*, справа). Обеспечить параллельность торцов в этом случае проще.

### **3.4. Гидроразжим для монтажа и демонтажа внутренних колец подшипников**

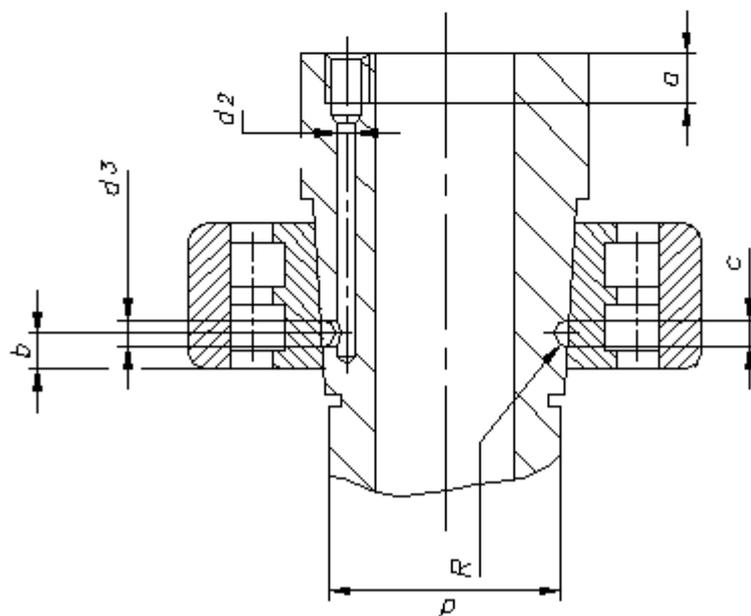
При напрессовке и распрессовке внутренних колец подшипников типа 3182100 осевое усилие достигает 20...40 кН даже при сборке относительно небольших (диаметр шпинделя до 100 мм) опор.

Гидроразжим внутренних колец подшипника при помощи масляного насоса уменьшает необходимое для монтажа и демонтажа усилие в десятки раз. Через канал в шпинделе масло подается в кольцевую канавку под конической поверхностью подшипника и разжимает внутреннее кольцо подшипника, облегчая его демонтаж (рис. 18). Гидроразжим целесообразно применять у шпинделей диаметром от 50 мм и более. Основные размеры кольцевой канавки и отверстий, используемых для подачи смазки приведены в таблице на рис. 18.

### **3.5. Уплотнения шпиндельных узлов**

Уплотнения шпиндельных узлов служат для того, чтобы защищать подшипники шпинделя от проникновения грязи, пыли, влаги, а также для препятствия вытеканию смазки из подшипника. Для станков, работающих в условиях обильного поступления в зону резания жидкости (станки – автоматы, шлифовальные станки и др.), а также с высокой запыленностью зоны резания (станки, работающие абразивным инструментом), качество уплотнения является решающим фактором, определяющим долговечность шпиндельных узлов. Уплотнение опоры конструируют с учетом положения шпинделя (горизонтальное или вертикальное), окружной скорости поверхности его шеек, степени загрязнения пространства у опоры. В уплотнительном устройстве предусматривают конструктивные элементы разного назначения: обеспечивающие внутреннюю герметичность (не пропускают смазочный материал из полости опоры во внешнюю среду); обеспечивающие внешнюю герметичность (препятствуют проникновению в опору СОЖ и пыли, а также масла, загрязненного продуктами износа деталей коробки скоростей); дренажные отверстия для отвода из опоры смазочного материала и СОЖ. Уплотнения предназначенные для создания внутренней и внешней герметичности, можно разделить на бесконтактные и контактные.

Бесконтактные уплотнения выполняют в виде лабиринта (рис. 19, *а, б, в, з, е*) или щели (рис. 19, *г, д, и*) в которых за счет аэродинамических процессов происходит повышение давления воздушной среды и



$d$ , мм	Тип полишника	$a$ , мм	$b$ , мм	$c$ , мм	$R$ , мм	$d_2$ max, мм	$d_3$ max, мм
55	3182111	11	10,4	4	2,5	8	3
60	12						
65	13						
70	14		12				
75	15		13,6				
80	16						
85	17		14,8				
90	18						
95	19						
100	20		16,4				
105	21	18					
110	22	18,2					
120	23						

Рис. 18. Размеры отверстий в шпинделе и кольцевой канавки на конической шейке,  
используемые при снятии полишника

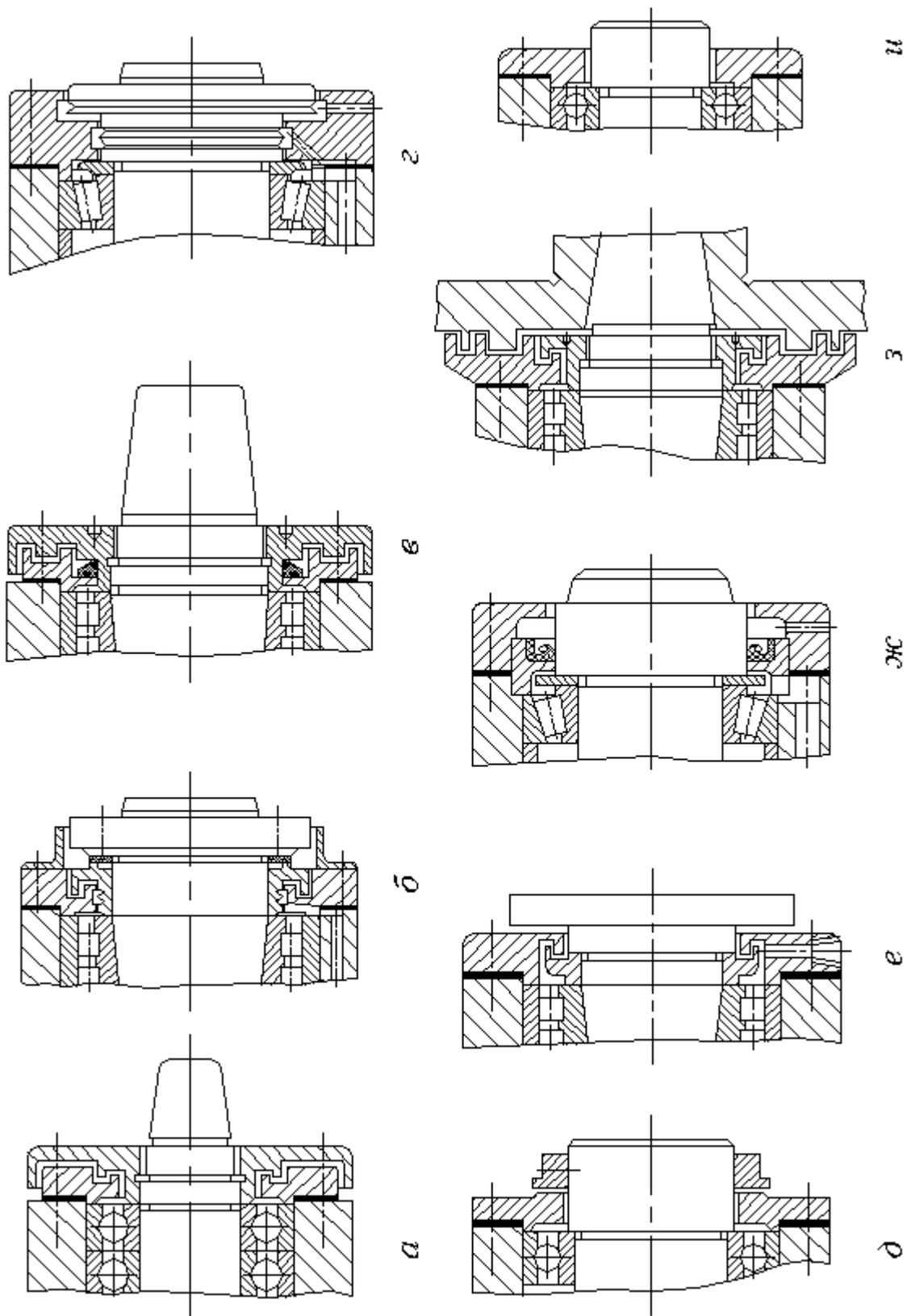


Рис. 19. Типовые конструкции уплотнений шпindelных узлов

обеспечивается герметичность. Очевидно, что эффективность этих уплотнений будет тем выше, чем больше частота вращения шпинделя.

Для надежной их работы желательно, чтобы радиальный зазор в уплотнении не был больше 0,2-0,3 мм. Для работы с таким малым зазором необходимо тщательное центрирование уплотнения относительно поверхности вращения. Если уплотнения крепятся на резьбе (рис.19,а,в,з), то следует предусматривать направляющие (центрирующие) цилиндрические пояски. В шпиндельных узлах, работающих в тяжелых (по загрязнению) условиях, лабиринты заполняют консистентной смазкой, а при жидкой смазке иногда предусматривают продувку воздуха через уплотнения. При жидкой смазке в уплотнениях размещают маслосборники и каналы для отвода утечек смазки.

Лабиринтное уплотнение (рис.19,а) применяют при консистентной смазке и смазке масляным туманом. Это бесконтактное уплотнение хорошо работает при высоких частотах вращения шпинделя. Уплотнительные кольца шпинделя должны быть тщательно установлены и отбалансированы. Уплотнения, показанные на рис.19,б (лабиринтное с каналом для отвода утечек), применяют в системах жидкой смазки. На станках, где имеет место интенсивное внешнее загрязнение, уплотнение усиливается внешним защитным кольцом охватывающим цилиндрический поясок бурта переднего конца шпинделя.

Уплотнение, на рис.19,г (щелевое уплотнение), применяют для защиты шпиндельных узлов с консистентной смазкой или смазкой масляным туманом, работающих в благоприятных (по загрязнению) условиях. Уплотнение, на рис.19,д (щелевое уплотнение с маслоотражателем), применяют в узлах с обильной циркулирующей смазкой.

Уплотнение, показанное на рис.19,ж (лабиринтное), предназначено для работы с консистентной смазкой в тяжелых условиях. Его наиболее целесообразно применять для вертикально расположенных шпинделей.

Уплотнение, на рис. 19,з (лабиринтное с маслоотражателем), применяется в системах жидкой смазки преимущественно для вертикальных шпинделей. Уплотнение на рис. 19,и (щелевое), применяют в простых шпиндельных узлах, смазываемых консистентной смазкой.

Контактные уплотнения с резиновой армированной манжетой и пружиной (рис.19,ж) применяются при сравнительно малой окружной скорости поверхности шейки шпинделя. При отсутствии воздействия абразивной пыли, хорошем смазывании подшипников и уплотнения жидким материалом резиновые манжеты используются при скорости до 8...10 м/с.

Жидкий смазочный материал образует на поверхности шпинделя масляную пленку, которая способна перемещаться вдоль его оси и проходить через уплотнения. Для сброса ее в полость шпиндельной бабки служат маслосбрасывающие канавки или бурт треугольной формы, расположенные либо на самом шпинделе (рис.19,г), либо на вращающихся вместе со

шпинделем деталях (рис. 19,б). С острых кромок этих элементов масло сбрасывается под воздействием центробежных сил и по дренажным каналам стекает в полость шпиндельной бабки. Аналогичным образом работают и маслоотражательные кольца установленные между подшипником и уплотнением (рис.19,з,ж). излишки масла, сброшенные этими кольцами через дренажные каналы, также попадают в полость шпиндельной бабки.

### **3.6. Гайки для регулирования и фиксации шпиндельных подшипников**

Для создания предварительного натяга и фиксации подшипников в опорах шпинделей применяются регулировочные гайки различного конструктивного исполнения (рис.20, 21). Достаточно широкая номенклатура этих гаек обусловлена конструктивными особенностями опор: удобством монтажа и регулирования, требованиями к биению рабочего торца гайки, необходимостью стопорения гаек от самоотвинчивания, величины осевого усилия и т.п.

Наиболее простым и надежным способом закрепления подшипников является использование двух шлицевых гаек стандартного исполнения (рис.21,а). Первой гайкой регулируют натяг в подшипнике, второй обеспечивают стопорение от самоотвинчивания. Однако завинчивание таких гаек требует одновременного использования 2-х радиусных ключей, что не всегда возможно из-за ограниченного пространства и отсутствия доступа к гайкам.

При невысоких требованиях к биению торца используют одну шлицевую гайку и многолапчатую стопорную шайбу из мягкой стали. Стопорная шайба фиксируется от проворота на шпинделе при помощи внутреннего уса (рис.20, 21,б), который входит в специально профрезерованный паз. После завинчивания гайки один из 6-ти наружных усов шайбы отгибается в шлицевый паз на торце гайки, обеспечивая ее надежное стопорение. Этот способ, несмотря на его относительную дороговизну (необходимо фрезеровать паз на шпинделе) достаточно широко используется и для закрепления приводных элементов, передающих крутящий момент на шпиндель (шкивов, шестерен, муфт).

В шпиндельных узлах прецизионных станков иногда используют гайки со шлицами расположенными на торце (рис.21,в). Стопорение гаек осуществляется при помощи подпружиненного фиксатора, который входит в паз шлица. Недостатком этого способа является необходимость утапливания фиксатора перед проворотом гайки и ограниченная величина осевого перемещения гайки относительно гнезда фиксатора.

Стандартные гайки со стяжным винтом (рис.21,г) применяются в шпиндельных узлах станков нормальной точности малой быстроходности. Биение торца этой гайки при завинчивании существенно влияет на точность базирования кольца подшипника. Более того, при стопорении гайки стяжным

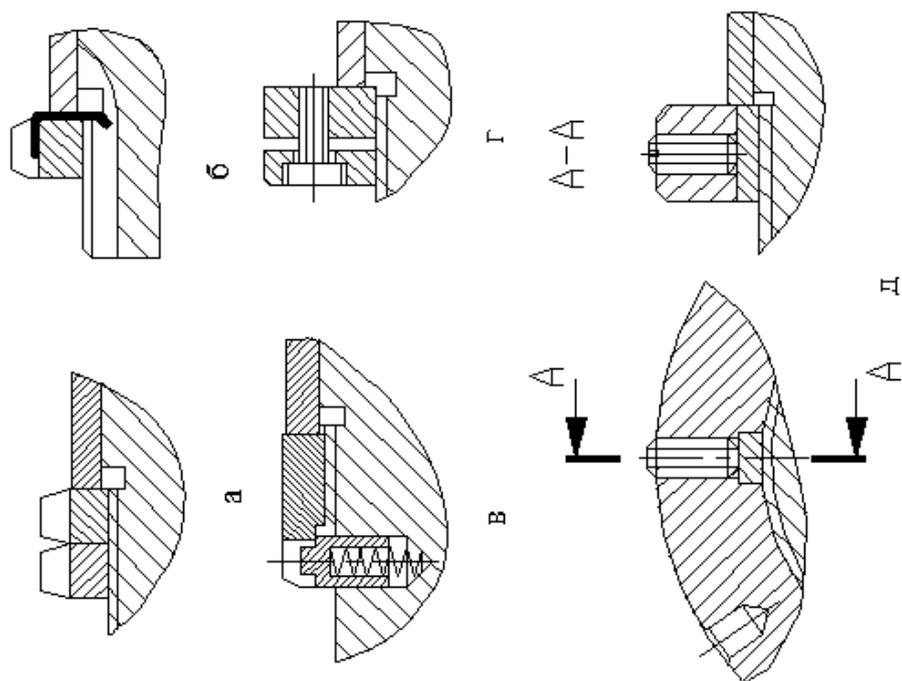


Рис.21. Способы фиксации гаек на шпинделях станков:  
 а-контргайкой;  
 б-многолопчатой шайбой;  
 в-пружинным фиксатором;  
 г-стяжным винтом;  
 д-стопорным винтом и медной прокладкой.

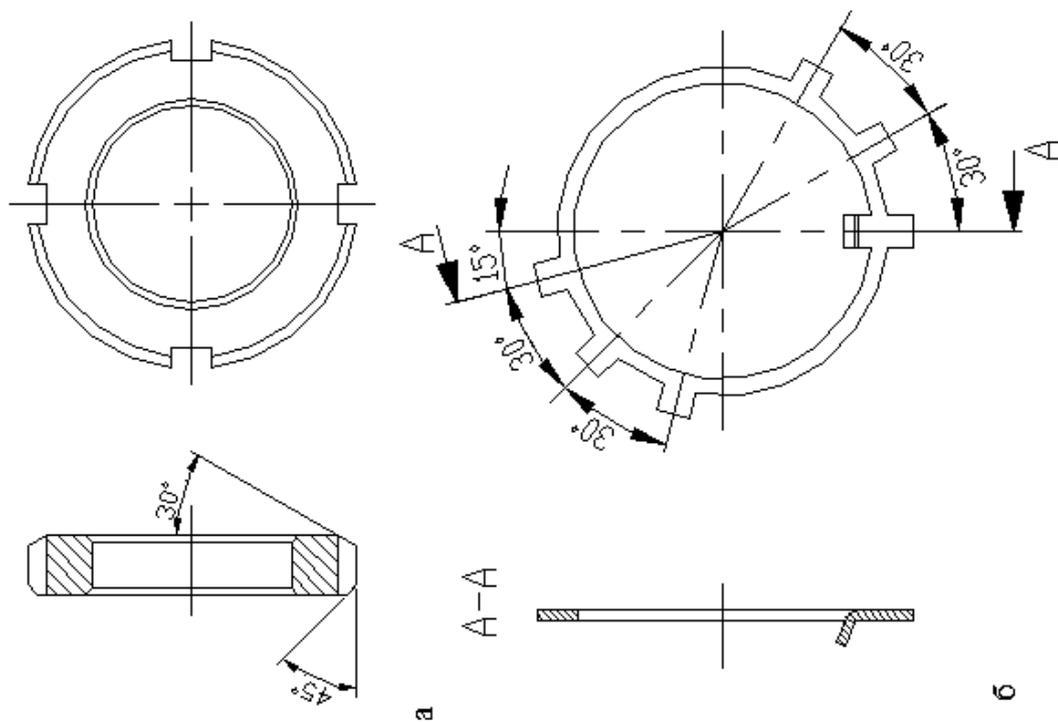


Рис.20. Шлицевая гайка (а)  
 и стопорная многолопчатая шайба (б)

винтом она упруго деформируется, что вызывает ее дополнительный перекося. Наличие прорези в гайке приводит к ее неуравновешенности и вызывает вибрации шпинделя на больших частотах вращения.

Достаточно широко распространен способ стопорения регулировочной гайки при помощи стопорного винта и прокладки в виде шпонки выполненной из отожженной меди (рис.21,д). Медная шпонка располагается в пазу гайки. При завинчивании стопорного винта происходит вдавливание мягкой меди в витки резьбы выполненной на шпинделе, что предотвращает отвинчивание гайки. В свою очередь, отвинчивание стопорного винта предотвращается мягкой «вязальной» проволокой, охватывающей гайку по наружному диаметру и пропущенной через шлицевый паз винта (на рисунке не показана). При монтаже проволока базируется в кольцевой канавке, выполненной на торце гайки совпадающей со шлицем стопорного винта. Недостатком способа является необходимость обязательной ориентации шлица стопорного винта, после его затяжки, вдоль оси канавки, в которой размещается вязальная проволока. Скручивание концов проволоки установленной в кольцевом пазу гайки осуществляется пассатижами, что не всегда возможно из-за ограниченности пространства.

#### **4. ВЫБОР И РЕГУЛИРОВАНИЕ ВЕЛИЧИНЫ ЗАЗОРА - НАТЯГА В ПОДШИПНИКАХ**

Величина зазора-натяга, как уже отмечалось, оказывает существенное влияние на работоспособность шпиндельных узлов: точность вращения шпинделя, жесткость шпиндельного узла, нагрев опор, долговечность подшипников.

Выбор оптимального предварительного натяга и практическое его осуществление является одной из самых сложных проблем конструирования и производства шпиндельных узлов.

Влияние предварительного натяга на работоспособность шпиндельных опор сводится к следующим основным моментам.

1. С увеличением предварительного натяга жесткость шпиндельных узлов увеличивается. Однако существует некоторое граничное значение величины предварительного натяга, при которой дальнейшее его увеличение не дает заметного увеличения жесткости. Более резко эта закономерность выражена у роликоподшипников, менее резко у шарикоподшипников.
2. Существуют оптимальные значения предварительного натяга, превышение которых влечет за собой ухудшение точности обработки.
3. Влияние величины зазора (натяга) на тепловыделение в опорах шпинделя не может быть охарактеризовано однозначно. Для роликоподшипников уменьшение зазора и увеличение предварительного натяга всегда влечет за собой возрастание момента трения и соответственно тепловыделения в опорах. У радиально-упорных и в особенности упорных шарикоподшипников характер зависимости более сложный. До определенного значения (в зависимости от размеров подшипника, величины и направления нагрузки) предварительный натяг способствует уменьшению потерь на трение (за счет устранения трения верчения и «гашения» смещения тел качения под действием центробежных сил). Дальнейшее увеличение натяга приводит к росту потерь на трение и, естественно, к нагреву опор.
4. Зависимость между величиной зазора – натяга и долговечностью подшипников не может быть оценена без учета воздействия внешней нагрузки. Чем больше величина нагрузки, тем при большем натяге достигается наивысшая долговечность. Однако при натягах, превышающих оптимальные (по долговечности), долговечность резко снижается.
5. С повышением точности подшипников допустимый (по условиям нагрева и долговечности) предварительный натяг увеличивается. Вместе с этим для обеспечения заданной жесткости в более точных подшипниках нужен меньший натяг, чем в подшипниках менее точных.

Из приведенной качественной характеристики зависимости параметров

работоспособности шпиндельного узла от величины предварительного натяга следует, что практически величина предварительного натяга может быть установлена лишь как компромисс между противоположными тенденциями.

Выбор величины предварительного натяга осложняется еще тем, что конструктор назначает монтажное значение предварительного натяга, т.е. то значение, которое устанавливается во время монтажа и регулирования опор шпинделя.

Во время работы в зависимости от величины и режима нагрузки, числа оборотов шпинделя, способа и режима смазки, вязкости смазки, условий охлаждения стенок корпуса шпиндельной бабки величина зазора-натяга резко изменяется и значительно отличается от установленной при монтаже.

В связи с этим рекомендуемые ниже монтажные значения предварительного натяга носят ориентировочный характер и их следует уточнять при испытаниях прототипа и опытной партии станков.

Для роликоподшипников типов 3182100 и 4162900 величина монтажного предварительного натяга может устанавливаться согласно данным табл.7.

Рекомендуемые значения усилий предварительного натяга радиально – упорных шарикоподшипников типов 36200 и 36100 приведены на рис.22.

#### **4.1. Регулирование предварительного натяга в шариковых радиально – упорных подшипниках**

Опоры шпиндельных узлов на шариковых радиально-упорных подшипниках типов 36000, 46000 обычно содержат два – три, реже – четыре подшипника. Количество подшипников в опоре, как уже отмечалось ранее, зависит от требуемой грузоподъемности, быстроходности и жесткости шпиндельного узла. Как видно из рис.2 в опоре они могут быть установлены по разным схемам. Однако в любой схеме присутствуют подшипники, которые устанавливаются попарно и, в первую очередь, между ними должен быть создан предварительный натяг требуемой величины (см. рис. 22). При этом необходимый предварительный натяг в подшипниках создается либо разностью высот (толщин) дистанционных втулок или колец устанавливаемых между наружным и внутренним кольцами подшипников (см. рис.15,2), либо подшлифовкой торцев. В одну опору устанавливают подшипники не только одного класса точности, но и имеющих практически одинаковые (с разницей не более 2...4 мкм) диаметры колец, сопрягаемых со шпинделем и корпусом, одинаковые величины радиального биения и т.п. На практике, в большинстве случаев, на станкостроительных заводах радиально-упорные шарикоподшипники подбирают в пару по точностным показателям селективным методом. Аналогичным образом поступают и на крупных машиностроительных предприятиях при ремонте и замене подшипников в шпиндельных узлах станков. Подбор пары подшипников осуществляется с использованием специальных контрольно-измерительных

приспособлений. На рис.23. изображена схема приспособления для определения радиального биения колец подшипников при подборе их в пару. Подшипник 1 поочередно устанавливается либо на оправку – вал 2 (рис.23,а), либо во втулку- корпус 2 (рис.23,б). Сверху, через проставку 3 к нему прикладывается усилие  $0,5 P$  (равное половине усилия предварительного натяга). Медленно проворачивая подшипник рукой, с помощью индикатора 4 определяют биение наружного или внутреннего кольца.

На рис.24 показана технологическая оснастка для дуплексации шариковых радиально-упорных подшипников по схеме «О». Подобранные в пару подшипники 1 и 2 ориентируются углами контакта в соответствии с выбранной схемой и напрессовываются на оправку 3. При этом между ними устанавливается дистанционная втулка 4 длиной  $L$ . Величина натяга между внутренними кольцами подшипников и оправкой 3 должна соответствовать натягу при монтаже этих подшипников на шейку шпинделя. Наружные кольца подшипников, если они устанавливаются в корпус шпиндельной бабки с натягом, должны охватываться технологическими втулками с тем же натягом. Если посадка наружных колец подшипников в корпусе осуществляется с преимущественным зазором, то втулки, как это показано на рис.24, допускается не ставить. Далее к верхнему подшипнику 1, через оправку 5 при помощи рычага 6 с грузом 7 прикладывается нагрузка равная по величине усилию предварительного натяга  $P$ , выбранному с помощью графиков на рис.22. Затем, при помощи мерных плиток измеряют расстояние  $L_1$ , между торцами внутренних колец подшипников. Разность между величинами  $L$  и  $L_1$ , будет равна искомой разности длин дистанционных втулок устанавливаемых между подшипниками для обеспечения требуемой величины предварительного натяга.

На рис. 25 показана схема измерения величины разности толщин дистанционных колец при дуплексации подшипников по схеме «Х». Подобранные в пару подшипники соответствующим образом ориентируют и последовательно напрессовывают на цилиндрическую оправку 1 при этом между ними устанавливается дистанционное кольцо 2, имеющее толщину  $b$ . Наружные кольца подшипников, в свою очередь, сопрягают с фланцами 3 и 4. Посадки подшипников на оправку 1 и во фланцы 3 и 4 должны соответствовать посадкам на шпиндель и в корпус. Далее с помощью нагружающего устройства прикладывается нагрузка  $P$ , равная выбранному значению предварительного натяга (см. рис. 22). После этого мерными плитками измеряют расстояние  $b_1$  между торцами наружных колец подшипников. Разность между величиной  $b$  и  $b_1$  будет искомой разностью толщин дистанционных колец, обеспечивающих требуемую величину предварительного натяга.

Технология дуплексации радиально-упорных шарикоподшипников по схеме «Т» (тандем) аналогична вышеизложенным, с тем отличием, что при этом используется несколько иная по конструкции технологическая оснастка.

Таблица 7

Рекомендованные значения зазора-натяга (мкм) для подшипников типов 3182100 и 4162900

Скоростной параметр мм×об/мин	Класс точности подшипников		
	5	4	2
до $1,5 \times 10^5$	$(-3)-(+3)$	$(-5)-(0)$	$(-5)+(-2)$
$(1,5...2,5) \times 10^5$	$(0)-(+6)$	$(-2)-(+3)$	$(-3)+(+0)$
$(2,5...4) \times 10^5$	$(+5)-(+12)$	$(-1)-(+4)$	$(-2)+(+2)$

Примечание: Алгебраически большие значения рекомендуются для больших диаметров и больших скоростей вращения; (-) – означает натяг, (+) – зазор

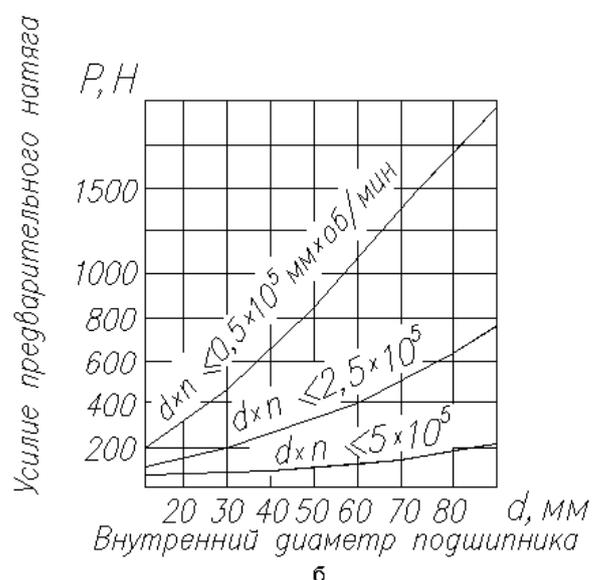
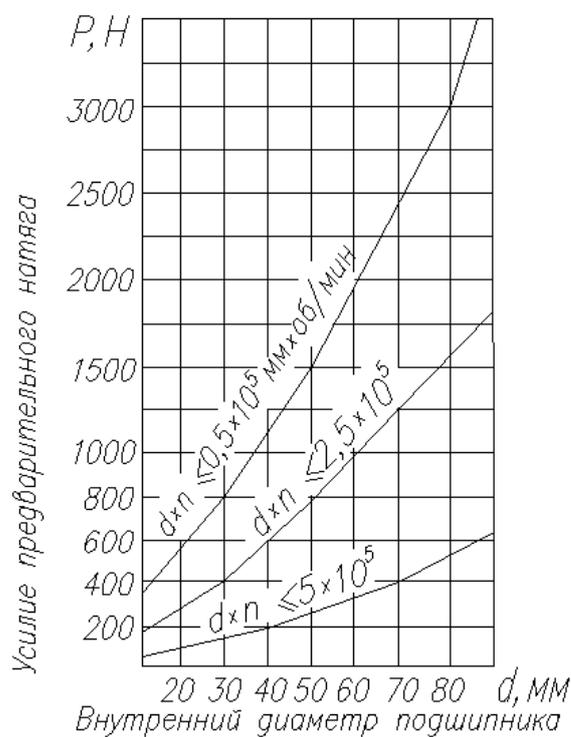


Рис. 22. Рекомендуемые усилия предварительного натяга для радиально-упорных подшипников: а – типа 36200, б – типа 36100

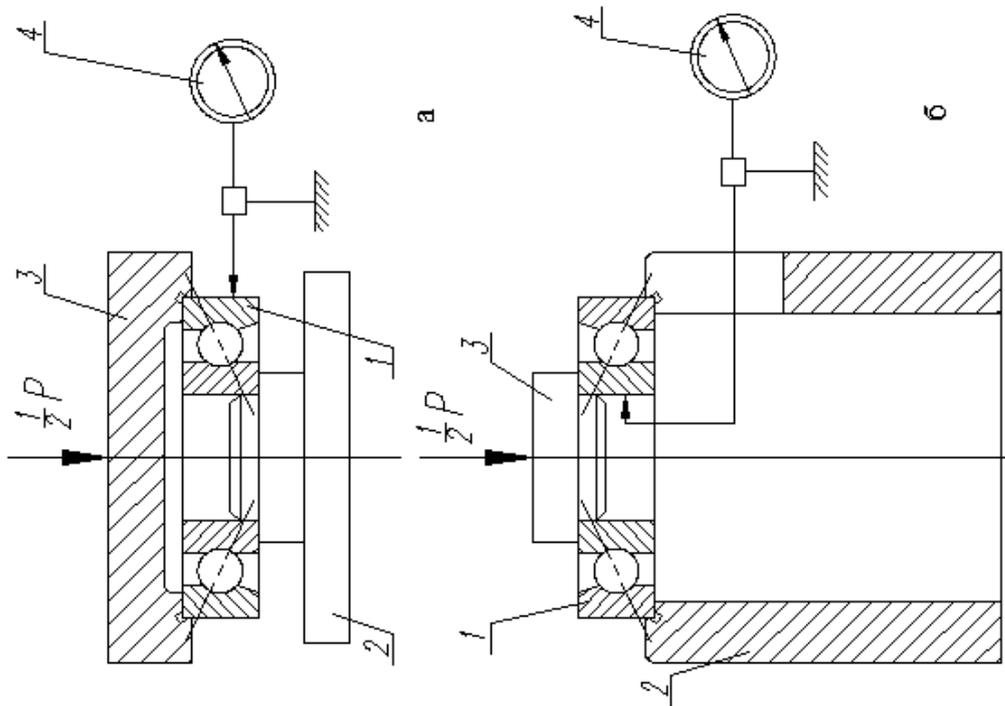


Рис. 23. Определение биения колец подшипников:

*а* – наружного; *б* – внутреннего

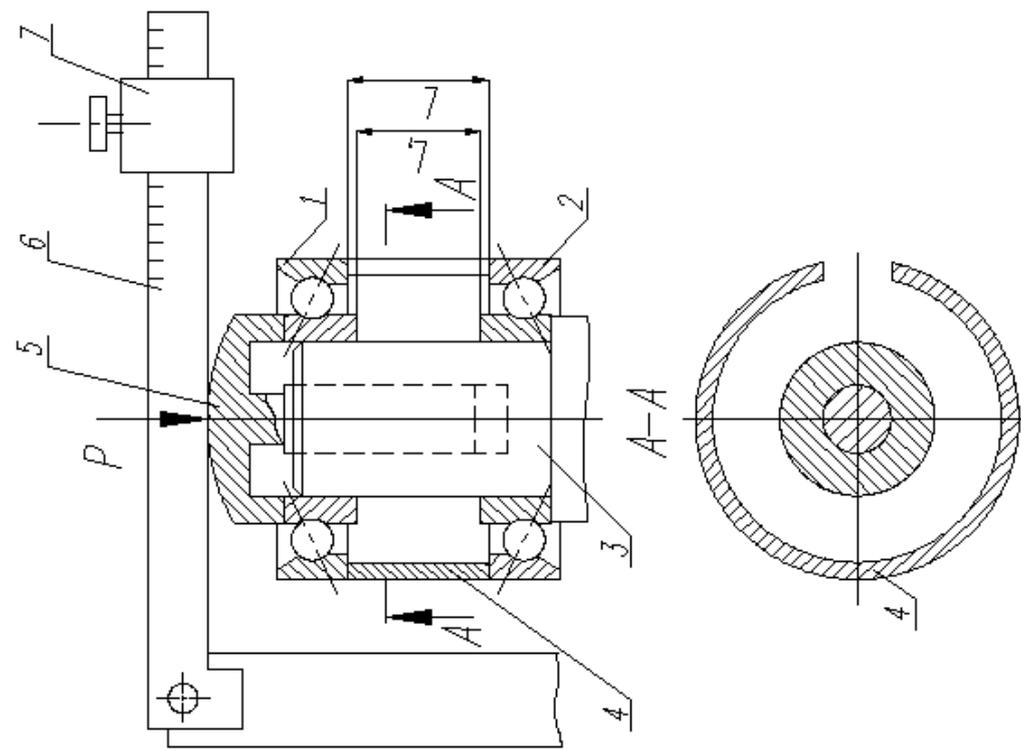


Рис. 24. Технологическая оснастка для дуплексации шариковых радиально-упорных подшипников по схеме «О»

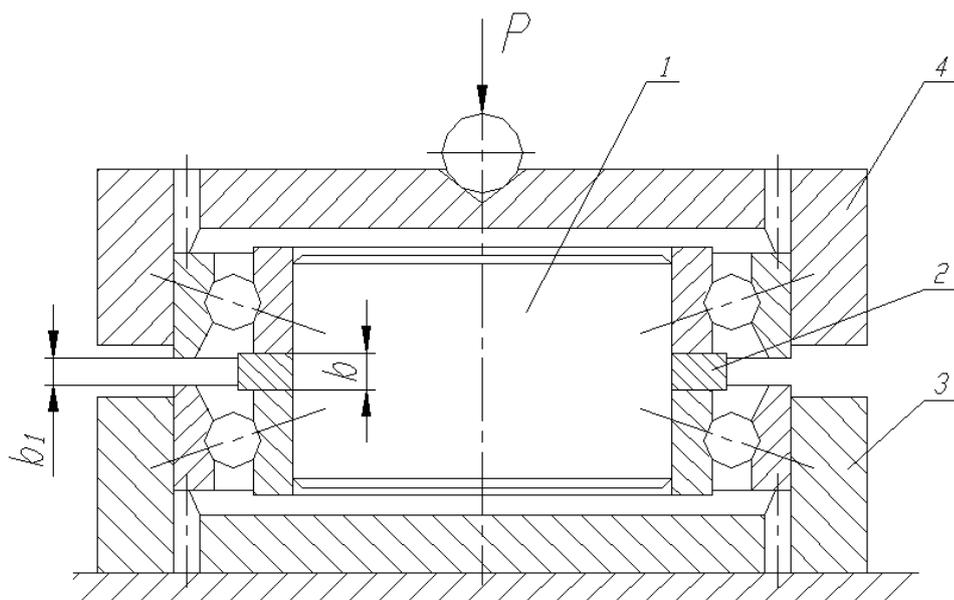


Рис. 25 Технологическая оснастка для дуплексации шариковых радиально-упорных подшипников по схеме «Х»

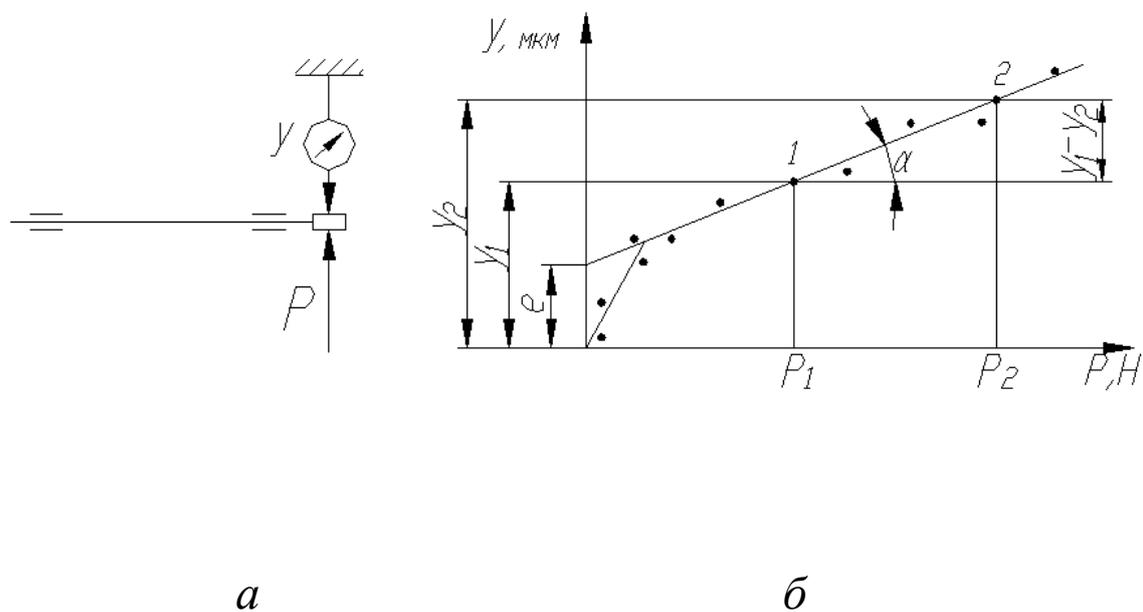


Рис. 26. Определение радиального зазора  $e$  и жесткости шпиндельного узла  $j$  методом отжима:  $a$  – схема нагружения шпинделя;  $b$  – график отжимов

#### 4.2. Регулирование величины зазора – натяга в роликоподшипниках 3182100 и 4162900

Величина зазора (натяга) в подшипниках 3182100 и 4162900 изменяется в результате напрессовки внутреннего кольца подшипника на коническую шейку шпинделя. В настоящее время известно много различных методов регулирования зазоров в подшипниках этого типа. Наибольший интерес представляют три метода регулирования: метод силового отжима; метод прямых промеров сопрягаемых деталей подшипников; расчетный метод.

**Метод силового отжима** можно применять не только для подшипников типа 318200, но и для подшипников других типов. Суть метода заключается в том, что шпиндель нагружают постепенно увеличивающейся радиальной силой  $P$  и одновременно фиксируют перемещения шпинделя  $Y$  в радиальном направлении (рис.26,а). По результатам измерений строят график отжимов (рис.26,б). Если в подшипнике есть зазор, то шпиндель сначала поворачивается вокруг задней опоры, а затем ролики подшипника передней опоры входят в контакт с дорожкой качения наружного кольца и график отжимов резко меняет форму. Отрезок, отсекаемый продолжением линейного участка на оси ординат определяет радиальный зазор в подшипнике.

Угол наклона  $\alpha$  линейного участка графика характеризует жесткость шпиндельного узла:

$$j = \operatorname{tg} \alpha = \Delta P / \Delta Y = \frac{P_2 - P_1}{Y_2 - Y_1}$$

где  $P_1$  и  $P_2$  – силы нагружения на линейном участке графика, Н;

$Y_1$  и  $Y_2$  – отжатия шпинделя в мкм. соответствующие силам  $P_1$  и  $P_2$ .

Жесткость и зазор шпиндельных узлов на сборочных или ремонтных участках можно контролировать с помощью упрощенного двухточечного измерения. После детального исследования станка – прототипа и получения эталонных значений по жесткости и величине зазора назначают две контрольные измерительные точки, т.е. такие значения нагрузки  $P_1$  и  $P_2$ , которые заведомо находились бы на линейном участке графика отжатий (точки 1 и 2 на рис. 26,б). При этом выбирают:

$$P_2 = 2P_1$$

Отжатия шпинделя контролируют лишь при двух указанных значениях нагрузки. Величины жесткости  $j$  и зазора  $e$  определяют по следующим формулам (см. рис.23,б):

$$j = \frac{P_1}{Y_2 - Y_1} > j_{\text{доп}};$$

$$e = 2 Y_1 - Y_2 ; \quad e_{\min} \leq 2 Y_1 - Y_2 < e_{\max},$$

где  $j_{\text{доп}}$  – минимальная допустимая жесткость, Н/мкм;  $e$  – фактический зазор в мкм;  $e_{\min}$ ,  $e_{\max}$  – наименьшее и наибольшее допустимое значение монтажного зазора в мкм.

Величины  $j_{\text{доп}}$ ,  $e_{\min}$ ,  $e_{\max}$  назначаются в соответствии с результатами испытаний станка – прототипа.

Осевую жесткость и зазор шпиндельного узла в осевом направлении определяют построением графиков отжатий, аналогичных описанному для радиальной жесткости.

**Метод прямых промеров сопрягаемых диаметров деталей подшипников** требует использования высокоточных специальных приборов и оснастки при помощи которых выполняют требуемые измерения. Из всех методов регулирования зазора-натяга в подшипниках 3182100 он является наиболее точным. Суть метода заключается в следующем.

Наружное кольцо разъемного подшипника аккуратно запрессовывается в гильзу шпинделя или корпус шпиндельной бабки. Далее, при помощи точного нутромера измеряют и записывают диаметр отверстия наружного кольца.

Шпиндель за фланец на переднем конце жестко крепится в приспособлении. Внутреннее кольцо подшипника с комплектом роликов слегка насаживается на коническую шейку шпинделя. Специальным прибором измеряют диаметр окружности охватывающей ролики подшипника. Разница между диаметром отверстия запрессованного кольца подшипника и диаметром окружности охватывающей ролики будет равна первоначальному максимально возможному зазору в подшипнике.

Для создания зазора нужной величины внутреннее кольцо подшипника при помощи регулируемой гайки 4 (см. рис. 16,а) смещают в осевом направлении. При этом с помощью прибора охватывающего ролики непрерывно контролируется диаметр окружности по роликам. При увеличении диаметра до величины соответствующей требуемому зазору (натягу) измеряют расстояние между торцом внутреннего кольца подшипника 1 и торцом шейки шпинделя 3. Это расстояние измеряют при помощи набора мерных плиток и в этот размер шлифуют дистанционное кольцо 2.

Для создания натяга диаметр по роликам должен быть несколько больше диаметра отверстия наружного кольца запрессованного в корпус. При этом последовательность регулировки и измерений такая же как и при установке зазора требуемой величины.

Недостатком описываемого метода является то, что запрессованное внутреннее кольцо подшипника необходимо снять с конической шейки шпинделя, чтобы установить дистанционное кольцо. В тех случаях, когда это возможно, дистанционное кольцо разрезается на два полукольца и

устанавливается в нужное место без демонтажа внутреннего кольца подшипника.

После установки дистанционного кольца регулировочная гайка затягивается и стопорится. При этом величина усилия затяжки гайки практически не влияет на величину установленного зазора-натяга.

**Расчетный метод** регулирования зазора-натяга в подшипниках типа 3182100 и 4162900 основан на применении зависимостей устанавливающих связь между величиной осевого смещения внутреннего кольца и изменением диаметра дорожки качения этого кольца. В свою очередь, расчет изменения диаметра отверстия наружного кольца в зависимости от заданной величины натяга в корпус выполняют по известной формуле Ляме. Точность регулирования монтажных зазоров в подшипниках на основе расчетов невысока. При помощи формул невозможно учесть погрешности шейки шпинделя и колец подшипника, фактический характер сопряжения наружного кольца подшипника с корпусом, влияние высоты микронеровностей сопрягаемых поверхностей и т.п.

#### **4.3. Универсальные способы оценки величины натяга по косвенным показателям**

Применимы при регулировании подшипников любых типов. К ним, в первую очередь, относятся способы оценки натяга по нагреву опор и по моменту трения в опорах. Способы весьма просты, но имеют низкую точность и на практике они используются в дополнение к другим методам и способам регулировки монтажных натягов в подшипниках.

**Регулировка зазора – натяга по нагреву опор.** В процессе регулировочных работ контролируют избыточную температуру подшипников в зависимости от времени работы станка. Нагрев опор при длительной работе станка ( в установившемся режиме) не должен превышать известных границ, но и не должен быть ниже определенного уровня. Если эти условия не выполняются – проводится дополнительная регулировка подшипников. Температуру подшипников измеряют с помощью термопар, устанавливаемых в отверстиях корпуса шпиндельной бабки так, чтобы они непосредственно касались наружных колец подшипников, либо с помощью термометров, устанавливаемых в отверстиях в корпусе шпиндельной бабки заполненных маслом для лучшей теплопередачи.

**Регулировка зазора-натяга по моменту трения.** По результатам исследования правильно собранного и отрегулированного станка – прототипа устанавливают величину момента трения покоя или движения (при медленном вращении). Измеряют момент трения с помощью рычага с грузом, гибкой тяги с пружинным динамометром или с помощью рычага и динамометра. Далее, в процессе регулировки подшипников шпиндельного узла ремонтируемого (собираемого) станка контролируют момент трения и добиваются чтобы его величина соответствовала значению полученному при испытаниях станка – прототипа.

Достоинство описанного метода – измерение очень простое и кратковременное. Однако еще в большей мере, чем при испытаниях на нагрев, стабильность регулировки подшипников зависит от постоянства их точностных параметров и сопряженных деталей шпиндельного узла.

#### 4.4. Подшипники с управляемым натягом

Расширение диапазона регулирования частоты вращения и повышение быстроходности шпиндельных узлов сделали необходимым создание подшипников с управляемым натягом.

В этих подшипниках при малых частотах вращения шпинделя натяг автоматически увеличивается и, обеспечивая существенное повышение жесткости, позволяет вести высокопроизводительную обработку заготовок на черновых режимах при больших силах резания.

При высоких скоростях резания, на чистовых режимах, натяг уменьшается до величины лимитируемой температурой нагрева подшипников. Жесткость подшипников шпинделя при этом иногда уменьшается в несколько раз по сравнению с черновыми режимами, но на высоких скоростях обработки, при малых силах резания, она и не требуется высокой.

На рис.27 представлена схема конического роликоподшипника типа 2-117732Л с управляемым натягом.

Между наружным кольцом подшипника 1 и внутренним кольцом 2 находится поршень 6 с уплотнительной манжетой 8. Через подводный канал 13 (пробка 12 выворачивается) в замкнутую поршневую полость от специальной насосной установки подводится масло. Давление его автоматически изменяется в соответствии с частотой вращения шпинделя. Увеличение давления масла сопровождается смещением поршня 6 влево, возрастанием силы действующей на ролики 3 и, следовательно, увеличением натяга в подшипнике.

На рис.28 изображена схема радиально-упорного шарикоподшипника, в котором, как и в предыдущем случае, при изменении частоты вращения шпинделя автоматически изменяется натяг. По сути это подшипниковый узел, включающий кроме подшипника 1 наружную корпусную обойму 2, внутреннюю обойму 3, поршень 4, уплотнения 5 и 6.

При подаче масла под высоким давлением через канал 7 в замкнутую полость, поршень 4 смещается влево и давит на наружное кольцо подшипника 1, создавая нужный натяг. Для предотвращения утечек масла из поршневой полости служат уплотнительная манжета 5 и резиновое кольцо 6.

Кроме этого, в деталях подшипникового узла имеется система каналов 8, по которым в зазор между кольцами подшипника подается масло для его смазки.



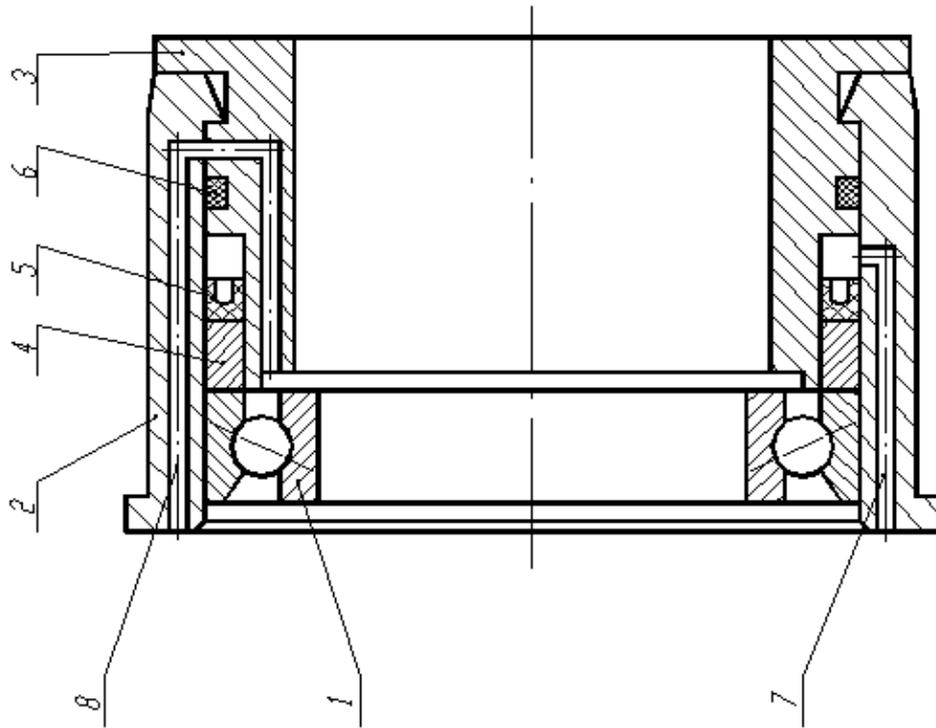


Рис. 28. Схема радиально-упорного шарикового подшипника с управляемым натягом

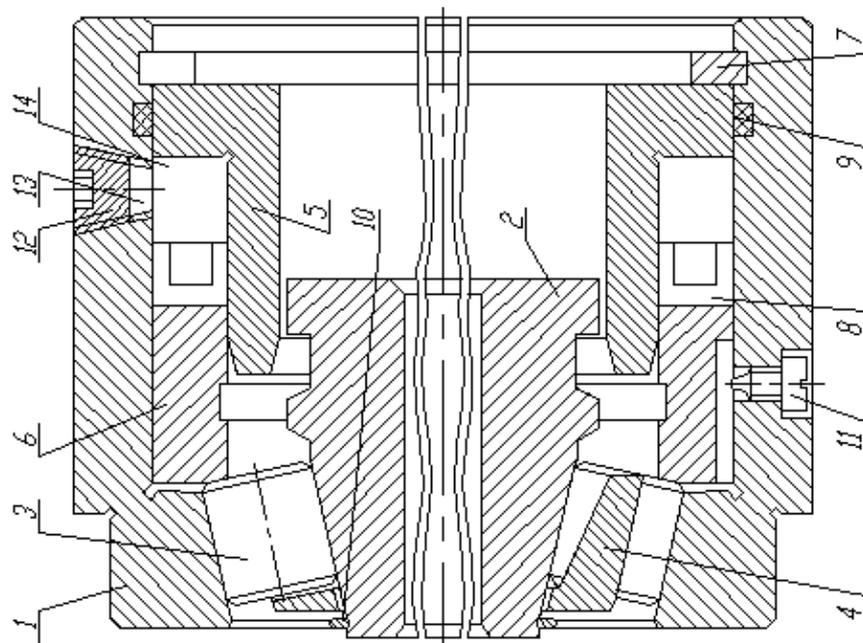


Рис. 27. Схема конического роликового подшипника типа 2-11732-Г с управляемым натягом

## 5. ПРИМЕРЫ ОПИСАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Проектирование шпиндельного узла завершается составлением описания его конструкции. В описании должна содержаться информация о подшипниках установленных в его опорах, регулировании в них зазора – натяга, монтаже и демонтаже подшипников, конструкции уплотнений опор, системе подвода и отвода смазки, конструкции приводного элемента, приспособления для закрепления заготовки или инструмента и других конструктивных элементах.

Ниже, в качестве примеров, даны описания конструкций шпиндельных узлов некоторых станков, а в приложении, на рис.П.1...П.33 приведены конструктивные схемы шпиндельных узлов станков различного типа и назначения.

Ш п и н д е л ь н ы й у з е л с т а н к а м о д. 1 6 К 3 0 В (рис.29) смонтирован на двух опорах.

В передней опоре установлены два подшипника: двухрядный роликоподшипник 28 (типа 3182100) и упорно-радиальный шарикоподшипник 26 (типа 178000). Первый подшипник воспринимает только радиальную нагрузку, второй – осевую.

Между внутренним кольцом роликоподшипника 28 и буртом шпинделя установлено дистанционное кольцо 32, определяющее величину предварительного натяга. На наружной поверхности дистанционного кольца выполнены маслосбрасывающие канавки с острыми кромками. Масло, сброшенное центробежными силами с острых кромок канавок, стекает по каналу отвода (показан штриховыми линиями) в полость шпиндельной бабки. Для облегчения демонтажа внутреннего кольца роликового подшипника с конической шейки шпинделя в переднем конце шпинделя предусмотрено отверстие, по которому при помощи плунжерного насоса нагнетается масло, осуществляющее гидроразжим внутреннего кольца. Наконечник плунжерного насоса ввертывается в резьбовое отверстие после вывертывания технологической пробки 35.

Между упорно-радиальным и роликовым подшипником установлено дистанционное кольцо 27, которое необходимо для осуществления силового замыкания подшипников в опоре относительно корпуса. Регулирование предварительного натяга в подшипнике 28 и фиксация обоих подшипников на шейке шпинделя осуществляется разрезной гайкой 25. Стопорение гайки на резьбе производится путем затяжки контрящего винта, стягивающего верхние половинки гайки с прорезью.

Передний конец шпинделя выполнен фланцевым с поворотной шайбой 36, что позволяет быстро снимать и закреплять патроны, без свинчивания крепежных гаек.

В задней опоре установлен один роликовый подшипник 3182100. Радиальный натяг-зазор в нем обеспечивается также как и в передней опоре – при помощи дистанционного кольца и регулировочной гайки 7.

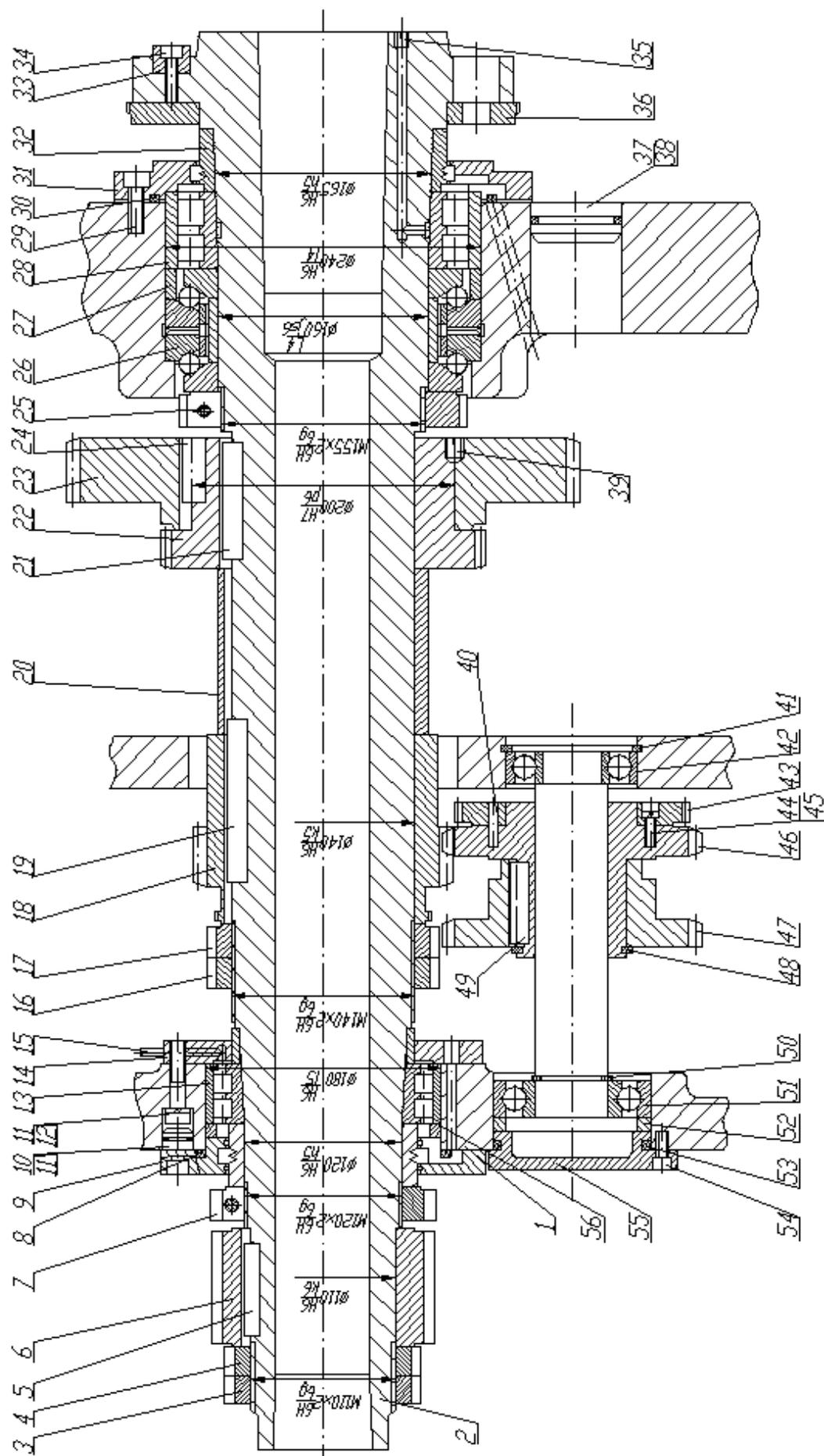


Рис. 29. Шпиндельный узел станка модели 16К30В

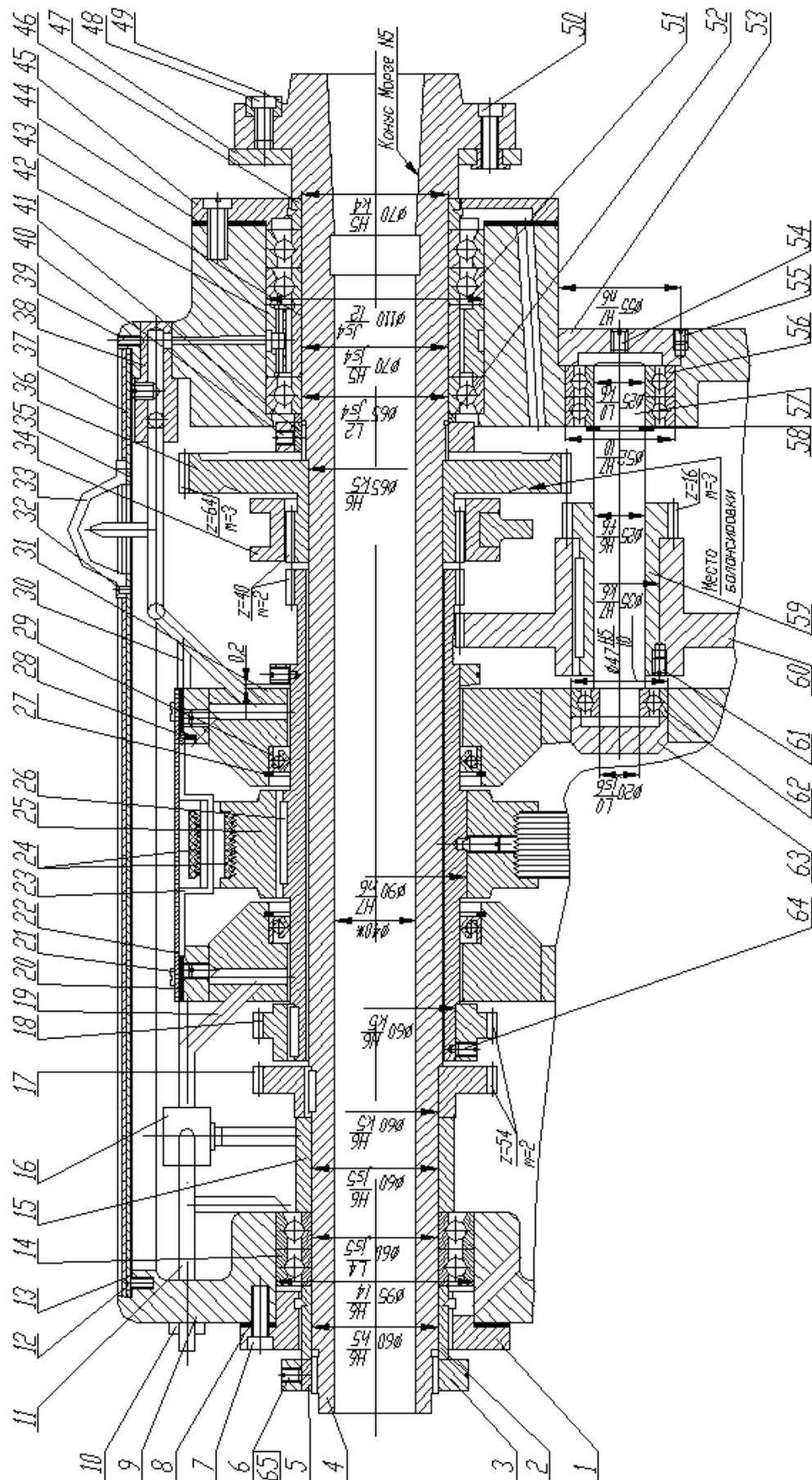


Рис. 30. Шпиндельный узел станка модели УТ16А

Защиту подшипников опор от загрязнений и предотвращение вытекания из них масла осуществляют щелевые уплотнения образованные кольцевыми щелями между отверстиями во фланцах 9 и 31 и шейками шпинделя.

Ш п и н д е л ь н ы й у з е л с т а н к а м о д. У Т 1 6 А (рис.30) смонтирован на высокоскоростных шариковых радиально-упорных подшипниках типа 36000К имеющих 2-й класс точности.

В передней опоре подшипники установлены по схеме триплекс-тандем-«О», в задней – дуплекс-«О». Подшипники обоих опор воспринимают как радиальную, так и осевую нагрузку. Задняя опора выполнена плавающей – между наружным кольцом подшипника 14 и фланцем 1 имеется зазор. При нагреве шпинделя происходит его удлинение и подшипники задней опоры вместе с концом вала беспрепятственно перемещаются в корпусе благодаря имеющемуся зазору. В противном случае, при нагреве, шпиндель бы выгнуло дугой, и он потерял точность.

Обе опоры имеют щелевые уплотнения, образованные кольцевыми зазорами между шейками шпинделя и поверхностями центральных отверстий во фланцах 1 и 45. Величина зазора кольцевой щели находится в пределах 0,1...0,2 мм. На проставочных втулках 2 и 46 выполнены маслосбрасывающие канавки с острыми кромками при помощи которых масло центробежными силами сбрасывается на поверхности проточек выполненных во фланцах 1 и 45 и, далее, стекает по каналам в нижнюю полость шпиндельной бабки.

Предварительный натяг в передней опоре между первым и вторым подшипником (справа - налево), установленных по схеме «спина к спине» или дуплекс-тандем, обеспечивается за счет подшлифовки торцев колец подшипников. Второй и третий подшипник установлены по схеме дуплекс «О». Натяг в них осуществляется за счет дистанционных втулок 42 и 43 имеющих разную длину (втулка 43 короче втулки 42).

Гайка 40 при завинчивании, воздействует на проставочное кольцо 52, далее, по цепочке - третий подшипник, дистанционные втулки 42 и 43, второй и первый подшипник, проставочная втулка 46 – обеспечивает силовое замыкание всех деталей опоры на бурт шпинделя. Стопорение гайки 40 от самоотвинчивания осуществляется стопорным винтом 40, который при завинчивании упирается в медную прокладку 41, выполненную в виде шпонки, и вдавливают ее в витки резьбы на теле шпинделя.

Смазка к подшипникам передней опоры подводится по каналу в корпусе шпиндельной бабки и отверстию в дистанционной втулке 42.

Предварительный натяг в подшипниках задней опоры осуществляется за счет подшлифовки внутренних колец подшипников. Силовое замыкание всех деталей этой опоры (втулка 2, подшипники, втулка 15, шестерня 17) на тело шпинделя осуществляется при помощи гайки 3. Масло к подшипникам этой опоры подается по медной трубке от централизованной системы смазки.

Шпиндельный узел разгружен от действия радиального усилия со стороны поликлинового ремня 24, передающего при помощи шкива 25 крутящий момент на шпиндель. Шкив 25 смонтирован на длинной втулке, которая вращается на гидростатических подшипниках в корпусе шпиндельной бабки. Таким образом, радиальное усилие от ремня на шпиндель не передается и он не подвергается действию изгибающего момента, что благоприятно сказывается на точности обработки.

Для предотвращения попадания масла из гидростатических подшипников на поликлиновый ремень служат резиновые армированные манжеты 29.

Ш п и н д е л ь н ы й у з е л с т а н к а м о д. 6 Н 8 1 (рис.31). Передняя опора шпинделя этого станка содержит два шариковых радиально-упорных подшипника типа 46000 установленных по схеме дуплекс-«О». Она воспринимает радиальную и осевую нагрузку. Предварительный натяг в подшипниках создается при помощи регулировочной гайки 11, которая при завинчивании передает усилие через проставочное кольцо 12 на внутреннее кольцо левого подшипника. При этом на внутреннее кольцо правого подшипника от бурта шпинделя через шайбу 15 передается встречное усилие. Между подшипниками в данной опоре установлено лишь одно дистанционное кольцо. Отсутствие второго дистанционного кольца между подшипниками является недостатком описываемой конструкции опоры, требует высокой квалификации и опыта при регулировке предварительного натяга. При регулировании можно либо перетянуть подшипники, что приведет к их преждевременному износу, либо недотянуть, что обусловит низкую жесткость опоры и, как следствие, недостаточную виброустойчивость и точность обработки. Трудоемкость обеспечения предварительного натяга в опоре с одним дистанционным кольцом также весьма велика, так как обычно требует одновременного применения целого ряда методов для оценки величины устанавливаемого предварительного натяга (по моменту трения, температуре нагрева опор, силовому отжиму и т.п.). Поэтому использовать способ дуплексации подшипников при помощи одного кольца крайне нежелательно, особенно в условиях серийного выпуска станков.

Для предотвращения вытекания масла из передней опоры служит маслоотражательная шайба 15, сбрасывающая основной поток смазки в наклонный дренажный канал, по которому она стекает в полость бабки. Кроме этого, передняя опора имеет целевое уплотнение в виде кольцевого зазора величиной 0,15...0,2 мм между фланцем 14 и шейкой шпинделя. На шейке шпинделя выполнены маслосбрасывающие канавки с острыми кромками, которые рвут и сбрасывают масляную пленку с поверхности вращающегося вала в тот же дренажный канал. За счет зон повышенного давления, создающихся в узкой кольцевой щели аэродинамическими потоками воздуха, уплотнение достаточно эффективно предотвращает опору и от попадания различных загрязнений извне.

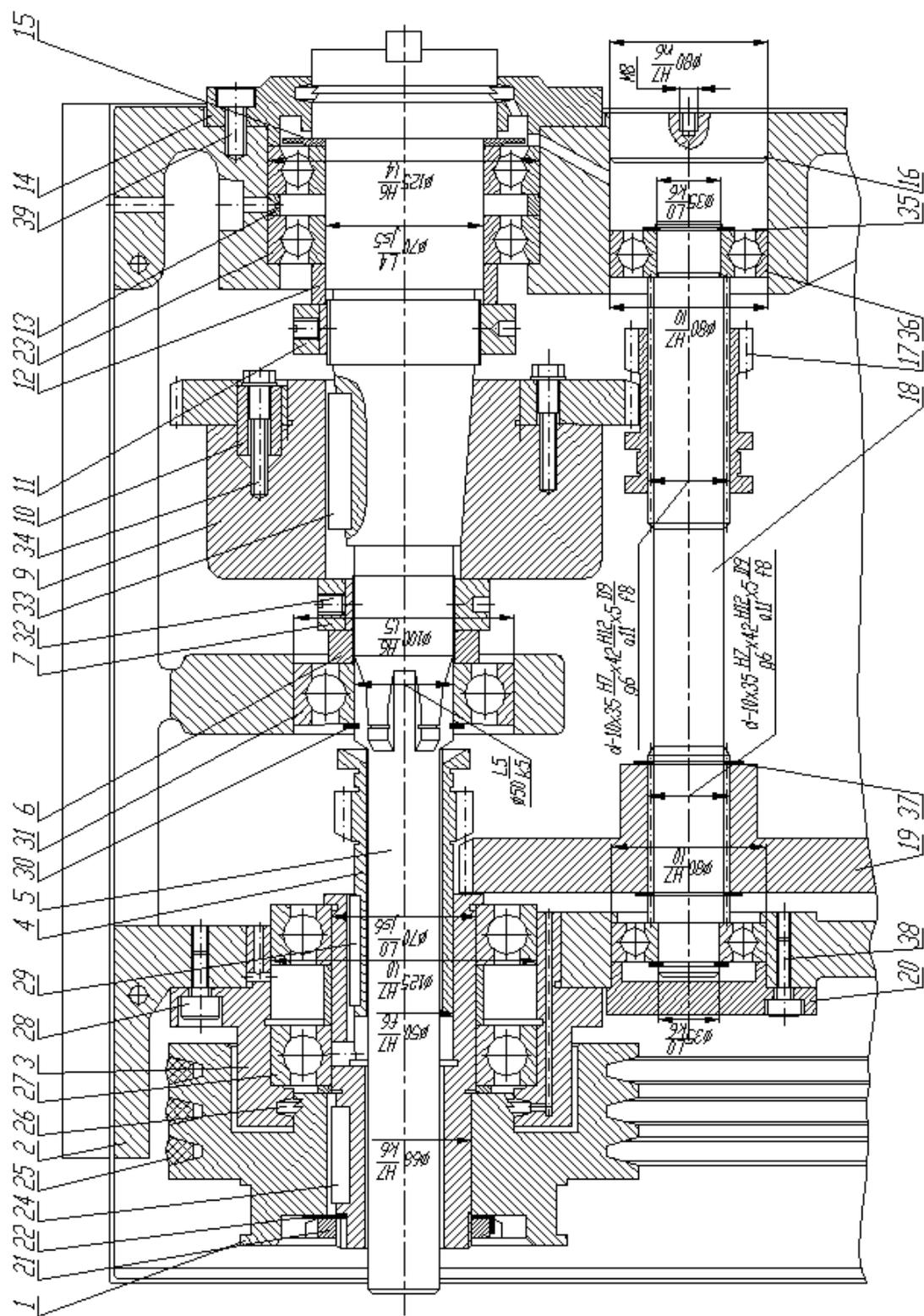


Рис. 31. Шпиндельный узел станка модели 6Н81

Задняя опора шпиндельного узла смонтирована на шариковом радиальном подшипнике 31 воспринимающем только радиальную нагрузку. Предварительный натяг в подшипнике не регулируется. Он базируется на шейке шпинделя имеющей пазы от выхода фрезы при нарезании шлицев. Это следует отнести к недостаткам конструкции задней опоры, т.к. помимо сложности создания требуемого натяга между сопрягаемыми поверхностями снижается контактная жесткость стыка между внутренним кольцом подшипника и шлицевой шейкой шпинделя.

Шпиндельный узел имеет разгруженный приводной шкив 1, который смонтирован на двух шарикоподшипниках 27 установленных в корпусе. Положительным является то, что изгибающее усилие от ремней не передается на консольную часть заднего конца шпинделя и не деформирует его. Передача крутящего момента от шкива на шпиндель напрямую производится через шлицевое зацепление при смещении втулки 4 вправо. Передача крутящего момента через перебор осуществляется при смещении втулки 4 влево, обеспечивая зацепление шестерни на втулке с зубчатым колесом 19 перебора. Одновременно с этим смещается и шестерня 17, входя в зацепление с зубчатым колесом 11 передающим вращение непосредственно на шпиндель.

В пролетной части шпинделя смонтирован массивный маховик 9, способствующий снижению динамических нагрузок на шпиндель при прерывистом (ударном) характере процесса резания заготовок торцовыми фрезами.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Шпиндельные узлы токарных станков

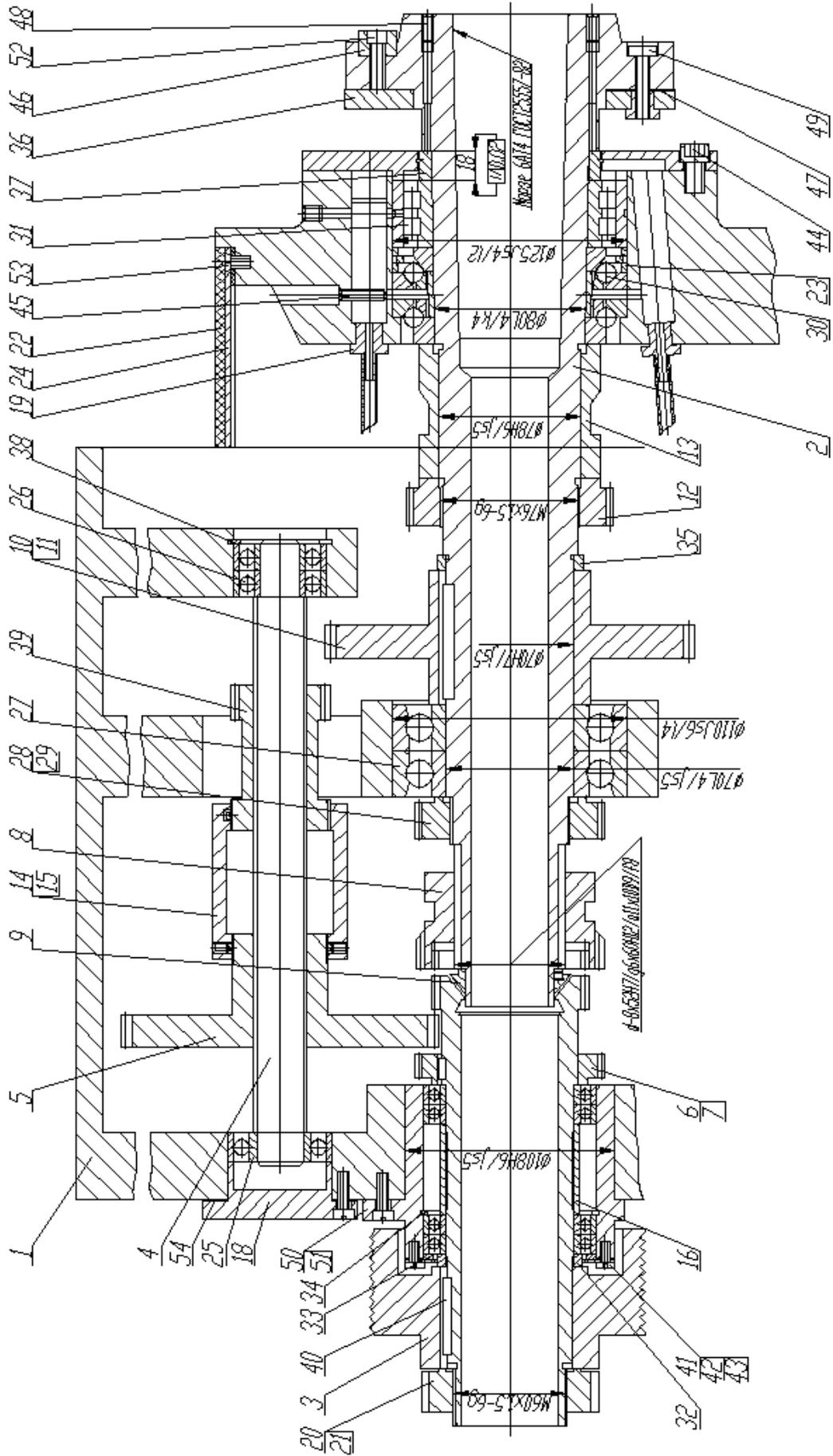


Рис. А.1. Шпиндельный узел станка модели УТ320В







Продолжение приложения А

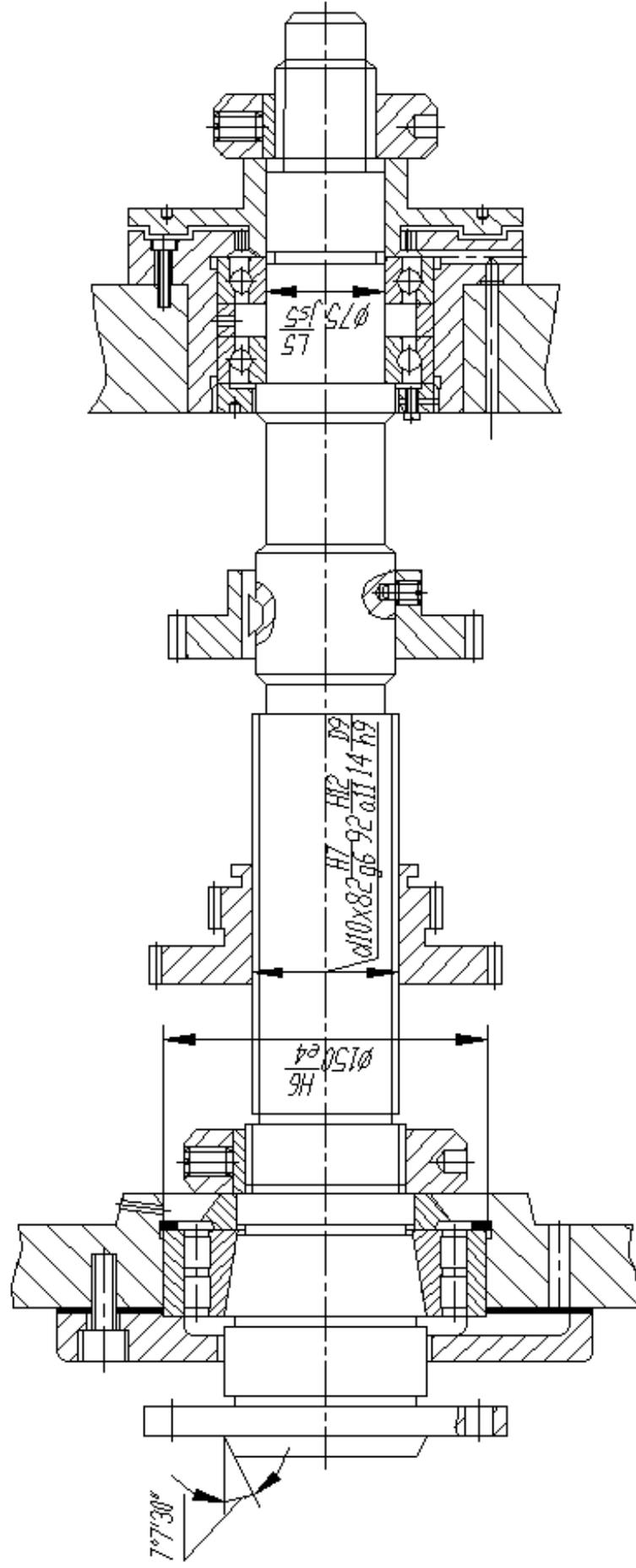


Рис. А5. Шпиндельный узел токарно-винторезного станка средней быстроходности

Продолжение приложения А

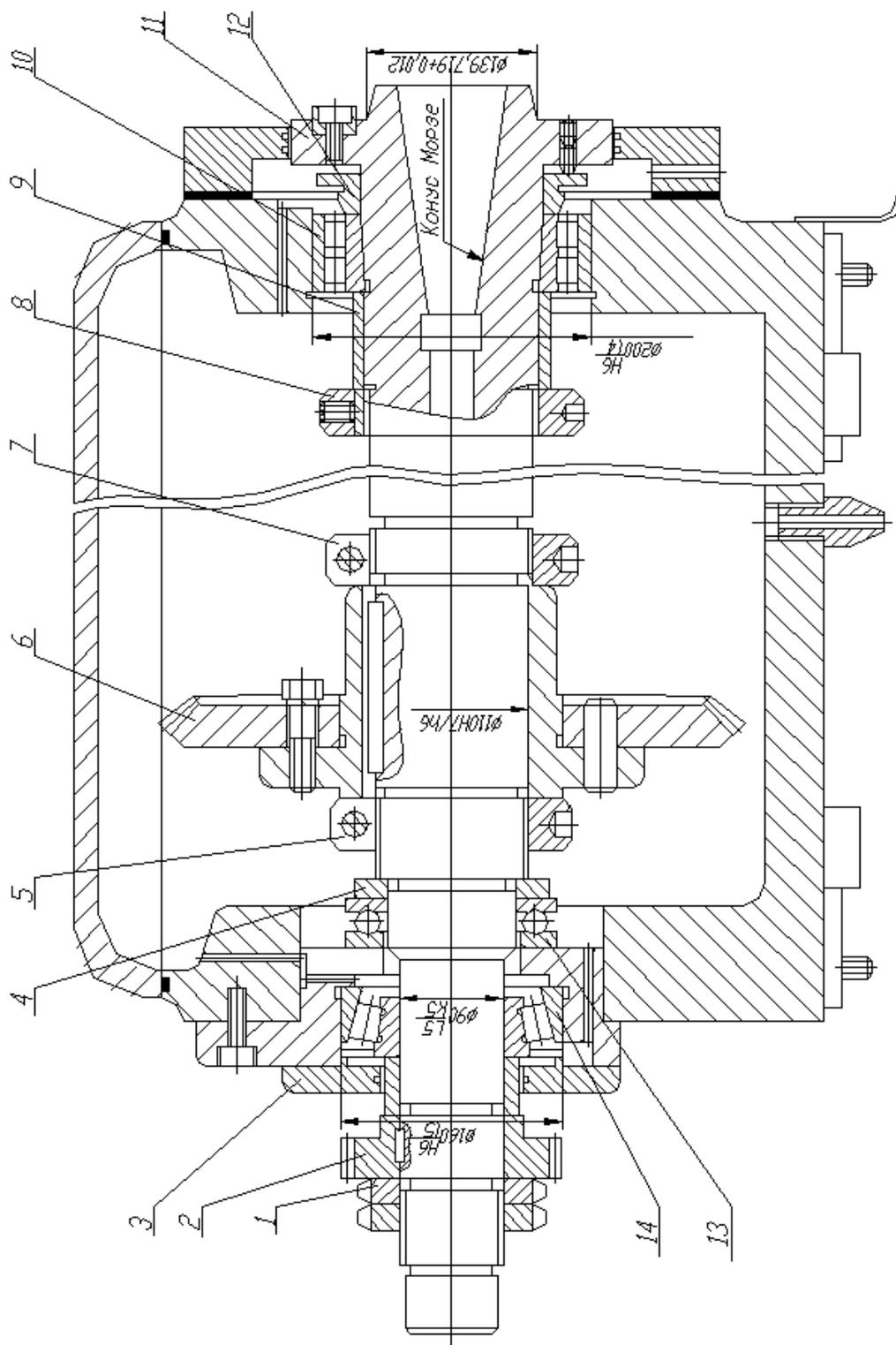


Рис. А6. Шпиндельный узел токарного многолезцового полуавтомата

Окончание приложения А

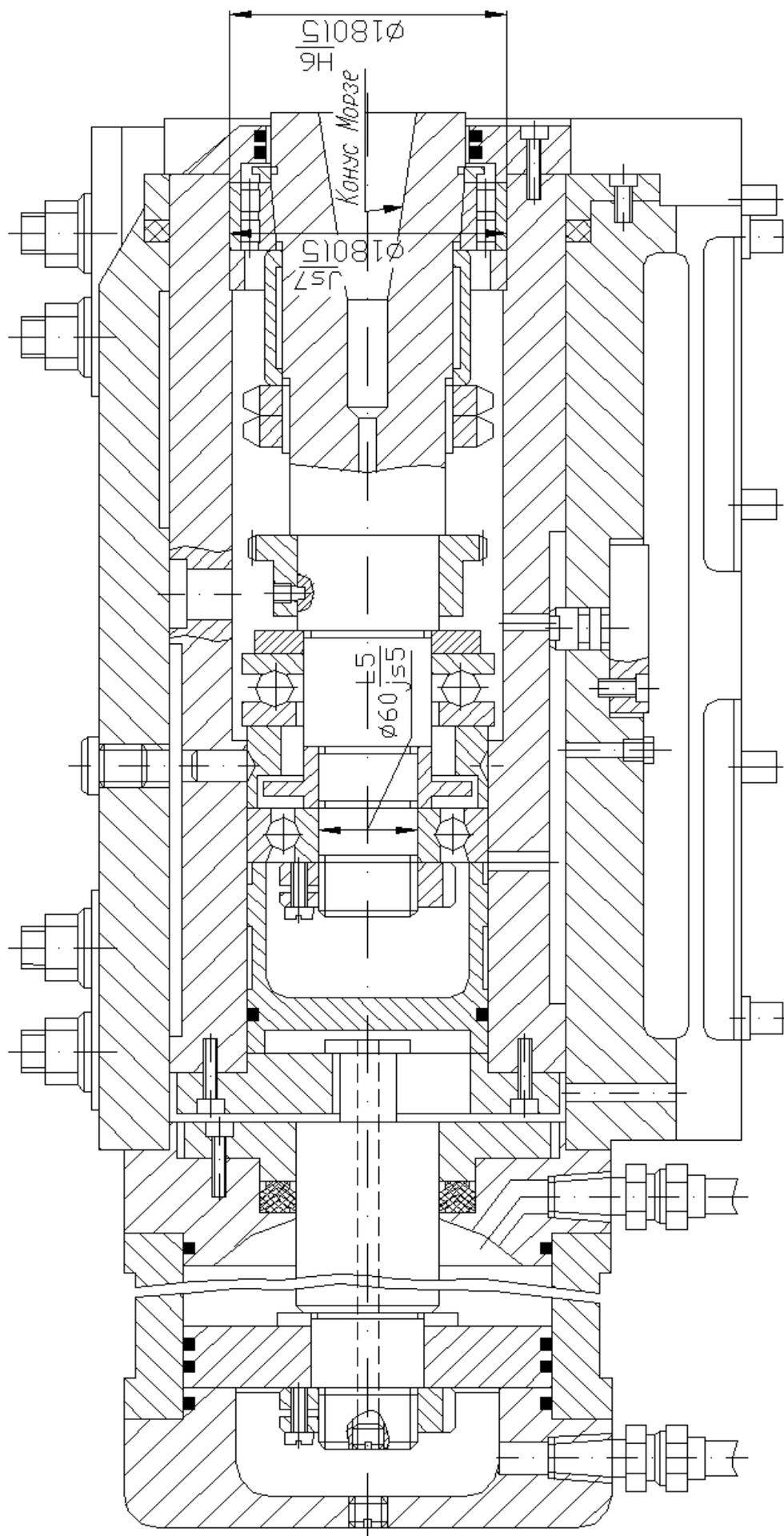


Рис. А7. Шпиндельный узел задней бабки токарного многорезцового копировального полуавтомата





Продолжение приложения Б

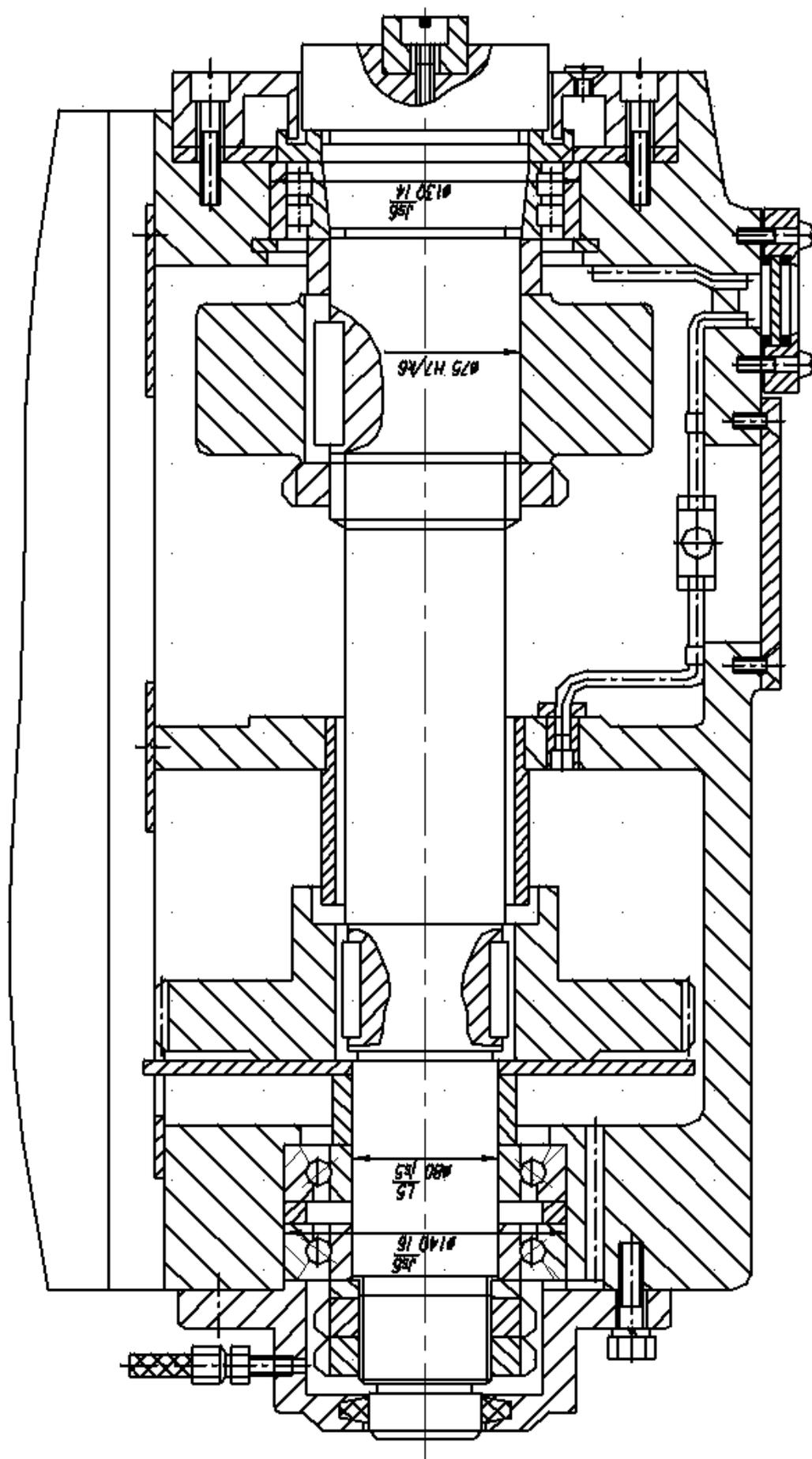


Рис. Б3. Шпиндельный узел вертикально-фрезерного станка средней быстроходности

Продолжение приложения Б

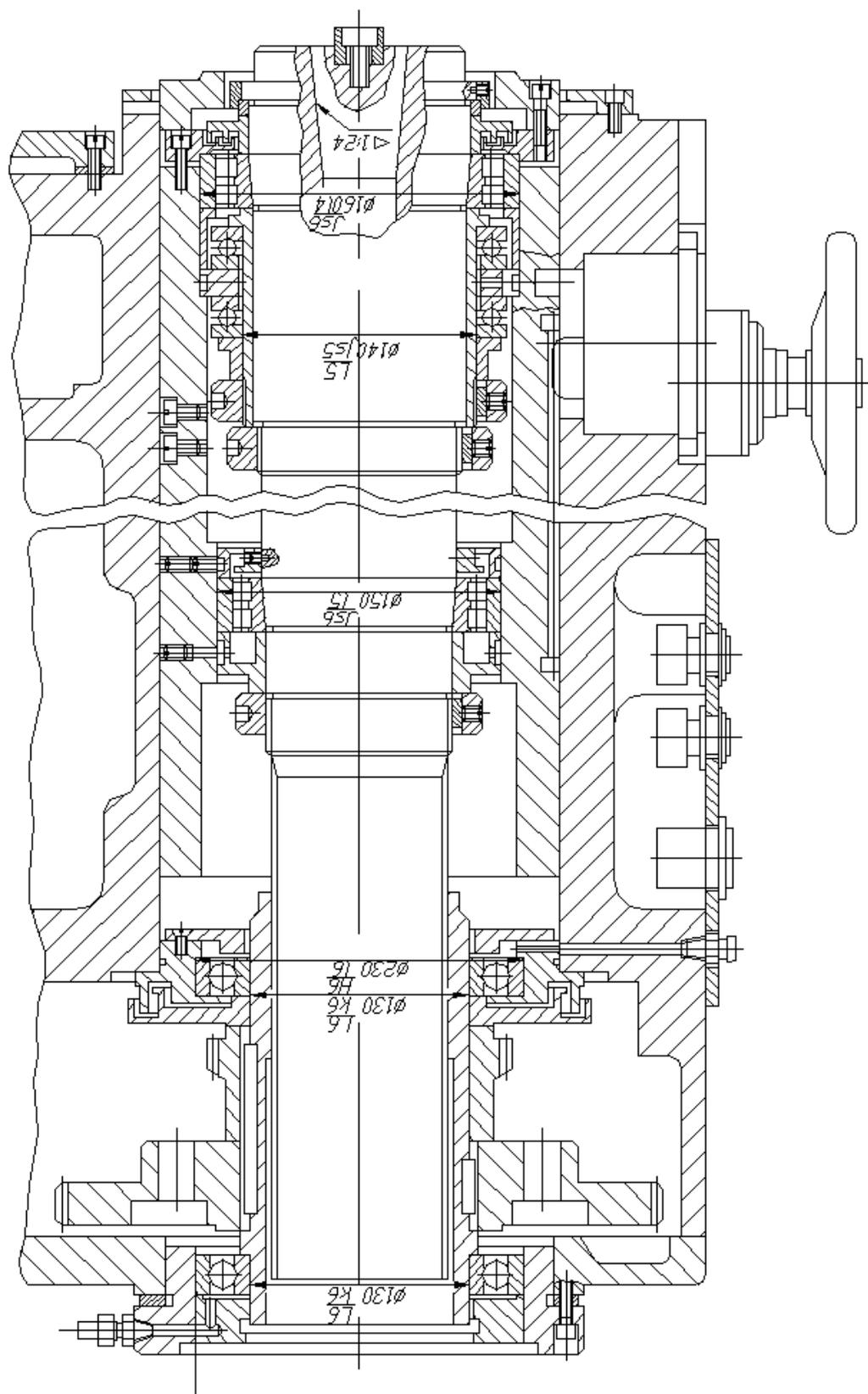


Рис. Б4. Шпиндельный узел вертикально-фрезерного станка

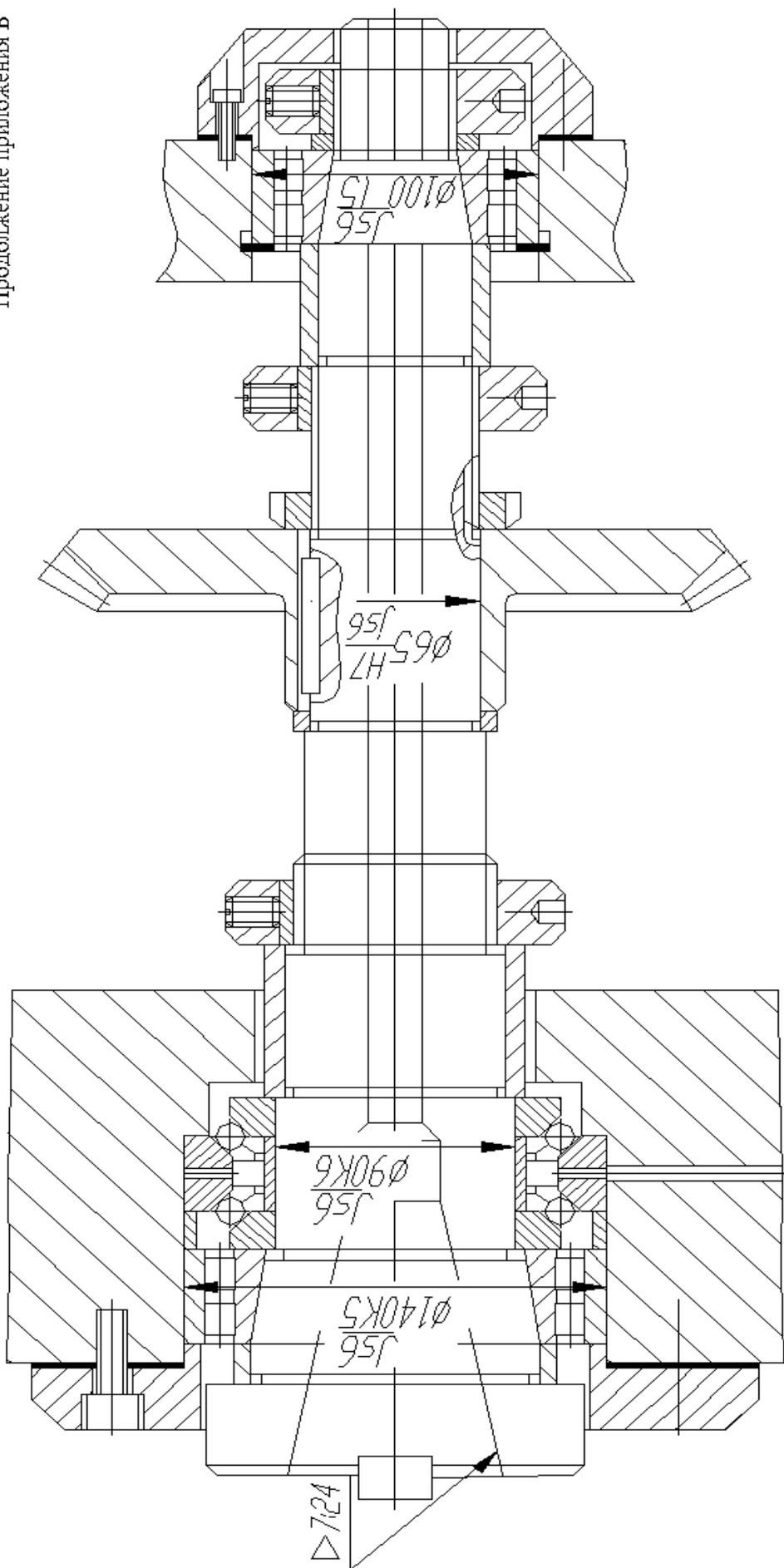


Рис. Б5. Шпиндельный узел фрезерного станка с конической приводной шестерней

Продолжение приложения Б

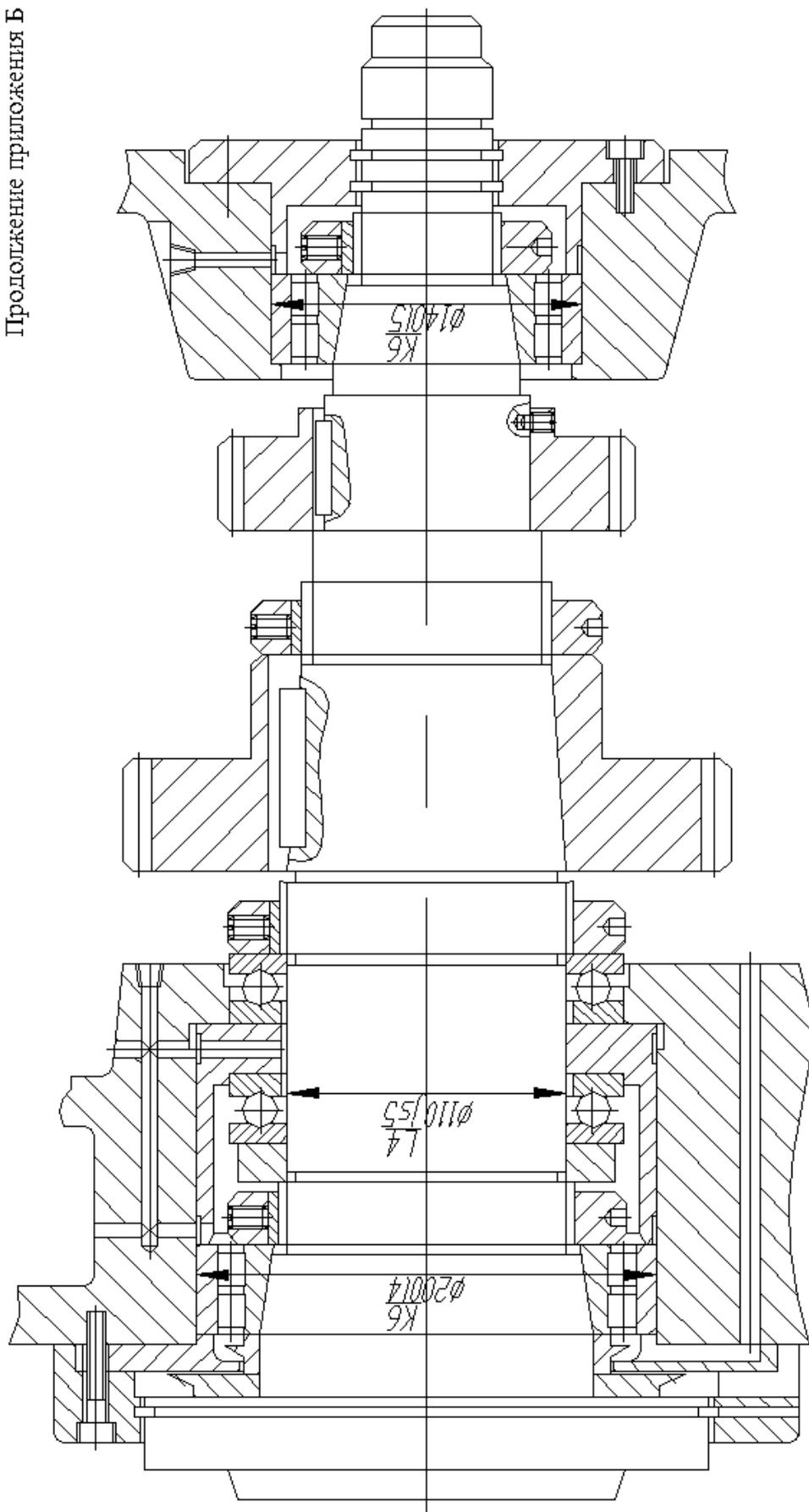


Рис. Б6. Шпиндельный узел специального фрезерного станка малой быстроходности



Продолжение приложения Б

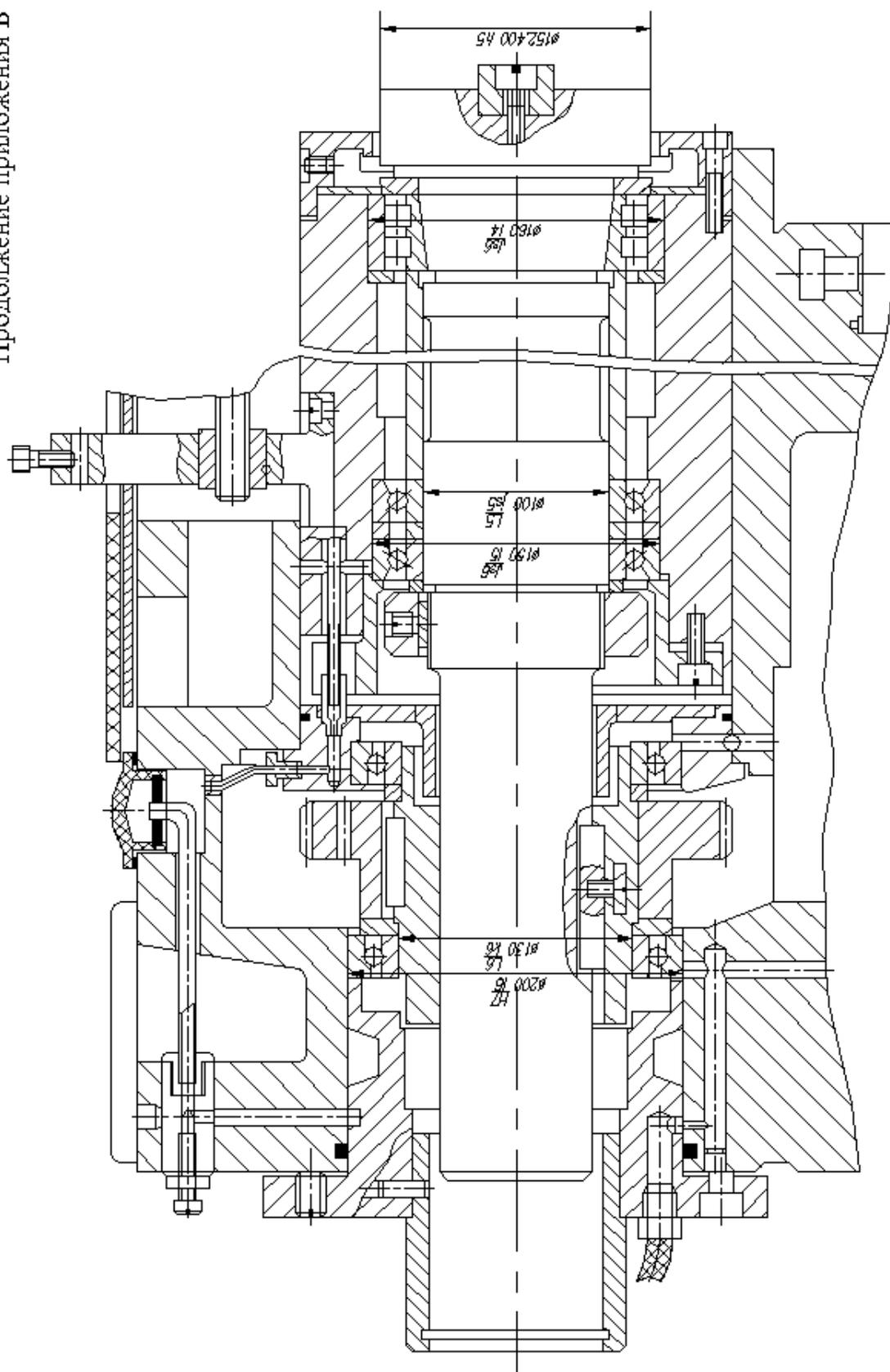


Рис. Б8. Шпиндельный узел консольно-фрезерного станка с разгруженной приводной шестерней



Шпиндельные узлы шлифовальных станков

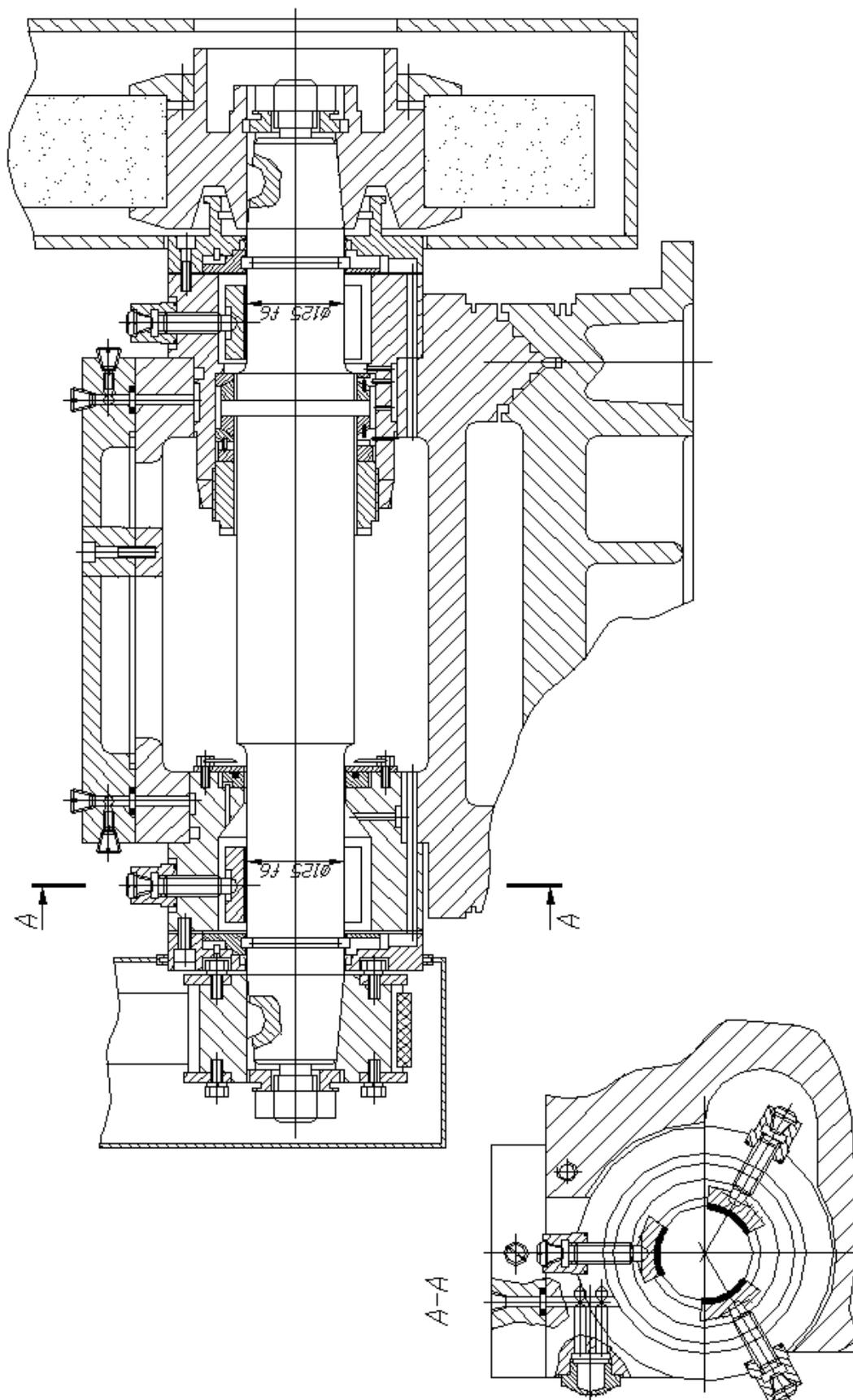


Рис. В1. Шпиндельный узел круглошлифовального станка

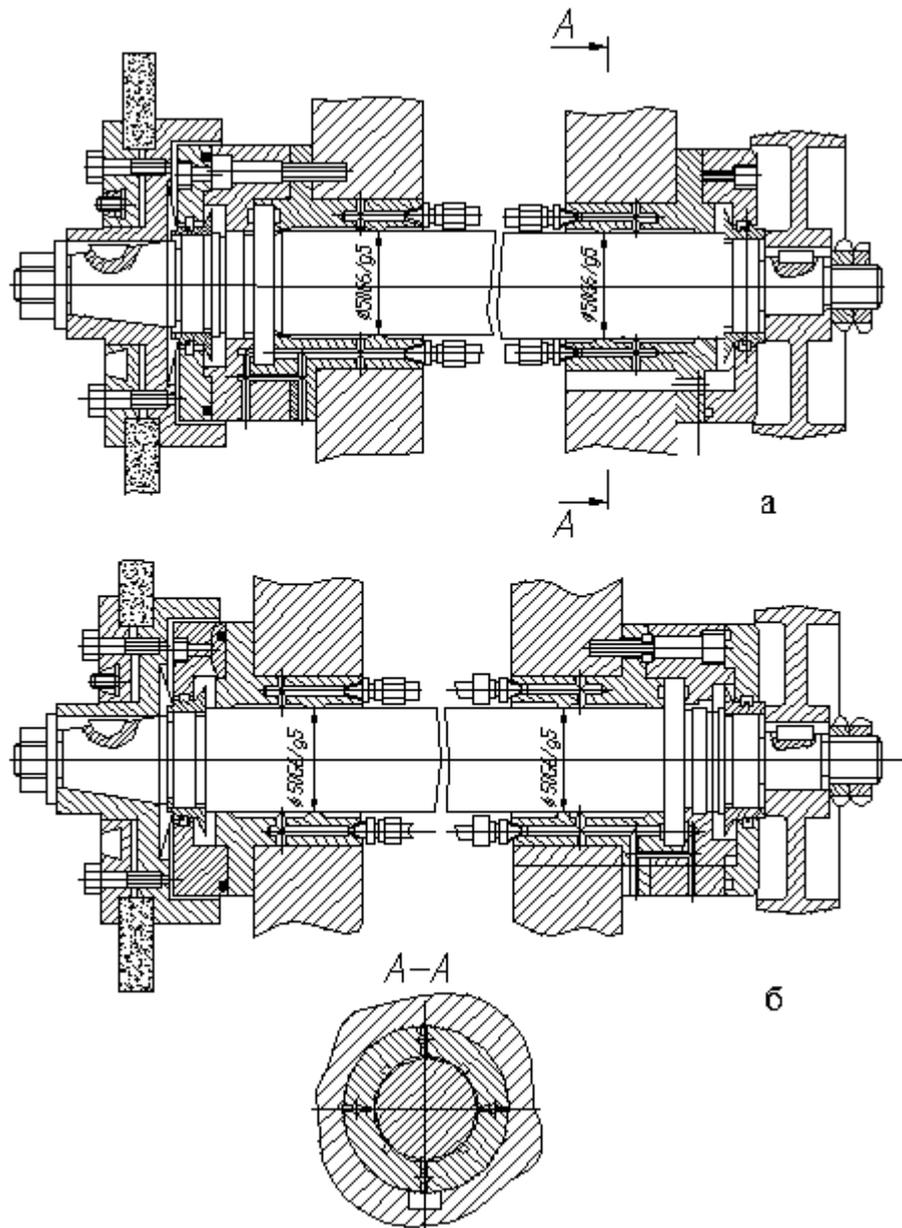
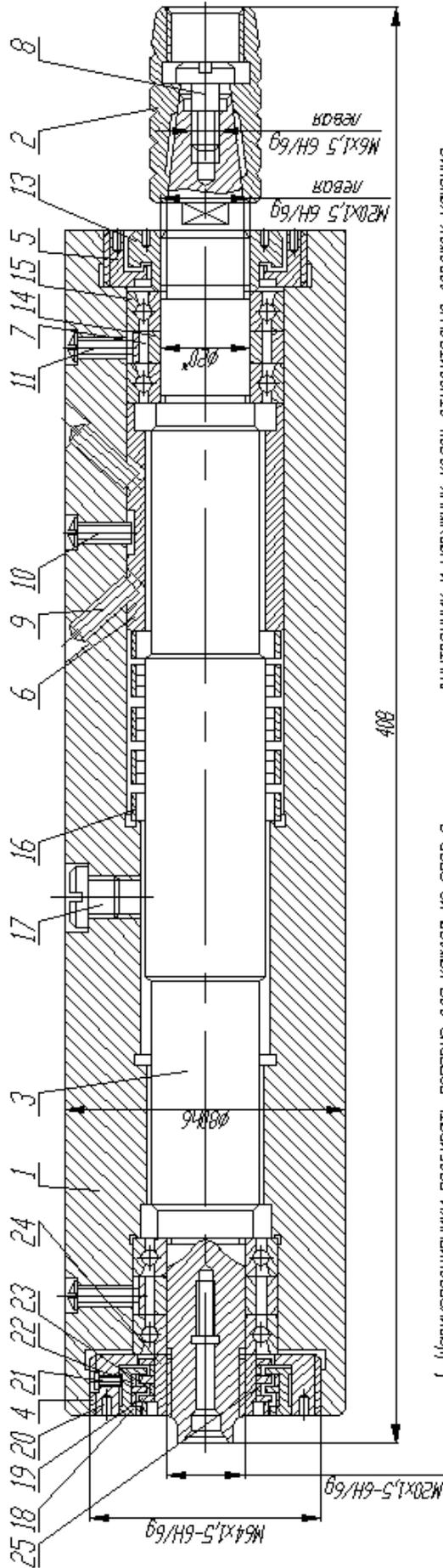


Рис. В2. Конструктивные схемы шпиндельных узлов шлифовальных станков с гидростатическими подшипниками:

*a* – с расположением упорного бурта в передней опоре

*б* – с расположением упорного бурта в задней опоре

## Окончание приложения В



1. Шарикоподшипники подбирать попарно для каждой из опор с одинаковыми наружными и внутренними посадочными диаметрами. Допусковое отклонение  $0,002$  мм.
2. Подшипники подбирать попарно с одинаковыми по величине биениями наружных и внутренних колец. Допусковое отклонение  $0,002$  мм.
3. На шарикоподшипниках должны отмечаться места наибольшего биения и они должны устанавливаться на шпинделе и в корпусе так, чтобы место наибольшего биения у всех подшипников лежало на одном направлении и в одной радиальной плоскости.
4. Размеры посадочных шеек  $\varnothing 20$  выполнять в соответствии с фактическими размерами посадочных диаметров внутренних колец подшипников, обеспечив зазор  $+0,002$  мм. Наибольшие биения посадочных шеек  $\varnothing 20$  шпинделя должны быть направлены в противоположные стороны наибольшего биения внутренних колец подшипников.
5. Посадочные места под подшипники в корпусе притираются током, чтобы был обеспечен зазор в пределах  $+0,004-0,006$  мм.
6. Подобранные подшипники проверить по торцевому биению

7. Соборанный шпиндель подвергнуть динамическому балансировочному устройству. Устранение дисбаланса производить за счет съема металла на внешней поверхности дет. 13 и 12. Допусковая дисбаланс не более  $0,02$  гсм.
8. Соборанный шпиндель подвергнуть предварительной обкатке на скорости  $n=24000$  об/мин в течение 2-х часов и на скорости  $n=40000$  об/мин в течение 3-х часов.
9. После обкатки производится проверка шпинделя по нормам точности по ГОСТ 25-72 для шпинделя класса точности 7м.
  10. При обкатке шпинделя на скорости  $n=40000$  об/мин выборочно шпиндели подвераются на шшм 1 шт. на 20 шт. изготовленных. Частотный спектр не должен превышать нормативной кривой ПС-75 по нормам стабильности Н89-10.
  11. Если шпиндели подвергаются закалке специально для работы на постоянной скорости, то подшипники заполняются смазкой типа ВНИИТ-223 или ВНИИТ-228 в количестве  $1 \text{ см}^3$  (1г) на один подшипник. Допусковая температура корпуса при работе не должен превышать  $20-25^\circ\text{C}$  сверх окружающей среды.

Рис. В3. Шпиндель внутришлифовальный с ременным приводом

Шпиндельные узлы станков с ЧПУ

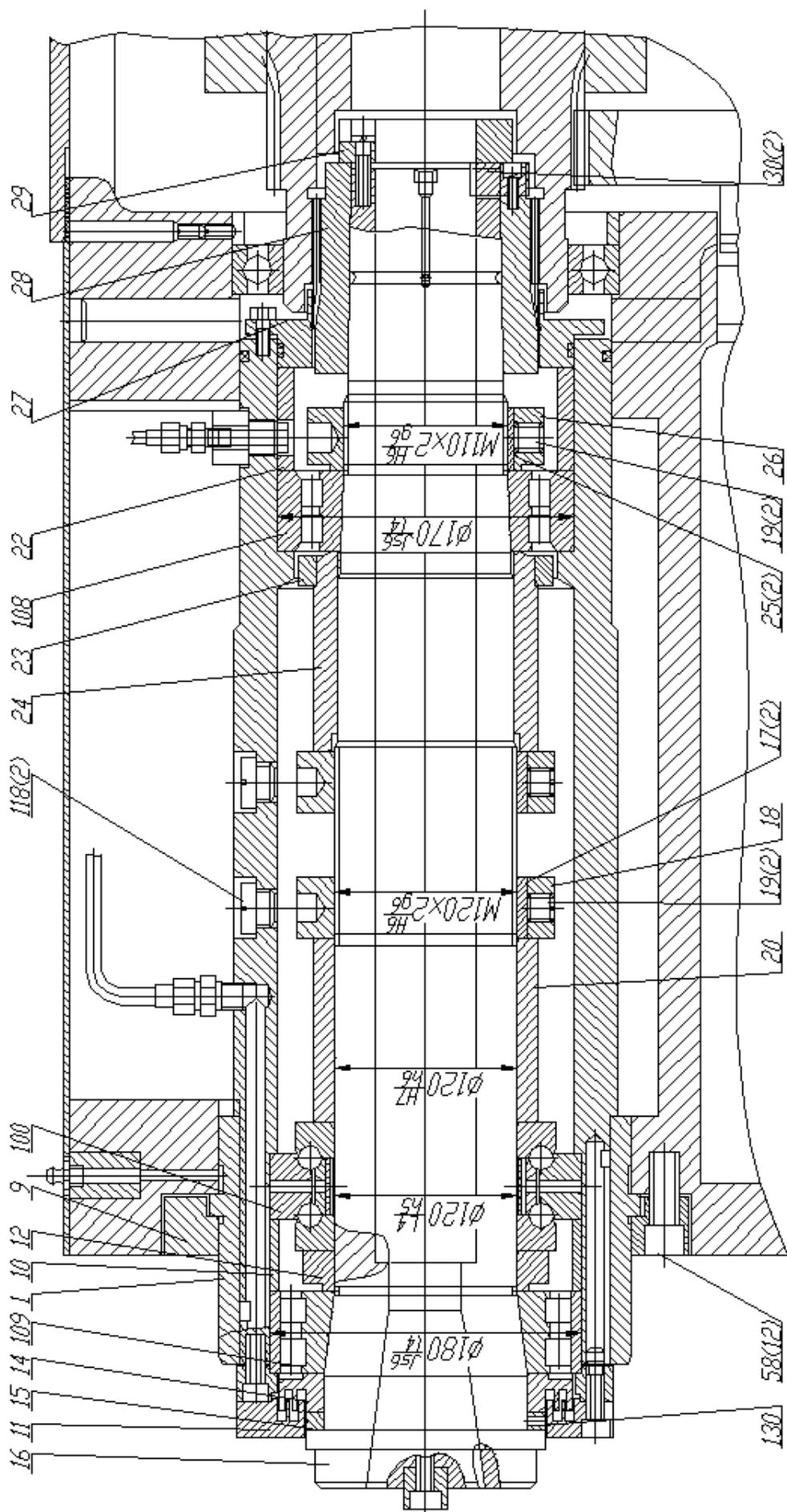


Рис. Г1. Шпиндельный узел станка модели 65A60MФ4

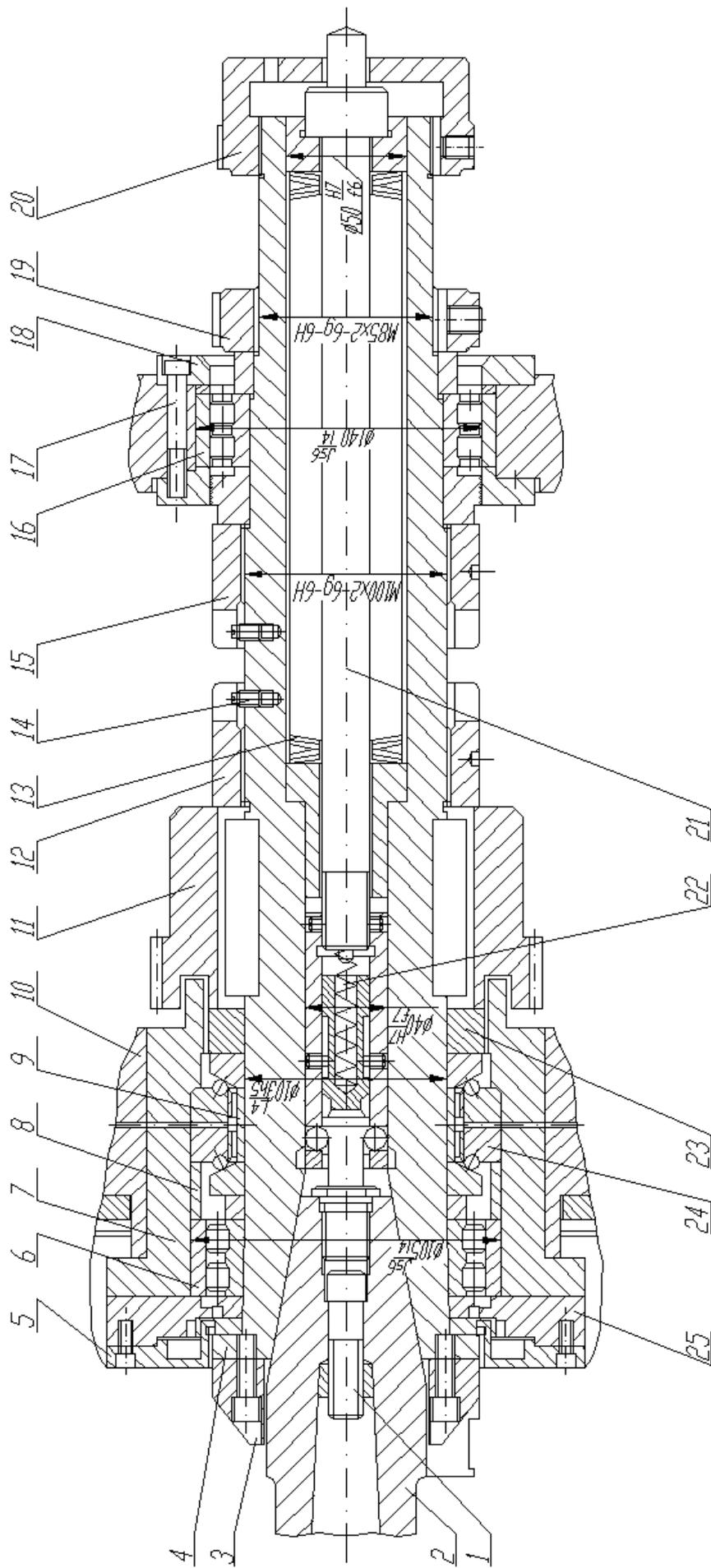


Рис. Г2. Шпиндельный узел многоцелевого станка с автоматическим зажимом инструмента

Продолжение приложения I

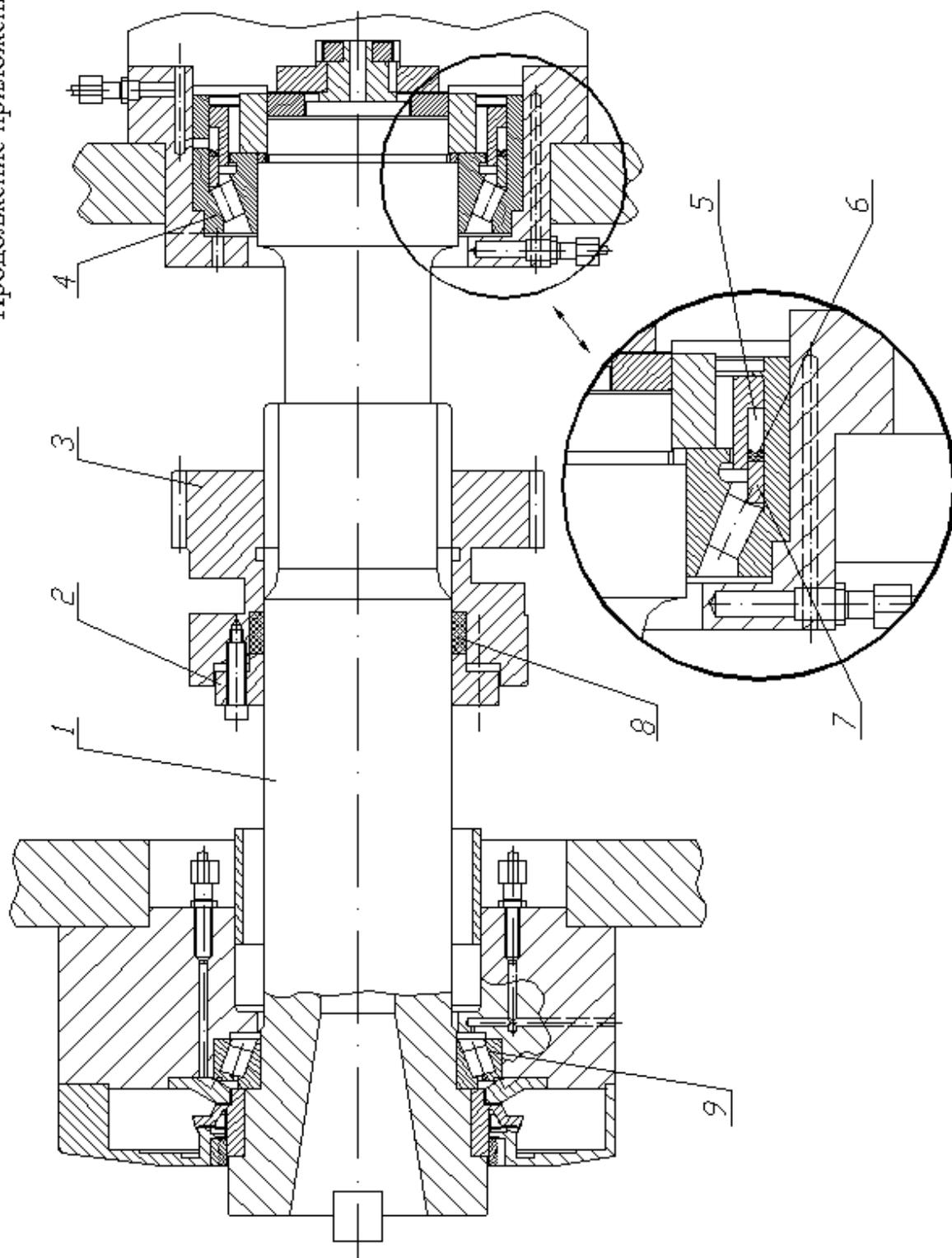


Рис. I 3. Шпиндельный узел многоцелевого станка на подшипниках с управляемым натягом

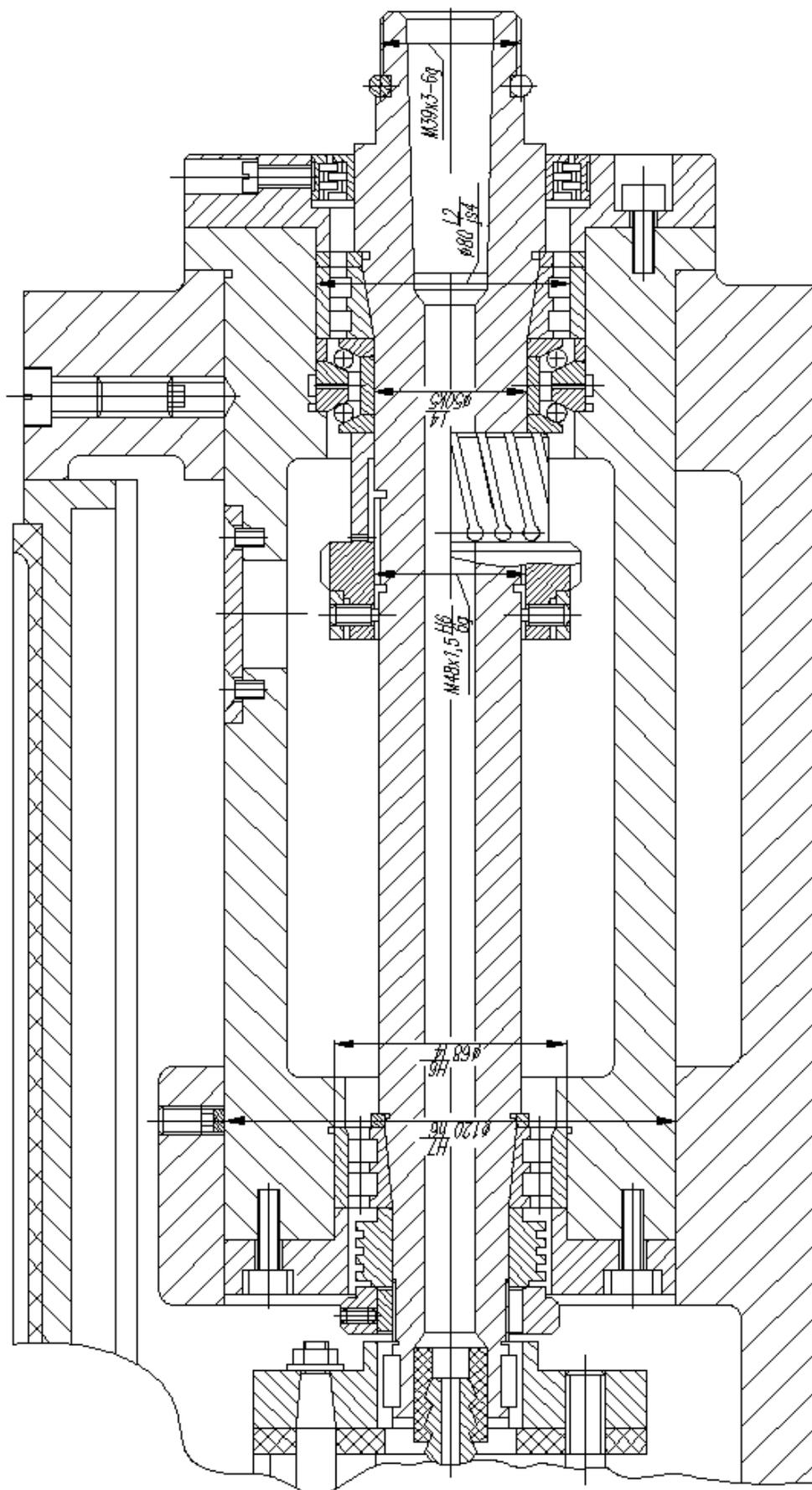


Рис. Г 4. Шпиндельный узел токарного станка с ЧПУ



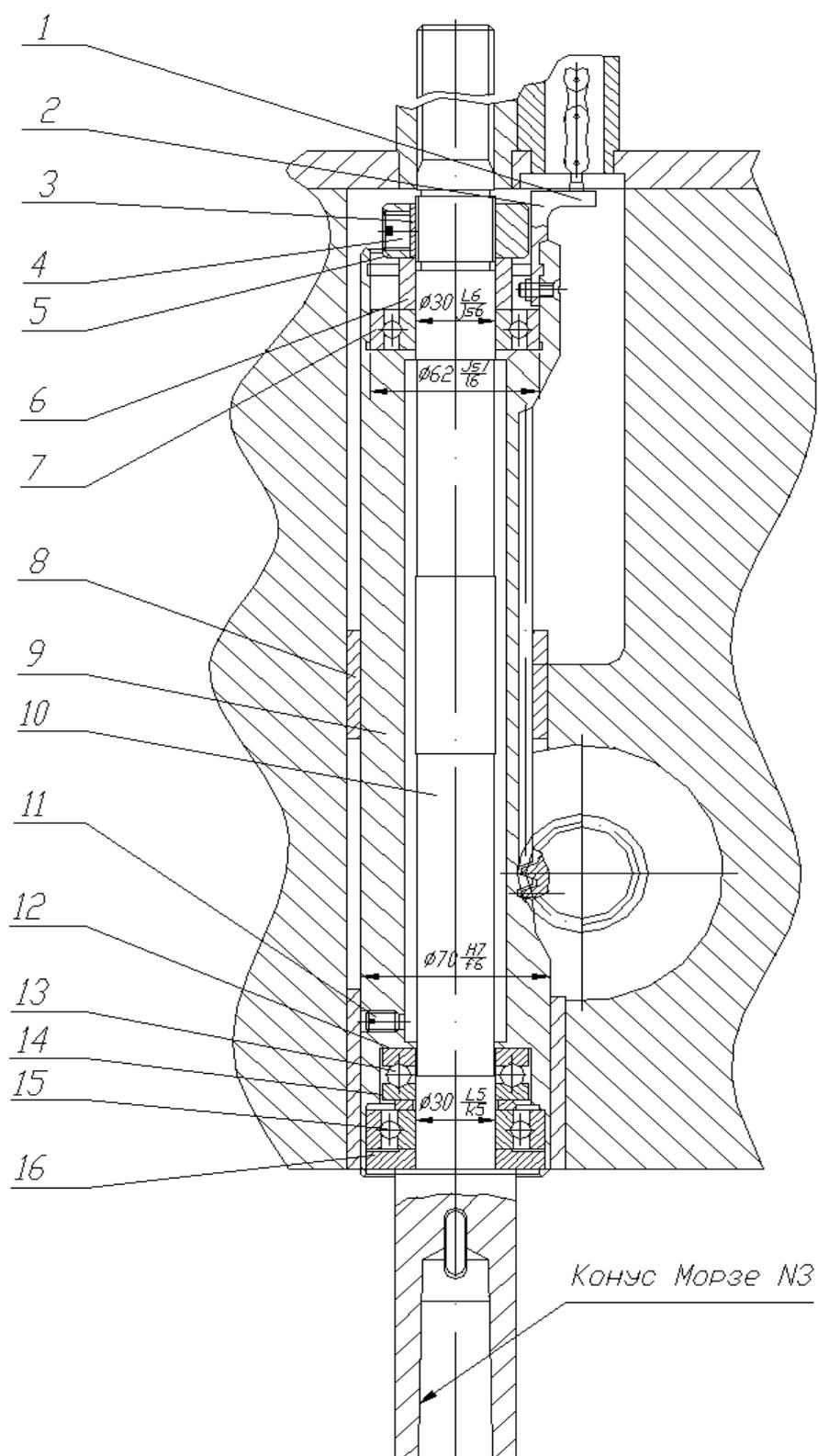


Рис. Д2. Шпиндельный узел вертикально-сверлильного станка модели 2А125

Продолжение приложения Д

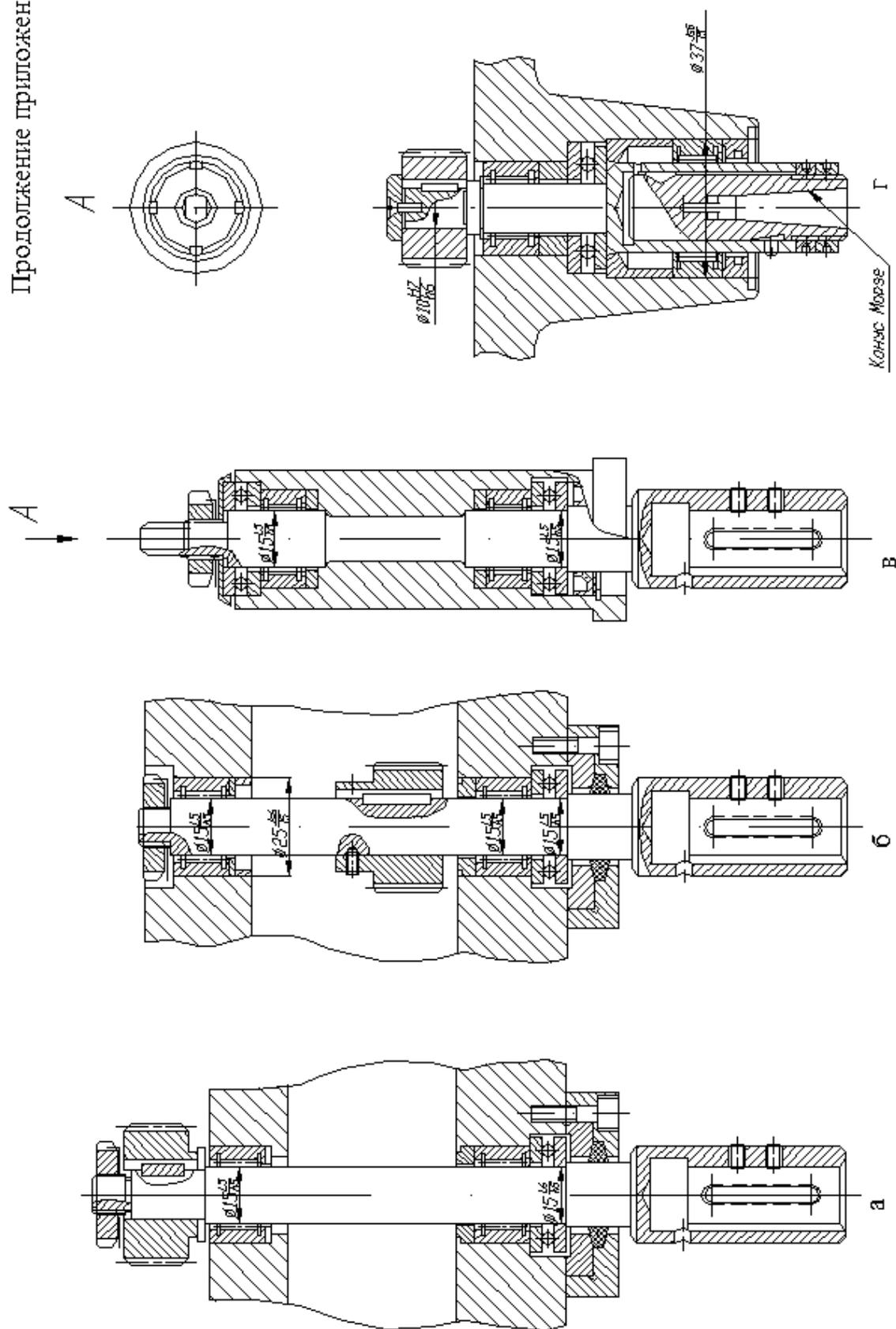


Рис. Д3. Типовые схемы шпиндельных узлов силовых головок агрегатных станков

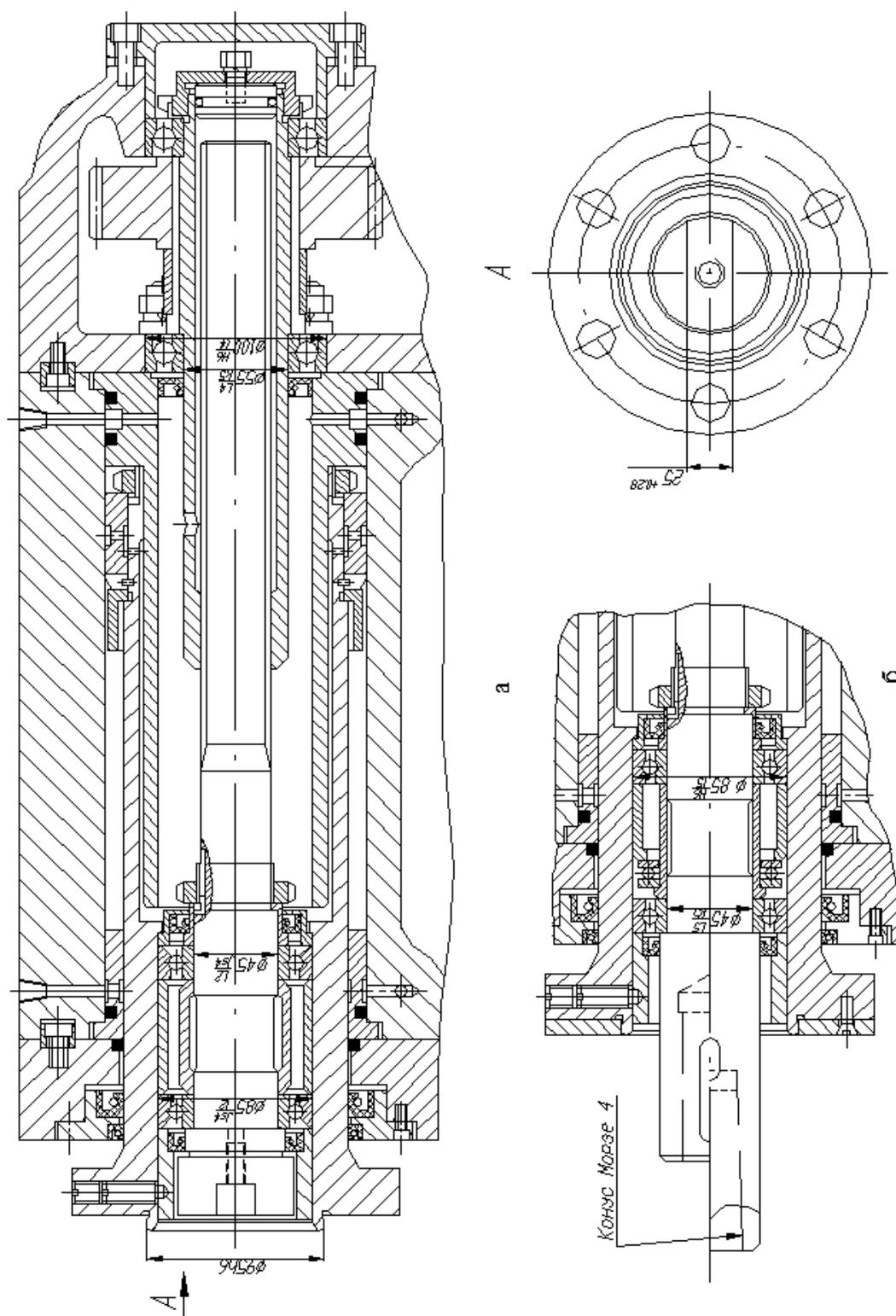


Рис. Д4. Шпиндельные узлы расточной (а) и сверильной (б) головок агрегатного станка

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т.1. М.: Машиностроение, 1979. 728 с.
2. Детали и механизмы металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова. Т.2. М.: Машиностроение, 1972. 520 с.
3. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник в 3 т. / Под общ. ред. А.С. Проникова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994, 1995.
4. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977. 390 с.
5. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных вузов / Под ред. В.Э. Пуша. М.: Машиностроение, 1985. 256 с.
6. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учебное пособие для вузов. Мн.: Выш. шк., 1991. 382 с.
7. Мухин А.В. и др. Производство деталей металлорежущих станков: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов. М.: Машиностроение, 2001. 560 с.
8. Вареник Л.И., Новиков А.Н. Шпиндельные узлы металлорежущих станков. М.: ВНИИТЭМР, 1991. 224 с.
9. Комиссар А.Г. Уплотнительные устройства опор качения. М.: Машиностроение, 1980. 192 с.
10. Кирилин Ю.В., Шестернинов А.В. Расчет и проектирование шпиндельных узлов металлорежущих станков с опорами качения: Учебное пособие. Ульяновск: УлГТУ, 1998. 70 с.
11. Конструкция, расчет и методы проверки шпиндельных узлов с опорами качения: Метод. указ. / Сост. Фигатнер А.М., Фискин Е.А., Бондарь С.Е. М.: ЭНИМС, 1970. 152 с.
12. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков: Обзор. М.: НИИМАШ, 1983. 60 с.
13. Бондарь С.Е., Вергилис И.С. Шпиндельные узлы прецизионных станков: Обзор. М.: НИИМАШ, 1975. 118 с.
14. Завгородний Ю.П., Архангельский Ю.С., Шаманин В.А. Сборочные процессы в станкостроении: Учебное пособие. М.: Машиностроение, 1979. 49с.
15. Фигатнер А.М. Прецизионные подшипники качения современных металлорежущих станков. М.: НИИМАШ, 1982. 72 с.
16. Спицын Н.А. и др. Опоры осей и валов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1970. 520 с.
17. Истомин С.Н. Номограммы расчета и выбора радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников: Справочник. М.: Машиностроение, 1989. 104с.

18. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2 кн. Изд.3-е испр. М.: Машиностроение, 1988, т.1. 560 с.; т.2. 544 с.
19. Автоматизированный справочник передних концов шпинделей. М.: ЭНИМС, 1984. 32 с.
20. Автоматизированный справочник шпиндельных опор. М.: ЭНИМС, 1984, 46 с.
21. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. М.: Машиностроение, 1983. 543 с.
22. Подшипники качения: Справочник - каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина. М.: Машиностроение, 1984. 260 с.
23. Чуб Е.Ф. Реконструкция и эксплуатация опор с подшипниками качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1981. 365 с.