

МИНИСТЕРСТВО ОБЩЕГО И
ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Ю.В. Кирилин, А.В. Шестернинов

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ
УЗЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ
С ОПОРАМИ КАЧЕНИЯ

Учебное пособие

Ульяновск 1998

ББК 34.63-5я7

К 43

УДК 621.91.01:62-229.331.001.66(075)

Одобрено редакционно-издательским советом
технического университета

Рецензенты: главный инженер АО УЗТС Еграшин А.А.;
кафедра "Металлорежущие станки и инструменты"
Пензенского технического университета

Кирилин Ю.В., Шестернинов А.В.

К 43 Расчет и проектирование шпиндельных узлов
металлорежущих станков с опорами качения: Учебное пособие. -
Ульяновск: УлГТУ, 1998, - 72 с.
ISBN 5-89146-000-0

Учебное пособие написано в соответствии с учебными программами дисциплины "Конструирование станочного оборудования автоматизированного производства" и "Испытание и исследование оборудования автоматизированного производства" для студентов направления 55.29.00 специальностей 1201 и 1202 всех форм обучения.

Приведены известные методы расчета жесткости и точности шпиндельного узла, даны методические указания по расчету динамических характеристик шпиндельного узла по программе SPINCH, которые могут быть использованы при выполнении курсовых и дипломных проектов.

УДК 621.91.01:62-229.331.001.66(075)

ББК 34.63-5я7

ISBN 5-89146-000-0

© Кирилин Ю.В., Шестернинов А.В., 1998

© Оформление, УлГТУ, 1998

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
2. НАЗНАЧЕНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ШПИНДЕЛЬНЫМ УЗЛАМ. ПРИВОДЫ ШПИНДЕЛЕЙ.....	5
3. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ.....	13
4. СПОСОБЫ СМАЗЫВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	28
5. ТИПОВЫЕ КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ПРИМЕРЫ ИХ КОНСТРУКЦИИ.....	34
6. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ОПОР ШПИНДЕЛЯ.....	41
7. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА.....	44
8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ.....	49
9. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ПО ПРОГРАММЕ SPINCH.....	52
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	70

1. ПРЕДИСЛОВИЕ

Шпиндельный узел металлорежущих станков предназначен для осуществления главного вращательного движения шпинделя с необходимой частотой вращения. В шпиндельных узлах выполняются закрепление и вращение режущих инструментов (в сверлильных и фрезерных станках) и обеспечивается их заданное положение по отношению к другим узлам станков.

Конструкция шпиндельного узла должна быть такой, чтобы наряду с выполнением комплекса технологических команд достигалось сохранение точности вращения шпинделя, исключаящее осевое и торцовое биение, а также суммарной жесткости всего узла для предотвращения деформирования. Конструктивная форма шпинделя определяется типом и назначением станка, требованиями к его точности, условиями работы шпинделя, способами закрепления в нем инструмента или заготовки, размещением элементов привода и типом применяемых опор. В связи с этим, настоящее учебное пособие ставит своей основной задачей помочь студентам правильно применить на практике теоретические знания и навыки, полученные в процессе изучения металлорежущих станков, их конструирования, других специальных дисциплин, а также предназначено для выполнения курсового и дипломного проектирования.

Курсовое проектирование – важная составная часть учебного процесса, в ходе которого студенты приобретают опыт самостоятельного решения практических задач, изучают современные конструкции технических устройств и тенденции их развития, приобретают навыки использования средств вычислительной техники при решении задач.

2. НАЗНАЧЕНИЕ И ТРЕБОВАНИЯ К ШПИНДЕЛЬНЫМ УЗЛАМ. ПРИВОДЫ ШПИНДЕЛЕЙ.

Шпиндельные узлы предназначены для осуществления точного вращения инструмента или обрабатываемой детали. Они входят в несущую систему станка и в значительной мере определяют ее жесткость и виброустойчивость.

Шпиндельный узел станка состоит из шпинделя, его опор, приводного элемента. В шпинделе выделяют передний конец и межопорный участок. На шпиндель действуют нагрузки, вызываемые силами резания, силами в приводе, а также центробежными силами, возникающими от неуравновешенности вращающихся деталей самого шпиндельного узла. Проектирование узла включает: выбор типа привода, опор, устройств для их смазывания и защиты от загрязнений; определение диаметра шпинделя, расстояния между опорами и разработку конструкции всех элементов.

К шпиндельным узлам станков предъявляют следующие требования:

1. Точность вращения, измеряемая биением на переднем конце шпинделя в радиальном или осевом направлениях; отклонения от идеального вращения являются одной из основных причин погрешностей обработки на многих станках. Допустимое биение шпинделя универсальных станков должно соответствовать государственным стандартам. Биение шпинделя специальных станков не должно превосходить $1/3$ допуска на лимитирующий размер обработанной на станке детали.

2. Жесткость шпиндельного узла, определяемая по упругим перемещениям переднего конца шпинделя, обусловленным податливостью собственно шпинделя и его опор; радиальная и осевая жесткость шпиндельного узла существенно влияет на точность обработки. Допустимая минимальная жесткость переднего конца шпинделя производственных станков составляет 20 Н/мкм, прецизионных - 400 Н/мкм. Допустимый угол поворота шпинделя в передней опоре, сопровождающийся неравномерным распределением нагрузки между телами вращения подшипников, принимается равным 0,0001... 0,00015 рад. Угол поворота шпинделя под приводным зубчатым колесом допускается 0,00008...0,0001 рад, а прогиб в этом месте не должен превышать $0,01m$ (m - модуль зубчатого колеса).

Требования к жесткости шпинделя можно выразить по-другому. Для обеспечения работоспособности шпиндельных подшипников необходимо следующее соотношение между диаметром d шпинделя и межосевым расстоянием l :

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

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

3. Виброустойчивость шпиндельного узла, существенно влияющая на общую устойчивость несущей системы и всего станка; демпфирующие свойства опор и амплитудно-частотные характеристики шпиндельного узла влияют на шероховатость поверхности и предельно допустимые режимы обработки (для быстроходных шпинделей станков опасность могут представлять резонансные явления).

4. Долговечность шпиндельных узлов, которая связана с долговечностью опор шпинделя в смысле сохранения первоначальной точности вращения; это требование имеет особое значение для шпиндельных опор качения.

5. Быстрое и надежное закрепление инструмента, приспособления или детали, обеспечивающее их точное центрирование и соответственно точное вращение; в современных станках возрастают требования к автоматизации закрепления инструмента, приспособления или обрабатываемой детали.

6. Ограничение тепловыделения и температурных деформаций шпиндельного узла, которые сильно влияют на точность обработки; опоры шпинделей при значительной частоте вращения являются интенсивным источником выделения тепла в непосредственной близости к зоне обработки.

Конструктивное оформление шпинделей зависит от способа крепления инструмента или обрабатываемой детали на его переднем конце. Передние концы шпинделей для большинства типов станков стандартизованы. Центрирование обеспечивается конусным сопряжением типа конуса Морзе при сравнительно редкой ручной смене инструмента (табл. 1), конусами $7/24$ при автоматической смене инструмента в станках с программным управлением (табл. 2) и конусами $1/3$ в шлифовальных станках для центрирования абразивного инструмента.

Жесткость конического соединения шпинделей с оправкой приспособления или хвостовиком инструмента оказывает значительное влияние на общую жесткость несущей системы. Упругое перемещение оправки под действием силы P , приложенной на некотором удалении L от конца конического соединения, может быть представлено как

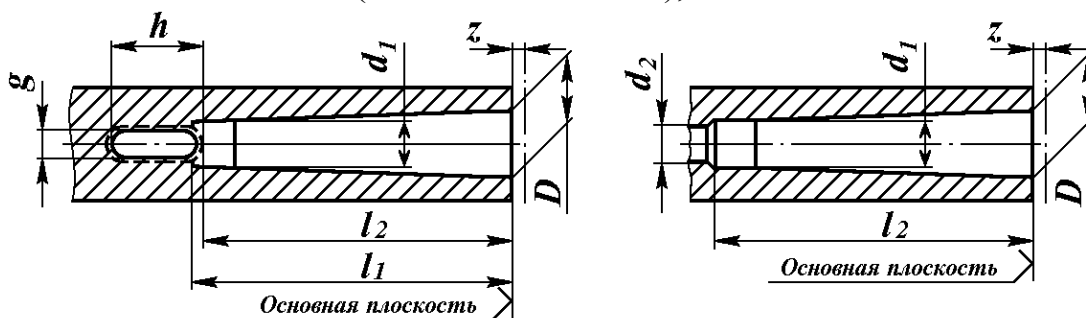
$$y = \delta + \theta L ,$$

где δ - смещение на краю конического соединения в результате контактной податливости;

θ - угол поворота в коническом соединении.

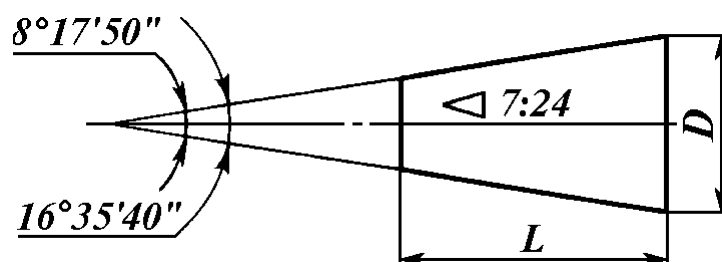
Без учета погрешностей в коническом соединении упругое смещение δ и угол поворота θ могут быть определены по формулам:

Табл. 1. Размеры инструментальных конусов Морзе и метрических (по СТ СЭВ 147-75), мм



Обозначение конуса	D	d_1	d_2	$l_{1 \text{ min}}$	l_2	g	h	z
Морзе:								
0	9,045	6,7	-	52	49	3,9	15	1
1	12,065	9,7	7	56	5	5,2	19	1
2	17,78	14,9	11,5	67	62	6,3	22	1
3	23,825	20,2	14	84	78	7,9	27	1
4	31,267	26,5	18	107	98	11,9	32	1,5
5	44,399	38,2	23	135	125	15,9	38	1,5
6	63,348	54,6	27	188	177	19	47	2
Метрический:								
4	4	3	-	25	21	2,2	8	0,5
6	6	4,6	-	34	29	3,2	12	0,5
80	80	71,5	33	202	186	26	52	2
100	100	90	39	240	220	32	60	2

Табл. 2. Размеры внутренних и наружных конусов с конусностью 7:24 (по ГОСТ 15945-82), мм



Обозначение конуса	D	L	Обозначение конуса	D	L
10	15,87	21,8	50	69,85	103,7
15	19,05	26,9	55	88,90	132
25	25,4	39,8	60	107,95	163,7
35	38,1	57,2	70	165,1	247,5
40	44,45	65,6	75	203,2	305,8
45	57,15	84,8	80	254	390,8

$$\delta = \frac{4P\beta C}{\pi D} (\beta L C_1 + C_2)$$

$$\Theta = \frac{4P\beta^2 C}{\pi D} (\beta L C_1 + C_2),$$

где

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{1}{13CD}};$$

C - коэффициент контактной податливости (для конусов Морзе $C=0,03...0,06$, а для конусов 7/24 $C=0,02$; C_1, C_2, C_3 - коэффициенты, учитывающие изменение диаметра по длине конического соединения (для конусов Морзе $C_1, C_2, C_3 = 1$, а для конусов 7/24 $C_1, C_2 = 1,35$ и $C_3=1$);

D - диаметр оправки.

Для передачи крутящего момента на шпиндель применяют зубчатую или ременную передачу, а также муфту, расположенную на заднем консольном конце шпинделя. Тип приводного элемента выбирают в зависимости от частоты вращения шпинделя, передаваемого на него крутящего момента, компоновки станка, требований к плавности вращения шпинделя.

Зубчатая передача способна передавать большой крутящий момент, проста по конструкции, компактна. Но погрешности передачи снижают плавность вращения шпинделя и вызывают дополнительные динамические нагрузки в приводе. Зубчатую передачу обычно применяют, когда частота вращения шпинделя не превышает 2000...3000 об/мин. Но при точном изготовлении и монтаже передачи она может быть применена и для больших частот вращения.

Ременная передача обеспечивает плавное вращение шпинделя, снижение динамических нагрузок в приводе станка, на котором производится прерывистое резание. Но эта передача имеет сравнительно большие габариты, т. к. для повышения точности шпиндельного узла шкив делают разгруженным. Ременную передачу применяют при разных частотах вращения шпинделя, в том числе и при относительно высоких (6000 об/мин и выше), когда окружная скорость ремня достигает 60...100 м/с.

В станках применяют так называемые мотор-шпиндели. В их состав входит асинхронный или частотно-регулируемый асинхронный электродвигатель, ротор которого закреплен на шпинделе между передней и задней опорами. Кроме того, в состав мотор-шпинделя включают систему принудительного охлаждения с блоком электроклапанов и фильтром для очистки охлаждающего воздуха, узел встроенной температурной защиты, а также

измерительный преобразователь углового положения шпинделя. В мотор-шпинделях, предназначенных для работы в широком диапазоне частот вращения, вал двигателя может быть связан со шпинделем механическими передачами, например, в виде планетарного редуктора. Мотор-шпиндель в комплекте с электронным преобразователем частоты вращения представляют собой унифицированный электропривод главного движения. При разработке ряда мотор-шпинделей предусматривают возможность встраивания их в токарные, токарно-револьверные, многоцелевые, вертикальные и продольно-фрезерные станки с ЧПУ. Применение мотор-шпинделей позволяет уменьшить массу станка, потери энергии, уровни вибраций и шума.

В особо высокоточных станках применяют главный привод с отдельным от шпиндельной бабки регулируемым электродвигателем, вал которого соединен со шпинделем эластичной муфтой со встроенным теплоизолирующим элементом. В станках нормальной точности электродвигатель и шпиндель соединяют упругой муфтой.

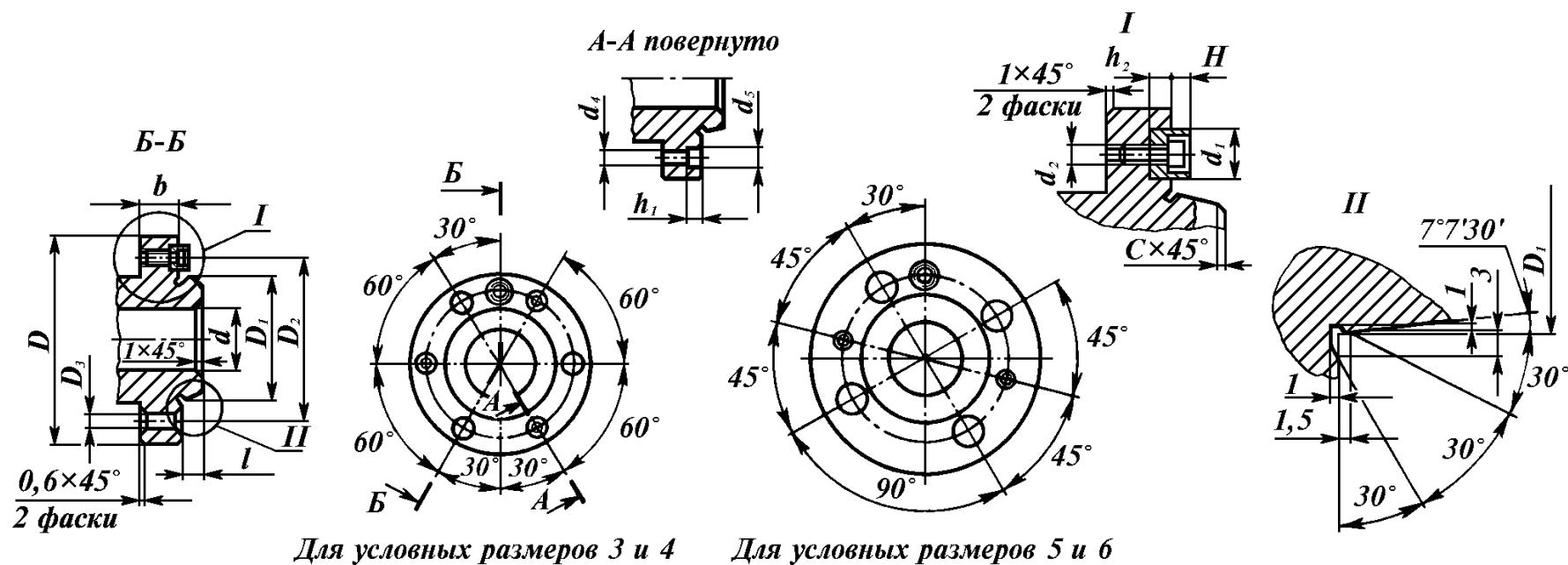
Чтобы полностью исключить передачу возмущений от электродвигателя на шпиндель, применяют так называемый инерционный привод. Шпиндель соединяют с источником энергии, разгоняют до рабочей скорости, затем отключают от привода. Обработка детали производится после выключения двигателя привода. Для увеличения запаса кинетической энергии на шпиндель иногда насаживают маховик.

Передний конец шпинделя служит для базирования и закрепления режущего инструмента, обрабатываемой детали или приспособления. Передние концы выполняют по государственным стандартам. Точное центрирование и жесткое сопряжение инструмента или оправки со шпинделем обеспечиваются коническим соединением (см. выше табл. 1 и 2).

Шпиндели малых токарных станков обычно изготавливают с резьбовым передним концом, средних и крупных - фланцевыми под поворотную шайбу (табл. 3). Применение фланцевых концов под поворотную шайбу позволяет быстро закреплять и снимать патроны без свинчивания крепежных гаек. При использовании фланцевых концов без поворотной шайбы вылет шпинделя уменьшается, но трудоемкость установки и снятия патрона возрастает.

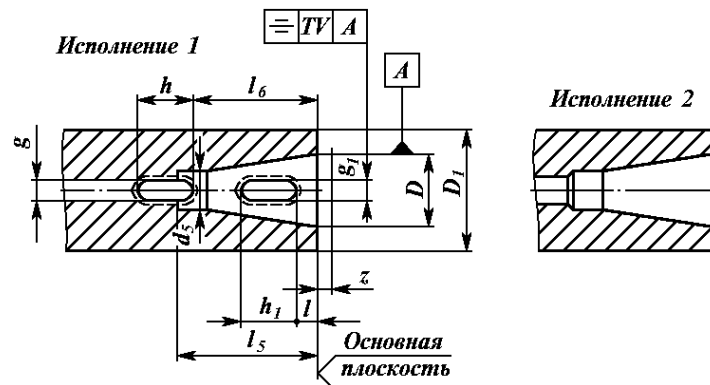
Концы шпинделя сверлильных, расточных и фрезерных станков выполняют по ГОСТ 24644-81. С конусами Морзе и метрическими изготавливают шпиндели трех исполнений. Исполнение 1 (табл. 4) применяют в сверлильных и расточных станках при установке инструментов, имеющих хвостовик с лапкой, исполнение 2 - в тех же станках при установке хвостовиков с резьбовым отверстием. Шпиндели исполнения 3 с метрическим концом и торцевой шпонкой устанавливают в расточных станках. С конусностью 7/24 изготавливают шпиндели четырех исполнений. Исполнение 5 (табл. 5) с конусами от 30

Табл. 3. Фланцевые концы шпинделей под поворотную шайбу, мм



Условный размер конца шпинделя	D	D ₁	D ₂	d, не более			d ₁	d ₂	d ₃	d ₄	d ₅	l	b	H	h ₁	h ₂	c	Винт
				Цилин- дричес- кое от- верстие	Конус Морзе	Конус метрич- еский												
3	102	53,975	75	Не рег- ламенти- руется	4	—	—	—	17	7	11	11	16	—	—	10	1	—
4	112	63,513	85		4	—	14	M6	17	7	11	11	20	5	5	10	1	M6½14
5	135	82,563	104,8		5	—	16	M6	21	7	11	13	22	5	6	10	1	M6½14
6	170	106,375	133,4		6	80	19	M8	23	9	14	14	25	5	8	11	1,2	M8½20

Табл. 4. Концы шпинделей сверлильных и расточных станков
(по ГОСТ 24644-81), мм



Обозначение конуса	D_1		l	h_1	g_1
	1-й ряд	2-й ряд			
Морзе:					
1	25	—	—	—	—
2	35	—	—	—	—
3	45	50	28,5	36,5	8,3
4	60	65	28,5	39,5	8,3
5	80	90	28,5	44,5	13
6	100	110	28,5	38,5	16,3
Метрический:					
80	125	—	30	44	19
80	160	—	30	44	19
100	200	—	30	52	26
120	250	220	30	60	32
160	320	—	40	76	38

П р и м е ч а н и я: 1. Размеры D , d_5 , d_6 , l_5 , l_6 , g , h , z - по СТ СЭВ 147-75 (см. табл. 1).

2. Значения V и предельных отклонений g_1 - по ГОСТ 24644-81.

П р и м е ч а н и я (к табл. 5): 1. Размер D - по ГОСТ 15945-82.

2. 1-й и 2-й ряды - для сверлильных и расточных станков, 3-й - для фрезерных станков, 4-ряд используется по согласованию с заказчиком.

3. Для 1-го и 2-го рядов значения d_3 не регламентируются.

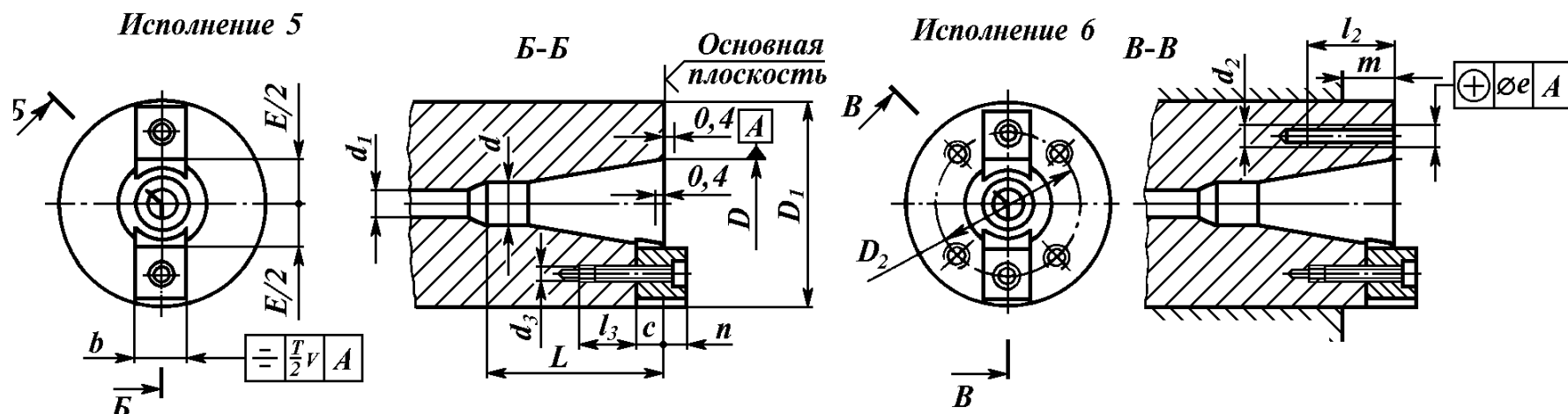
4. Значения D_2 даны для 3-го ряда. Для 1-го и 2-го рядов D_2 выбирают по конструктивным соображениям из табл. 5.

5. Для станков с ЧПУ резьбовые отверстия d_2 допускается не изготавливать.

6. Допускается изготавливать шпиндели с одним или двумя выступами, имеющими размеры n и b .

7. Допускается увеличивать длину винта и размеры c и l_3 .

Табл. 5. Концы шпинделей сверлильных, фрезерных и расточных станков (по ГОСТ 24644-81), мм



Обозначение конца шпин- деля	D_1				D_2	e	d	d_1 , не ме- нее	d_2	d_3	L , не ме- нее	l_2 , не ме- нее	l_3	c	m , не ме- нее	n	$E/2$	b	Винт	V
	1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд	4-й ряд																
30	—	50	70	69,832	54	0,15	17,4	17	M10	M6	73	16	9	8	12,5	8,0	16,5	15,9	M6½16	0,03
40	80	65; 90	90	88,882	66,7	0,15	25,3	17	M12	M6	100	20	9	8	16	8,0	23	15,9	M8½20	0,03
45	80; 100	90	100	101,6	80	0,15	32,4	21	M12	M8	120	20	13	9,5	18	9,5	30	19	M8½20	0,03
50	100; 125	110	125	128,57	101,6	0,2	39,6	27	M16	M10	140	25	18	12,5	19	12,5	36	25,4	M10½30	0,04
55	160	—	150	152,4	120,6	0,2	50,4	27	M20	M10	178	30	18	12,5	25	12,5	48	25,4	M10½30	0,04
60	200; 250	220	220	221,44	177,8	0,2	60,2	35	M20	M10	220	30	18	12,5	38	12,5	61	25,4	M10½30	0,04
70	250; 320	—	335	335	265	0,25	92,9	42	M24	M12	315	36	24	20	50	20,0	90	32	M12½45	0,04

до 70 применяют в сверлильных и расточных станках, с конусами 30, 40, 45, 50 - во фрезерных станках. Исполнение 6 с конусами 50 и 55, а также 6 с конусом 60, 7 с конусом 70 применяют в расточных и фрезерных станках. Первый и второй ряды таблицы предназначены для сверлильных и расточных станков, третий - для фрезерных.

3. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ ДЛЯ ОПОР ШПИНДЕЛЕЙ

В шпиндельных узлах современных станков в основном применяются подшипники качения. Для них характерны небольшие потери на трение и простые системы смазывания. Подшипники качения обеспечивают высокую точность вращения шпинделей (радиальное биение 0,01...0,03 мм, в прецизионных станках - несколько микрометров) и необходимую виброустойчивость, они надежно работают при изменении частоты вращения и нагрузок в широких диапазонах, удобны в эксплуатации.

Несущая способность подшипников качения характеризуется динамической и статической грузоподъемностью. Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников - такая постоянная радиальная нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом может воспринимать при долговечности, составляющей 1 млн. оборотов. Динамическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников - такая постоянная чисто осевая нагрузка, которую каждый из группы идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом может воспринимать в течение 1 млн. оборотов одного из колец подшипников. Статическая грузоподъемность есть такая статическая нагрузка, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тела качения и колец в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Быстроходность подшипников качения характеризуется предельной частотой вращения и параметром быстроходности. Превышение предельной частоты вращения приводит к существенному проявлению сил инерции тел качения и сепаратора, возрастанию влияния погрешностей формы тел и дорожек качения и соответствующему нарушению равномерности вращения подшипника, ухудшению условий смазывания, росту износа рабочих поверхностей и перегреву опоры. Предельная частота вращения подшипников в нормальных условиях эксплуатации указывается в каталогах подшипников. Если частота вращения шпинделя должна превышать предельную для подшипников, следует обеспечить хороший отвод теплоты от опор, использовать смазочные материалы малой вязкости.

Обобщенным показателем быстроходности опор подшипника с радиаль-

ными, радиально-упорными и упорно-радиальными подшипниками является параметр быстроходности $d_m n_{max}$ (мм • мин⁻¹), где d_m - диаметр отверстия подшипника, мм; D - наружный диаметр подшипника; n_{max} - наибольшая частота вращения шпинделя. Иногда в качестве быстроходности опоры считают произведение $d_m n_{max}$, называемое характеристикой быстроходности.

Подшипники качения для шпинделей станков выходят из строя вследствие усталостного выкрашивания дорожек качения или из-за износа элементов, приводящего к увеличению зазоров. Считается, что срок службы подшипника закончен, когда по одной из названных причин он не может выполнять свои функции. Показателем долговечности подшипников считается время, в течение которого в тождественных условиях должны работать не менее 90 % партии подшипников данного типоразмера.

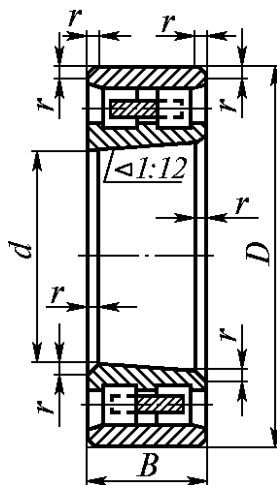
Жесткость подшипника характеризуется отношением действующей на него нагрузки к вызываемому ею упругому сближению колец (при этом контактные деформации на посадочных поверхностях не учитываются). Различают радиальную и осевую жесткость.

Двухрядные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами (табл. 6) предназначены для восприятия только радиальных нагрузок. Подшипники типа 3182100 имеют гладкую дорожку качения (без буртов) на наружном кольце, типа 4162900 - на внутреннем кольце. Последнее позволило уменьшить наружный диаметр подшипника. Благодаря наличию конического отверстия во внутреннем кольце при его осевом перемещении относительно конической шейки шпинделя регулируется радиальный зазор в подшипнике. Описываемые подшипники применяются в шпиндельных узлах, предназначенных для работы при больших радиальных нагрузках и средних частотах вращения. Их параметр быстроходности $d_m n_{max} < 3 \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹, диапазон регулирования частоты вращения не превышает 500.

Конические роликоподшипники применяются в опорах, работающих с относительно небольшими частотами вращения и воспринимающих значительные комбинированные нагрузки. Для повышения жесткости передней опоры подшипники устанавливают по О-образной схеме. Из-за больших нагрузок на трение их параметр быстроходности $d_m n_{max}$ обычно не превышает $3 \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹, допустимый диапазон регулирования частоты вращения равен 100.

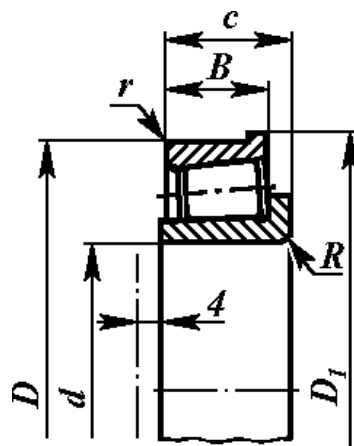
Однорядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л (табл. 7) предназначены для восприятия радиальных и осевых нагрузок. От обычных роликовых подшипников отличаются следующим. Имеют малый угол конуса дорожек качения, благодаря чему снижается

Табл. 6. Роликовые радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии 3182100К



Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/ мин) при смазывании	
	d	D	B	дина-ми-ческая	стати-ческая	пластичным смазочным материалом	масляным туманом
3182111K	55	90	26	60	49	6700	8000
3182112K	60	95	26	63	54	6300	7500
3182113K	65	100	26	64	57	6000	7000
3182114K	70	110	30	81,5	73,5	5300	6300
3182115K	75	115	30	83	73,5	5000	6000
3182116K	80	125	34	102	93	4800	5600
3182117K	85	130	34	106	100	4500	5300
3182118K	90	140	37	122	114	4300	5000
3182119K	95	145	37	125	120	4000	4800
3182120K	100	150	37	132	129	3800	4500
3182121K	105	160	41	170	160	3600	4300
3182122K	110	170	45	196	190	3400	4000
3182124K	120	180	46	204	204	3200	3800
3182126K	130	200	52	255	250	2800	3200
3182128K	140	210	53	265	270	2600	3200
3182130K	150	225	56	290	300	2400	3000
3182130K	150	225	56	290	300	2400	3000
3182132K	160	240	60	325	335	2200	2800
3182134K	170	260	67	400	425	2000	2600
3182136K	180	280	74	500	530	1900	2400
3182138K	190	290	75	530	570	1900	2400
3182140K	200	310	82	585	620	1800	2200
3182144K	220	340	90	735	780	1700	2000
3182148K	240	360	92	765	850	1500	1800
3182152K	260	400	104	930	1020	1300	1600

Табл. 7. Роликовые однорядные конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 67700Л



Обозначение подшипника	Размеры, мм								Грузоподъемность, Н		Предельная частота вращения, об/ мин
	d	D	C	B	H	D_1	r	R	динамическая	статическая	
67712Л	60	100	25,4	19,84	26,5	104,5	0,8	2	65 900	57 300	5300
67920Л	98,425	152,4	38,1	30	42	159,5	1	2,5	158 500	158 300	3300
67738Л	190	260	45,5	36	49	273	0,5	3	268 800	329 600	1850
67838Л	190	290	51	40	52	304	1,2	3,5	330 400	362 600	1600
67744Л	220	300	51,5	41	56	314	0,8	3,5	325 500	433 800	1500
67844Л	220	340	76,5	62	81	357	0,8	4	642 900	753 900	1400
67848Л	240	320	51,5	41	56	334	0,8	3,5	345 700	470 600	1350
67852Л	260	360	64,5	52	67	377	0,8	3,5	525 600	685 600	1300
67856Л	280	420	87,7	71	93	437	1	5	912 300	1 134 000	1100

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. Параметр быстроходности $d_m n_{max} = (3,9...4,2) \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹. Эти подшипники обычно устанавливают в передней опоре шпинделя.

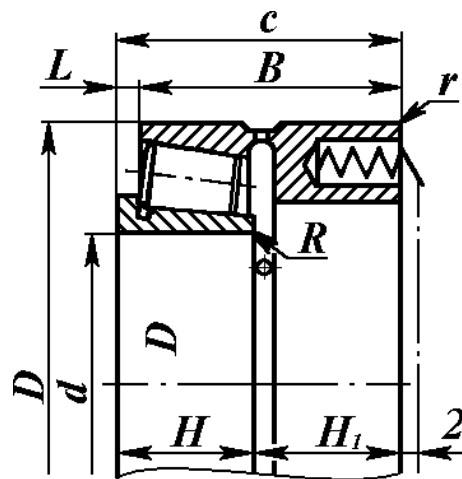
Однорядные роликовые конические подшипники с широким наружным кольцом типа 17000 (табл. 8) предназначены для установки в задней опоре шпинделя. Пружины, вставленные в отверстия наружного кольца, обеспечивают постоянный предварительный натяг подшипника. Благодаря большой ширине наружного кольца снижается его перекос в корпусе.

Двухрядные роликовые конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 697000 (табл. 9) воспринимают радиальную и осевую нагрузку. Благодаря ужесточенным требованиям к волнистости гранности рабочих поверхностей и тому, что в переднем ряду на один ролик больше, чем в заднем, снижается уровень вибраций шпинделя и улучшается стабильность положения его оси. С помощью 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 (см. рис. 2, б) и сделать шпиндельную опору более компактной. Параметр быстроходности $d_m n_{max} = (3,9...4,2) \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹.

Радиально-упорные шарикоподшипники применяют при малой или средней нагрузке на шпиндель и высокой частоте вращения (например, для внутришлифовальных шпинделей).

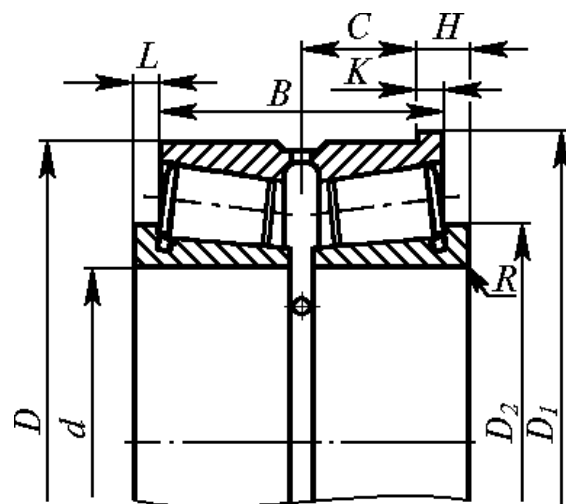
Радиально-упорные шариковые высокоскоростные подшипники имеют углы контакта 12, 15, 20 или 25° и отличаются высокой точностью изготовления. Подшипники поставляют в одиночном исполнении (табл. 10-13) или комплектами, состоящими из двух, трех или четырех подшипников. Радиально-упорные шариковые подшипники универсального исполнения серий 36000КУ и 46000КУ различаются способом центрирования сепаратора (по наружному кольцу, по внутреннему кольцу), в шпиндельных опорах могут быть установлены по два - по схемам дуплекс О-образная (рис. 1, а), дуплекс Х-образная (рис. 1, б), дуплекс-тандем (рис. 1, в) или по три - по схеме триплекс-тандем О-образная (рис. 1, г). Опоры шпинделей работают с легким, средним или тяжелым предварительным натягом. Ориентировочные значения натяга приведены в табл. 14. Натяг обеспечивается при изготовлении комплекта подшипников. Способ установки подшипников и предварительный натяг оказывают влияние на их работоспособность (табл. 15).

Табл. 8. Роликовые однорядные конические подшипники с широким наружным кольцом типа 17000



Обозначение подшипника	Размеры, мм									Грузоподъемность, Н		Предельная частота вращения, об/ мин
	d	D	C	B	H	L	r	R	H_1	динамическая	статическая	
17810Л	50	90	57	51	29	6	0,8	2	28	60 800	50 900	5700
17812Л	60	110	67	60,6	33	6,4	0,8	2,5	33,7	85 700	75 700	4800
17814Л	70	120	65,4	59,88	32	5,56	0,8	2,5	33,4	97 800	78 000	4400
17716Л	80	140	77	69,14	38,5	7,93	0,8	3	38,5	125 100	120 000	3800

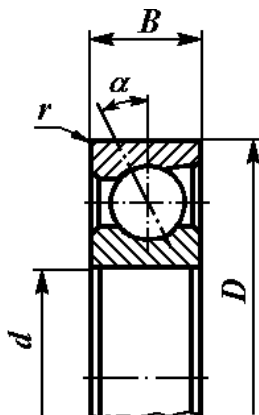
Табл. 9. Роликовые двухрядные конические подшипники с буртом на наружном кольце типа 697000Л



19

Обозначение подшипника	Размеры, мм									Грузоподъемность, Н		Предельная частота вращения, об/ мин
	d	D	B	C	L	H	D_1	D_2	R	динамическая	статическая	
697712Л	60	110	47	18,9	5,5	4,5	114,5	72	2	122,8	114,7	5100
697812Л	60	110	60,6	25,4	6,4	5	115	75	2,5	145,7	151,5	4800
697912Л	60	95	46,4	18,7	4,3	4,5	100		2	95,2	107,5	5200
697815Л	75	130	60,5	24,7	6,25	5,5	136	92	2,5	218,3	237,9	4100
697716Л	80	140	69,1	28,2	7,95	6	147	100	3	223	152,7	3800
697920Л	100	152	75,8	30,9	8,1	7	159,6	114	2,5	271,8	316,6	3300
697732Л	160	240	92	38	18	8	248		3,5	450,1	619	2000
697838Л	190	290	108	42	11	12	304		3,5	566,5	725,2	1850

Табл. 10. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 36100К



Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C_0	пластичным материалом	масляным туманом
36100K	10	26	8	3,9	2,2	56 000	90 000
36101K	12	28	8	4,25	2,45	50 000	80 000
36102K	15	32	9	4,9	3	45 000	71 000
36103K	17	35	10	5,7	3,6	40 000	63 000
36104K	20	42	12	7,8	5,2	32 000	50 000
36105K	25	47	12	8,65	6,1	28 000	45 000
36106K	30	55	13	11,2	8,3	24 000	40 000
36107K	35	62	14	12,9	9,8	20 000	36 000
36108K	40	68	15	13,7	11	19 000	34 000
36109K	45	75	16	18,3	15	17 000	30 000
36110K	50	80	16	19,3	16,6	15 000	26 000
36111K	55	90	18	27	23,2	13 000	22 000
36112K	60	95	18	27,5	24,5	12 000	20 000
36113K	65	100	18	28	25,5	12 000	20 000
36114K	70	110	20	36	33,5	10 000	18 000
36115K	75	115	20	37,5	34,5	10 000	18 000
36116K	80	125	22	46,5	44	9 000	16 000
36117K	85	130	22	47,5	46,5	8 500	15 000
36118K	90	140	24	56	55	7 500	13 000
36119K	95	143	24	57	57	7 500	13 000
36120K	100	150	24	58,5	60	7 000	12 000
36121K	105	160	26	68	69,5	6 300	10 500
36122K	110	170	28	80	81,5	6 000	10 000
36124K	120	180	28	81,5	86,5	5 600	9 000

Табл. 11. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 36200К

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C_0	пластичным материалом	масляным туманом
36200К	10	30	9	5	3	50 000	80 000
36201К	12	32	10	5,5	3,35	45 000	71 000
36202К	15	35	11	6	3,75	40 000	63 000
36203К	15	35	11	6	3,75	40 000	63 000
36204К	20	47	14	10,2	6,8	30 000	48 000
36205К	25	52	15	11,4	8	26 000	43 000
36206К	30	62	16	16,3	12	22 000	38 000
36207К	35	72	17	20	15,3	19 000	34 000
36208К	40	80	18	27	20,4	17 000	30 000
36209К	45	85	19	32	25,5	15 000	26 000
36210К	50	90	20	35,5	28,5	14 000	24 000
36211К	55	100	21	41,5	34,5	12 000	20 000
36212К	60	110	22	50	42,5	11 000	19 000
36213К	65	120	23	57	49	10 000	18 000
36214К	70	125	24	60	52	9 500	17 000
36215К	75	130	25	62	55	9 000	16 000
36216К	80	140	26	73,5	65,5	8 000	14 000
36217К	85	150	28	81,5	76,5	7 500	13 000
36218К	90	160	30	90	85	7 000	12 000
36219К	95	170	32	108	102	6 300	10 000
36220К	100	180	34	122	116	6 000	9 500
36221К	105	190	36	127	122	5 600	9 000
36222К	110	200	38	137	137	5 300	8 500
36224К	120	215	40	143	146	4 800	7 500

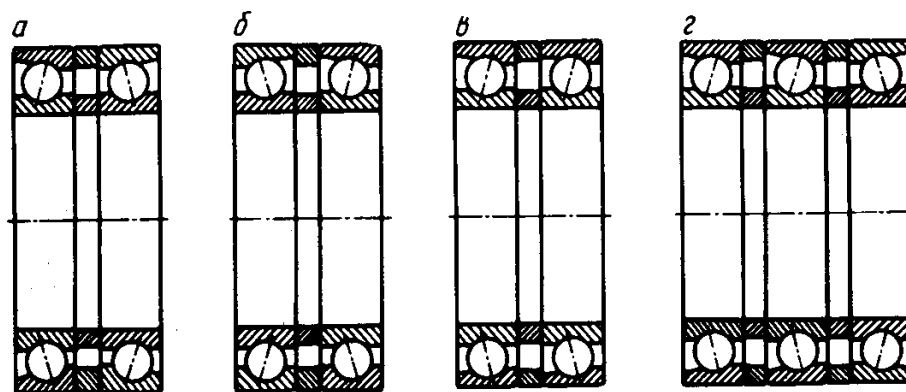


Рис. 1. Компоновки опор шпинделя из радиально-упорных подшипников

Табл. 12. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 46100У

Обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	r	динамическая C	статическая C_0	пластичным материалом	масляным туманом
46100У	10	26	8	0,5	3,65	2	48 000	75 000
46101У	12	28	8	0,5	4	2,28	43 000	67 000
46102У	15	32	9	0,5	4,55	2,75	38 000	60 000
46103У	17	35	10	0,5	5,30	3,35	34 000	53 000
46104У	20	42	12	1	7,35	4,8	28 000	45 000
46105У	25	47	12	1	8,15	5,6	24 000	40 000
46106У	30	55	13	1,5	10,4	7,65	20 000	36 000
46107У	35	62	14	1,5	12	9	18 000	32 000
46108У	40	68	15	1,5	12,7	10,2	16 000	28 000
46109У	45	75	16	1,5	17	13,7	15 000	26 000
46110У	50	80	16	1,5	18	15,3	13 000	22 000
46111У	55	90	18	2	25	21,2	12 000	20 000
46112У	60	95	18	2	25,5	22,4	11 000	19 000
46113У	65	100	18	2	26	23,6	10 000	18 000
46114У	70	110	20	2	33,5	30,5	9000	16 000
46115У	75	115	20	2	34,5	32	8500	15 000
46116У	80	125	22	2	43	40,5	8000	14 000
46117У	85	130	22	2	44	42,5	7500	13 000
46118У	90	140	24	2,5	52	51	6700	11 000
46119У	95	145	24	2,5	53	53	6300	10 000
46120У	100	150	24	2,5	55	56	6000	9500
46121У	105	160	26	3	63	64	5600	9000
46122У	110	170	28	3	73,5	75	5300	8500
46124У	120	180	28	3	75	80	4800	7500
46126У	130	200	33	3	95	102	4300	6700
46128У	140	210	33	3	98	108	3800	6000
46130У	150	225	35	3,5	110	125	3400	5300
46132У	160	240	38	3,5	125	140	3200	5000

Упорно-радиальные сдвоенные шариковые подшипники с углом контакта 60° предназначены для восприятия только осевой нагрузки. В состав подшипника типа 178800Л (табл. 16) входят два тугих внутренних кольца, свободное наружное кольцо, проставочное кольцо, тела качения, два массивных сепаратора. Ширина проставочного кольца обуславливает величину

Табл. 13. Шариковые радиально-упорные высокоскоростные подшипники типа 46200

Обозначение подшипника	Размеры, мм			Грузоподъемность, кН		Предельная частота вращения (об/мин) при смазывании	
	d	D	B	динамическая C	статическая C_0	пластичным материалом	масляным туманом
46200	10	30	9	4,8	2,75	43 000	67 000
46201	12	32	10	5,2	3,1	40 000	63 000
46202	15	35	11	5,7	3,45	36 000	56 000
46203	17	40	12	6,95	4,4	30 000	48 000
46204	20	47	14	9,5	6,2	26 000	43 000
46205	25	52	15	10,6	7,35	22 000	38 000
46206	30	62	16	16,0	11,8	22 000	38 000
46207	35	72	17	18,6	14	16 000	28 000
46208	40	80	18	25,5	19	15 000	26 000
46209	45	85	19	30	23,2	13 000	22 000
46210	50	90	20	32,5	26,5	12 000	20 000
46211	55	100	21	39	32	11 000	19 000
46212	60	100	22	46,5	39	9500	17 000
46213	65	120	23	53	45	9000	16 000
46214	70	125	24	56	47,5	8500	15 000
46215	75	130	25	58,5	51	8000	14 000
46216	80	140	26	68	60	7500	13 000
46217	85	150	28	76,5	69,5	7000	12 000
46218	90	160	30	85	78	6300	10 500
46219	95	170	32	102	95	5600	9000
46220	100	180	34	114	108	5300	8500
46221	105	190	36	120	114	4800	7500
46222	110	200	38	129	127	4500	7000
46224	120	215	40	132	134	4000	6300
46226	130	230	40	156	170	3600	5600
46228	140	250	42	162	180	3200	5000
46230	150	270	45	173	200	3000	4800
46232	160	290	48	186	224	2600	4300

предварительного натяга, благодаря которому отпадает необходимость в регулировании натяга в процессе монтажа шпиндельного узла, повышается стабильность натяга и долговечность подшипника.

Упорно-радиальные шариковые подшипники выпускаются в двух исполнениях, различающихся диаметром отверстия внутреннего кольца. При размещении такого подшипника в опоре со стороны малого или большого диаметра

Табл. 14. Предварительный натяг шариковых радиально-упорных подшипников, Н

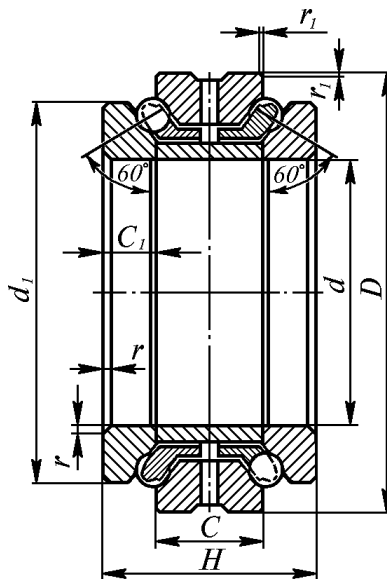
Номи- наль- ный диа- метр от- верстия, мм	Серия подшипников							
	36100		36200		46100		46200	
	Натяг							
	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний	легкий	средний
10	20	60	30	90	30	90	55	160
12	25	75	35	105	35	105	60	180
15	25	75	40	120	40	120	70	210
17	30	90	50	150	50	150	90	270
20	45	135	65	200	75	220	110	330
25	50	150	80	240	80	240	130	390
30	80	240	115	350	130	390	190	570
35	90	270	130	390	150	450	210	630
40	100	300	180	540	160	480	290	870
45	120	360	200	600	200	600	320	960
50	130	390	230	690	210	630	360	1080
55	170	510	270	810	300	900	440	1320
60	180	540	320	960	310	930	510	1530
65	190	570	360	1080	320	960	590	1770
70	240	720	380	1140	390	1070	610	1830
75	240	720	400	1200	400	1200	640	1920
80	300	900	460	1380	490	1470	740	2220
85	310	930	520	1560	510	1530	850	2550
90	360	1080	620	1860	580	1740	1020	3060
95	400	1200	660	1980	640	1920	1100	3300
100	410	1230	790	2370	650	1950	1270	3810
105	450	1350	820	2460	730	2190	1350	4050
110	530	1590	860	2580	860	2580	1410	4230
120	550	1650	900	2700	890	2670	1450	4350
130	-	-	-	-	1140	3420	1700	5100
140	-	-	-	-	1150	3450	1800	5400
150	-	-	-	-	1320	3960	1900	5700
160	-	-	-	-	1450	4350	2000	6000

конической посадочной шейки, предназначенной для роликоподшипников с короткими цилиндрическими роликами, применяют упорно-радиальные подшипники соответственно серий 178800 или 178900. Параметр быстроходности $d_m n_{max} = (4...5) \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹. Быстроходность подшипников данного типа приблизительно в 2-2,5 раза выше быстроходности обычных упорных подшипников. Диапазон регулирования частоты вращения достигает 1000.

Табл. 15. Коэффициенты изменения показателей работоспособности радиально-упорных шариковых подшипников

Схема установки подшипников в опоре	Коэффициент изменения ширины опоры	Коэффициент изменения статической и динамической грузоподъемности	Коэффициент изменения предельной частоты вращения при натяге		
			легком	среднем	тяжелом
По одному в опоре	1	1	1	0,8	0,5
По два в опоре по схеме дуплекс О-образная	2	1,62	0,8	0,65	0,4
По два в опоре по схеме дуплекс Х-образная	2	1,62	1	0,8	0,5
По три в опоре по схеме триплекс-тандем О-образная	3	2,15	0,8	0,5	0,3

Табл. 16. Шариковые упорно-радиальные двухрядные подшипники
с углом контакта 60° (по ГОСТ 20821-75)



Обозначение подшипников		Размеры, мм								Грузоподъем- ность, кН	
		d	D	H	C	C_1	d_1	r	r_1	дина- мичес- кая C	стати- ческая C_0
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178808	178908	40 68 42	36	18	9	58,5				20 800	33 500

Продолжение табл. 16

1		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
178809		45						1,5	0,3		
	178909	47	75				65			23 200	39 000
178810		50		38	19	9,5					
	178910	52	80				70			24 000	42 500
178811		55									
	178911	57	90				78			34 000	58 500
178812		60									
	178912	62	95	44	22	11	83			33 500	58 500
178813		65									
	178913	67	100				88			36 000	65 500
178814		70									
	178914	73	110				97	2		42 500	80 000
				48	24	12					
178815		75									
	178915	78	115				102		0,5	44 000	86 500
178816		80									
	178916	83	125				110			52 000	102 000
				54	27	13,5					
178817		85									
	178 917	88	130				115			52 000	106 000
178818		90	140	60	30	15	123				
	178918	93	140	60	30	15	123			61 000	125 000
178819		95									
	178919	98	145	60	30	15	128	2,5		61 000	129 000
178820		100									
	178920	103	150	60	30	15	133			62 000	134 000

Окончание табл. 16

[illegible]

Упорно-радиальный сдвоенный шариковый подшипник устанавливают в опору вместе с роликотподшипником, воспринимающим только радиальную нагрузку. Точные, жесткие, быстроходные шпиндельные опоры такой конструкции (см. рис. 3-5) применяются в токарных, фрезерных, расточных и других станках.

Упорные шарикоподшипники воспринимают только осевую нагрузку. Для повышения стабильности предварительного натяга, сохранения его у обоих подшипников при больших нагрузках, уменьшения вероятности повреждения дорожек качения в результате центробежного и гироскопического эффектов подшипники часто устанавливаются вместе с пружинами. Роликовые подшипники с управляемым натягом типа 117000 (табл. 17) предназначены для шпиндельных узлов, работающих в широком интервале частот вращения при повышенном требовании к жесткости шпиндельного узла. В таких подшипниках обеспечивается независимость натяга от внешних воздействий. Между внутренним 1 и наружным 3 кольцами находится кольцо 8 с уплотнениями 5 и 7. В замкнутую полость А через отверстие 6 подводят масло. Давление его автоматически изменяется в соответствии с нагрузкой на шпиндель, зависящей от сил резания. Увеличение давления масла сопровождается смещением кольца 4 влево, возрастанием силы, с которой оно действует на ролики 2 и, следовательно, увеличением натяга в подшипниках.

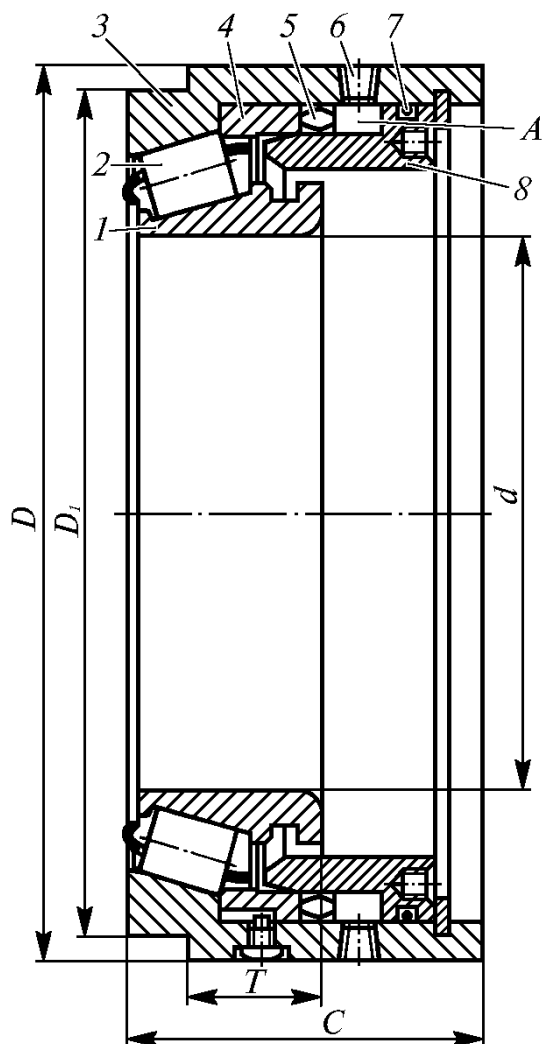
4. СПОСОБЫ СМАЗЫВАНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Жидкие смазочные масла хорошо отводят теплоту от шпиндельных опор, унося из подшипников продукты изнашивания, делают ненужным периодический надзор за подшипниками. При выборе вязкости масла учитывают частоту вращения шпинделя, температуру шпиндельного узла и ее влияние на вязкость масла.

Систему смазывания жидким материалом выбирают, исходя из требуемой быстроходности шпинделя (табл. 18), с учетом его положения (горизонтальное, вертикальное или наклонное), условий подвода масла, конструкции уплотнений. В зависимости от способности отводить теплоту от опор качения системы смазывания делят на два типа: с отводом теплоты - система обильного смазывания, без отвода теплоты - система минимального смазывания.

Обильное смазывание обеспечивается циркуляционной системой, впрыскиванием, поливом опор струей масла. Циркуляционное смазывание осуществляется автономной системой, предназначенной только для шпиндельного узла, или системой, общей для него и коробки скоростей. Масло подается в шпиндельную опору или карман, из которого стекает в него. Для улучшения циркуляции масла предусматривают отверстия в пружинном кольце подшип-

Табл. 17. Конические роликовые подшипники типа 117000



Обозначение подшипника	Размеры, мм					Частота вращения при смазывании жидким маслом, об/мин
	d	D	D_1	T	C	
117710	50	104	103,5	31	63	8400
117712	60	120	128	30	64	7000
117714	70	130	138	30	64	6000
117716	80	140	148	30	66	5250
117718	90	150	158	30	66	4700
117720	100	170	178	27	70	4200
117722	110	170	178	27	70	3800
117724	120	180	190	26	70	3500
117726	130	190	200	29	72	3200
117728	140	205	213	27	72	3000
117732	160	227	235	30	76	2600

Табл. 18. Параметр предельной быстроходности шпиндельных узлов для различных систем смазывания

Тип опор шпинделя	Метод смазывания	Параметр предельной быстроходности dn , мм • мин ⁻¹
Радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 12...18°	Смазывание масляным туманом	$(8...10) \cdot 10^5$
	Масловоздушное смазывание	$(8...10) \cdot 10^5$
	Минимальное импульсное жидкое смазывание	$(8...10) \cdot 10^5$
	Смазывание впрыскиванием с охлаждением масла	$(10...20) \cdot 10^5$
Все другие виды опор	Циркуляционное смазывание (без охлаждения масла)	$(2...2,5) \cdot 10^5$
	Смазывание масляным туманом	$(3...5) \cdot 10^5$
	Масловоздушное смазывание	$(3...5) \cdot 10^5$
	Минимальное импульсное жидкое смазывание	$(3...5) \cdot 10^5$
	Смазывание впрыскиванием с охлаждением масла	$(5...6) \cdot 10^5$

ника, в роликах. Чтобы обеспечить надежное попадание смазочного материала на рабочие поверхности подшипников, масло подводят в зону всасывания, т.е. к малому диаметру дорожек качения радиально-упорных, шариковых и роликовых подшипников, которым присущ насосный эффект. Если два подшипника установлены рядом, целесообразно вводить масло между ними. В вертикальном положении шпинделя масло подводят к самому верхнему подшипнику. Предусматривают свободный слив масла из опоры, благодаря чему не допускают его застоя и снижают температуру опоры. В резервуаре или с помощью специального холодильника масло охлаждается. С повышением

частоты вращения шпинделя разница между количеством выделяющейся теплоты и отводимой от подшипникового узла увеличивается, а при высокой частоте вращения через подшипники невозможно прокачать нужный объем масла. Например, двухрядные роликоподшипники создают большое гидравлическое сопротивление, и перемешивание слишком большого объема масла приводит не к снижению, а к повышению температуры опоры.

Минимально-допустимый расход жидкого смазочного материала ($\text{см}^3/\text{мин}$) для смазывания шпиндельных опор можно определить по зависимости

$$Q = 0,66 d_m n^{0,5} i \nu^{-1} k_1 k_2 k_3 k_4,$$

где d_m - средний диаметр подшипников, мм;

i - число рядов тел качения в подшипнике;

ν - вязкость масла при рабочей температуре опоры, $\text{м}^2/\text{с}$;

k_1 - коэффициент, характеризующий тип подшипника (для шарикоподшипников $k_1=1$, для роликоподшипников $k_1=2$);

k_2 - коэффициент, характеризующий условия нагружения (при легком нагружении без предварительного натяга $k_2=1$, при тяжелом нагружении с предварительным натягом $k_2=2$);

k_3 - коэффициент, характеризующий условия выхода масла из рабочей зоны подшипника (при свободном выходе из конических, упорных и упорно-радиальных подшипников $k_3=2$, при свободном выходе радиальных подшипников $k_3=1$);

k_4 - коэффициент, зависящий от рабочей температуры подшипника.

Прокачивание через шпиндельную опору нескольких тысяч кубических сантиметров масла в минуту не только позволяет надежное смазывание, но и обеспечивает отвод теплоты от опоры, т.е. создает режим "охлаждающего" смазывания. Расход масла при таком смазывании зависит от типа подшипника, частоты его вращения и вязкости масла. Для конических роликоподшипников $Q = (5...10)d$. Для радиально-упорных подшипников при $d > 120$ мм $Q > 2500 \text{ см}^3/\text{мин}$. Для упорно-радиальных подшипников при $d = 80...180$ мм $Q = 500...5000 \text{ см}^3/\text{мин}$, при $d > 180$ мм $Q = 2000...10000 \text{ см}^3/\text{мин}$.

Смазывание впрыскиванием осуществляется специальной системой. Через 3-4 отверстия в кольце подшипника или через каналы в проставочном кольце и зазор между сепаратором и внутренним кольцом подшипника масло под давлением до 0,4 МПа попадает на его рабочие поверхности. При этом

расход масла по сравнению с циркуляционной системой увеличивается, а температура подшипника снижается. Масло из опоры может удаляться само-теком или с помощью насоса. Необходимый расход через опору при номинальном диаметре отверстия подшипника до 50 мм, 50...120 мм и более 120 мм должен составлять соответственно 500...1500, 1100...4200 и более 2500 см³/мин.

Системы минимального смазывания можно подразделить на капельную и фитильную системы и смазывание масляным туманом, которые обеспечивают во внутренней полости опоры необходимый минимальный объем смазочного материала, достаточный только для разделения рабочих поверхностей опоры эластогидродинамической пленкой.

Капельная система обеспечивает подачу в подшипник небольшого объема масла (от 0,02 до 2 см³/мин).

Фитильная система также служит для подачи в шпиндельную опору небольшого объема масла. Оно поступает из резервуара по фитилю. Из-за невозможности точного регулирования расхода масло может накапливаться в опоре.

Смазывание масляным туманом, образующимся с помощью маслораспылителя, приводит к выделению в опорах минимального количества теплоты. Они хорошо охлаждаются сжатым воздухом и благодаря его избыточному давлению защищены от пыли. Однако система сложна, и проникающие наружу через уплотнения частицы масла ухудшают санитарное условие у станка. Требуемый расход смазочного материала (см³/мин)

$$Q = Q_0 k_1 k_2 k_3 ,$$

Q_0 - минимальный допустимый расход масла при благоприятных условиях (для шарикоподшипников $Q_0 = 0,02$ см³/мин, для цилиндрических роликоподшипников $Q_0 = 0,04$ см³/мин);

k_1 - коэффициент, зависящий от частоты вращения и размера подшипника (при $nd^{1,5} < 10^5$ $k_1=1$, при $nd^{1,5} = 10^5 \dots 10^6$ $k_1=2$, при $nd^{1,5} < 10^6$ $k_1=4$);

k_2 - коэффициент запаса смазочного материала в корпусе опоры (при достаточном запасе, обеспечиваемом смазочной ванной, $k_2=1$, при незначительном запасе $k_2=2$, при отсутствии запаса, когда масло свободно стекает из опоры, $k_2=4$);

k_3 - коэффициент, зависящий от допускаемой температуры опоры t (при

$t = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k_3=1$, при $t = 70\ldots 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k_3=2$, при $t = 100\ldots 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ $k_3=4$).

Маслово-воздушное смазывание осуществляется следующим образом. Плунжерный дозатор, установленный в точке смазывания, через определенные интервалы времени выдает в смеситель заданный объем масла. Там оно захватывается охлажденным воздухом, имеющим давление 0,2...0,4 МПа, и в виде капель (а не микротумана) подводится к смазываемым поверхностям. Объем подводимого к шпиндельной опоре масла определяется расходом воздуха и не зависит от его давления и расхода масла. В отличие от смазывания масляным туманом рассматриваемый метод позволяет повысить подачу масла в каждой точке с целью защиты опор от загрязнений и их дополнительного охлаждения. Маслово-воздушное смазывание не загрязняет окружающую среду микротуманом и рекомендуется для быстроходных шпиндельных узлов.

Пластичные смазочные материалы применяют в тех случаях, когда специальное охлаждение опор не требуется, например, при смазывании радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $12\ldots 18^{\circ}$ при $dn = (5\ldots 6) \cdot 10^5\text{ мм}\cdot\text{мин}^{-1}$, других опор при $dn = (3\ldots 3,5) \cdot 10^5\text{ мм}\cdot\text{мин}^{-1}$. Пластичный смазочный материал особенно целесообразно применять в автономных шпиндельных узлах, не имеющих зубчатых передач, которые обычно смазываются жидким маслом, а также в шпиндельных узлах, расположенных вертикально или наклонно, при этом их уплотнения становятся более простыми.

При проектировании шпиндельных узлов с подшипниками, смазываемыми пластичным материалом, следует определить минимально необходимый для опоры объем материала, сделать прогноз его срока службы, предусмотреть надежные уплотнения узла как со стороны коробки скоростей, так и с наружной стороны. Излишний смазочный материал в опоре вызывает повышенный нагрев, поэтому объем материала в опоре не должен превышать требуемого минимума. Объем масла, которое должно быть заложено в опору (см^3)

$$Q = d_m B K,$$

где d_m - средний диаметр подшипника, мм;

B - ширина подшипника, мм (для упорных и упорно-радиальных подшипников вместо B в зависимость подставляют высоту подшипника);

K - коэффициент, равный 0,01; 0,015; 0,02; 0,03; 0,04 для подшипников, имеющих диаметр отверстия 40...100 мм, 100...130, 130...160, 160...200, 200 и более миллиметров.

Периодически в опоры необходимо вводить дополнительные объемы масла (см^3)

$$Q = D B K_I,$$

где D и B - наружный диаметр и ширина подшипника, мм;

K_I - коэффициент, зависящий от периодичности пополнения подшипника смазочным материалом: при ежедневном пополнении $K_I = 0,0012...0,0015$; при еженедельном $K_I = 0,0015...0,002$; при пополнении раз в месяц $K_I = 0,002...0,003$; при пополнении раз в год $K_I = 0,003...0,0045$.

5. ТИПОВЫЕ КОМПОНОВКИ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ И ПРИМЕРЫ ИХ КОНСТРУКЦИИ

Шпиндельные узлы с двухрядным роликовым подшипником типа 3182100К и упорно-радиальным шариковым подшипником типа 178800 (рис. 2,а) применяют в средних и тяжелых токарных, фрезерных, фрезерно-расточных и шлифовальных 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 $dn_{max} = (1,5...4,5) \cdot 10^5$ мм \cdot мин⁻¹, где n_{max} - наибольшая частота вращения.

Шпиндельные узлы с двухрядным роликовым коническим подшипником типа 697000 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней (рис. 2,б) предназначены для средних и тяжелых токарных и фрезерных станков, изготавливаемых крупными партиями. Передняя опора имеет высокую жесткость, предварительный натяг в ней создают с помощью проставочного кольца, в задней - пружинами. Диаметр шпинделя в передней опоре - 60...200 мм. Предельная частота вращения относительно невысокая: характеристика быстроходности $(1,6...2) \cdot 10^5$ мм \cdot мин⁻¹.

Шпиндельные узлы с однорядным коническим подшипником типа 67700 в передней опоре и однорядным роликовым коническим подшипником с широким наружным кольцом типа 17000 в задней (рис. 2, в) применяют в небольших и средних токарных и фрезерных станках, изготавливаемых крупными партиями. Диаметр шпинделя в передней опоре - 40...160 мм. Характеристика быстроходности $(2...3) \cdot 10^5$ мм \cdot мин⁻¹. Наибольшая частота вращения выше, чем для предыдущей конструкции, но радиальная и осевая жесткость ниже.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 36000К или 46000К (рис. 2, г) предназначены для легких и средних токарных,

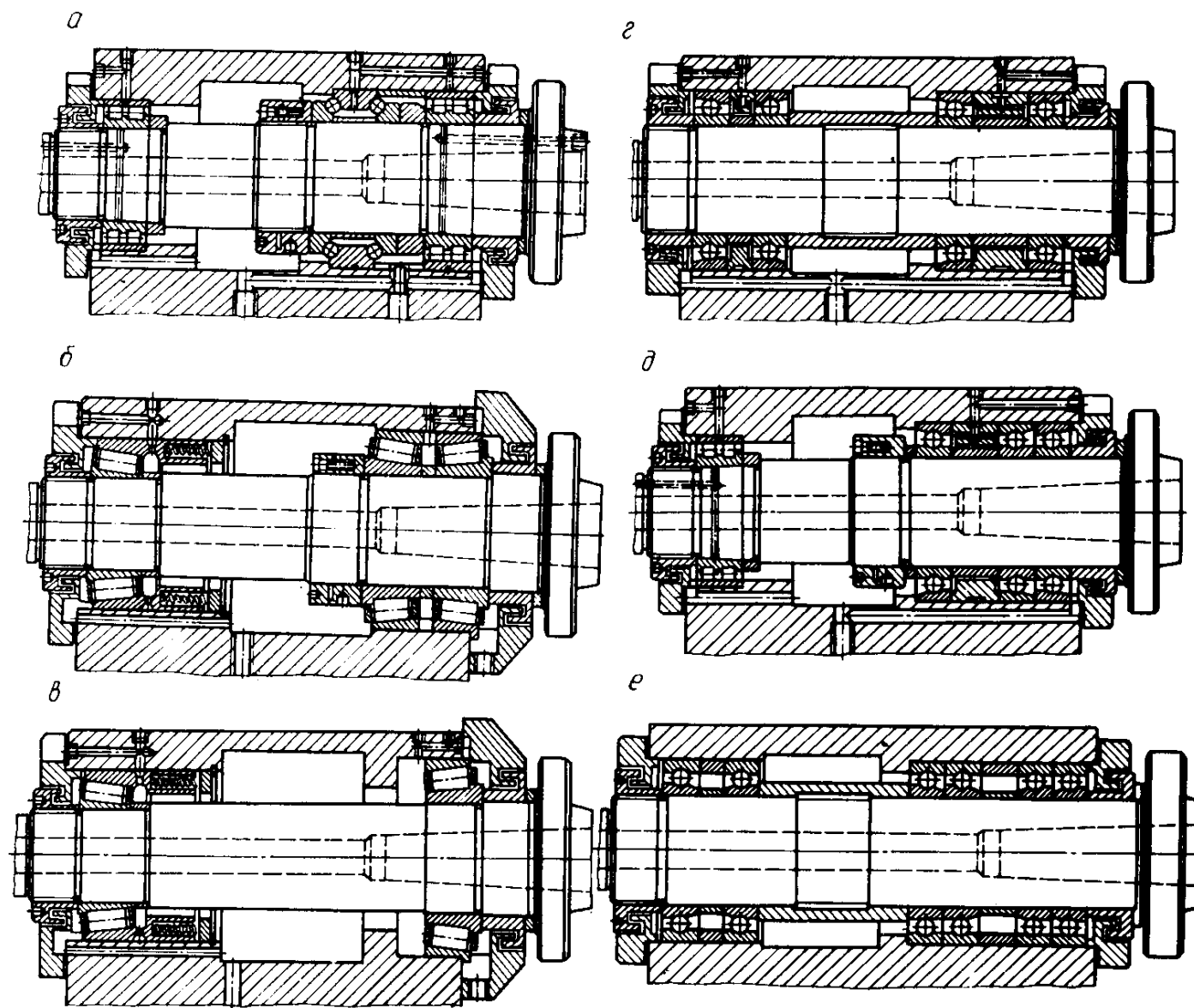


Рис. 2. Типовые компоновки шпиндельных узлов

фрезерных, фрезерно-расточных и шлифовальных станков. Диаметр шпинделя в передней опоре - 30...120 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 $(4...6) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типа 46000К в передней опоре и двухрядным роликовым подшипником типа 3182100К в задней (рис. 2, д) применяют в легких токарных автоматах, алмазно-расточных и скоростных фрезерных станках, а также в силовых головках агрегатных станков. Диаметр шпинделя в передней опоре - 20...80 мм. Частота вращения шпинделя достаточно высока: характеристика быстроходности $(7...11) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$. 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.

Шпиндельные узлы с радиально-упорными шарикоподшипниками типов 46000К $\frac{1}{2}$ 2 или 36000К $\frac{1}{2}$ 2 и 36000К (рис. 2, а) применяют в средних и тяжелых круглошлифовальных и плоскошлифовальных станках. Диаметр передней шейки шпинделя - 60...140 мм, характеристика быстроходности $(4...6) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{мин}^{-1}$.

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

Передняя опора и передний конец шпинделя фрезерно-расточного станка с ЧПУ.

В коническом отверстии (рис. 3) зажимается инструментальная оправка 3, крутящий момент на которую передается двумя торцевыми шпонками 2. Механизм зажима оправки состоит из цанги 13, штанги 12, пакета тарельчатых пружин 11 и гидроцилиндра (не показанного на рисунке). Оправка освобождается при движении штанги влево. Крутящий момент передается на шпиндель зубчатыми колесами 9 и 8. На рис. 3 показаны два варианта передней опоры. Опора, выполненная по первому варианту (показана над осью шпинделя), состоит из двухрядного роликоподшипника 5 с короткими цилиндрическими роликами, воспринимающего радиальную нагрузку, и двух упорных шарикоподшипников 6, воспринимающих осевую нагрузку. Радиальный зазор в двухрядном роликоподшипнике регулируют с помощью гайки 10 после подшлифовки компенсаторного кольца 1, состоящего из двух полуколец. Съем этого подшипника облегчается благодаря распрессовке внутрен-

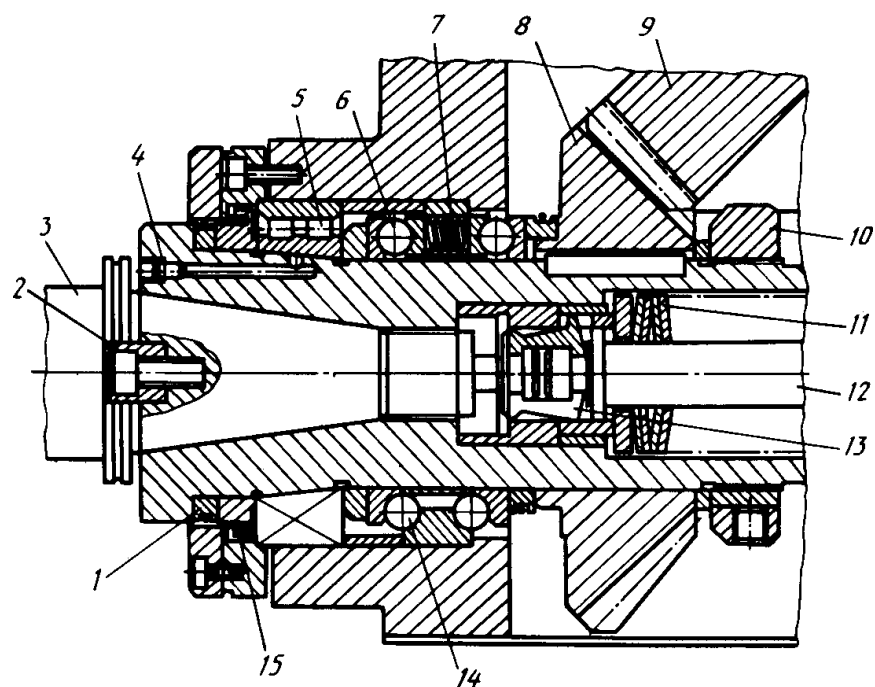


Рис. 3. Передняя опора и конец шпинделя фрезерно-расточного станка с ЧПУ

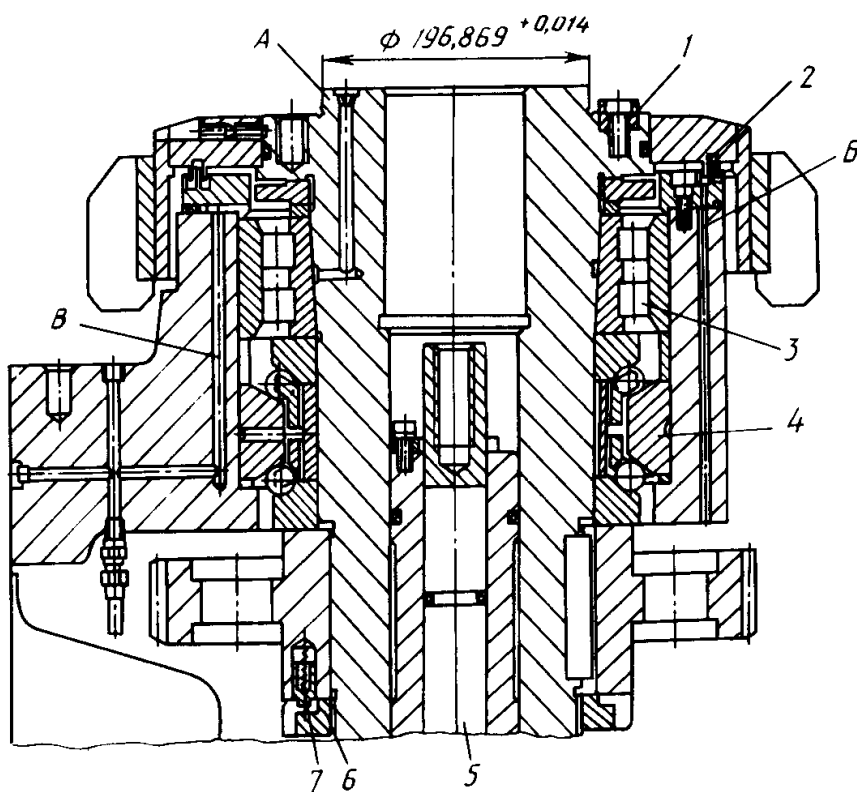


Рис. 4. Передняя опора и конец шпинделя вертикального токарного полуавтомата с ЧПУ

него кольца маслом, заливаемым в отверстие 4. Натяг упорных подшипников обеспечивается пружинами 7. В передней опоре, выполненной по второму варианту, вместо упорных применен упорно-радиальный шарикоподшипник 14 типа 178800. Для защиты от загрязнений и предотвращения вытекания из опоры смазочного материала использовано лабиринтовое уплотнение 15.

Передняя опора и передний конец шпинделя вертикального токарного полуавтомата с ЧПУ.

Обрабатываемая заготовка закрепляется в патроне, который центрируется по коническому буртику А (рис. 4) и получает привод от гидроцилиндра через шток 5. Крутящий момент передается патрону с помощью пальца 1. Радиальную нагрузку воспринимает двухрядный роликовый подшипник 4. Радиальный зазор в роликовом подшипнике регулируется с помощью гайки 6. Для ее стопорения служит фиксатор 7, который под действием пружины входит в один из имеющихся в гайке пазов. Смазывание опоры осуществляется жидким материалом с помощью циркуляционной системы. По каналу В масло подводится к верхнему торцу роликового подшипника, самотеком проходит через рабочие зоны обоих подшипников и сливается в корпус шпиндельной бабки. Опора защищена зигзагообразным лабиринтным уплотнением 2. По каналу Б масло из полости уплотнения сливается во внутреннюю полость шпиндельной бабки.

Передняя опора и передний конец шпинделя многооперационного станка.

В опоре применены двухрядный роликовый подшипник 6 с короткими цилиндрическими роликами (рис. 5), упорно-радиальный подшипник 5. Натяг в роликовом подшипнике регулируется гайкой 3 после подшлифовки кольца 7, состоящего из двух полуколец. Для ее стопорения служат гайка 1 и винты 2. Гайка воздействует на подшипник через длинную втулку 4, торцы которой изготовлены с малым отклонением от перпендикулярности к ее оси. Втулка насажена на цилиндрическую шейку шпинделя с малым зазором. Благодаря высокой точности втулка оказывает равномерное давление на подшипник, что предохраняет шпиндель от изгиба, который мог бы появиться при регулировании натяга подшипника.

Использована система обильного смазывания жидким материалом. Масло подается в ванну А и по двум отверстиям Б поступает в опору. Для слива масла из опоры предусмотрены каналы Д достаточно большого сечения. Это предотвращает его застой и нагревание. Щелевым уплотнением опора защищена от загрязнений. Масляная пленка, образующаяся на шпинделе, сбрасывается кромками канавок В, находящихся в кольцевой камере Г.

Шпиндельный узел расточной бабки агрегатного станка (рис. 7).

Этот узел относится к группе узлов со средней частотой вращения. Радиальную нагрузку на переднюю опору воспринимает двухрядный роликовый

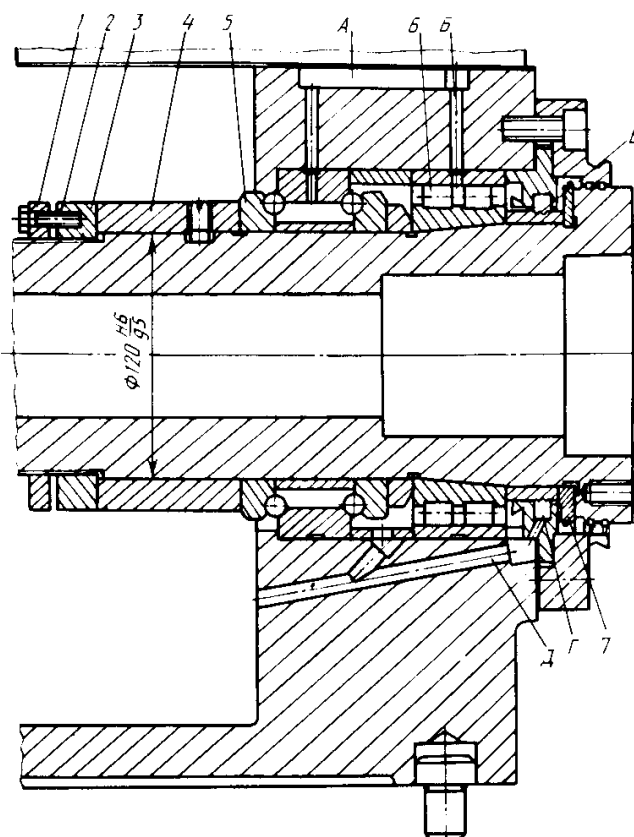


Рис. 5. Передняя опора и конец шпинделя многоцелевого станка

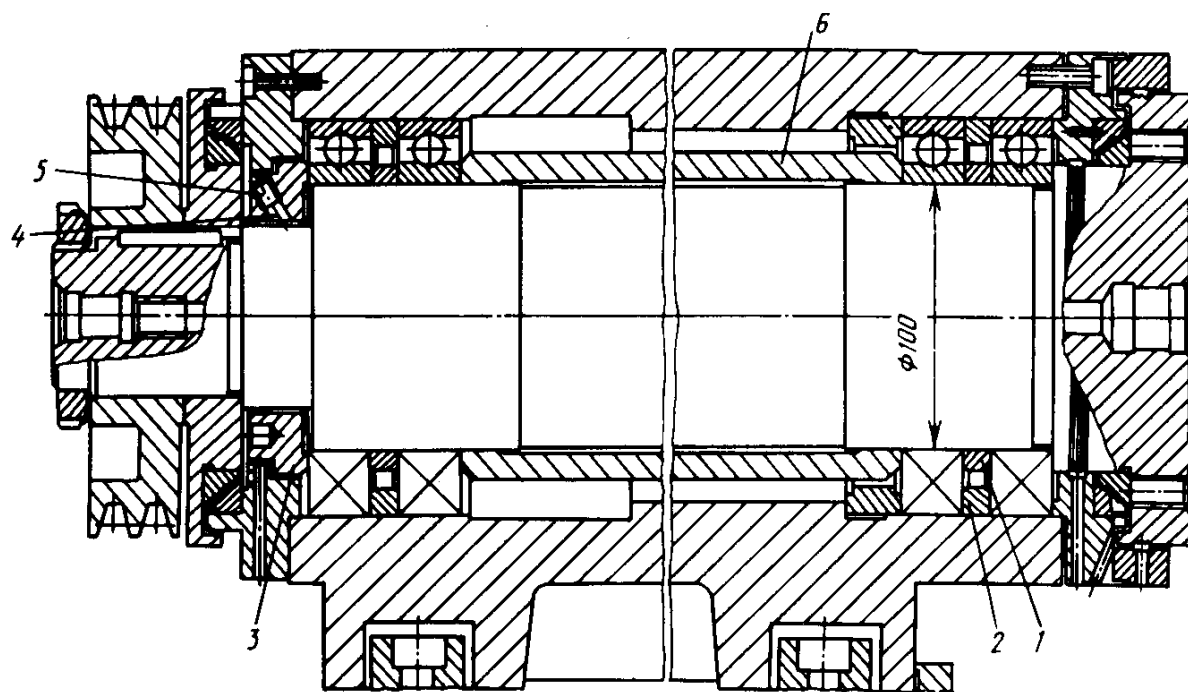


Рис. 6. Шпиндельный узел отделочно-расточной головки

подшипник с короткими цилиндрическими роликами, осевую - два шариковых упорных подшипника. Для снижения влияния на их работоспособность центробежного и гироскопического эффектов подшипники установлены вместе с пружинами. Предварительный натяг двухрядного роликового подшипника создают и регулируют гайкой 4 после подшлифовки торца кольца 5, состоящего из двух полуколец, стянутых проволочным кольцом. По окончании регулировки опоры положение гайки фиксируется подпружиненным фиксатором 3. Гайку можно привести во вращение после того, как с помощью отвертки фиксатор будет выведен из паза и повернут на 90° (фиксатор можно повернуть благодаря имеющемуся на нем шлицу). Чтобы регулировку сделать более тонкой, в шпиндель встроены два фиксатора с шагом 120° . В задней опоре установлены два радиально-упорных шариковых подшипника. Их натяг обеспечен благодаря тому, что проставочное кольцо 1 меньшей высоты, чем кольцо 2. Так как задняя опора сделана плавающей, препятствий для температурного удлинения шпинделя не имеется. Для смазывания обеих опор применяется пластичный смазочный материал.

Шпиндельный узел отделочно-расточной головки.

К отделочно-расточным головкам, которые используются в качестве шпиндельного узла алмазно-расточных станков, предъявляются высокие требования относительно точности, жесткости и температуры при длительной работе станка. На рис. 6 показан шпиндельный узел отделочно-расточной головки с радиально-упорными подшипниками, которые хорошо работают при частоте вращения до 5000 об/мин и выше. В обеих опорах подшипники установлены по схеме дуплекс-О. Осевое усилие предварительного натяга создается дистанционными кольцами 1 и 2 разной высоты. Все подшипники стянуты гайкой 3 через дистанционную гильзу 6. Для стопорения гайки применены резьбовой вкладыш 4 и стопорный винт 5. Подшипники передней опоры зажаты между корпусом и передней крышкой, благодаря чему шпиндель зафиксирован в осевом направлении. Задняя опора сделана плавающей. Подшипники смазываются пластичным материалом, нанесенным на их беговые дорожки в объеме около 4 см^3 на один подшипник.

6. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ОПОР ШПИНДЕЛЯ

Общие сведения о жесткости опор. При расчете на жесткость шпиндель рассматривается как балка ступенчато-переменного сечения на податливых точечных опорах. Считается, что радиальные подшипники обладают только радиальной жесткостью, радиально-упорные - радиальной, осевой и угловой, упорно-радиальные - осевой и угловой жесткостью. Значения жесткости под-

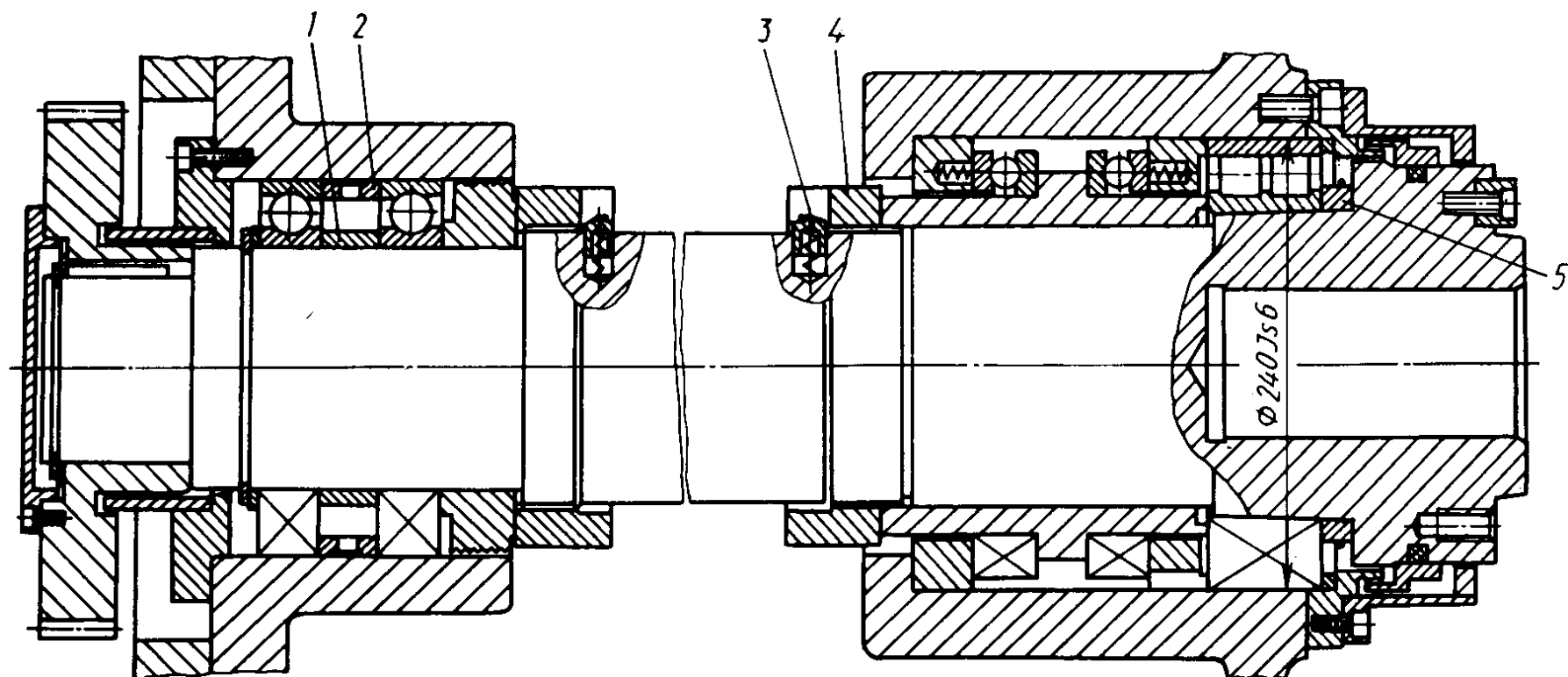


Рис. 7. Шпиндельный узел расточной бабки агрегатного станка

шипников определяют по справочникам. Принимают, что жесткость опор с предварительным натягом не зависит от рабочей нагрузки, но заметно уменьшается при значительном повышении частоты вращения шпинделя.

Расчетные радиальные опоры шпинделя при применении радиальных подшипников располагаются посередине ширины подшипников. Расчетные радиальные опоры шпинделя, установленного на радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипниках, находят с учетом угла контакта тел качения и колец подшипников. Считается, что такая опора фактически расположена в точках пересечения оси шпинделя с линией, проходящей через ось шарика или середину длины ролика под углом, равным углу контакта в подшипнике. Расчетные угловые опоры шпинделя при применении упорно-радиальных и сдвоенных упорных подшипников находятся на оси шпинделя посередине ширины подшипника.

Жесткость шпиндельного узла определяют с учетом жесткости его опор. Если опора состоит из одного подшипника, жесткость опоры равна его жесткости. Если в опору входит несколько подшипников, определять жесткость шпиндельного узла можно двумя путями:

1. Принимать каждый подшипник в качестве самостоятельной опоры, обладающей жесткостью подшипника, и рассматривать шпиндель как многоопорную статически неопределимую балку;

2. Все подшипники, находящиеся в опоре, считать образующими одну комплексную опору с жесткостью, зависящей от ее компоновочной схемы и жесткости подшипников.

Жесткость опоры с шариковыми радиально-упорными подшипниками [5].

Комплексную опору, состоящую из нескольких подшипников, представляют в виде двух условных опор: первая (1) - находящаяся ближе к переднему торцу шпинделя, вторая (2) - находящаяся дальше от него. Сдвоенные подшипники, установленные в одной условной опоре по схеме "тандем", считают одним двухрядным. Число подшипников в опорах 1 и 2 обозначают i_1 и i_2 .

Осевая жесткость комплексной опоры (Н/мм)

$$j_a = 1,5 C^{\frac{2}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}}),$$

где

$$C = 10^5 \cdot Z \cdot \sin^{\frac{5}{2}} a \sqrt{1,25 \cdot d_m} ;$$

F_H - сила натяга, (см. табл. 14);

Z - число тел качения в подшипнике;

a - фактический угол контакта в подшипнике, изменяющийся под действием предварительного натяга ($a = 15...26^\circ$);

d_m - диаметр шарика, мм.

Радиальная жесткость условной опоры может быть вычислена по формуле

$$j_{r1(2)} = \frac{K \cdot i_{1(2)}^{\frac{2}{3}} \cdot j_a}{1,5 \cdot \operatorname{tg}^2 a (i_1^{\frac{2}{3}} + i_2^{\frac{2}{3}})} .$$

Коэффициент K характеризует распределение нагрузки между телами качения и зависит от соотношения между силой натяга и радиальной нагрузкой:

$F_H/(F_r \operatorname{tg} a)$	1,28	1,35	1,43	1,53	1,67	2,25	3,2	5,4	12
K	0,16	0,3	0,4	0,52	0,6	0,65	0,71	0,74	0,75

Для шарикоподшипников типов 36000К и 36000У радиальная жесткость $j_r = (5,3...6)j_a$, для подшипников типов 46000К и 46000У $j_r = (1,95...2,1)j_a$.

Жесткость двухрядного упорно-радиального подшипника с углом контакта $a = 60^\circ$. Осевая жесткость подшипника (Н/мм)

$$j_a = 7000 K Z^{\frac{2}{3}} d_m^{\frac{1}{3}} F_H^{\frac{1}{3}} \sin^{\frac{5}{3}} a ,$$

где $K = 0,8...0,9$ - коэффициент, учитывающий погрешности изготовления подшипника.

Благодаря высокой угловой жесткости упорно-радиальный подшипник создаст значительный защемляющий момент. Угловая жесткость (Н • мм/рад) этого подшипника

$$j = \frac{M}{\varphi} = \frac{1}{32} (d + D^2) j_a ,$$

где M - защемляющий момент, действующий на шпиндель, Н • мм;

φ - угол наклона упругой оси шпинделя в опоре, рад;

d и D - внутренний и наружный диаметры подшипника, мм.

Жесткость однорядных конических подшипников.

Эти подшипники работают с небольшим зазором или натягом при совместном действии радиальной F_r и осевой F_a нагрузок. Для опоры с натягом при $(F_r/F_a) > 2$ радиальная жесткость

$$j_r = 7300 l^{0,8} Z^{0,9} F^{0,1} \cos^2 a \sin^{-0,1} a ,$$

где l - эффективная длина ролика, мм;

a - угол наклона оси роликов.

Жесткость роликового двухрядного подшипника с короткими цилиндрическими роликами зависит от его внутреннего диаметра (рис. 8).

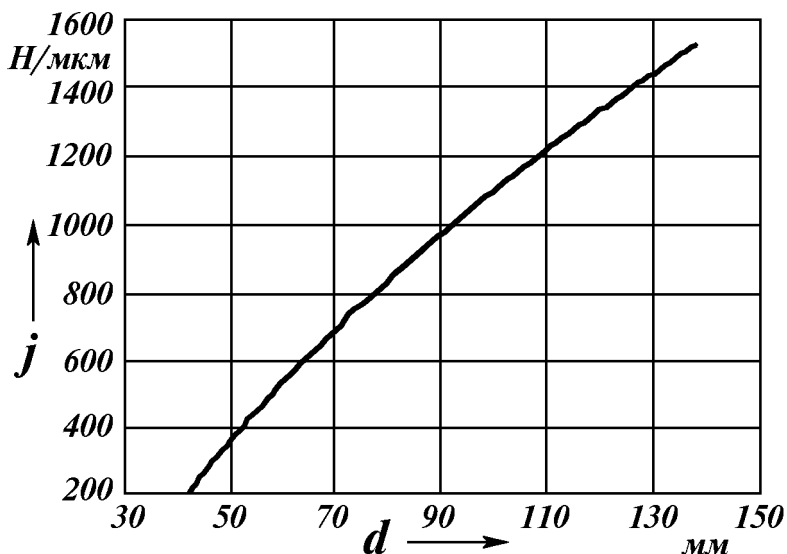


Рис. 8. Зависимость жесткости роликового двухрядного подшипника от его диаметра

7. РАСЧЕТ ЖЕСТКОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

На жесткость рассчитывают шпиндельные узлы всех типов. При этом определяют упругое перемещение шпинделя в сечении его переднего конца, для которого производится стандартная проверка шпиндельного узла на жесткость. Это перемещение принимают в качестве упругого перемещения переднего конца шпинделя.

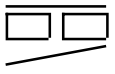


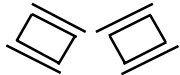
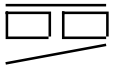
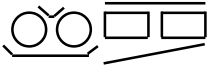

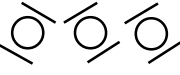

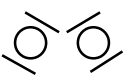
В перемещении учитывают только деформации тела шпинделя и его опор. Собственные деформации обрабатываемой детали, режущего инструмента, конического или другого соединения инструмента со шпинделем определяют дополнительными расчетами, не относящимися к расчету шпиндельного узла на жесткость.

Находят радиальную и осевую жесткость. При расчете радиальной жесткости все силы приводят к двум взаимно перпендикулярным плоскостям Y и Z , проходящим через ось шпинделя. Вычисляют радиальное перемещение его переднего конца в этих плоскостях, а затем суммарное перемещение

$$\delta = \sqrt{\delta_Y^2 + \delta_Z^2}$$

Необходимо учитывать существенное влияние осевой опоры на перемещение переднего конца, что является следствием заземляющего (реактивного) момента, возникающего в осевой опоре и противоположного по знаку моменту нагрузки. Дополнительное радиальное перемещение представляет собой сдвиг переднего конца под действием силы, возникающей как следствие заземляющего момента. Значения коэффициента, учитывающего при расчете жесткости шпинделя наличие в передней опоре заземляющего момента, приведены в табл. 19.

Табл. 19. Значения коэффициентов заземления

Тип установленных подшипников				
Схема шпиндельного узла	В передней опоре	В задней опоре	Коэффициент заземления	
		3182100; 8000	3182100	0,45...0,65
		697000	7200	0,30...0,45
		3182100; 178800	3182100	0,30...0,45
		36100	36100	0,20...0,30
		36100	36100	0,15...0,20

Радиальное перемещение шпинделя в заданном сечении, например, плоскости Y,

$$\delta_Y = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4,$$

где δ_1 - перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя;

δ_2 - перемещение, вызванное нежесткостью (податливостью) опор;

δ_3 - сдвиг, вызванный защемляющим моментом;

δ_4 - перемещение, вызванное податливостью контакта между кольцами подшипника и поверхностями шпинделя и корпуса, определяемое по зависимости

$$\Delta_c = \frac{4 \cdot 10^{-8} \cdot P \cdot K_1}{\pi \cdot d \cdot b} \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

где P - нагрузка на опору, Н;

$K_1 = 1 \dots 2,5$;

d - внутренний диаметр подшипника, м;

B и D - ширина и наружный диаметр подшипника, м.

Смещение переднего конца шпинделя зависит не только от его размеров, жесткости опор, нагрузок, но и от схемы нагружения.

СХЕМА 1. Приводной элемент шпинделя расположен между его опорами (рис. 9). Эта схема типична для токарных и фрезерных станков, а так же для многооперационных станков с ЧПУ. Радиальное упругое перемещение шпинделя в расчетной точке складывается из следующих перемещений: δ_{1Q} тела шпинделя под действием силы Q на приводном элементе; δ_{2Q} , вызванное деформацией опор от силы Q , δ_{1P} тела шпинделя под действием силы резания P ; δ_{2P} , вызванное деформацией опор от силы P .

Примем обозначения: l - расстояние между передней А и задней В опорами шпинделя; a - вылет переднего конца (консоль); b - расстояние от приводного элемента до передней опоры; J_1 - среднее значение осевого момента инерции сечения консоли; J_2 - среднее значение осевого момента инерции сечения шпинделя в пролете между опорами; S_1 и S_2 - площади сечения переднего конца и межопорной части шпинделя; E - модуль упругости материала; G - модуль сдвига материала шпинделя; j_A и j_B - радиальная жесткость передней и задней опор; ϵ - коэффициент защемления в передней опоре.

Упругое перемещение переднего конца шпинделя, складывающееся из всех названных выше перемещений с учетом действия защемляющего момента в передней опоре

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{a^2 l (1 - \epsilon)}{3EJ_2} + \right.$$

$$+ \frac{j_A a^2 (1 - \epsilon) + j_B [l + a(1 - \epsilon)]^2}{j_A j_B l^2} J \pm Q(1 - \epsilon) \times$$

$$\times \left[\frac{j_A (l + a) - j_B (l - b)}{j_A j_B l^2} + \frac{a(b^2 + 2bl^2 - 3b^2 l)}{3 EJ_2 l} \right].$$

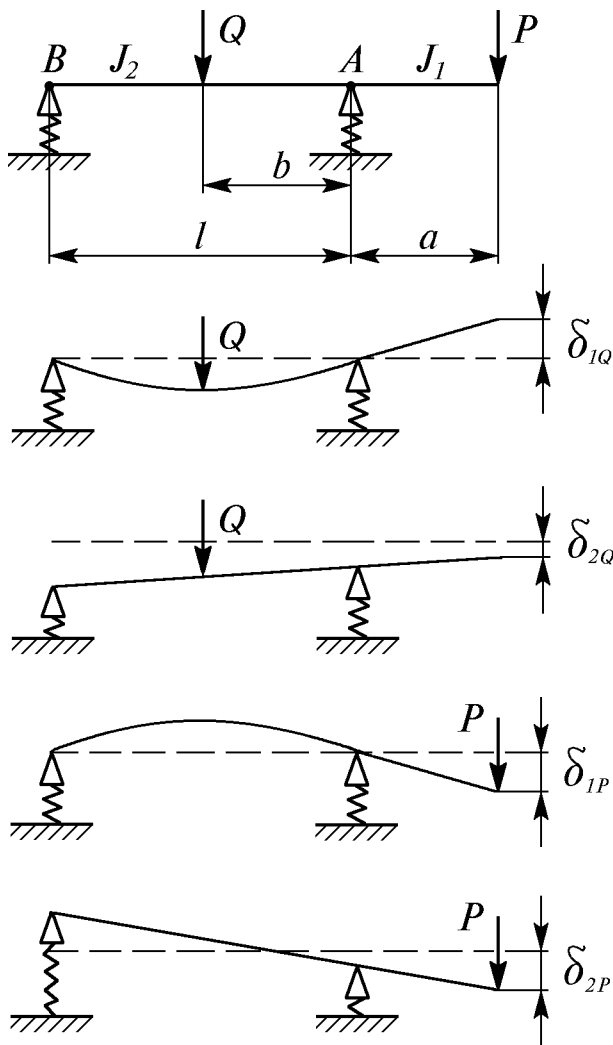


Рис. 9. Составляющие перемещения шпинделя в расчетном сечении

Угол поворота (рад) в передней опоре

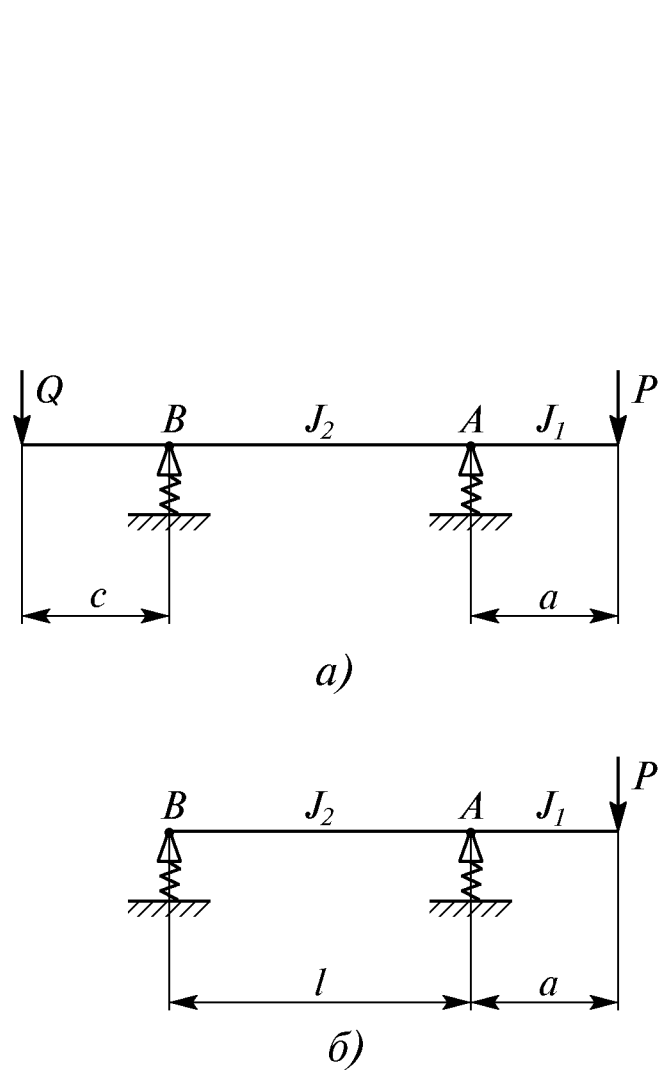


Рис. 10. Схемы к расчету шпиндельного узла на жесткость

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} [P_a l - \frac{Q}{2l} (b^3 + 2bl^2 - 3b^2 l)] .$$

В этих зависимостях под P и Q понимают составляющие сил, приведенные к одной плоскости. Перед Q принимают знак "плюс", если силы P и Q направлены в одну сторону и знак "минус", если они направлены в противоположные стороны.

СХЕМА 2. Приводной элемент расположен на задней консоли на расстоянии C от задней опоры (рис. 10, а). Этот случай характерен для внутришлифовальных и отделочно-расточных головок. Перемещение переднего конца шпинделя с учетом заземляющего момента в передней опоре

$$\begin{aligned} \delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = & \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{J_2} \right] + \\ & + \frac{Qlac(1-\epsilon)}{6EJ^2} + P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} \right\} - \\ & - Q(1-\epsilon) \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right] . \end{aligned}$$

Знаки перед Q соответствуют случаю, когда силы P и Q направлены в одну сторону. Если же они направлены в противоположные стороны, знаки перед Q заменяются на противоположные. Перемещение переднего конца шпинделя при отсутствии заземляющего момента вычисляют по вышеприведенной формуле при $\epsilon = 0$.

СХЕМА 3. Шпиндель не нагружен силами от привода, на него действует сила резания P (рис. 10, б). Такие шпиндельные узлы часто применяют в прецизионных станках. Перемещение переднего конца шпинделя с учетом заземляющего момента в передней опоре

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = P \left\{ \frac{a^2}{3E} \left[\frac{a}{J_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{J_2} \right] + \right.$$

$$+ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} + \frac{a}{GS_1} + \frac{a^2(1-\epsilon)}{GS_2 l} .$$

Угол поворота шпинделя в передней опоре

$$\Theta = \frac{Pal}{3EJ_2} .$$

Введя в зависимости этого раздела безразмерное отношение $\lambda = l / a$, характеризующее относительную длину межопорной части шпинделя, из равенства $(d\delta / d\lambda) = 0$ находят оптимальное значение λ , а следовательно, и оптимальное по условию жесткости расстояние между опорами шпинделя.

8. РЕКОМЕНДАЦИИ ПО КОНСТРУИРОВАНИЮ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ

Исходными данными при проектировании шпиндельного узла являются: тип, размер, класс точности станка, предельные параметры процесса обработки (предельные значения частоты вращения шпинделя, силы резания, крутящего момента); тип и расположение привода; вид смазки.

Материал шпинделя выбирают исходя из требований обеспечить необходимую твердость и износостойкость его шеек и базирующих поверхностей, а также предотвратить малые деформации шпинделя с течением времени (коробление).

Шпиндели станков нормальной точности изготавливают из сталей 40X, 45, 50 с закалкой ответственных поверхностей до твердости 48...56 HRC₃ с использованием индукционного нагрева. Если его применение вызывает затруднение, шпиндели изготавливают из стали 40ХГР или 50X и подвергают объемной закалке до твердости 56...60 HRC₃.

Шпиндели станков с ЧПУ и многоцелевых станков, для которых требуется повышенная износостойкость поверхностей, используемых для центрирования и автоматического закрепления инструментов или приспособлений, изготавливают из сталей 20X, 18ХГТ, 12ХН3А с цементацией и закалкой до твердости 56...60 HRC₃.

Для шпинделей прецизионных станков применяют азотируемые стали 38ХМЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости 63...68 HRC₃.

Тип подшипника выбирают по критериям точности, жесткости и частоты вращения шпинделя. В зависимости от требований к станку один из параметров

может стать наиболее важным, при этом высокие значения жесткости и частоты вращения не могут быть достигнуты одними и теми же путями.

В зависимости от требуемой быстроходности шпиндельные узлы можно разделить на две группы:

1. Имеющие параметр быстроходности $d_m n_{max}$ от $3 \cdot 10^5$ до $6 \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹ при окружной скорости шейки шпинделя 15...30 м/с и допускающие скорость резания до 1000 м/мин;

2. Имеющие параметр быстроходности $d_m n_{max}$ от $6 \cdot 10^5$ до $18 \cdot 10^5$ мм • мин⁻¹ при окружной скорости шейки шпинделя 30...90 м/с и допускающие скорость резания до 4000...6000 м/мин.

В шпиндельных узлах первой группы могут быть установлены подшипники качения любого типа, для узлов второй группы наиболее подходят радиально-упорные шарикоподшипники с углом контакта 12...18°.

Передняя опора шпинделя нагружена больше задней. Ее погрешности в большей степени влияют на точность обрабатываемых на станке деталей. Поэтому в передней опоре устанавливают подшипники более точные, чем в задней.

Переднюю опору делают более жесткой, для чего в ней часто устанавливают двоянные подшипники. Для увеличения жесткости шпиндельного узла в целом подшипники, предназначенные для восприятия осевых нагрузок, целесообразно устанавливать в переднюю опору, а заднюю опору делать плавающей.

Для повышения жесткости опоры к ней прикладывают предварительную нагрузку, с помощью которой устраняют зазоры в подшипниках и создают в них предварительный натяг. Последний может быть жестким и мягким. Жесткий натяг получается в результате жесткой фиксации колец подшипника друг относительно друга, для чего сошлифовывают торец одного кольца и смещают его в осевом направлении, устанавливают втулки различной длины между наружными и внутренними кольцами или используют особенности конструкции подшипника. По мере изнашивания подшипников жесткий натяг снижается. Мягкий натяг создается пружиной, обеспечивающей постоянство осевой нагрузки. В станках, работающих в широком диапазоне нагрузок, применяют системы автоматического регулирования натяга, обеспечивающие заданную жесткость шпиндельного узла при сохранении долговечности подшипников.

Размеры шпинделя влияют на его жесткость, температуру опор, точность. Так, с увеличением диаметра повышается жесткость, но возрастает тепловыделение. Жесткость зависит так же от расстояния между опорами и длины консоли. Поэтому, если заданы тип опор и вид смазки, главные размеры шпиндельного узла определяют в результате расчетов на быстроходность, жесткость, биение шпинделя

и нагрев подшипников.

Размеры посадочных поверхностей для крепления инструмента или приспособления регламентируются стандартами на передние концы шпинделей и зависят от типа и размера станка.

Расстояние от переднего торца шпинделя до середины передней опоры, называемое вылетом шпинделя, зависит от размеров названных выше посадочных поверхностей и выбирается минимальным.

Верхнее возможное значение диаметра d посадочного отверстия переднего подшипника определяется наибольшей частотой вращения шпинделя n_{max} , диаметром d_l переднего конца шпинделя, наибольшей допускаемой температурой (диаметром d_T , вычисленным по условию нагрева). Нижнее возможное значение d определяется допускаемой жесткостью шпиндельного узла (минимальным диаметром d_j , найденным по условию жесткости), диаметром d_o (диаметр внутреннего кольца, замеренный в среднем сечении передней опоры) и минимальной толщиной стенки t_{min} (толщина стенки шпинделя в среднем сечении передней опоры). Эти ограничения можно представить в виде неравенств:

$$\begin{aligned} d_o &\leq \frac{(d_n)_{max}}{n_{max}} ; \\ d_o + 2t_{min} &\leq d < d_l ; \\ d_j &\leq d \leq d_T . \end{aligned}$$

Верхнее возможное значение расстояния между опорами l определяется длиной шпиндельной бабки, нижнее условиями размещения на шпинделе необходимых устройств, в том числе приводного элемента, а так же сильным влиянием расстояния l на передачу биения подшипников на передний конец шпинделя. Если Δ , Δ_n и Δ_3 - радиальные биения конца шпинделя, переднего и заднего подшипников, то

$$\Delta = \Delta_n + \frac{a}{l} (\Delta_n + \Delta_3) .$$

Отсюда следует, что по критерию биения переднего конца шпинделя $l > 2,5a$.

Если подшипники качения сопрягаются с деталями относительно низкой точности, в процессе монтажа подшипников и регулирования зазоров или натяга профиль дорожек качения искажается, в результате чего жесткость и точность шпиндельного узла снижается. Поэтому отклонения размеров и форм поверхнос-

тей деталей, сопряженных с подшипниками качения, должны быть меньше отклонений контактирующих с ними поверхностей подшипников.

9. РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА ПО ПРОГРАММЕ SPINCH

9.1. НАЗНАЧЕНИЕ ПАКЕТА ПРИКЛАДНЫХ ПРОГРАММ И УСЛОВИЯ ЕГО ПРИМЕНЕНИЯ

Пакет прикладных программ (ППП) SPINCH предназначен для автоматизированного расчета статических и динамических характеристик шпиндельного узла (ШУ) металлорежущих станков на основе использования стержневого метода конечных элементов и модального анализа.

В связи с усложнением конструкций и повышением требований к металлорежущим станкам, с одной стороны, и сокращением сроков изготовления новых образцов, с другой стороны, все более актуальной становится задача их многокритериальной оценки. Во многих случаях показатели качества станка определяются конструкцией ШУ. Их оценка на стадии проектирования для альтернативных вариантов конструкций позволяет выбрать лучший вариант и исключить возможность грубых просчетов. PPP позволяет производить автоматизированный расчет статических и динамических характеристик ШУ металлорежущих станков на различных опорах (качения, аэро- и гидростатических и других) при наличии параметров, характеризующих их жесткостные и демпфирующие свойства.

Результатом статического расчета ШУ являются:

1) осевые и радиальные упругие деформации, а также углы поворота сечений шпинделя, соответствующие узловым точкам расчетной схемы от заданных нагрузок и, при необходимости, веса шпинделя;

2) реакции в опорах ШУ и стыках.

При динамическом расчете ШУ определяются:

1) собственные частоты и модальные коэффициенты демпфирования;

2) нормальные формы колебаний упругой системы ШУ (изгибные и осевые) в заданном частотном диапазоне;

3) АФЧХ ШУ по любой заданной координате как от силы резания, так и от силы (момента), приложенной в любой узловой точке расчетной схемы.

Модальные параметры ШУ (собственные частоты, модальные коэффициенты демпфирования, нормальные формы колебаний) могут быть использованы для:

- получения реакции на произвольное воздействие;

- анализа влияния на амплитуду колебаний отдельно жесткостных и демпфирующих характеристик;
- не совмещения характеристик ШУ с характеристиками несущей системы и главного привода главного движения станка;
- сопоставления с аналогичными характеристиками, получаемыми в результате обработки экспериментальных частотных характеристик.

При расчете ШУ его конструкция представляется плоской расчетной схемой в правой прямоугольной системе координат (X, Z, ϕ_Y). Ось X совпадает с осью шпинделя. В расчетную схему могут входить следующие элементы:

- 1) упругие стержни с распределенной массой; относительный коэффициент рассеяния их энергии в материале принят равным 0,015;
- 2) невесомые упруго-диссипативные пружины (опоры шпинделя, соединения);
- 3) осесимметричные твердые тела (патроны, зубчатые колеса, шкивы и других) с сосредоточенными в центре тяжести инерционными параметрами (массой, моментом инерции массы относительно оси Y).

Центры тяжести сосредоточенных масс, точки размещения пружин, точки, где скачком изменяются геометрические характеристики стержней, являются узловыми. Их количество не должно превышать 15. Упругие элементы расчетной схемы ("стержни" и "пружины") соединяются между собой в узловых точках. Общее количество упругих элементов не должно превышать 25 (в том числе с заделкой одного из концов не более 10).

При расчете статических характеристик допускается приложение внешних сил в нескольких узловых точках (не более 5), возможен также учет весовой равномерно распределенной нагрузки. Веса сосредоточенных масс учитываются как внешние нагрузки, приложенные в соответствующих узлах расчетной схемы.

Расчет частотных характеристик ШУ проводится методами теоретического модального анализа. При этом используются соответствующие входу и выходу системы ШУ строки матрицы нормальных форм колебаний (модальной матрицы), а также значения модальных коэффициентов демпфирования. Последние рассчитываются в программе на основе данных о коэффициентах относительного рассеяния энергии колебаний элементов ШУ с учетом их участия в соответствующих формах колебаний. При наличии значений модальных коэффициентов демпфирования, полученных на основе обработки экспериментальных данных по ШУ, возможно их использование для расчета частотных характеристик.

9.2. ОРГАНИЗАЦИЯ ДИАЛОГА С ПОЛЬЗОВАТЕЛЕМ

После запуска программы на выполнение на дисплее выводится название программы. Для запуска программы на счет необходимо выбрать вид расчета из предлагаемого:

ВИДЫ РАСЧЕТА:

- 1 - СТАТИЧЕСКАЯ ДЕФОРМАЦИЯ ШУ;
- 2 - СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ, ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ И АФЧХ;
- 3 - ТОЛЬКО АФЧХ;
- 4 - КОНЕЦ;

ВВЕДИТЕ ВИД РАСЧЕТА =

В ответ на этот вопрос необходимо ввести цифру, соответствующую выбранному виду расчета. Значение переменных необходимо вводить после появления запроса в любом формате. После набора значений переменной необходимо нажать клавишу <ВК> (<ввод>). В программе предусмотрена защита от неправильного ввода. Если пользователь ввел неправильную информацию, вместо числа - символ, или число, которое выходит за границы, обусловленные размерностью задачи, то запрос возобновляется.

Далее программа запрашивает имя файла с исходными данными сообщениями:

ВВЕДИТЕ ИМЯ ФАЙЛА С ИСХОДНЫМИ ДАННЫМИ =
Имя файла не должно превышать 10 символов. Если при вводе исходных данных из файла не обнаружено синтаксических ошибок при заполнении таблиц, то выводится сообщение:

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ВВЕДЕНЫ ИЗ ФАЙЛА <имя файла>
ИДЕТ СЧЕТ !!!

В противном случае выдается сообщение об ошибке (см. пункт 9.5 "Сообщение об ошибках") и выполнение программы прекратится. Дальнейшие запросы определяются выбранным видом расчета.

1 - статическая деформация ШУ (статический расчет)

На дисплей выводятся результаты статического расчета и запрос о необходимости их вывода на печатающее устройство:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ ? (Y/N)

Если будет введен (Y), то результаты выведутся на бумагу.

3 и 2 - собственные частоты, формы колебаний ШУ и АФЧХ:

После выполнения расчета на дисплей выводятся значения первых 10-ти собственных частот и запрос:

ВВЕДИТЕ ЧИСЛО СОБ. ЧАСТОТ, ПОПАДАЮЩИХ В ДИАПАЗОН ВОЗБУЖДЕНИЯ (обычно 0...1000 Гц) =

Диапазон возбуждения определяется конструкцией ШУ (наличие приводной зубчатой передачи, число шариков в подшипнике и т.д.) и служебным назначением станка (выполняемые операции, требования по точности и т.д.).

Далее, в зависимости от вида расчета, выводятся следующие сообщения и запросы.

2 - собственные частоты, формы колебаний ШУ и АФЧХ

На дисплей выводятся значения выбранных собственных частот, модального коэффициента демпфирования и соответствующие им нормальные формы колебаний, количество которых определено предыдущим запросом.

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ ? (Y/N)

Если ответ будет положительный (Y), то результаты выведутся на бумагу.

БУДЕМ СЧИТАТЬ АФЧХ ? (Y/N)

Если будет введен (Y), то программа перейдет к расчету АФЧХ (вид расчета = 3).

3 - только АФЧХ

Для расчета АФЧХ необходимо дать ответы на следующие вопросы:

ВВЕДИТЕ НОМЕР УЗЛА ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ =

ВВЕДИТЕ НОМЕР КООРДИНАТЫ ПРИЛОЖЕНИЯ НАГРУЗКИ

X-1; Y-2; FI(Y)-3

В ответ на этот запрос нужно ввести одну из цифр 1, 2 или 3, соответствующую выбранной координате. Эти два запроса определяют, к какой узловой точке и по какой координате прикладывается нагрузка (координата входа).

Следующий запрос определяет шаг измерения значений частот при расчете АФЧХ в диапазоне между собственными частотами:

ВВЕДИТЕ КРУПНЫЙ ШАГ ИЗМЕРЕНИЯ ЧАСТОТЫ

(50...250 Гц) =

В окрестности собственной частоты шаг выбирается автоматически из расчета наилучшего воспроизведения АФЧХ.

ВВЕДИТЕ НОМЕР УЗЛА, В КОТОРОМ ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ

ПЕРЕМЕЩЕНИЕ =

ВВЕДИТЕ НОМЕР КООРДИНАТЫ, ПО КОТОРОЙ

ОПРЕДЕЛЯЕТСЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕ X-1; Y-2; FI(Y)-3

Эти два запроса определяют узловую точку и координату, по которой определяется АФЧХ (координата выхода).

После окончания расчета на дисплей выводятся рассчитанная АЧХ в виде пар чисел (частота, амплитуда). Для приостановки вывода необходимо нажать клавишу "пробел". При повторном нажатии вывод возобновляется.

После окончания вывода на дисплее появляется запрос:

БУДЕМ ПЕЧАТАТЬ РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА НА АЦПУ ? (Y/N)

Если ответ положительный, то результаты выведутся на бумагу. Следующим запросом предоставляется возможность проведения другого варианта АФЧХ:

БУДЕМ СЧИТАТЬ ДРУГОЙ ВАРИАНТ АФЧХ ? (Y/N)

Если ответ положительный (Y), то программа перейдет к началу расчета АФЧХ (вариант расчета = 3) и необходимые запросы повторяются.

После окончания любого из видов расчетов осуществляется переход к началу программы, на дисплей выводится меню из видов расчета. Если необходимо прекратить расчет, что соответствует виду расчета - 4, то вводится цифра 4.

Аварийный выход из программы осуществляется одновременным нажатием клавиш <УПР> и <С>.

9.3. ВВОД ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Данные по расчетной схеме - топология и параметры перед выходом на ЭВМ заносятся в специальные таблицы.

Для ввода данных в ЭВМ аналогичные таблицы заполняются с помощью редактора текстов.

При заполнении необходимо следить за тем, чтобы исходные данные таблицы не менялись, т.е. не увеличивалось количество строк и не изменялось положение символов таблиц. Численные значения записываются в специальных свободных позициях. Если численное значение отсутствует, то соответствующей переменной присваивается нулевое значение. Перед заполнением таблиц вводятся следующие исходные данные:

- количество узловых точек;
- количество стержней;
- количество пружин;
- количество сосредоточенных масс;
- количество статических сил;
- количество динамических сил;
- учет веса стержней (1 - да; 0 - нет);
- минимальная исследуемая частота, Гц;
- максимальная исследуемая частота, Гц;
- характеристики материала:

модуль упругости, Дан/ см²;

плотность, г/ см³;

коэффициент рассеяния энергии.

В табл. 20 заносят параметры стержней: начальный и конечный узел, наружный и внутренний диаметр, а также длину стержня.

В табл. 21 заносят параметры упругих элементов (пружин). Для каждой пружины по расчетной схеме отмечают начальный и конечный узел, рассчитывают осевую, радиальную и угловую жесткость, а также коэффициент рассеяния энергии.

В табл. 22 заносят сосредоточенные массы, отмечая номер узла, в котором они находятся, величину каждой массы и рассчитывают момент инерции массы.

В табл. 23 заносят точки приложения нагрузки и ось ее приложения.

В табл. 24 заносят координаты всех точек расчетной схемы по оси X.

При расчете АФЧХ точка и координата приложения нагрузки и определение перемещения вводится в диалоге.

9.4. ОПИСАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА

Результаты расчета выводятся на дисплей и АЦПУ или записываются на магнитный диск.

При статическом расчете выводятся:

- деформация ШУ во всех узловых точках по координатам X и Z и поворот относительно оси Y;

- реакции в опорах ШУ в порядке возрастания номеров пружинных элементов.

При динамическом расчете выводятся:

- собственные частоты;

- относительные коэффициенты демпфирования;

- нормальные формы колебания ШУ.

АФЧХ рассчитывается в частотном диапазоне, ограниченном выбранным максимальным значением собственной частоты. Между собственными частотами шаг по частоте задается крупным, исходя из того, что общее количество точек, в которых будет проводится расчет, было не более 100. В окрестностях собственных частот шаг автоматически уменьшается из того расчета, чтобы в них попало не менее 10 точек.

Результаты расчета могут выводиться в виде графиков. Для этого они записываются на магнитный диск, после чего по соответствующей программе строятся графики на графическом дисплее или графопостроителе.

Данные, записанные на магнитный диск, могут использоваться другими программами для дальнейших расчетов УС станка.

9.5. ОПИСАНИЕ ПРИМЕРА РАСЧЕТА ШУ

В качестве примера приведен расчет ШУ многоцелевого станка (рис. 11). Ниже на рис. 11 изображена соответствующая ему расчетная схема (РС). На РС

ШУ учтены как шпиндель с опорами, так и оправка с инструментом. Оправка разбита на 5 стержневых упругих элементов, ей принадлежат узловые точки с 1-й по 6-ю. В 1-й узловой точке расположена сосредоточенная масса, учитывающая инерционные свойства инструмента (фрезы). Стык хвостовика оправки с конусом шпинделя моделируется двумя пружинами 6 и 7, жесткости и относительные коэффициенты рассеяния энергии которых определены согласно [8].

Тело ШУ разбито на 7 упругих элементов и ему принадлежат узловые точки с 7-й по 15-ю. В 15-й узловой точке на заднем конце шпинделя расположена сосредоточенная масса, которая моделирует инерционные свойства зубчатой муфты.

Радиально-упорные подшипники, установленные в передней и задней опорах, моделируются соответственно 11, 14 и 17. Жесткость опор и относительные коэффициенты рассеяния энергии в них определены согласно [1, 4, 7].

Соответствующие РС таблицы с исходными данными приведены ниже (см. табл. 20-24). Результаты расчета приведены на рис. 13-16 и в табл. 25-29.

Исходные данные

Количество узловых точек	15
Количество стержней	13
Количество пружин	5
Количество сосредот. масс	2
Количество статических сил	1
Количество динамических сил	0
Учет веса стержней (1 - да; 0 - нет)	1
Мин. исследуемая частота, Гц	0
Макс. исследуемая частота, Гц	$1 \cdot 10^3$
Характеристики материала:	
модуль упругости, Дан/см ²	$2 \cdot 10^6$
плотность, г/см ³	7,95
коэффициент рассеяния энергии	0,015

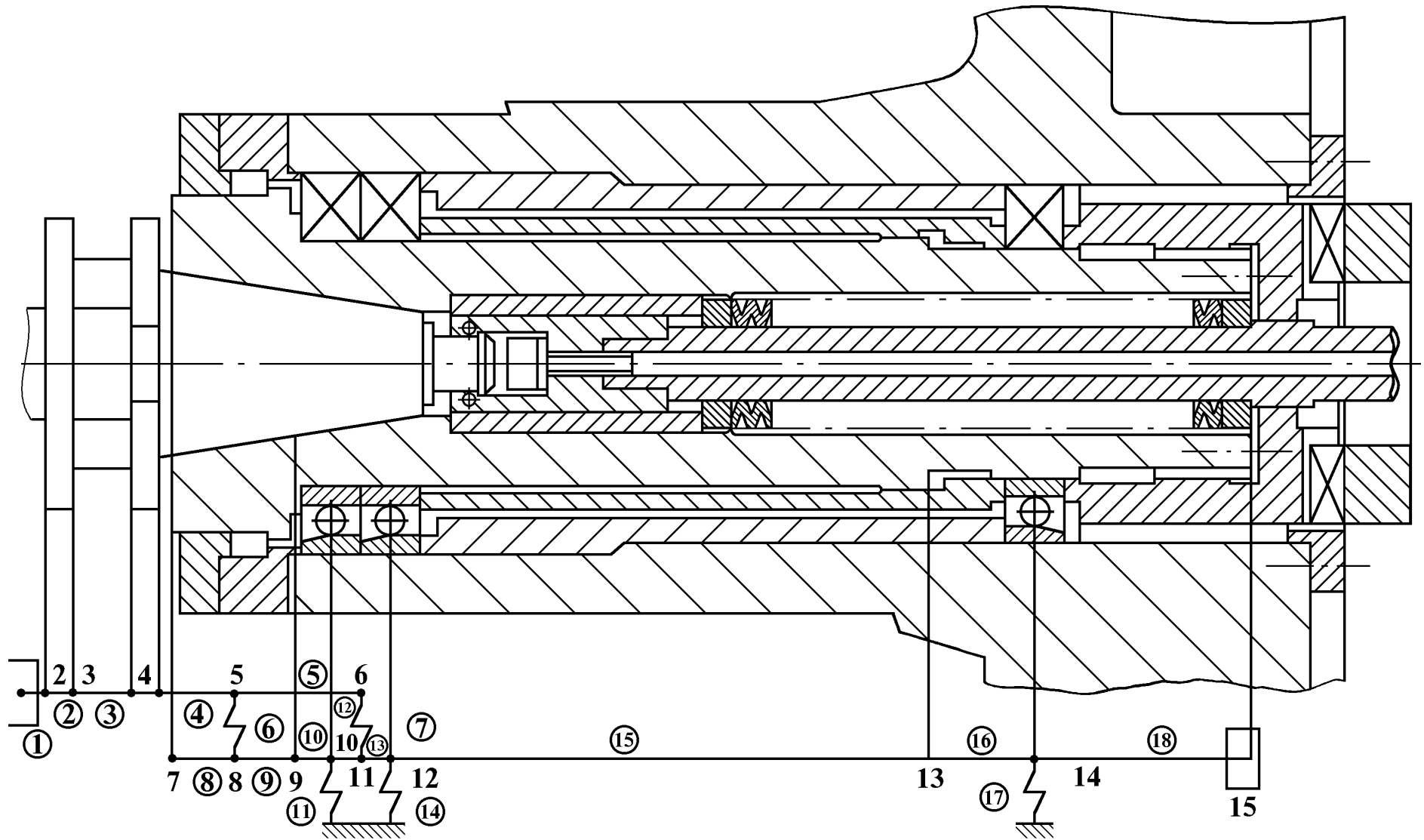


Рис. 11. ШУ многоцелевого станка и его расчетная схема

Табл. 20. Параметры стержней

№	Началь- ный узел	Конеч- ный узел	Наружный диаметр, мм	Внутренний диаметр, мм	Длина, мм
1	1	2	40,0	0,0	30,0
2	2	3	60,0	0,0	19,0
3	3	4	75,0	0,0	32,0
4	4	5	70,0	0,0	28,0
5	5	6	55,0	0,0	69,0
6	7	8	130,0	67,0	19,0
7	8	9	140,0	65,0	29,0
8	9	10	100,0	54,0	17,0
9	10	11	100,0	48,0	23,0
10	11	12	100,0	42,0	17,0
11	12	13	98,0	52,5	210,0
12	13	14	84,0	52,5	38,0
13	14	15	85,0	52,5	75,0

Табл. 21. Параметры упругих элементов

№	Началь- ный узел	Конеч- ный узел	Жесткость осевая, Дан/мкм	Жесткость радиальная, Дан/мкм	Жесткость угловая, Дан•м/мкм	Коэффициент рассеяния энергии
1	5	8	490,00	3310,00	$1,5 \cdot 10^5$	0,100
2	6	11	260,00	1790,00	$5,0 \cdot 10^4$	0,100
3	10	0	18,80	38,00	$3,65 \cdot 10^4$	0,210
4	12	0	18,80	38,00	$3,65 \cdot 10^4$	0,210
5	14	0	18,20	37,50	$3,14 \cdot 10^4$	0,210

Табл. 22. Сосредоточенные массы

№	Номер узла	Масса, кг	Момент инерции, кг • м ²
1	1	4,78	0,00570
2	15	7,20	0,01850

Табл. 23. Приложение нагрузки

№	Номер узла	P(x), Дан	P(y), Дан	P(z), Дан	M(y), Дан • м	M(z), Дан • м
1	1	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0

Табл. 24 Координаты точек

Номер узла	Координата по оси X, мм
1	0,0
2	30,0
3	49,0
4	81,0
5	109,0
6	178,0
7	90,0
8	109,0
9	138,0
10	155,0
11	178,0
12	185,0
13	395,0
14	433,0
15	508,0

Табл. 25. Деформации в узловых точках

Номер узла	X, мкм	Y, мкм	Z, мкм	FI (Z), рад	FI (Y), рад
1	2	3	4	5	6
1	0,000	0,000	-0,296	0,000	$-0,310 \cdot 10^{-6}$
2	0,000	0,000	-0,285	0,000	$-0,455 \cdot 10^{-6}$
3	0,000	0,000	-0,276	0,000	$-0,498 \cdot 10^{-6}$
4	0,000	0,000	-0,260	0,000	$-0,527 \cdot 10^{-6}$
5	0,000	0,000	-0,245	0,000	$-0,536 \cdot 10^{-6}$
6	0,000	0,000	-0,210	0,000	$-0,487 \cdot 10^{-6}$
7	0,000	0,000	-0,254	0,000	$-0,535 \cdot 10^{-6}$
8	0,000	0,000	-0,244	0,000	$-0,535 \cdot 10^{-6}$
9	0,000	0,000	-0,228	0,000	$-0,528 \cdot 10^{-6}$
10	0,000	0,000	-0,220	0,000	$-0,486 \cdot 10^{-6}$
11	0,000	0,000	-0,209	0,000	$-0,423 \cdot 10^{-6}$
12	0,000	0,000	-0,202	0,000	$-0,376 \cdot 10^{-6}$

Окончание табл. 25

1	2	3	4	5	6
13	0,000	0,000	-0,166	0,000	$-0,105 \cdot 10^{-6}$
14	0,000	0,000	-0,166	0,000	$-0,917 \cdot 10^{-7}$
15	0,000	0,000	-0,158	0,000	$-0,277 \cdot 10^{-7}$

Табл. 26. Реакции в пружинах

Номер пружины	R_x , Дан	R_y , Дан	R_z , Дан	M_z , Дан • м	M_y , Дан • м
1	0,000	0,000	2,46	0,000	$0,149 \cdot 10^{-3}$
2	0,000	0,000	0,550	0,000	$0,318 \cdot 10^{-2}$
3	0,000	0,000	8,35	0,000	$0,178 \cdot 10^{-1}$
4	0,000	0,000	7,69	0,000	$0,137 \cdot 10^{-1}$
5	0,000	0,000	6,06	0,000	$0,288 \cdot 10^{-2}$

Табл. 27. Формы колебаний

Собственная частота, Гц	536,51			630,65			737,55		
Коэффициент демпфирования	0,0112			0,0165			0,0115		
Номер узла	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)	X	Z	FI(Y)
1	0,00	10,95	0,82	5,48	0,00	0,00	0,00	4,78	0,45
2	0,00	8,70	0,64	5,44	0,00	0,00	0,00	3,61	0,31
3	0,00	7,52	0,60	5,42	0,00	0,00	0,00	3,06	0,27
4	0,00	5,66	0,55	5,40	0,00	0,00	0,00	2,26	0,13
5	0,00	4,22	0,47	5,38	0,00	0,00	0,00	1,71	0,16
6	0,00	1,94	0,26	5,35	0,00	0,00	0,00	1,41	-0,01
7	0,00	4,79	0,33	5,28	0,00	0,00	0,00	1,75	0,04
8	0,00	4,17	0,33	5,28	0,00	0,00	0,00	1,67	0,04
9	0,00	3,21	0,33	5,27	0,00	0,00	0,00	1,54	0,04
10	0,00	2,67	0,31	5,26	0,00	0,00	0,00	1,49	0,03
11	0,00	1,99	0,28	5,26	0,00	0,00	0,00	1,45	0,00
12	0,00	1,52	0,26	5,25	0,00	0,00	0,00	1,46	-0,02
13	0,00	-2,24	0,14	5,30	0,00	0,00	0,00	4,44	-0,27
14	0,00	-2,78	0,15	5,29	0,00	0,00	0,00	5,65	-0,37
15	0,00	-4,04	0,18	5,36	0,00	0,00	0,00	9,05	-0,50

Табл. 28. Баланс демпфирования по элементам

Соб. частота/ Демпфирование	Номер элемента	%
1	2	3
536,5 0,0112	1	0,27
	2	0,13
	3	0,22
	4	0,53
	5	0,79
	6	0,00
	7	0,02
	8	0,14
	9	0,25
	10	0,21
	11	0,85
	12	0,02
	13	0,05
	14	2,49
	15	0,28
	16	40,08
	17	14,85
	18	38,80
630,6 0,0165	1	0,01
	2	0,00
	3	0,00
	4	0,01
	5	0,00
	6	0,00
	7	0,00
	8	0,01
	9	0,00
	10	0,00
	11	0,01
	12	0,00
	13	0,02
	14	0,16
	15	0,08
	16	33,45
	17	33,40

Окончание табл. 28

1	2	3
	18	32,85
737,6 0,0115	1	0,01
	2	0,05
	3	0,08
	4	0,19
	5	0,28
	6	0,00
	7	0,01
	8	0,05
	9	0,11
	10	0,10
	11	1,28
	12	0,61
	13	0,59
	14	0,89
	15	0,10
	16	5,73
	17	5,52
	18	84,32

Табл. 29. Динамическая характеристика ШУ

Номер узла приложения нагрузки = 1

Номер узла определения перемещения = 1

Координата (x-1, y-2, z-3) = 2

№	Частота, Гц	Податли- вость, мкм/ Дан	№	Частота, Гц	Податли- вость, мкм/ Дан	№	Частота, Гц	Податли- вость, мкм/ Дан
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	0,0	0,11854	31	450,0	0,37492	61	687,0	0,085669
2	15,0	0,11863	32	465,0	0,44331	62	702,0	0,048683
3	30,0	0,11889	33	480,0	0,54746	63	717,0	0,080989
4	45,0	0,11933	34	495,0	0,72492	64	729,0	0,26199
5	60,0	0,11995	35	510,0	1,0923	65	731,0	0,31585
6	75,0	0,12076	36	525,0	2,2306	66	733,0	0,37516

1	2	3	4	5	6	7	8	9
8	105,0	0,12297	38	530,0	3,2390	68	737,0	0,47616
9	120,0	0,12440	39	532,0	3,8025	69	739,0	0,49456
10	135,0	0,12606	40	534,0	4,3642	70	741,0	0,48697
11	150,0	0,12797	41	536,0	4,6854	71	743,0	0,46210
12	165,0	0,13016	42	538,0	4,5398	72	745,0	0,43015
13	180,0	0,13264	43	540,0	4,0282	73	760,0	0,25961
14	195,0	0,13545	44	542,0	3,4280	74	775,0	0,19287
15	210,0	0,13862	45	544,0	2,8968	75	790,0	0,15823
16	225,0	0,14221	46	559,0	1,1634	76	805,0	0,13621
17	240,0	0,14627	47	574,0	0,69111	77	820,0	0,12050
18	255,0	0,15086	48	589,0	0,47916	78	835,0	0,10845
19	270,0	0,15606	49	604,0	0,35847	79	850,0	0,098776
20	285,5	0,16199	50	619,0	0,27957	80	865,0	0,090738
21	300,0	0,16876	51	621,0	0,27099	81	880,0	0,083898
22	315,0	0,17654	52	624,0	0,25877	82	895,0	0,077972
23	330,0	0,18554	53	627,0	0,24725	83	910,0	0,072761
24	345,0	0,19605	54	630,0	0,23637	84	925,0	0,068126
25	360,0	0,20842	55	633,0	0,22603	85	940,0	0,063961
26	375,0	0,22318	56	636,0	0,21623	86	955,0	0,060187
27	390,0	0,24103	57	639,0	0,20687	87	970,0	0,056741
28	405,0	0,26301	58	642,0	0,19790	88	985,0	0,053571
29	420,0	0,29071	59	657,0	0,15760	89	1000,0	0,050636
30	435,0	0,32661	60	672,0	0,12159	89	1000,0	0,050636

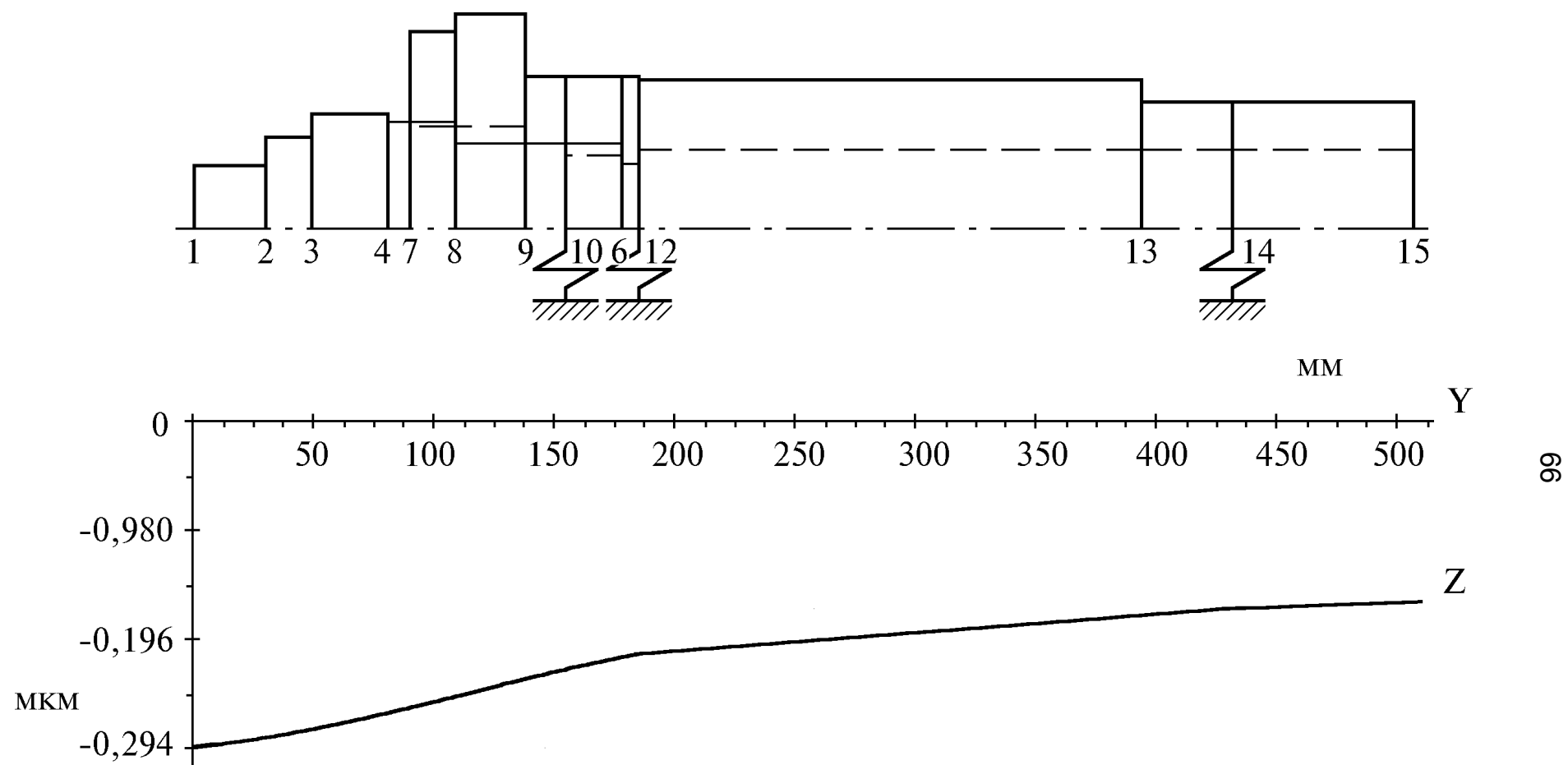


Рис. 12. Статическая деформация оси шпинделя

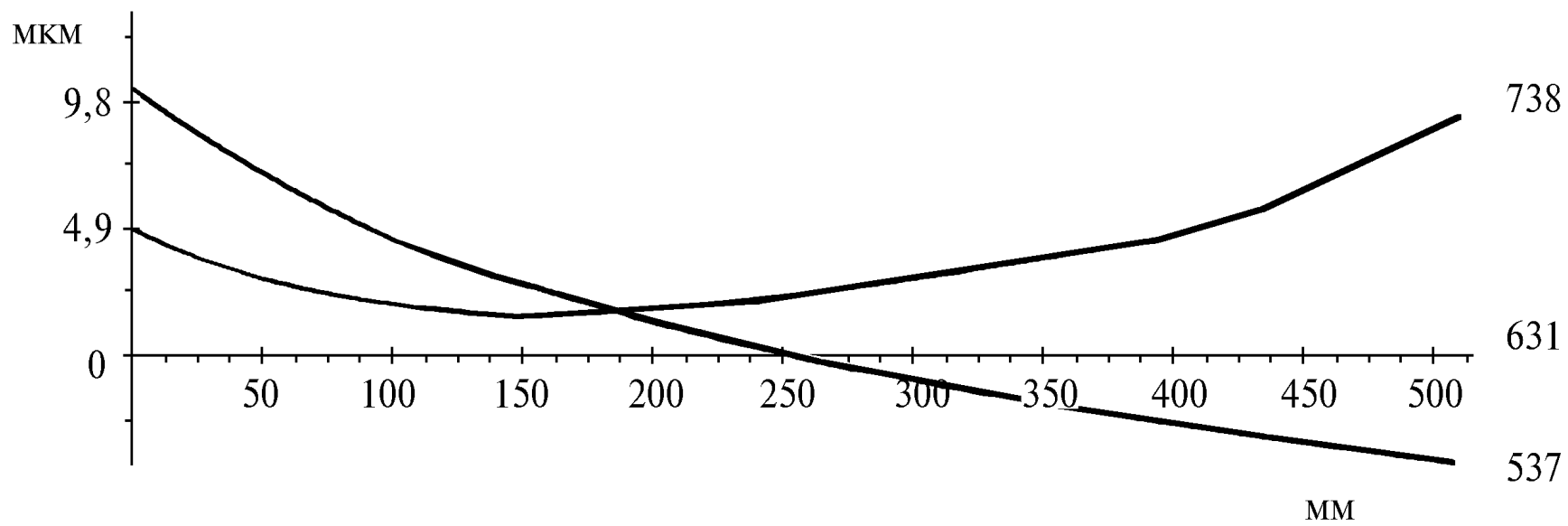
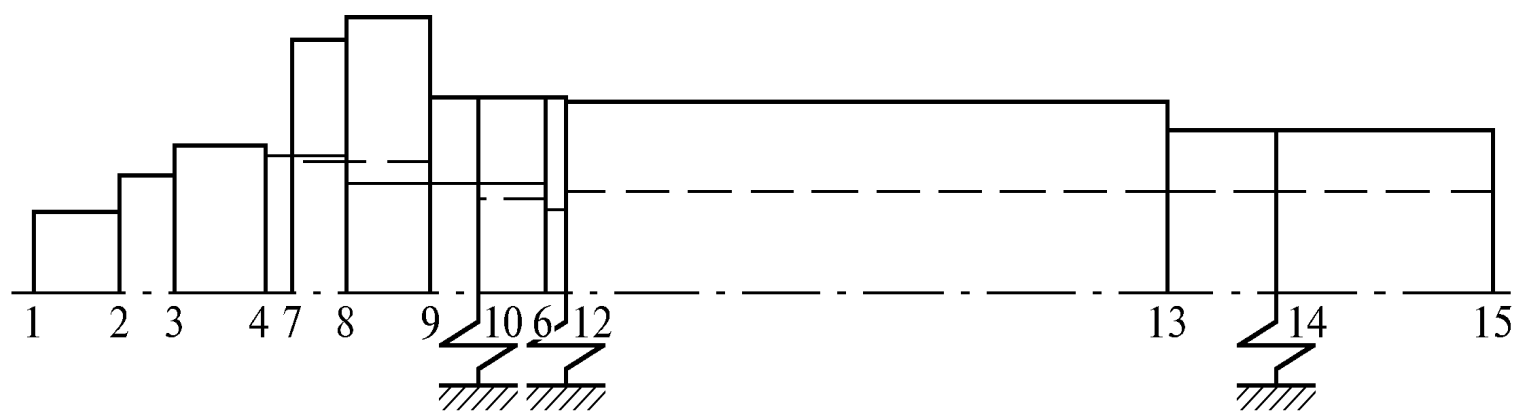


Рис. 13. Нормальные изгибные формы колебаний

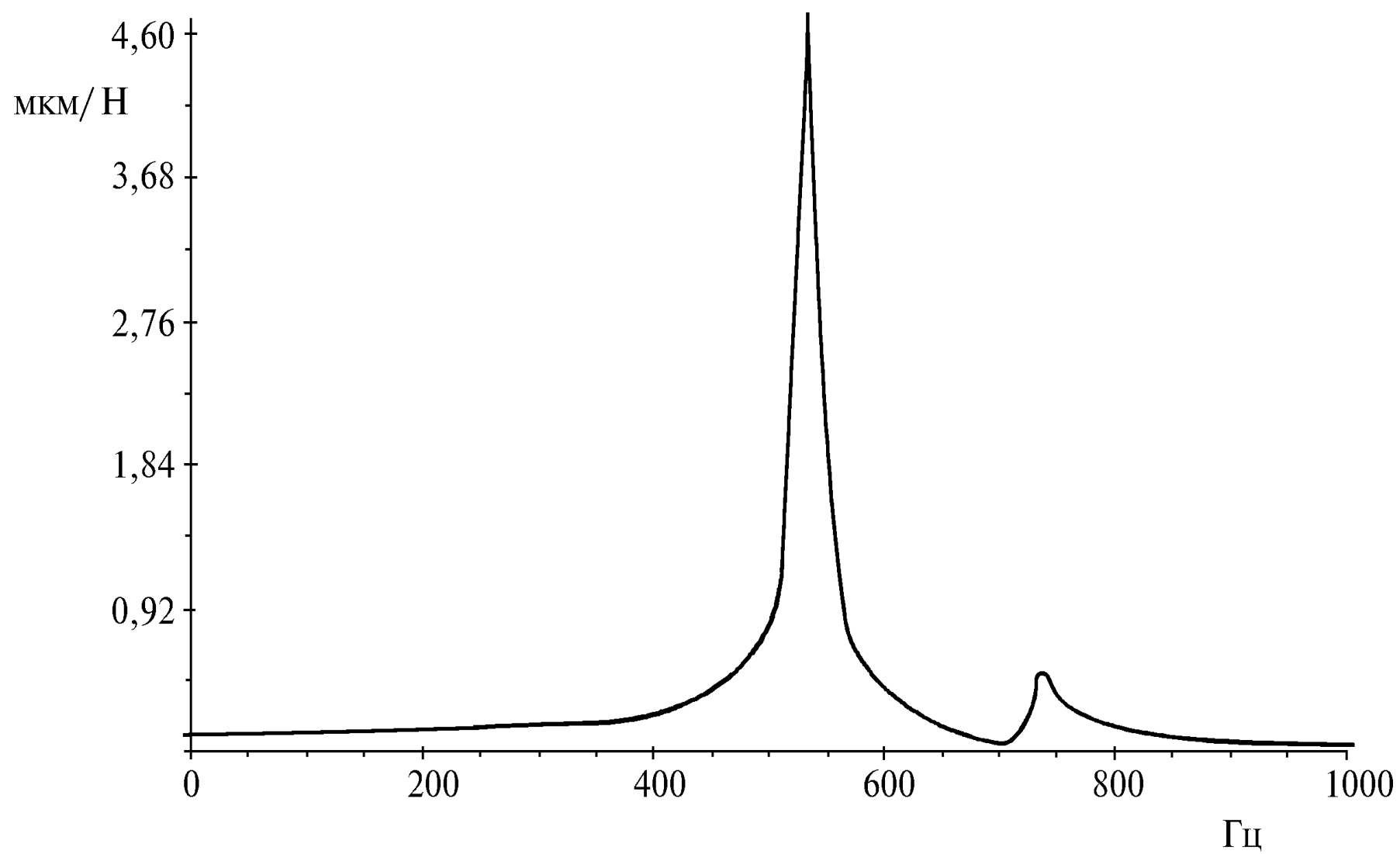


Рис. 14. АЧХ в точке 7 по координате Z

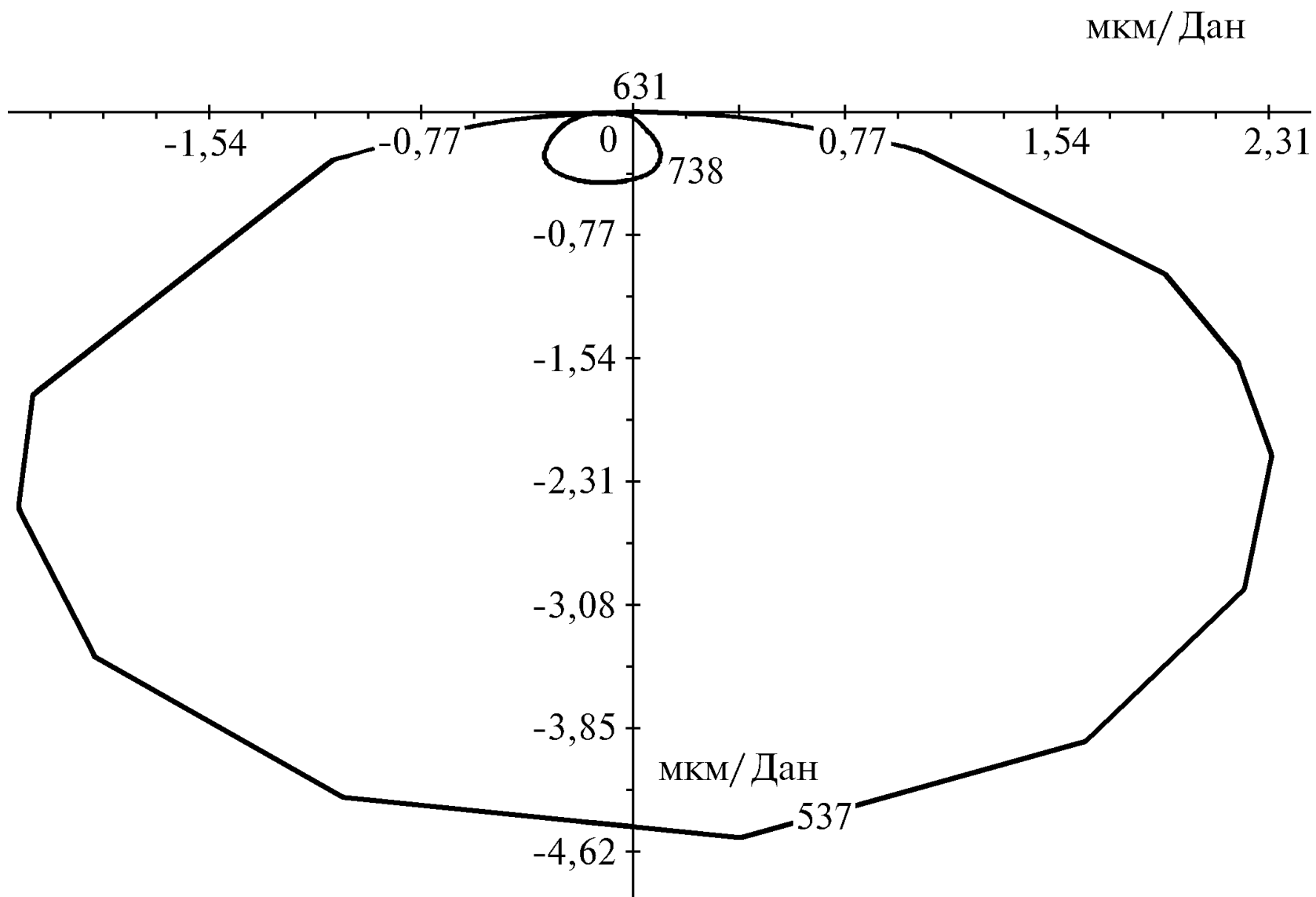


Рис. 15. АФЧХ шпиндельного узла

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автоматизированный справочник шпиндельных опор. М.: ЭНИМС, 1984.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. - М.: Машиностроение, 1982.
3. Быковский А.Н., Левина З.М. Угловая жесткость осевой опоры шпиндельного узла и ее влияние на радиальную жесткость// Станки и инструмент. - 1977. - № 11.
4. Галаков М.А., Бурмистров А.Н. Расчет подшипниковых узлов. - М.: Машиностроение, 1988.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков/ Под ред. Д.Н. Решетова: в 2 т. - М.: Машиностроение, 1972.
6. Каминская В.В., Левина З.М. Расчет жесткости станков. - М.: Машиностроение, 1983.
7. Кодров С.С. Колебания металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1978.
8. Левина З.М., Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин. - М.: Машиностроение, 1971.
9. Левина З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников// Станки и инструмент. - 1982. - № 10.
10. Металлорежущие станки: Учеб. для машиностроит. вузов/ Под ред. В.Э Пуша. - М.: Машиностроение, 1986.
11. Металлорежущие станки и автоматы: Учеб. для машиностроит. вузов/ Под ред. А.С. Проникова. - М.: Машиностроение, 1981.
12. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. - М.: Машиностроение, 1983.
13. Петров Н.А. Состояние и перспективы развития шпиндельных узлов металлорежущих станков. - М., 1988.
14. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. - М.: Машиностроение, 1977.
15. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле. - М.: Машиностроение, 1985.
16. Фигатнер А.М. Шпиндельные узлы современных металлорежущих станков: Обзор. - М., 1983.
17. Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. - Минск.: Высшая школа, 1991.

Учебное пособие

КИРИЛИН Юрий Васильевич
ШЕСТЕРНИНОВ Александр Владимирович

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ
УЗЛОВ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ
С ОПОРАМИ КАЧЕНИЯ

Учебное пособие

Редактор Н.А. Евдокимова

Изд. лиц. 020640 от 22.10.97. Подписано в печать 31.03.98. Формат 60S84/
16. Бумага писчая. Усл. печ. л. 4,19. Уч.-изд. л. 4,20. Тираж 150 экз. Заказ
Ульяновский государственный технический университет,
432027, Ульяновск, Сев. Венец, 32. Типография УлГТУ, 432027, Ульяновск,
Сев. Венец, 32.