

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

КУРГАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра “Металлорежущие станки и инструменты”

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ
НА ОПОРАХ КАЧЕНИЯ

(Часть II. Расчет шпиндельных узлов)

Методические указания
к выполнению курсового и дипломного проектов для
студентов направлений 552900, 550200, специальностей
120100, 120200, 210200, 030500

Курган 2003

Кафедра: «Металлорежущие станки и инструменты»

Дисциплины: «Проектирование и эксплуатация технологического оборудования»,
«Оборудование автоматизированных производств»

Составил: доцент, канд. техн. наук Рохин В. Л.

Утверждены на заседании кафедры «__» _____ 2003 г

Рекомендованы редакционно-издательским советом университета

«__» _____ 2003 г

Введение

Во второй части методических указаний приведена методика расчета жесткости и точности вращения шпиндельных узлов. Рассмотрены примеры выбора основных размерных параметров шпиндельных узлов, расчета жесткости узла и опор шпинделя. Приведены расчетные зависимости для определения жесткости широко распространенных комплексных опор.

1. Выбор основных параметров шпиндельного узла

Исходными данными для выбора основных параметров шпиндельного узла являются:

- мощность привода главного движения P , кВт;
- максимальная частота вращения шпинделя n_{\max} мин⁻¹;
- класс точности станка (Н, П, В, А, С);
- параметр шероховатости обработанной поверхности Ra , мкм;

При проектировании шпиндельных узлов выделяют два этапа предварительный и уточненный.

На предварительном этапе проектирования шпиндельного узла решают следующие задачи:

- выбор типа опор и схем их расположения;
- определение основных конструктивных параметров шпинделя;
- выбор типа связи шпинделя с приводом главного движения и приводом подач;
- выбор класса точности и серии подшипников, значение предварительных натягов в них;
- определение радиальной жесткости шпиндельного узла;
- определение собственной частоты колебаний;
- определение потерь на трение.

При уточненном расчете находят тепловые деформации шпинделя, влияющие на точность обработки, и строят амплитудно-фазовые частотные характеристики. Последние нужны для сравнительного анализа динамических характеристик рассматриваемых вариантов конструкций шпиндельных узлов.

При выборе параметров шпиндельного узла необходимо ориентироваться на критерии работоспособности, которыми оцениваются принимаемые решения. Такими критериями являются /1/:

- точность вращательного движения, таблица 1;
- быстроходность $d \cdot n$, мм·мин⁻¹ таблица 4, /1/;
- статическая жесткость, j , даН/мкм, таблица 2;
- нагрузочная способность $P/d = 0.1+0.3$ кВт/мм;
- динамические характеристики (собственная частота, амплитудно-фазовые частотные характеристики);

- энергетические потери (момент холостого хода, нагрев опор шпинделя); соотношение между классом точности станка и допустимой температурой нагрева опор шпинделя приведено в /1/, 11;

- температурные смещения конца шпинделя (стандартами не регламентируются).

Количественные значения некоторых критериев приведены в таблицах 1 и 2.

Точность вращательного движения шпиндельного узла оценивается тремя показателями: осевым, радиальным и торцевым биением шпинделя. Значения биений регламентированы стандартами. В таблице 1 приведены примеры значений биений шпинделей некоторых типоразмеров станков.

В таблице 2 приведены основные характеристики шпиндельных опор. Данные могут использоваться на этапе выбора типа опор шпинделей.

Собственная частота шпиндельного узла должна быть выше частоты вращения шпинделя не менее чем на 30%. Обычно первая собственная частота $f_0 = 500 \div 600 \text{Гц}$

Выбор типа опор шпинделя производят, исходя из необходимости обеспечить заданную точность вращения шпинделя и его быстроходность.

Диаметр шейки шпинделя под переднюю опору находят по зависимости (кВт/мм):

$$P/d \approx 0.1 \div 0.35, \quad (1)$$

где P — мощность привода главного движения.

Определив d при заданной мощности привода P и вычислив параметр быстроходности $d \cdot n$, выбирают схему шпиндельного узла (таблица 4, /1/).

Передние концы шпинделей стандартизированы и выбираются исходя из способа крепления инструмента или заготовки. Конструктивное оформление передних концов шпинделей приведено в таблице 5 /1/.

Диаметр шпинделя между опорами d_M выполняют возможно большего размера /2/:

$$d_M = (0.9 \div 1.0)d. \quad (2)$$

Диаметр шпинделя в задней опоре принимается:

$$d_3 = (0.8 \div 0.9)d. \quad (3)$$

Диаметр сквозного отверстия в шпинделе выбирается с учетом размеров механизма зажима инструмента или диаметра прутка (заготовки):

$$d_0 = (0.5 \div 0.7)d. \quad (4)$$

Тип опор шпинделя выбирают, исходя из необходимости обеспечить заданную быстроходность и точность узла. Параметр быстроходности для различных схем шпиндельных узлов приведен в таблице 4/1/.

Диаметр переднего конца шпинделя D_1 (рисунок 1 /1/) принимают равным:

$$D_1 = (1.05 \div 1.2)d. \quad (5)$$

Таблица 1 - Значения радиальных и осевых биений шпиндельных узлов, мкм /5/

Тип станка		Контролируемый параметр																
Токарно-винторезные	Характеристика размера станка, в мм	Радиальное биение оси вращения шпинделя у торца				Радиальное биение центрирующей шейки шпинделя					Осевое биение шпинделя				Точность формы образца			
		Класс точности станка																
		Н	П	В	А	Н	П	В	А	С	Н	П	В	А	Н	П	В	А
		До 200	8	5	3	2	8	5	3		2	5	3	2	1,2	6	4	2,5
Св. 200 До 400	10	6	4	2,5	-	10	6	4	2,5	7	4	2,5	1,6	8	5	3	2	
Св.400 До 800	12	8	-	-	-	12	8	-	-	10	6	-	-	12	8	-	-	
Св. 800 до 1600	20	12	-	-	-	20	12	-	-	15	10	-	-	20	12	-	-	

При этом учитывают номер конусного отверстия в шпинделе и согласуют размер D_1 со стандартом. Расстояние между опорами шпинделя предварительно выбирают равным $a=3b$ (рисунок 1 /1/ и рисунок 1). Длина консольной части назначается, исходя из конструктивных соображений, и зависит от ширины подшипников, размеров крышки подшипников, размеров фланца шпинделя.

При выборе схемы связи шпинделя с приводом главного движения руководствуются заданной точностью станка, частотой вращения шпинделя и величиной передаваемых нагрузок. Для станков нормального класса точности при нагрузках на шпиндель до 1000 даН и частотах вращения до 2000 об/мин, как правило, передачу крутящего момента на шпиндель осуществляют через зубчатую пару (таблица 1, схема 12 /1/).

Таблица 2 — Основные характеристики шпиндельных опор /2/

Тип опор шпинделя	Нагрузочная способность P/d , кВт/мм	Параметры точности		Быстроходность $d \cdot n$ мм/мин	Жесткость j_{max} даН/мкм	Демпфирование ξ , н•с/см
		Биение мкм	Шероховатость			
Качения	≤ 0.75	≥ 0.5	$R_a \geq 0.1$	$1.5 \cdot 10^5 \div 11 \cdot 10^5$	12÷250	5.0
	≤ 0.25	≥ 2.0	$R_a \geq 0.5$			
Гидростатические	≤ 0.8	≥ 0.1	$R_z \geq 0.05$	$20 \cdot 10^5$	50	10^6
Газостатические	≤ 0.4	≥ 0.05	$R_z \geq 0.005$	$50 \cdot 10^5$	20	10^2
Магнитные	≤ 0.5	≥ 0.05	$R_z \geq 0.005$	$30 \cdot 10^5$	100*	10^2

* Характеристики могут быть изменены путем регулировки.

В станках класса точности П и В желательно крутящий момент на шпиндель передавать от ременной передачи (таблица 1, схема 11 и 15 /1/).

Для станков, класса С, А и иногда В крутящий момент передают на шкив, установленный на собственных подшипниках. При этом шпиндель освобождается от радиальных нагрузок, связанных с работой ременной передачи.

Пример 1

Для шпиндельного узла фрезерного станка с ЧПУ:

- 1) выбрать тип опор и схему их расположения;
- 2) определить основные размеры.

Исходные данные:

мощность привода главного движения $P=15кВт$;

максимальная частота вращения шпинделя $n_{max}=2800$ об/мин;

класс точности станка - Н;

параметр шероховатости обработанной поверхности $R_a=20$ мкм;

конус шпинделя 7:24 (№ 50);

размеры рабочей поверхности стола (ширина) 400 мм.

Шпиндельный узел должен обеспечить шероховатость $R_a=20$ мкм. По таблице 2 выбираем вариант опор шпинделя. Заданную шероховатость обеспечивают все типы опор.

Выбираем опоры качения, как наиболее распространенные и позволяющие получить шероховатость $Ra \leq 20$ мкм.

По выражению (1) определяем диаметр шейки шпинделя под переднюю опору

$$d = \frac{P}{0.1 \div 0.35}.$$

Подставив заданные значения $P=15$ кВт, получим $d=150 \div 42.9$ мм. Найдем среднее значение диаметра ($d=96,5$ мм) и округлим до 100, исходя из необходимости иметь достаточно высокую жесткость шпинделя.

Параметр быстроходности узла $d \cdot n_{max} = 100 \cdot 2800 = 2.8 \cdot 10^5$ мм/мин.

По таблице 4 /1/, выбираем подходящие по параметру быстроходности компоновочные схемы. Ими являются схемы 3, 4 и 5.

Ориентировочные значения диаметров шпинделя между опорами (d_M), в задней опоре (d_3) переднего конца шпинделя находим по выражениям 2, 3, 4.

Диаметр шпинделя между опорами (мм):

$$d_M = 0.9 \cdot d = 0.9 \cdot 100 = 90.$$

Диаметр шпинделя в задней опоре (мм):

$$d_3 = 0.8 \cdot d = 0.8 \cdot 100 = 80.$$

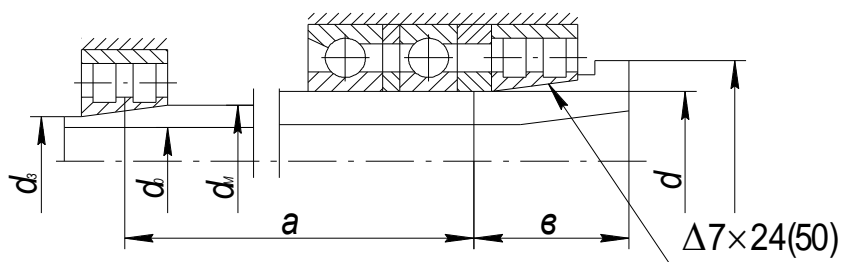
Диаметр переднего конца шпинделя (мм):

$$D_1 = (1.05 \div 1.2)d = (1.05 \div 1.2) \cdot 100 = 105 \div 120.$$

В соответствии с типом станка и конусом шпинделя по ОСТ 2 У26 - 1 - 82 и таблице 2 /1/ выбираем $D_1=128.57$ мм.

Диаметр сквозного отверстия предварительно принимаем (мм):

$$d_0 = 0.5 \cdot d = 0.5 \cdot 100 = 50.$$



Варианты опор шпинделя по таблице 4 /1/



Рисунок 1 - Конструктивная схема шпинделя и варианты передней и задней опор

Ориентировочно длину консольной части шпинделя принимаем равной $b=100$ мм. Тогда расстояние между опорами $a = 3 \cdot b = 3 \cdot 100 = 300$ мм.

Таким образом, произведён выбор основных размерных параметров шпиндельного узла (таблица 3), что позволяет разработать варианты его конструктивных схем (рисунок 1) и перейти к расчету основных характеристик работоспособности.

Таблица 3 - Ориентировочные размерные параметры шпиндельного узла, мм

d	d_M	D_1	d_0	b	a	d_3
100	90	128.57	50	100	300	80

2 Расчет шпиндельных узлов

2.1 Расчет податливости шпиндельных узлов

После выбора основных параметров шпиндельного узла вычисляют его податливость. Податливость шпиндельного узла зависит от податливости его отдельных элементов: податливости передней и задней опоры, податливости консольной и межопорной части шпинделя:

$$k_{\Sigma} = k_A + k_B + k_K + k_M, \quad (6)$$

где k_A, k_B - податливость опоры А и В соответственно (см. рисунок 1);

k_K - податливость консольной части шпинделя;

k_M - податливость межопорной части шпинделя.

При приближенных расчетах шпиндельных узлов расчетная схема упрощается, т. к. определяется податливость шпинделя только от равнодействующей силы, приложенной к переднему концу шпинделя.

Значение этой силы равно:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (7)$$

Расчетная схема шпиндельного узла приведена на рисунке 2.

Приведенную к переднему концу деформацию опор под действием силы F находят из расчетной схемы (б). При этом считаем шпиндель абсолютно жестким.

Из подобия треугольников OBD и ABC находим

$$\frac{\Delta_{on} + \delta_B}{a + b} = \frac{\delta_A + \delta_B}{a}.$$

Отсюда

$$\Delta_{on} = \delta_A \cdot \left(1 + \frac{b}{a}\right) + \delta_B \cdot \frac{b}{a}.$$

Деформацию опор δ_A и δ_B можно найти, если известна жесткость опор (см. ниже): $\delta_A = R_A / j_A$; $\delta_B = R_B / j_B$.

Реакция в опорах вычисляется известными методами.

После подстановки значений реакций в вышеприведенные зависимости, получаем значение приведенной деформации шпиндельного узла, вызванной упругими деформациями опор шпинделя:

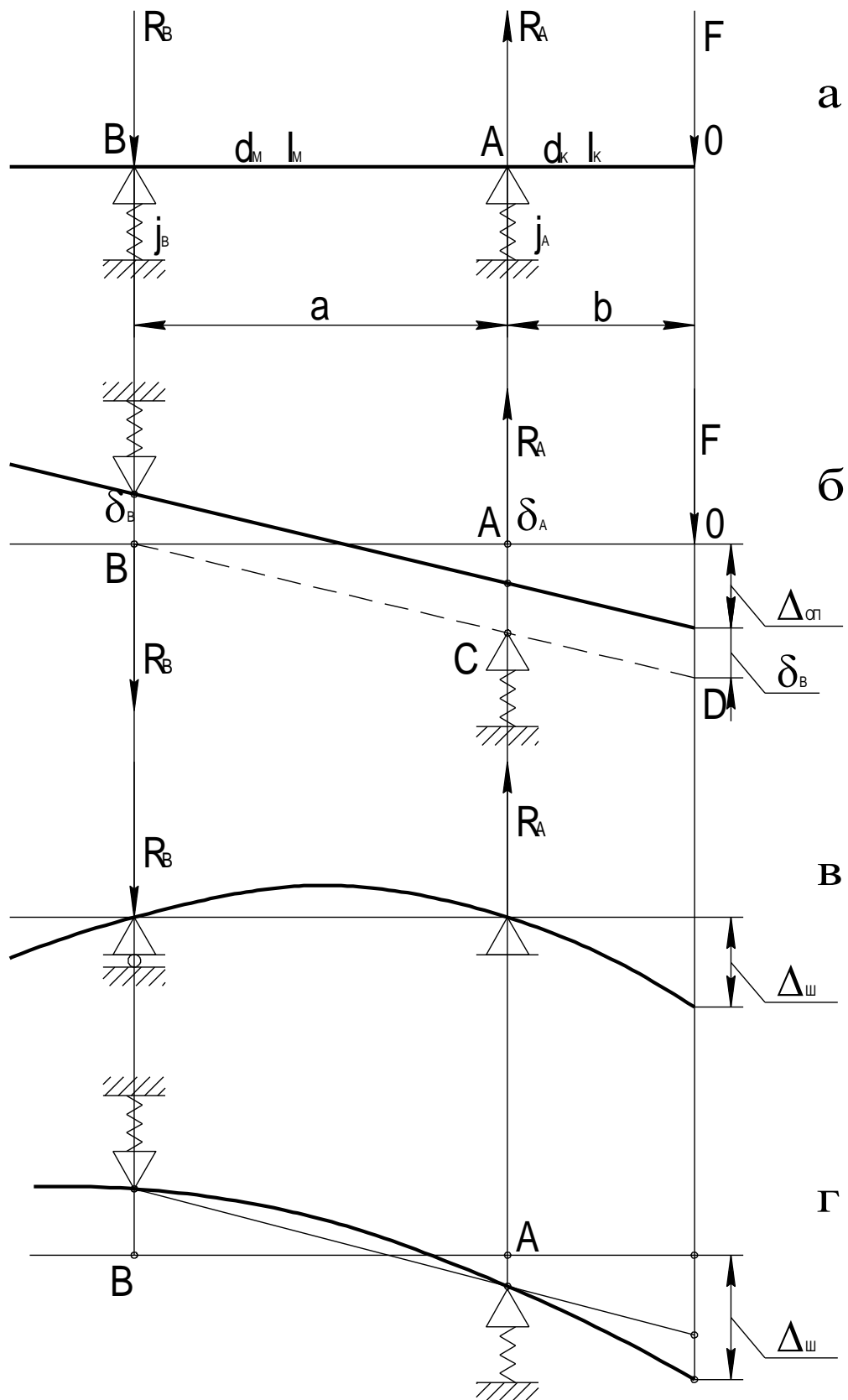


Рисунок 2 - Расчетная схема шпиндельного узла

$$\Delta_{on} = F_{r\Sigma} \cdot \left(\frac{(a+b)^2}{j_A \cdot a^2} + \frac{b^2}{j_B \cdot a^2} \right).$$

Разделив левую и правую часть на силу $F_{r\Sigma}$, получаем значения приведенной податливости опор А и В

$$k_A = (a+b)^2 / j_A \cdot a^2; \quad k_B = b^2 / j_B \cdot a^2.$$

При определении податливости собственно шпинделя, считают опоры абсолютно жесткими.: $j_A \rightarrow \infty$; $j_B \rightarrow \infty$. При этом условия шпиндель рассматривают как балку, лежащую на двух опорах. Тогда приведенная деформация балки равна:

$$\Delta_{ш} = F_{r\Sigma} \cdot \left(\frac{b^3}{3EJ_K} + \frac{ab^2}{3EJ_M} \right),$$

где E - модуль упругости первого рода, для стальных шпинделей $E=2.1 \cdot 10^4$ даН/мм²; J_K , J_M - момент инерции консольной и межопорной частей шпинделя, соответственно.

Находим податливости консольной и межопорной частей шпинделя, разделив левую и правую часть на F : $k_K=b^3/3EJ_K$; $k_M=ab^2/3EJ_M$.

Подставив значения k_A , k_B , k_K , k_M в (6), получим:

$$k_{\Sigma} = \frac{(a+b)^2}{j_A \cdot a^2} + \frac{b^2}{j_B \cdot a^2} + \frac{b^3}{3EJ_K} + \frac{ab^2}{3EJ_M}. \quad (8)$$

Жесткость шпиндельного узла, приведенная к переднему концу, равна:

$$j=1/k_{\Sigma}.$$

Рекомендуемые значения жесткости находятся в пределах **25-50** даН/мкм. Анализ выражения (8) показывает, что суммарная податливость шпиндельного узла зависит от расстояния между опорами a , длины консольной части шпинделя b , жесткости передней j_A и задней j_B опор, моментов инерции консольной J_K и межопорной J_M частей шпинделя. Все перечисленные параметры могут варьироваться на стадии проектирования. Это позволяет найти рациональное сочетание параметров и характеристик жесткости, собственной частоты, момента холостого хода в опорах шпиндельного узла.

Кроме рекомендованных значений критерия жесткости шпиндельного узла ($j=25-50$ даН/мкм) существуют и другие. Например, деформация переднего конца шпинделя под действием наибольшей силы резания F не должна превышать значения, равного $0,0002 \cdot a$, т.е. $F/j \leq 0,0002 \cdot a$, мм. Допустимую деформацию шпинделя определяют так же по требованиям к точности обработки. При этом $F/j \leq T/3$, где T - наименьший допуск на размеры обрабатываемых деталей.

Продолжение примера 1

Рассчитаем податливость шпиндельного узла, если известна жесткость опор $j_A=150$ даН/мкм; $j_B=60$ даН/мкм. Схема расположения опор соответствует №3 таблицы 4 /1/; $\varepsilon=0,35$.

Найдем моменты инерции в сечении шпинделя в межопорной и консольной частях (мм⁴):

$$J_M = \pi \frac{(d_M^4 - d_0^4)}{64} = 3.14 \frac{90^4 - 50^4}{64} = 2.9 \cdot 10^6,$$

$$J_K = \pi \frac{(D_1^4 - d_0^4)}{64} = 3.14 \frac{128.57^4 - 50^4}{64} = 12.9 \cdot 10^6.$$

Вычислим податливости отдельных элементов шпиндельного узла, используя слагаемые формулы (5).

Приведенная податливость передней опоры (мм/даН):

$$k_A = \frac{(a(1-\varepsilon) + b)^2}{j_A \cdot a^2} = \frac{(300(1-0.35) + 100)^2}{150 \cdot 10^3 \cdot 300^2} \approx 0.63 \cdot 10^{-5}.$$

То же для задней опоры (мм/даН):

$$k_B = \frac{b^2(1-\varepsilon)}{j_B \cdot a^2} = \frac{100^2 \cdot (1-0.35)}{60 \cdot 10^3 \cdot 300^2} \approx 0.3 \cdot 10^{-5}.$$

Податливость консольной части шпинделя (мм/даН):

$$k_K = \frac{b^3}{3EJ_K} = \frac{100^3}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^4 \cdot 12.9 \cdot 10^6} = 0.12 \cdot 10^{-5}.$$

Податливость межпролетной части шпинделя (мм/даН):

$$k_M = \frac{a \cdot b \cdot (1-\varepsilon)}{3EJ_M} = \frac{300 \cdot 100 \cdot (1-0.35)}{3 \cdot 2.1 \cdot 10^4 \cdot 2.9 \cdot 10^6} = 0.01 \cdot 10^{-5}.$$

Суммарная податливость шпиндельного узла (мм/даН):

$$k_{\Sigma} = k_A + k_B + k_K + k_M = (0.63 + 0.3 + 0.12 + 0.01) \cdot 10^{-5} = 1.06 \cdot 10^{-5}.$$

Жесткость шпиндельного узла (даН/мкм):

$$j = 1/k_{\Sigma} = 1/1.06 \cdot 10^{-5} = 94300 \text{ даН/мм} = 94.3$$

Жесткость шпиндельного узла не меньше допустимой по критерию статической жесткости (**25*50** даН/мкм), что позволяет рекомендовать выбранную схему для дальнейшей разработки.

Составим баланс податливостей элементов шпиндельного узла. Относительные податливости элементов:

$$\text{Опора А} - k_A / k_{\Sigma} \cdot 100\% = (0.63/1.06) \cdot 100\% \approx 59.1\%.$$

$$\text{Опора В} - k_B / k_{\Sigma} \cdot 100\% = (0.3/1.06) \cdot 100\% \approx 29\%.$$

$$\text{Консольная часть} - k_K / k_{\Sigma} \cdot 100\% = 0.12 / 1.06 \cdot 100\% \approx 11\%.$$

$$\text{Межпролетная часть} - k_M / k_{\Sigma} \cdot 100\% = 0.01/1.06 \cdot 100\% \approx 0.9\%.$$

Таким образом, наиболее “слабым” элементом шпиндельного узла является передняя опора. Ее приведенная податливость составляет около 59% общей податливости узла. Поэтому усилия конструктора следует направлять на разработку решений, ведущих к повышению жесткости передней опоры.

2.2 Оптимизация межопорного расстояния шпиндельных узлов

Формула (8) позволяет найти расстояние между опорами шпинделя, при котором податливость узла будет минимальной (а жесткость, следовательно, максимальной). Взяв производную выражения (8) от межопорного расстояния и приравняв ее к нулю, получим

$$a_0^3 - 6EI_M \cdot \frac{a_0}{b \cdot j_A} - 6EI_M \left(\frac{1}{j_A} + \frac{1}{j_B} \right) = 0.$$

Это уравнение решается на ЭВМ или графическим методом. Искомый корень находится на пересечении кубической параболы: $Y_1(a)=a^3$,

и прямой линии:

$$Y_2(a) = \frac{6EJ_M}{J_A} \left(1 + \frac{j_A}{j_B} \right) + \frac{6EJ_M}{j_A} \cdot \frac{a}{b}.$$

Определив оптимальное расстояние между опорами a_0 , стремятся реализовать его при конструировании. Однако, с учетом точности вращательного движения шпинделя (см. ниже), значение a ограничивают по условию:

$$a \geq 2.5b.$$

2.3 Расчет шпиндельных узлов с учетом заземления в опорах и усилий от приводных элементов

В опорах шпинделя устанавливаются два, три и больше подшипников. Это приводит к “защемляющему” эффекту: шпиндель зажат и ограничен в изгибе в зоне расположения опор. Данное обстоятельство учитывается /7/ путем введения в формулу (8) коэффициента зажатия ε , численные значения которого приведены в таблице 4, /1/. Выражение (8) для определения податливости шпинделя примет вид:

$$k_\Sigma = \frac{(a(1-\varepsilon) + b^2)}{j_A \cdot a^2} + \frac{b^2(1-\varepsilon)}{j_B \cdot a^2} + \frac{b^3}{3EJ_K} + \frac{ab(1-\varepsilon)}{3EJ_M} \quad (9)$$

Выражение (9) справедливо, если шпиндель разгружен от сил, действующих со стороны привода главного движения (зубчатого колеса, расположенного между опорами или шкива ременной передачи, находящегося на заднем конце шпинделя).

Наиболее типичным случаем для большинства токарных, фрезерных и многооперационных станков нормального класса точности является наличие приводного зубчатого колеса между опорами (рисунок 3). В этом случае при расчете используется зависимость, учитывающая совокупное действие нагрузок от сил резания и приводного колеса /6/. Она имеет вид:

$$y = F \left(\frac{(a + b(1-\varepsilon))^2}{j_A \cdot a^2} + \frac{b^2 \cdot (1-\varepsilon)}{j_B \cdot a^2} + \frac{ab^2(1-\varepsilon)}{3EJ_M} + \frac{b^3}{3EJ_K} \right) \pm F_K(1-\varepsilon) \left(\frac{(a+b)a_2}{j_A \cdot a^2} - \frac{a_1b}{j_B \cdot a^2} - \frac{a_2b(a^2 - a_2^2)}{6EJ_M \cdot a} \right). \quad (10)$$

В этом выражении силы F и F_K являются результирующими сил резания и сил приводного зубчатого колеса привода. Они приводятся к одной плоскости (горизонтальной и вертикальной), проходящей через ось шпинделя. В формуле (10) знак “плюс” берется, если F и F_K направлены в разные стороны и “минус”, если в одну.

На рисунке 4 показана схема действия сил, если приводной элемент (шкив) находится на конце шпинделя. В этом случае формула для расчета упругих деформаций переднего конца шпинделя имеет вид:

$$y_w = F_K \left(\frac{(a + b(1-\varepsilon))^2}{j_A \cdot a^2} + \frac{b^2 \cdot (1-\varepsilon)}{j_B \cdot a^2} + \frac{ab^2}{3EJ_M} + \frac{b^3}{3EJ_K} \right) \pm F_w(1-\varepsilon) \left(\frac{(a+b)c}{j_A \cdot a^2} + \frac{(a+c)b}{j_B \cdot a^2} - \frac{abc}{6EJ_M} \right). \quad (11)$$

Знак “плюс” берется, если F и F_w при проектировании на плоскость направлены в разные стороны и “минус”, если в одну.

Таким образом, выражение (9) применяется для расчета податливости шпиндельного узла, разгруженного от усилий от приводных элементов, формулы (10) и

(11) применяют для расчета шпиндельных узлов, нагруженных усилиями от шестерни (10) или шкива (11).

Значения упругих деформаций шпиндельного узла сравнивают с допустимыми ($y \leq 0.0002 \cdot a$ или $\leq T/3$), где T – допуск на наиболее точный размер обрабатываемой детали.

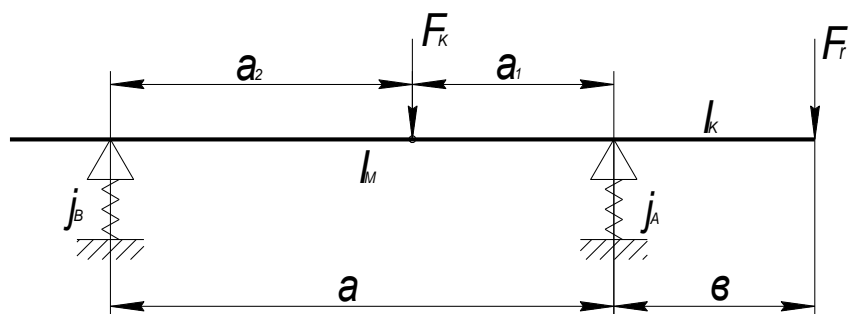


Рисунок 3 - Схема нагружения шпиндельного узла усилием от приводного колеса

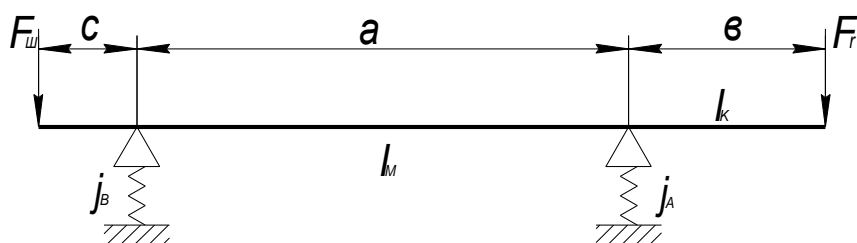


Рисунок 4 - Схема нагружения шпиндельного узла усилием от приводного шкива

2.4 Динамические характеристики шпиндельных узлов

Шпиндельный узел должен иметь высокую виброустойчивость для обеспечения малой шероховатости обработанной поверхности детали. Динамические характеристики для оценки виброустойчивости узла включают такие показатели, как частоты собственных колебаний, АЧХ и АФЧХ, динамическую жесткость, формы колебаний на собственных частотах, коэффициенты демпфирования.

На предварительной стадии (эскизное проектирование) определяют собственную частоту колебаний шпинделя. Для шпинделя, не имеющего больших сосредоточенных масс, собственная частота колебаний определяется по формуле:

$$\omega_c = k_\lambda \sqrt{\frac{EI_M}{m(1 + \lambda)^3 \cdot b^2}}, \text{ с}^{-1}, \quad (12)$$

где k_λ - коэффициент, зависящий от соотношения a/b , при $a/b=2.5 \div 4$, $k_\lambda=2.3 \div 2.4$; $\lambda=a/b$.

При наличии сосредоточенных масс на шпинделе (зубчатые колеса, элементы приспособлений и т.п.) значения ω_c получаются завышенными. При обработке деталей на станках необходимо, чтобы частота вынужденных

колебаний отличалась на 20÷25% от ω_c .

Масса шпинделя определяется через его объем V и плотность материала ρ (кг):

$$m = \rho \cdot V = \frac{\gamma}{g} \cdot V, \quad (13)$$

где γ - удельный вес, для стали удельный вес $\gamma=7.8 \text{ т/см}^3 \approx 78 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}^3$, $g=9.81 \text{ м/с}^2$.

3 Расчет жесткости опор шпинделя

3.1 Общая методика расчета жесткости опор

В рассмотренном примере расчета жесткости шпиндельного узла жесткость опор считалась заданной. В действительности эту жесткость необходимо определить.

Общая методика расчета жесткости подшипника состоит из следующих этапов:

- расчет реакций в опоре под действием радиальных сил;
- определение деформаций в контактах тел качения и дорожек качения и дополнительно, в контакте колец подшипника со шпинделем и корпусом шпиндельной бабки, суммирование этих деформаций;
- определение жесткости, как отношения реакции в подшипнике к суммарной величине деформации.

Жесткость подшипника в радиальном направлении определяется отношением

$$j_r = \frac{R_r}{(\delta_r' + \delta_r'')}, \quad (14)$$

где R_r – реакция в опоре;

δ_r' – деформация в контактах тел качения и дорожек качения;

δ_r'' – деформация в контактах колец подшипника с посадочными поверхностями вала и отверстия.

Деформация в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике при создании предварительного натяга равна:

$$\delta_r' = \beta \cdot \delta_{r0}. \quad (15)$$

При наличии зазора:

$$\delta_r' = \beta \delta_{r0} \pm \frac{g_r}{2}, \quad (16)$$

где δ_{r0} – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения при нулевом зазоре в подшипнике, мкм;

β – коэффициент, учитывающий величину натяга или зазора в подшипнике;

g_r – предварительный натяг (-) или зазор (+) в подшипнике (мкм); рекомендуемые значения зазоров – натягов (g_r) приведены в таблице 5.

Значения коэффициента β в формулах (15) и (16) находят по графикам рисунка 3.

Радиальная податливость δ_r'' в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями вала и корпуса /3/

$$\delta_r'' = \frac{4R_r k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right), \quad (17)$$

где $k=0,005\div 0,025$ мм³/даН – коэффициент податливости стыка; меньшие значения k принимают при повышенной точности изготовления посадочных мест, больших посадочных натягах, а также при установке подшипников на конусную шейку;

d, D, B - соответственно внутренний, наружный диаметр и ширина подшипника, мм.

Таблица 4— Формулы для расчета радиальной и осевой деформации в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожками качения при нулевом зазоре в подшипниках различных типов

Тип подшипника	Деформация в подшипнике, мкм	
	радиальная δ_{ro}	осевая δ_{oa}
Шариковый радиально - упорный, типа 36000,46000	$\frac{2.0 \cdot 10^{-3}}{\cos \alpha} \sqrt[3]{\frac{25R_r^2}{z^2 \cdot D_T^2 \cdot \cos^2 \alpha}}$	$\frac{2.0 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \cdot \sqrt[3]{\frac{25R_r^2}{z^2 \cdot D_T^2 \cdot \cos^2 \alpha}}$
Радиальный двухрядный роликовый типа 3182100	$0.35 \cdot R_r^{0.897} \cdot d^{-0.8}$	—
Радиально - упорный конический, роликовый типа 7000	$\frac{6.0 \cdot 10^{-4}}{\cos \alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}$	$\frac{6.0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \cdot \frac{Q^{0.9}}{l^{0.8}}$
Шариковый упорный радиальный одинарный типа 8000	—	$\frac{2.4 \cdot 10^{-3}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q^2}{D_T}}$

В формулах, приведенных в таблице 4, приняты следующие обозначения:

D_T, l – диаметр и длина тел качения, соответственно, мм;

z – число тел качения в одном ряду;

α – угол контакта, град;

Q – чисто радиальная нагрузка, воспринимаемая наиболее нагруженным телом качения;

d – внутренний диаметр подшипника;

i – количество рядов тел качения.

$$Q = \frac{5 \cdot R_r}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} \quad (18)$$

Таблица 5 – Радиальные зазоры – натяги (мкм) для двухрядных роликоподшипников типа 3182100 /2/

$d \cdot n \cdot 10^5$ мм·мин ⁻¹	Класс точности подшипников по ГОСТ 520 – 89		
	5	4	2
до 1	-2÷0	-4÷-2	-6÷-4
до 1,6	+1÷ +3	+1÷ +1	-2÷0
до 2	+3÷ +5	0÷ +2	-1÷ +1
до 2,5	+4÷ +6	+2÷ +4	+1÷ +3

Пример 2

Рассчитать жесткость опор шпиндельного узла для схемы 4, таблица 4 /1/ по следующим исходным данным: сила, приложенная к переднему концу шпинделя: тангенциальная $F_t = 1000$ даН, радиальная $F_r = 500$ даН, размеры шпинделя соответствуют таблице 3.

В передней и задней опорах шпинделя установлены подшипники типа 3182100, которые воспринимают радиальную нагрузку.

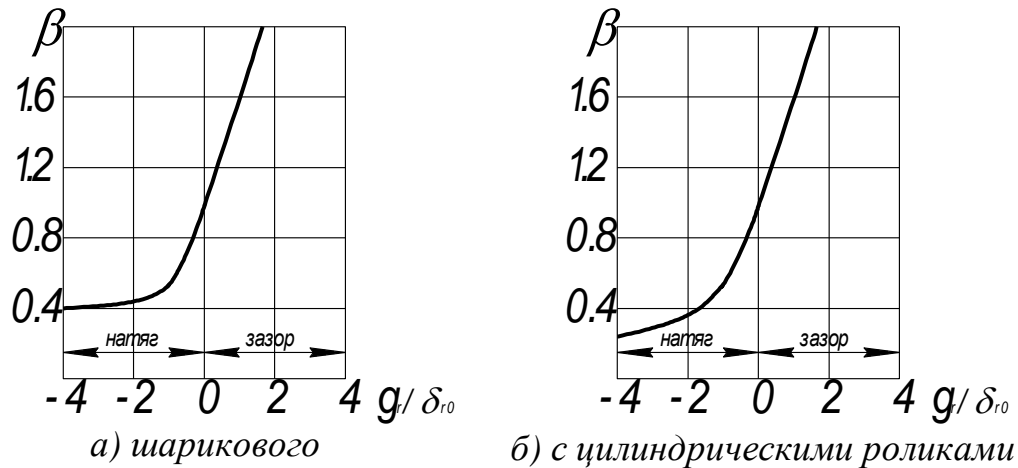


Рисунок 5 - Графики определения величины коэффициента β для радиального подшипника

Определим размерные параметры подшипников, используя справочник /3/. Для подшипника в передней опоре типа 3182120: $d = 100$ мм; $D=150$ мм; $B=37$ мм; $D_T = 11$ мм; $B=11$ мм; $z=30$; $i=2$. Для подшипника в задней опоре типа 3182116: $d=80$ мм; $D=125$ мм; $B=34$ мм; $D_T=10$ мм; $B=10$ мм; $z=26$; $i=2$.

Определим суммарную радиальную нагрузку на переднем конце шпинделя (даН):

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{1000^2 + 500^2} = 1118.$$

Реакция в передней опоре (даН):

$$R_{ra} = F_{r\Sigma} \frac{a+b}{a} = 1118 \cdot \frac{300+100}{300} = 1491.$$

Реакция в задней опоре (даН):

$$R_{rB} = F_{r\Sigma} \frac{b}{a} = 1118 \cdot \frac{100}{300} = 372.6.$$

Определяем деформацию в радиальном двухрядном роликовом подшипнике передней опоры (таблица 4) (мкм):

$$\delta_{roA} = 0.35 \cdot R_{rA}^{0.827} \cdot d^{0.8} = 0.35 \cdot 1491^{0.827} \cdot 100^{0.8} = 6.15.$$

Находим значение поправочного коэффициента β в формуле (15). Величина рекомендуемого зазора в подшипнике 3182100 передней опоры при $d \cdot n = 2.8 \cdot 10^5$ мм/мин⁻¹ и классе точности подшипника 2 колеблется в пределах $+1 \div +3$ мкм (таблица 5). Примем зазор $g_r = +3$ мкм.

Тогда $g_r/\delta_{ro} = +3/6,15 = 0,49$.

По графику «б» (см. рисунок 5) находим для $g_r/\delta_{ro} = +0.49 \approx 1,2$. Значение деформации между телами качения и кольцами подшипника $\delta_r = \beta \cdot \delta_{ro} = 1,2 \cdot 6,15 = 7,38$ мкм.

Деформацию в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями шпинделя и шпиндельной бабки определяем по формуле (17) (мкм):

$$\delta_r'' = \frac{4 \cdot R_{rA} \cdot k}{\pi \cdot d \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 1491 \cdot 0,015}{3,14 \cdot 100 \cdot 37} \cdot \left(1 + \frac{100}{150}\right) = 2,6 \cdot 10^{-3} = 2,6.$$

Суммарная радиальная деформация подшипника передней опоры равна (мкм):

$$\delta_r = \delta_r' + \delta_r'' = 7,38 + 2,6 = 9,8.$$

Радиальная жесткость передней опоры (даН/мкм):

$$j_{rA} = R_{rA} / \delta_r = 1491 / 9,98 \approx 150.$$

Аналогично находим жесткость для задней опоры. Принимаем значения параметров подшипника, соответствующими опоре В; значение коэффициента k в формуле (17) также берем равным среднему для диапазона $0,005 \div 0,025$ мм³/даН; в заднем подшипнике предусматриваем зазор $g_r = 3 \div 5$ мкм.

После вычислений получаем $j_{rB} = 61,3$ даН/мкм.

Таким образом, радиальная жесткость передней опоры равна $j_{rA} = 150$ даН/мкм, задней опоры $j_{rB} = 61,3$ мкм.

3.2 Особенности расчета комплексных опор

В быстроходных шпиндельных узлах широкое применение находят радиально-упорные шарикоподшипники типа 36000 К, 36000 КУ, 46000 К, 46000 КУ (схемы 5÷11 /1/). Для повышения жесткости опоры в ней устанавливают два - четыре подшипника по схемам «тандем», «о»-образная, «х»-образная (рисунок 2 ж, з, и, к, л /1/). Такие опоры называют комплексными. Расчет жесткости комплексных опор имеет некоторые особенности.

На рисунке б показаны примеры комплексных опор с радиально-упорными шарикоподшипниками. Комплексную опору можно представить состоящей из двух условных опор 1 и 2 /4/. Число подшипников в условной опоре может быть равным $i_1=1, i_2=1$ (рисунок б б, в) или $i_1 = 2, i_2 = 1$ (рисунок б а) или $i_1 = 2, i_2 = 2$ (рисунок б г).

В радиально-упорных шарикоподшипниках нагрузка в осевом направлении передается через тела качения и вызывает деформации как в осевом δ_A , так и в радиальном δ_r направлении (рисунок 7). Поэтому расчет жесткости опоры начинается с назначения усилия натяга F_H по рекомендациям, приведенным в таблице 6.

Осевая жесткость j_a комплексной опоры равна (Н/мм):

$$j_a = 1,5 \cdot \sqrt[3]{C^2 \cdot F_H} \cdot \left(\sqrt[3]{i_1^2} + \sqrt[3]{i_2^2}\right),$$

где $C = 10^5 \cdot \sqrt{1,25 D_r} \cdot z \cdot \sqrt{\sin^5 \alpha}$ - коэффициент пропорциональности;

D_r - диаметр шарика, мм;

z - число шариков в подшипнике (при этом сдвоенные подшипники установленные по схеме «тандем» (рисунок 3 а), рассматриваются как один двухрядный подшипник);

α - угол контакта (рисунок 4);

F_H - усилие предварительного натяга, Н;

i_1, i_2 - число подшипников в условных опорах шпинделя.

При выбранном усилии натяга F_H проверяют величину внешней осевой силы, при которой натяг одной из условных опор полностью снимается.

$$[F_{a \max}] = 1.5 \left[1 + \sqrt[3]{\left(\frac{i_2}{i_1} \right)^2} \right] \cdot F_H. \quad (19)$$

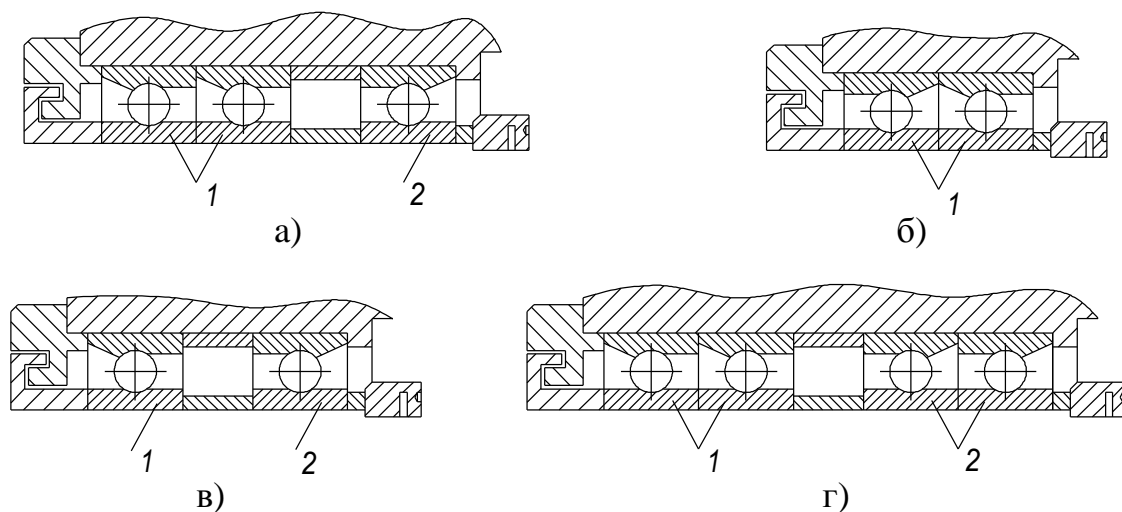


Рисунок 6 - Типовые шпиндельные опоры с радиально-упорными шарикоподшипниками

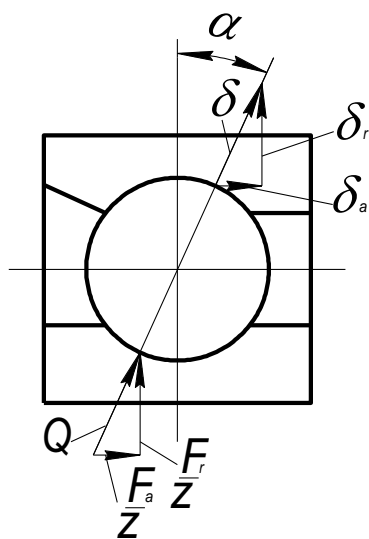


Рисунок 7 - Схема нагружения шарика радиально-упорного подшипника силой натяга F_H

Таблица 6 - Рекомендуемые значения усилий предварительного натяга F_H (даН) радиально-упорных шарикоподшипников /2/.

Диаметр отверстия подшипника d , мм	Подшипники							
	36100		36200		46100		46200	
	Легкий	Средний	Легкий	Средний	Легкий	Средний	Легкий	Средний
60	18	54	32	96	31	93	51	153
70	24	72	38	114	39	107	61	183
80	30	90	46	138	49	147	74	222
90	36	108	62	186	58	174	102	306
100	41	123	79	237	65	195	127	381
110	53	159	86	258	86	258	141	423
120	55	165	90	270	89	267	145	435
140	72	216	110	330	115	345	180	540
150	81	243	120	360	132	396	190	570

Для симметричных опор, у которых $i_1 = i_2$, получаем:

$$F_{a\max} = 3 \cdot F_H. \quad (20)$$

В зависимости от способа создания натяга заданной величиной может являться или усилие натяга F_H (таблица 6) или величина осевой деформации опоры (натяг) Δ . В работе /4/ приведены зависимости, используемые при расчете осевой жесткости комплексных опор для обоих способов создания натяга (Н/мм):

$$j_a = k_1 \cdot \sqrt[3]{C^2 \cdot F_H} = k_2 \cdot C \cdot \sqrt{\Delta}, \quad (21)$$

$$[F_{a\max}] = k_3 \cdot F_H. \quad (22)$$

Значение коэффициентов k_1, k_2, k_3 приведены в таблице 7.

Для определения радиальной жесткости (Н/мм) условных опор 1 и 2 получены формулы:

$$\text{Условная опора 1: } j_{r1} = \frac{k_4}{\text{tg}^2 \alpha} \cdot \sqrt[3]{i_1^2 \cdot C^2 \cdot F_H}. \quad (23)$$

$$\text{Условная опора 2: } j_{r2} = \frac{k_4}{\text{tg}^2 \alpha} \cdot \sqrt[3]{i_2^2 \cdot C^2 \cdot F_H}. \quad (24)$$

Значения коэффициента k_4 берут из таблицы 8.

Радиальная жесткость комплексной опоры складывается из жесткости двух условных опор. С учетом погрешности сборки и регулировки условных опор принимают:

$$j_r = 0.7(j_{r1} + j_{r2}). \quad (25)$$

Коэффициент ν характеризует распределение нагрузки между телами качения. При $\nu \geq 1$ работают все тела качения, при $\nu < 1$ – только их часть.

Отношение $\frac{F_H}{F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}$ зависит от угла контакта в подшипнике α .

Однако величина этого угла меняется в зависимости от величины осевого предварительного натяга.

Таблица 7 – Значения коэффициентов k_1, k_2, k_3 для определения осевой жесткости комплексных опор шпинделя

Расположение подшипников	Значения коэффициентов			Осевая жесткость j_a в относительных единицах	
	k_1	k_2	k_3	При $F_H = \text{const}$	При $\Delta = \text{const}$
$i_1=1 \ i_2=1$ рисунок 3б и в	3	2.1	3	1	1
$i_1=2 \ i_2=1$ рисунок 3 а	3.9	3.2	2.1/3.6	1.3	1.5
$i_1=1 \ i_2=3$	4.6	3.8	2.2/4.6	1.55	1.8
$i_1=2 \ i_2=2$ рисунок 3 г	4.8	4.2	3	1.6	2
$i_1=3 \ i_2=3$	6.2	6.4	3	2.1	3

Примечание: Для несимметричных опор ($i_1 \neq i_2$) в числителе указано значение k_3 , когда внешняя сила разгружает условную опору 1, а в знаменателе – когда внешняя сила разгружает условную опору 2.

Таблица 8 – Значения коэффициента k_4 при известных соотношениях между усилием натяга и радиальным усилием $F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha$, передаваемым телу качения

$\frac{F_H}{F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha}$	1.28	1.35	1.43	1.53	1.67	2.25	3.2	5.4	12
ν	0.6	0.74	0.8	0.9	1.0	1.25	1.67	2.5	5
K_4	0.16	0.30	0.40	0.52	0.60	0.65	0.71	0.74	0.75

С учетом изменения угла контакта в радиально - упорных подшипниках рекомендуются следующие приближенные формулы для расчета радиальной жесткости условной опоры:

$$\text{При } \alpha=15^\circ: \quad j_{\text{н\ddot{y}с}} = (5.3 \div 6) j_a. \quad (26)$$

$$\text{При } \alpha=26^\circ: \quad j_{\text{н\ddot{y}с}} = (1.95 \div 2.1) j_a. \quad (27)$$

3.3 Особенности расчета жесткости двухрядных упорно - радиальных подшипников с углом контакта 60°

Упорно-радиальные подшипники типа 178000 обеспечивают достаточно высокую осевую и радиальную жесткость шпиндельного узла при средней быстроходности $(2,5 \div 3,5) \cdot 10^5$ мм·мин⁻¹ (таблица 4, схемы 4 и 5 и рисунок 2а /1/).

Осевая жесткость упорно-радиальных подшипников определяется по выражению:

$$j_a = 7000 \cdot k_T \sqrt[3]{z^2 \cdot d_u \cdot F_H \cdot \sin^5 \alpha}, \quad (28)$$

где k_T - коэффициент, учитывающий погрешности изготовления, $k_T=0.8 \div 0.9$; $\alpha=60^\circ$.

Радиальная жесткость рассчитывается по формуле:

$$j_r = \frac{k_4}{3 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot j_a, \quad (29)$$

где k_4 - коэффициент из таблицы 8.

Подшипники данного типа создают существенный зацемяющий момент, действующий на шпиндель (Н·мм):

$$M = \varphi \cdot j_{\text{угл}}, \quad (30)$$

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

$j_{\text{угл}}$ - угловая жесткость, Н мм/рад.

Угловую жесткость опоры вычисляют по выражению:

$$j_{\text{угл}} = \frac{M}{\varphi} = \frac{3}{32} \sqrt[3]{C^2 \cdot F_H \cdot (d + D)^2}, \quad (31)$$

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

3.4 Пример расчета жесткости комплексной опоры

Рассчитать жесткость комплексной опоры представленной на рис.6а и рис.1 [1] при следующих исходных данных:

- подшипники радиально-упорные, тип 46224, серия легкая;
- диаметр $d=120$ мм, $D=215$ мм, ширина $B=40$ мм, диаметр тела качения $D_T=30.16$ мм, число тел качения $Z=15$, $\alpha=26^\circ$;
- реакция в опоре 800 даН.

Определяем радиальную жесткость первой комплексной опоры по формулам (23), (24):

$$j_{r1} = \frac{k_4}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \sqrt[3]{i_1^2 \cdot C^2 \cdot F_H}$$

$$C = 10^5 \cdot \sqrt{1.25 D_T} \cdot z \cdot \sqrt{\sin^5 \alpha} = 10^5 \cdot \sqrt{1.25 \cdot 30.16} \cdot 30 \cdot \sqrt{\sin^5 26} = 2.344 \cdot 10^6;$$

Для определения коэффициента k_4 (табл.8), найдём значение соотношения $F_H/F \operatorname{tg} \alpha$. Рекомендуемый натяг для подшипника легкой серии типа 46224 $F_H=145$ даН.

Находим величину нормальной нагрузки наиболее нагруженного тела качения по формуле (18) (даН):

$$Q = \frac{5R_z}{i \cdot z \cdot \cos \alpha} = \frac{5 \cdot 800}{2 \cdot 15 \cdot \cos 26} = 148$$

Радиальная нагрузка на тело качения равна (даН):

$$F_r = Q \cdot \cos \alpha = 148 \cdot \cos 26 = 133$$

Соотношение между усилием натяга и величиной осевой силы, возникающей под действием внешней силы:

$$\frac{F_H}{F_r \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{145}{133 \cdot \cos 26} = 2.2$$

по таблице 8 находим $k=0.65$;

Радиальная жесткость первой условной опоры определяется по формуле (Н/мм):

$$j_{r1} = \frac{k_4}{\operatorname{tg}^2 \alpha} \sqrt[3]{i_1^2 \cdot C^2 \cdot F_H}$$

Значение F_H подставляем в ньютонах.

$$j_{r1} = \frac{0.65}{0.49^2} \sqrt[3]{2^2 \cdot (2.344 \cdot 10^6)^2 \cdot 1450} = 8.7 \cdot 10^5$$

Радиальная жесткость второй условной опоры принимаем равной нулю, т.к. под наружный диаметр подшипника 3 сделано расширение (рис.1а)[1].

Таким образом, определена радиальная жесткость первой опоры шпиндельного узла при заданных исходных данных, которая равна $j_r=87$ даН/мкм.

4 Расчет точности вращения шпинделей

К шпиндельным опорам качения наряду с требованиями высокой жесткости предъявляют повышенные требования к точности вращения. Основными причинами, влияющими на точность вращения подшипников, являются: некруглость дорожек качения, их волнистость, разноразмерность и некруглость тел качения.

Совокупность всех этих причин приводит к биению конца шпинделя. Биение Δ ограничивается требованиями к точности обработки деталей на станке. Допустимые значения биений концов шпинделей зависят от класса точности станка и приводятся в ГОСТах на нормы точности соответствующих групп станков.

Схема для определения биения конца шпинделя приведена на рисунке 8

$$\Delta = \delta_A + \frac{b}{a}(\delta_A + \delta_B), \quad (32)$$

где δ_A, δ_B – биения внутренних колец подшипников передней и задней опоры шпинделя, соответственно /3/.

Если в передней опоре шпинделя установлено m_1 подшипников, а в задней m_2 , то формулу записывают в виде:

$$\Delta = 1.5 \left[\frac{\delta_A}{\sqrt{m_1}} \pm \frac{b}{a} \left(\frac{\delta_A}{\sqrt{m_1}} + \frac{\delta_B}{\sqrt{m_1}} \right) \right]. \quad (33)$$

Точность вращения шпинделя можно повысить, если в технических условиях на сборку шпинделя оговорить направление векторов биения внутренних колец подшипников. При сборке эти кольца устанавливают таким образом, чтобы направления биения колец совпадали.

При этом величина Δ уменьшится (рисунок 6 б). Рекомендуемые классы точности подшипников для шпинделей станков приведены в таблице 9.

Таблица 9 - Рекомендуемые классы точности подшипников опор шпинделей

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипников качения		Класс точности упорных подшипников
	Передняя опора	Задняя опора	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

В таблице 10 приведены нормы на радиальное биение (Δ , мкм) центрирующей поверхности шпинделя под патрон (по ГОСТу 18097-72)

Таблица 10 - Допустимое радиальное биение центрирующей поверхности шпинделя

Класс точности станка	Наибольший диаметр обрабатываемого изделия, мм		
	до 250 мм	св. 250 до 800	св. 800 до 1600
Н	8	10	16
П	5	7	10
В	3	5	-

Значения радиальных биений подшипников приведены в справочниках по подшипникам качения (например, П.Д. Бейзельман и др. Подшипники качения: Справочник. М. : Машиностроение, 1975, Глава 5 Точность и жесткость подшипниковых узлов. Обозначение радиального биения дорожки качения внутреннего кольца – R_i). Рассчитанные по формуле (33) значения радиальных биений шпиндельных узлов не должны превышать допустимых значений, приведенных в таблице 10 и в ГОСТах на нормы точности и жесткости станков.

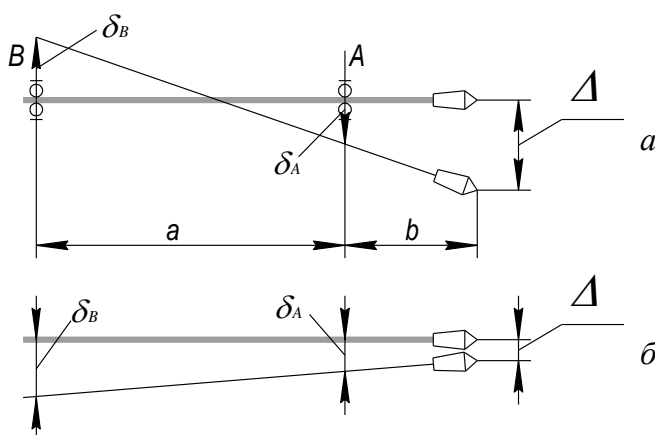


Рисунок 8 - Схема для расчёта биения шпинделя

На основании проведенных расчётов уточняют предварительно выбранные размерные параметры шпиндельного узла.

5 Список литературы

1. Рохин В.Л. Проектирование шпиндельных узлов на опорах качения. Ч. 1. Типовые конструкции шпиндельных узлов. Методические указания. – Курган, 1998. – 28с.
2. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник – учебник. В 3 т. Т2.4. 1. Расчет и конструирование узлов и элементарных станков/А.С. Пронников, Е.И. Борисов, В.В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А.С. Пронникова. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана; Машиностроение, 1995. – 371с.
3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. М.: Машиностроение, 1975. – 574с.
4. Левина З.М. Расчет жесткости современных шпиндельных подшипников /Станки и инструмент. 1982. №10.-С.1-3.
5. Детали и механизмы металлорежущих станков: Справочник. В 2 т. Т2. Шпиндели и их опоры. Механизмы и детали приводов / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 520с.
6. Металлорежущие станки и автоматы /Под ред. А.С. Пронникова. – М.: Машиностроение, 1981. – 479с.
7. Лизогуб В.А., Силаев С.И. Автоматизация выбора основных конструктивных параметров шпиндельных узлов металлорежущих станков // Станки и инструмент. 1982. №1.-С.18-20.

Содержание

<i>Введение</i>	3
<i>1 Выбор основных параметров шпиндельного узла</i>	3
<i>2 Расчет шпиндельных узлов</i>	9
2.1 Расчет податливости шпиндельных узлов	9
2.2 Оптимизация межопорного расстояния шпиндельных узлов.....	12
2.3 Расчет шпиндельных узлов с учетом защемления в опорах и усилий от приводных элементов.....	13
2.4 Динамические характеристики шпиндельных узлов	14
<i>3 Расчет жесткости опор шпинделя</i>	15
3.1 Общая методика расчета жесткости опор	15
3.2 Особенности расчета комплексных опор.....	18
3.3 Особенности расчета жесткости двухрядных упорно - радиальных подшипников с углом контакта 60°	21
3.4 Пример расчета жесткости комплексной опоры	22
<i>4 Расчет точности вращения шпинделей</i>	23
<i>5 Список литературы</i>	25

Владимир Леонидович Рохин

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ОПОРАХ КАЧЕНИЯ
(Часть II. Расчет шпиндельных узлов)

Методические указания
к выполнению курсового и дипломного проектов для
студентов направлений 552900, 550200, специальностей
120100, 120200, 210200, 030500

Компьютерный набор: Просекова Е.М., Кацай М.В.
Редактор Н. М. Кокина

Подписано к печати
Формат 60x84x1/16
Заказ 108

Усл.п.л. 1,75
Тираж 100

Бумага тип N 1
Уч.изд.л.1,75
Цена свободная

Издательство Курганского государственного университета.
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.
Курганский государственный университет, ризограф.