

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
Донбасская государственная машиностроительная академия

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению контрольной работы и экзамена по дисциплине

“КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ И СТАНОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ

для студентов заочного отделения специальности 6.050.503

Утверждено
На заседании кафедры
“Металлорежущие станки
и инструменты”
Протокол № 4 от 16.10.2012

Краматорск 2012

УДК 621.9.02

Методические указания к выполнению контрольной работы и экзамена по дисциплине «Конструирование и расчет станков и станочных комплексов» для студентов заочного отделения специальности 6.050.503 / Сост.: В.Д.Ковалев, М.В. Шаповалов – Краматорск: ДГМА, 2012.- 38 с.

Изложены задачи к разделам дисциплины, краткие теоретические сведения, необходимые расчетные формулы, условия к выполнению задач и примеры их решения. Изложены методики расчета шпиндельных узлов и станин токарных станков.

Приведены варианты заданий и исходные данные для выполнения контрольных работ, а также список необходимой литературы, критерии оценки, пример билета.

Составители:

В. Д. Ковалев, проф.
М.В. Шаповалов, асс.

Отв. за выпуск

В. Д. Ковалев, проф.

СОДЕРЖАНИЕ

Методика выполнения контрольных работ

1 Методика расчета шпиндельного узла

2 Методика расчета станин токарного станка

3 Критерии оценки билета контрольной работы

4 Критерии оценки экзаменационного билета

Список рекомендуемой литературы

Приложение А Пример расчета шпиндельного узла

Приложение Б Пример экзаменационного билета

МЕТОДИКА ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Студенты заочной формы обучения должны выполнить по данной дисциплине контрольную работу, которая включает 1 задачу:

- расчет шпиндельного узла;
- расчет станин токарного станка;

Расчеты необходимо сопровождать исчерпывающими пояснениями. Возможно выполнение расчетов с помощью ЭВМ. Эскизы выполняются карандашом или на ЭВМ.

1 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА

Расчет шпиндельного узла производится в следующем порядке.

1 Назначается материал, из которого будет изготовлен шпиндель, и обосновывается его термообработка. Необходимо проанализировать требования к шпинделям и шпиндельным узлам. На основе требований к шпиндельным узлам анализируются 3-4 компоновочные схемы, и, учитывая преимущества и недостатки каждой схемы, выбирается оптимальная (20X, 40X, Сталь 45 и т.д.).

2 Рассчитывается минимальный диаметр шпинделя по передаваемому крутящему моменту. Вычерчивается эскиз шпиндельного узла с указанием основных размеров и типов подшипников.

3 Назначаются классы точности подшипников для передней и задней опор.

4 Рассчитывается радиальное биение переднего конца шпинделя по формуле

$$\delta = 1,5 \left[\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{a}{l} \left(\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{\delta_2}{\sqrt{m_2}} \right) \right];$$

где δ_1, δ_2 - радиальное биение, соответственно, передней и задней опор (табл.1).

Таблица 1 – Допустимые значения радиального биения внутреннего кольца подшипника

Номинальный диаметр внутреннего кольца d, мм	Класс точности подшипников				
	0	6	5	4	2
	Допускаемое радиальное биение, мм				
30	13	10	10	5	3
31...50	15	12	10	5	3
51...80	20	16	12	6	4
81...120	25	20	14	7	5
121...180	30	24	16	8	6
181...250	-	20	20	10	-
251...315	-	-	24	12	-

5 Определяются реакции опор шпинделя R_1 , R_2 по формулам, известным из курса «Сопротивление материалов». При передаче крутящего момента на шпиндель при помощи шкива ременной передачи следует учитывать способ установки шкива. Если шкив установлен на заднем конце шпинделя и передает крутящий момент через шпонку, то необходимо определить усилие Q_p от натяжения ремней

$$Q_p = 2S_o \sin \frac{\alpha}{2};$$

где α - угол охвата ремней; $\alpha = 180 - \frac{D_\delta - D_M}{l_p} 60$;

l_p - межцентровое расстояние; $l_{p \min} = 2(D_\delta + D_M)$;

S_o - нагрузка, выбираем по таблице 2.

Таблица 2

Тип ремня	А	Б	В	Г
$S_o, Н$	55	165	275	580

6 Определяется радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя с учетом податливости его опор по одной из формул:

$$y = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + P \left[e_1 \frac{a^2}{l^2} + e_2 \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right];$$

$$y = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + P \left[e_1 \frac{a^2}{l^2} + e_2 \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] \pm Q \left[e_1 \frac{ab}{l^2} - e_2 \frac{ac}{l^2} - \frac{abc}{6EI_2 l} \right];$$

$$y = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{I_1} + \frac{l}{I_2} \right) + P \left[e_1 \frac{a^2}{l^2} + e_2 \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right] \pm Q \left[e_1 \frac{ca_1}{l^2} + e_2 \frac{c_1 a}{l^2} - \frac{lac_1}{6EI_2} \right];$$

где b - расстояние от задней опоры до точки приложения силы в межопорной части, мм;

c - расстояние от передней опоры до точки приложения силы Q в межопорной части, мм;

c_1 - расстояние от консольно приложенной нагрузки Q до опоры, мм;

I_1, I_2 - осредненные моменты, соответственно, консольной и межопорной части шпиндельного узла, мм⁴;

e_1, e_2 - податливость, соответственно, передней и задней опор:

$$e_1 = \frac{1}{j_1}, \quad e_2 = \frac{1}{j_2},$$

j_1, j_2 - радиальная жесткость;

Для определения величины перемещения переднего конца необходимо рассчитать радиальную жесткость j_1, j_2 , соответственно, передней и задней опор, величина которой зависит от типа подшипников, установленных в опорах.

Определение радиальной жесткости двухрядных роликоподшипников.

Определяется радиальная податливость δ_{r_0} в зависимости от номинального диаметра отверстия внутреннего кольца и нагрузке на подшипник R (реакция опоры) по графику изображенному на рис.1.

Вычисляется величина относительного натяга e/δ_{r_0} , где e - величина натяга (для расчета принять $e = -(4...8)$ мкм.)

Определяется коэффициент податливости k_δ по графику, изображенному на рис.1.

Вычисляется общая податливость подшипника

$$\delta_m = k_\delta \delta_{r_0}.$$

Определяется смещение, обусловленное контактной деформацией дорожек качения:

$$\delta_{re} = \delta_m - 0,5e.$$

Находится контактная деформация на поверхности посадки подшипников, δ_r

$$\delta_r = \frac{4RK_2}{\pi d b} \left(1 + \frac{d}{D}\right) \quad (2)$$

где d, D, b – внутренний и наружный диаметры подшипника и его ширина, мм;

$K_2 = (0,0005...0,0025)$ мм³/Н (меньшие значения принимают при установке внутреннего кольца на коническую шейку).

Определяется общее упругое сближение колец подшипника δ_r :

$$\delta_r = \delta_{re} + \delta_r. \quad (3)$$

Вычисляется жесткость опор

$$J_{1,2} = \frac{R_{1,2}}{\delta_r}. \quad (4)$$

Определение радиальной жесткости радиально-упорных подшипников, установленных с натягом.

Вычисляется отношение величины предварительного осевого натяга A_0 к статической несущей способности для подшипников данного типа Q_{np}

$$A_0 = 0,4 z d_{ui}^2.$$

Для расчетов можно принять

$$A_0 = (400 \dots 1000) \text{ Н.}$$

Q_{np} определяется по каталогу подшипников или по графику, изображенному на рис. 3.

Определяется коэффициент радиальной податливости K_g по графикам, изображенным на рис. 4.

Вычисляется величина смещения, обусловленная контактной деформацией дорожек качения:

$$\delta_{re} = 0,03 d_{ui} k_g,$$

где d_{ui} - диаметр шарика, мм.

Определяют контактную деформацию на поверхностях посадки по формуле (2) и, рассчитав по формуле (3) общее упругое сближение, вычисляют жесткости опор по формуле (4).

Полученные значения подставить в выражение перемещения переднего конца шпинделя в соответствующей размерности и определить жесткость шпинделя:

$$j_{ш} = \frac{P}{y}.$$

7 Сравнить полученный результат с величиной допустимой жесткости для шпинделя заданного станка.

8 Сделать вывод о необходимости конструктивных изменений для повышения жесткости шпиндельного узла.

Расчет шпинделя на виброустойчивость

1 Определяется приведенная масса шпинделя согласно выданному варианту шпиндельного узла (рис.5).

2 Вычисляется частота собственных колебаний шпинделя по формуле

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{j_{ш}}{m_n}};$$

где $j_{ш}$ – величина жесткости, приведенная к торцу шпинделя, Н/м;

m_n – приведенная масса шпинделя, кг.

3 Определяется коэффициент относительного рассеивания энергии колебаний ψ_k по формуле

$$\psi_k = \psi_1 \psi_2 \psi_3;$$

где ψ_1, ψ_2, ψ_3 – соответственно, рассеивание энергии колебаний в системах: вал-подшипник, вал и подшипник.

Для расчетов принять: $\psi_1 = 0,12$; $\psi_2 = 0,01$; $\psi_3 = 0,4$.

4 Определяется коэффициент демпфирования шпинделя по формуле

$$\beta_{ш} = m_n f \psi_k.$$

5 Находится круговая частота колебаний шпинделя

$$\omega = 2\pi n z;$$

где z - число кулачков в патроне (планшайбе) для токарного станка, число зубьев фрезы для фрезерного станка.

6 Вычисляется величина расчетной амплитуды колебаний шпинделя по формуле

$$A_p = \frac{P}{m_p \sqrt{\left(\frac{j_{ш}}{m_n} - \omega^2\right)^2 + 4\left(\frac{\beta}{2m_n}\right)^2 \omega^2}};$$

где P - внешняя нагрузка на шпиндель, Н.

7 Сравнивается величина расчетной амплитуды колебаний шпинделя с допускаемыми величинами амплитуд колебаний, установленных нормами точности станков:

$$A_p \leq A_{\text{доп}}$$

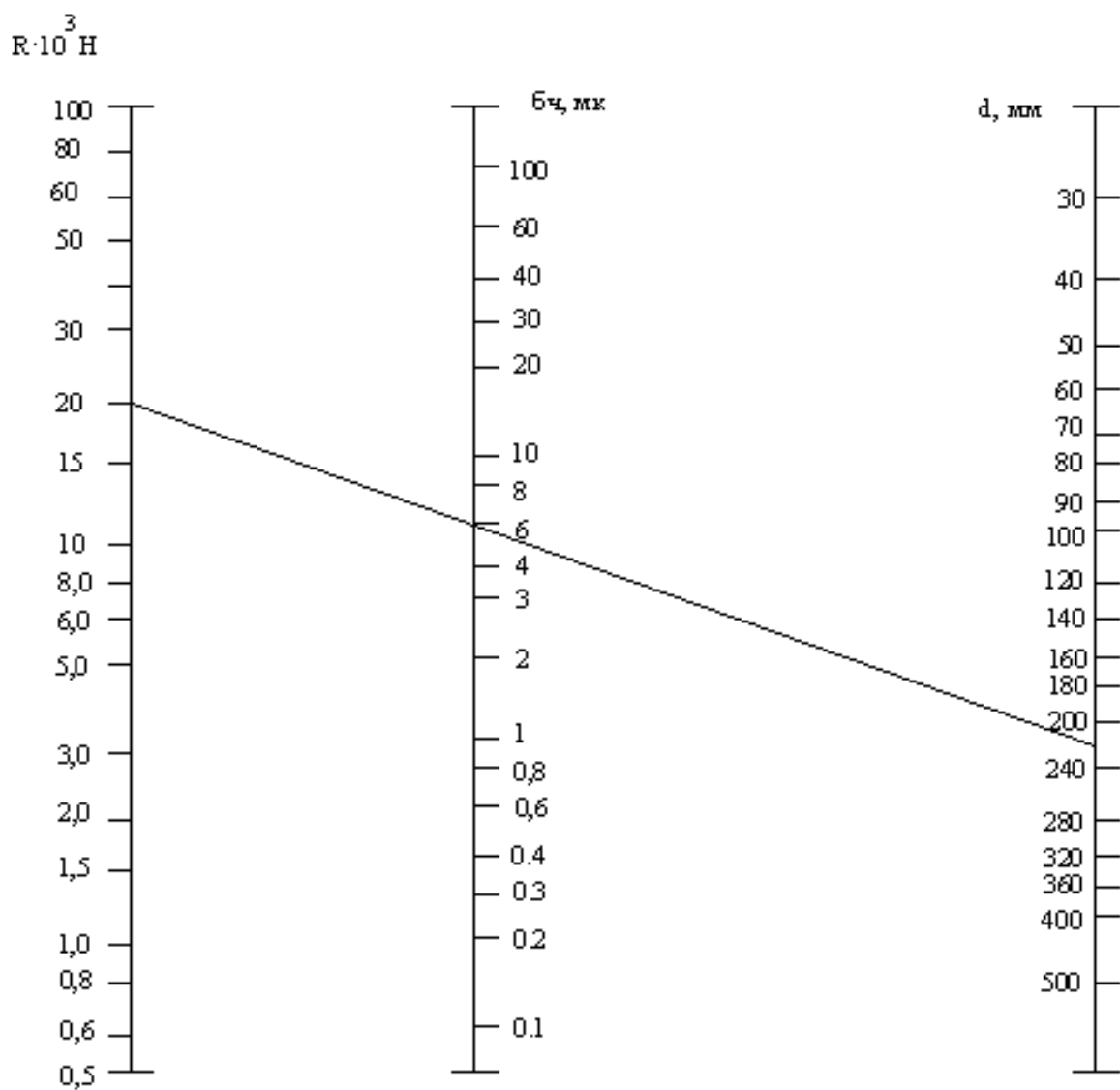


Рисунок 1-Номограмма для определения радиальной податливости

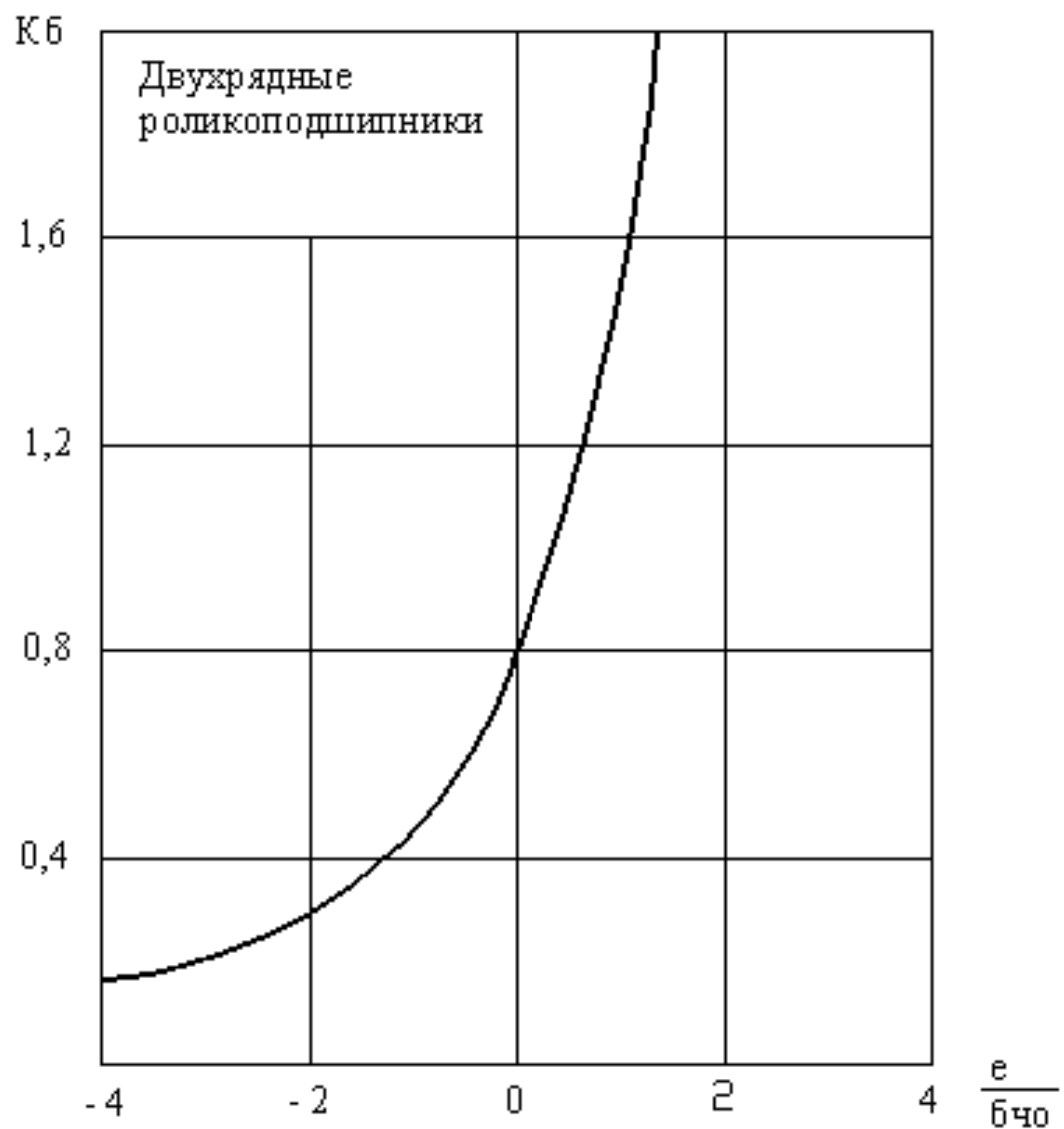


Рисунок 2 - График зависимости коэффициента податливости от эксцентриситета

$Q_{ст} 10^5, Н$

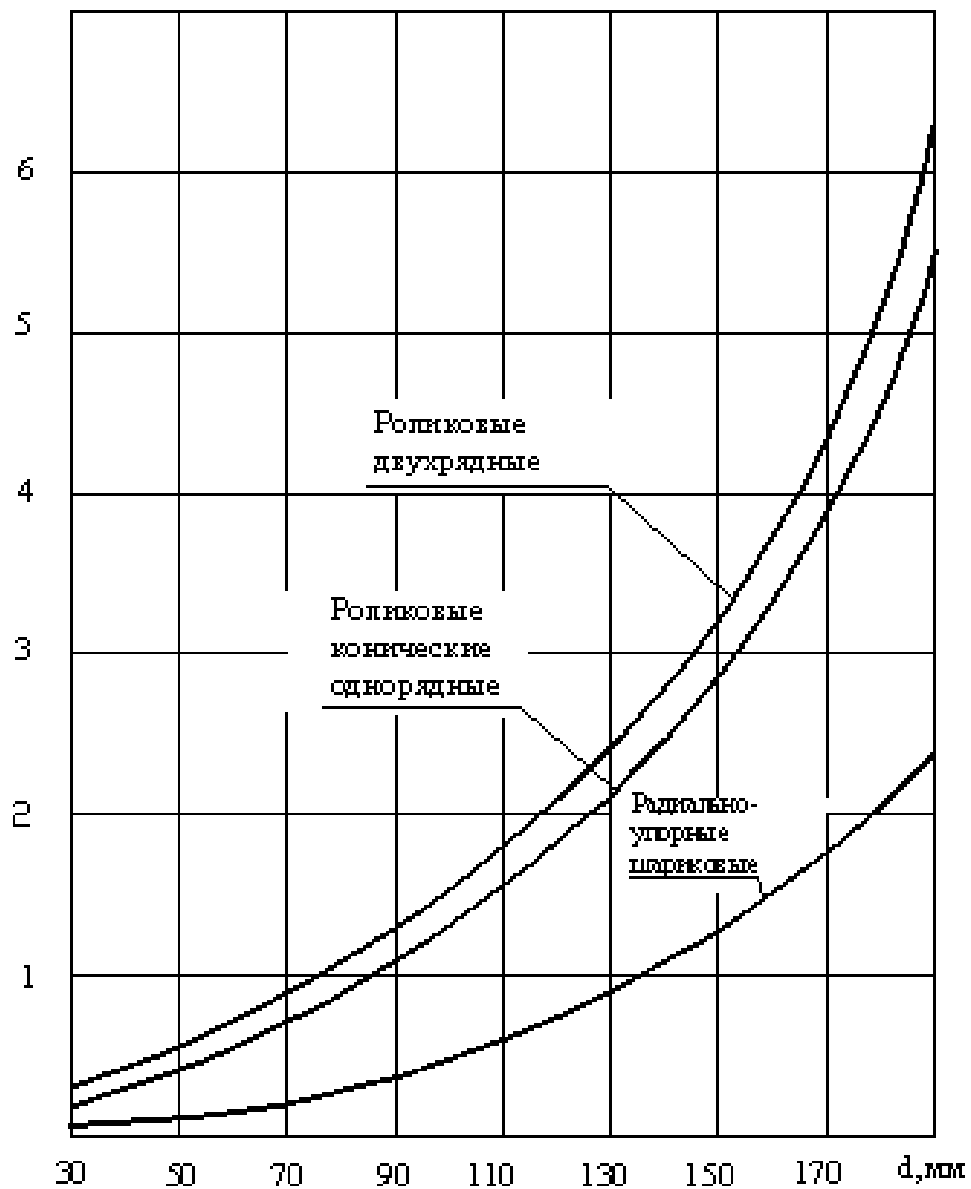


Рисунок 3 - Статическая несущая способность подшипников от диаметров

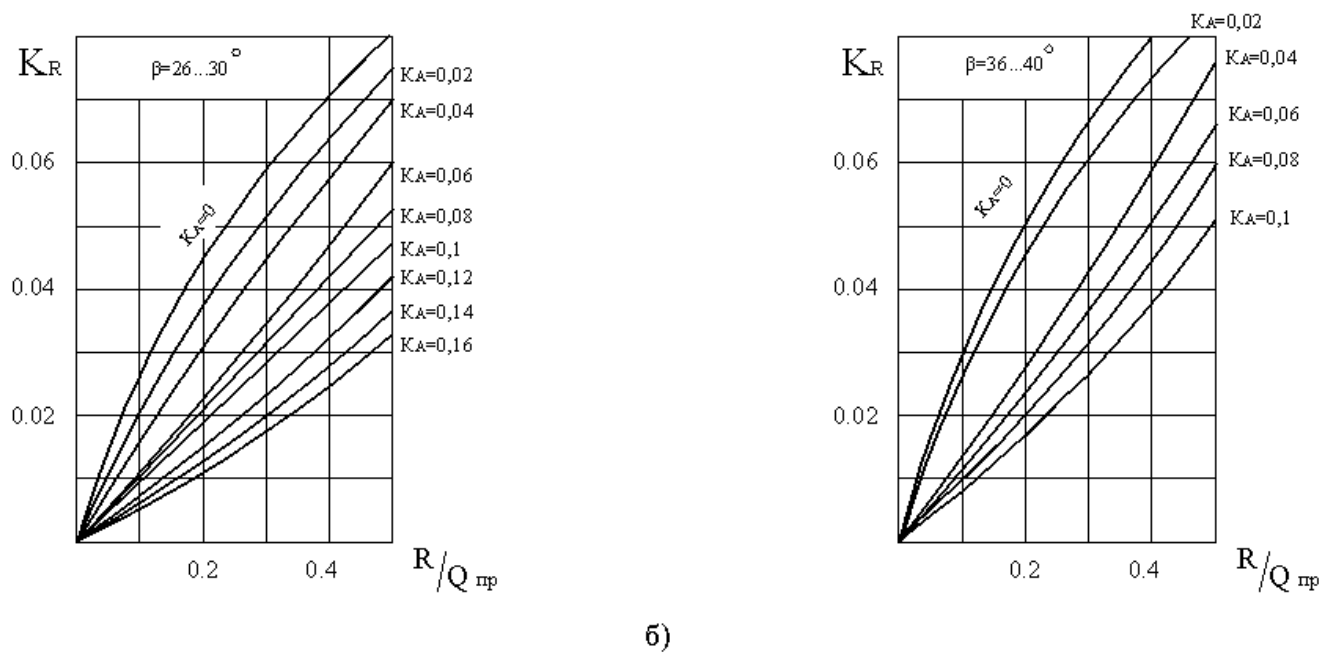
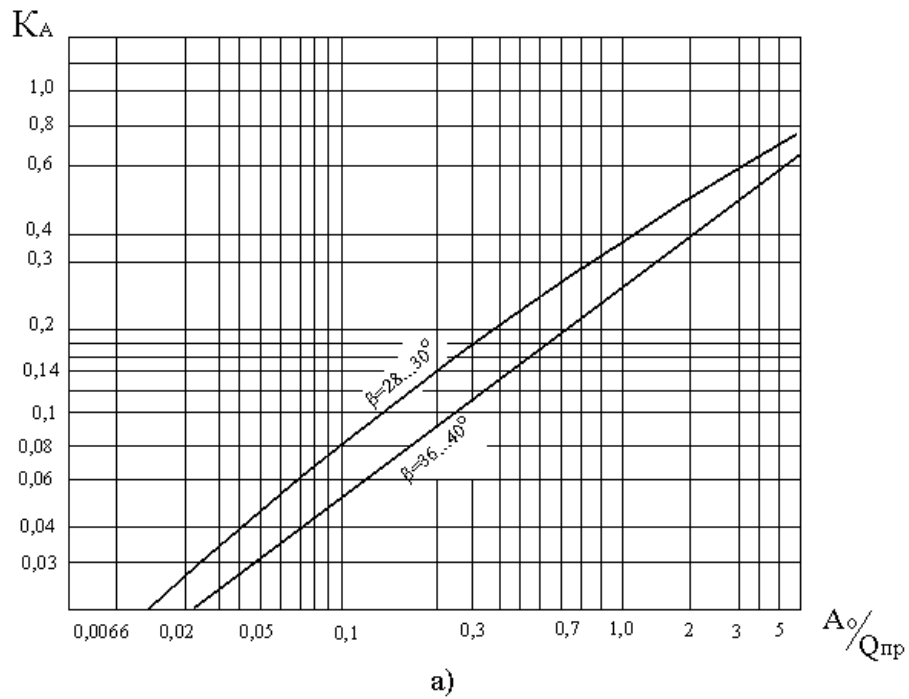
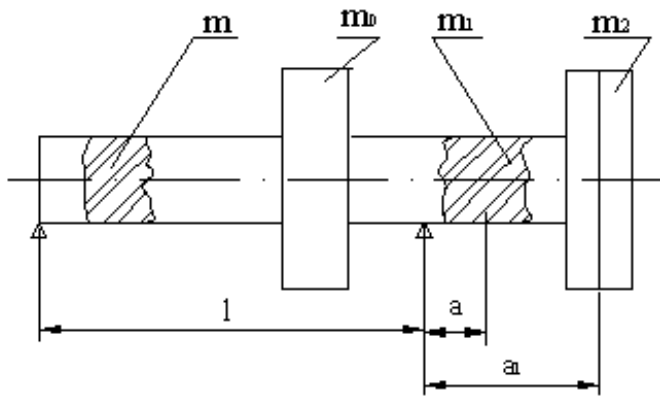


Рисунок 4 - Зависимость коэффициентов подагливости от нагрузки

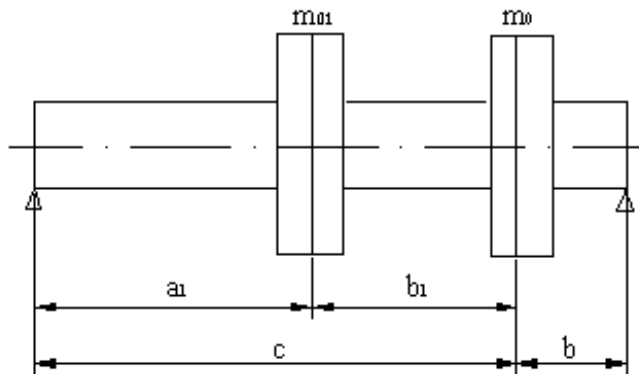


Если

$$m_1 + m_2 > m + m_0$$

то

$$m_n = m_2 + m_1 \frac{a^2 (1 + a)}{a^2 (1 + a)}$$

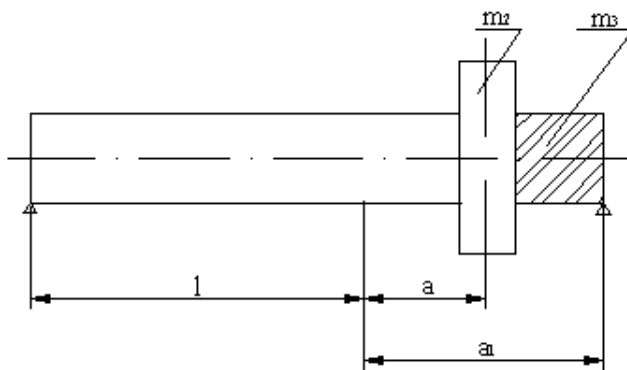


Если

$$m_{01} + m_0 > m_1 + m_2$$

то

$$m_n = m_0 + m_{01} \frac{a_1^2 b_1^2}{c^2 b_1^2}$$

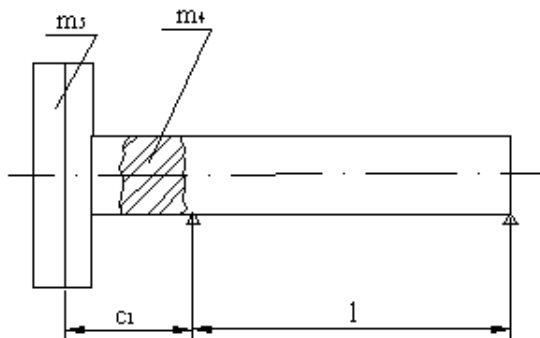


Если

$$m_0 + m_0 < m_2 + m_3$$

то

$$m_n = m_2 + 0,3 \frac{a^2 (a + 1)}{a^2 (a + 1)} m_3$$



Если

$$m_2 + m_3 < m_4 +$$

то

$$m_n = m_3 + 0,3 m_4$$

Рисунок 5 - Определение приведенной массы шпиндельного узла в зависимости от расчетной схемы

Задания для расчета шпиндельного узла

1. Рассчитать шпиндельный узел токарного станка, у которого крутящий момент передается при помощи зубчатых прямозубых колес с модулем m . Зубчатое колесо, имеющее число зубьев Z_2 , расположено в межопорной части шпинделя на расстоянии от передней опоры шпинделя, расстояние между опорами равно l , а величина консольной передней части шпинделя равна a . Приводное колесо с числом зубьев Z_1 закреплено на валу I, который имеет частоту вращения n .

Численные значения данных приведены в табл. 3.

Таблица 3.

вариант	Частота вращения вала I, 1/мин	Z_1	Z_2	a , мм	c , мм	l , мм	$PZ, Н$	$PY, Н$	Мощность на валу I, кВт	Точность обр. на станке, качество	Модуль приводных колёс, мм.
1,1	20...2000	18	72	100	150	450	6000	2000	3.0	6	2.5
1,2	18...2100	20	60	110	155	455	6500	2000	3.2	6	2.75
1,3	15...2400	30	70	105	160	460	5000	2000	3.25	6	3.0
1,4	20...2500	25	72	115	165	465	5500	2200	3.5	6	3.25
1,5	18...2700	35	60	120	170	470	5500	2300	3.7	6	3.5
1,6	20...3000	40	72	125	175	475	5000	2400	3.8	6	3.75
1,7	10...1500	45	70	130	180	480	5800	2500	3.85	7	4.0
1,8	15...1500	50	80	135	185	485	5000	2600	3.9	6	4.25
1,9	18...1800	60	70	140	190	490	6000	2700	4.0	6	4.5

2. Рассчитать шпиндельный узел токарного станка, у которого крутящий момент на шпиндель передается при помощи клиноременной передачи, ведомый шкив диаметром D располагается на конце шпинделя на расстоянии C от его задней опоры. Шкив закреплен при помощи шпонки и крышки, расположенной на торце шпинделя. Расстояние между опорами шпинделя равно l , а величина консольной передней части шпинделя равна a . Ведущий шкив диаметром D закреплен на валу I, который имеет частоту вращения n .

Численные значения данных приведены в табл. 4.

Таблица 4.

вариант	Частота вращения вала I, 1/мин	D1, мм.	D2, мм.	a, мм.	c1, мм.	l, мм.	PZ, Н	PY, Н	Мощность на валу I, кВт	Точность обр. на станке, квалитет
2,1	50...1000	200	250	250	150	400	4100	2100	2	7
2,2	60...1000	250	300	300	155	410	4200	2100	2.1	7
2,3	70...1500	250	320	320	160	420	4300	2100	2.25	7
2,4	80...1500	250	340	340	165	430	4400	2500	2.35	7
2,5	90...1800	250	340	340	170	440	4500	2500	2.45	7
2,6	100...1800	250	360	360	175	450	4600	2500	2.55	7
2,7	110...2000	250	380	380	180	460	4700	2800	2.65	7
2,8	120...2000	280	370	370	185	470	4800	2800	3.75	7
2,9	130...2000	280	400	400	190	480	4900	2800	3.85	7
2,10	140...2500	300	420	420	195	490	5000	3000	4.25	7
2,11	150...2500	300	440	440	200	500	5100	3000	4.55	7
2,12	160...2500	300	450	450	210	510	5200	3000	4.65	7
2,13	170...2500	300	460	460	220	520	5300	3000	4.75	7
2,14	180...3000	300	460	460	230	530	5400	3100	5.55	7
2,15	190...3000	350	460	460	240	540	5500	3100	5.75	7
2,16	200...3000	350	470	475	250	550	5600	3100	5.85	7
2,17	250...3000	350	480	480	260	560	5700	3200	5.95	7

3. Рассчитать шпиндельный узел прецизионного токарного станка, у которого крутящий момент на шпиндель передается при помощи ременной передачи. Ведомый шкив диаметром D_2 установлен на подшипниках на расстоянии C_1 от задней опоры шпинделя и передает крутящий момент на шпиндель с помощью шлицев. Расстояние между опорами шпинделя равно l , а величина консольной передней части равна a . Ведущий шкив диаметром D_2 закреплен на валу I, который имеет частоту вращения n .

Численные значения данных приведены в таб.5.

Таблица 5.

вариант	Частота вращения вала I, 1/мин	D1, мм	D2, мм	a, мм	c1, мм	l, мм.	PZ, Н	PY, Н	Мощность на валу I, кВт	Точность обр. на станке, качество
3.1	10...1200	250	300	300	500	600	4000	2500	3.4	6
3.2	15...1300	260	300	300	550	650	4500	3000	3.6	6
3.3	20...1400	270	300	300	600	700	5000	3000	3.8	6
3.4	25...1500	280	310	300	625	750	5500	7000	4.0	6
3.5	30...1600	290	350	350	650	800	6000	3100	4.2	6
3.6	40...1700	300	350	350	700	850	6500	3100	3.2	6
3.7	50...1800	310	360	350	500	900	7000	3200	3.4	6
3.8	55...1900	320	400	400	550	950	7500	3300	3.6	6
3.9	60...2000	330	400	400	600	1000	8000	3300	3.8	6
3.10	65...2100	340	400	400	625	825	8500	3300	4.0	6
3.11	12...900	150	300	300	400	850	3000	2000	4.2	6
3.12	18...950	160	300	300	540	700	3500	2000	3.2	6
3.13	22...1000	170	300	300	500	750	4000	2000	3.4	6
3.14	28...1100	180	300	300	550	800	4250	2500	3.6	6
3.15	32...1250	190	300	300	400	850	4750	2500	3.8	6
3.16	34...1350	200	420	400	450	700	5250	2500	4.5	6
3.17	36...1450	210	420	400	500	850	5750	2500	4.6	6
3.18	38...1550	220	420	400	550	900	6250	3000	4.7	6
3.19	42...1650	230	420	400	600	950	6750	3000	4.8	6

Контрольные вопросы

- 1 Из каких материалов изготавливают шпиндели?
- 2 Какие специальные подшипники применяются в качестве опор шпиндельных узлов?
- 3 Каким образом осуществляется смазка шпиндельных опор?
- 4 Каким образом осуществляется выбор и регулирование величины зазора (натяга) в шпиндельных подшипниках?
- 5 Какие виды уплотнений применяются для шпиндельных узлов?

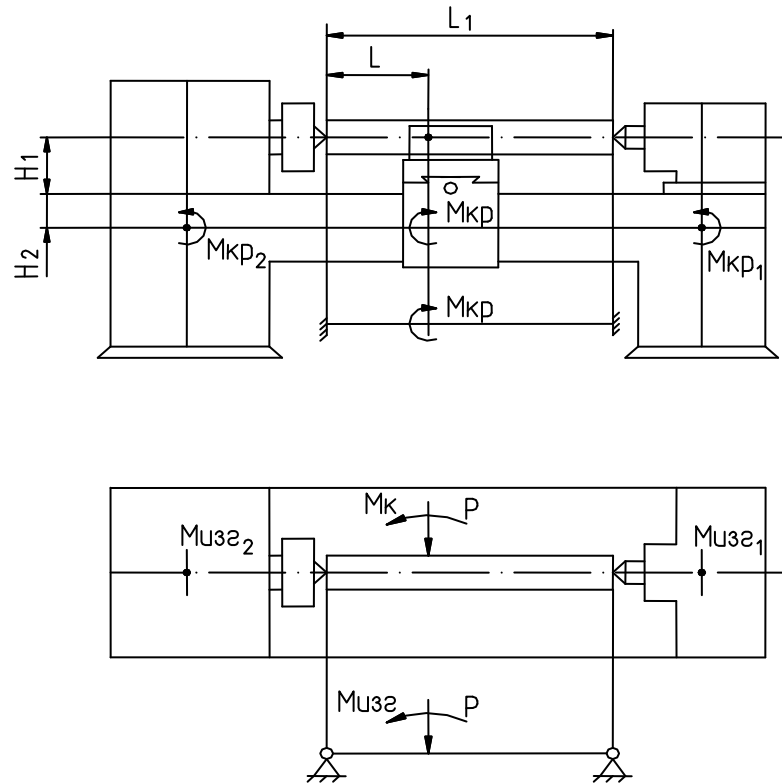
6 Какие наиболее распространенные компоненты схемы шпиндельных узлов применяются в станках?

7 Чем принципиально отличаются гидродинамические подшипники от гидростатических?

РАСЧЕТ СТАНИН ТОКАРНЫХ СТАНКОВ

Порядок расчета

1. Изображается расчетная схема для определения упругих перемещений станины токарного станка на ножках, приведенных к резцу (обработка в центрах).



2. Определяются сила и момент, действующие на станину:

$$Pz = N_{дв} / V$$

где $N_{дв}$ - мощность двигателя, кВт;

V - скорость резания при черновом точении, м/с.

(Примечание: $V = 50$ м/мин)

Для остальных составляющих сил резания можно принимать соотношение:

$$P_z / P_y / P_x = 1 / 0,5 / 0,3.$$

$$M_{kp} = P_y (H_1 + H_2) + \frac{d}{2}; \quad M_{изг} = P_x \frac{d}{2};$$

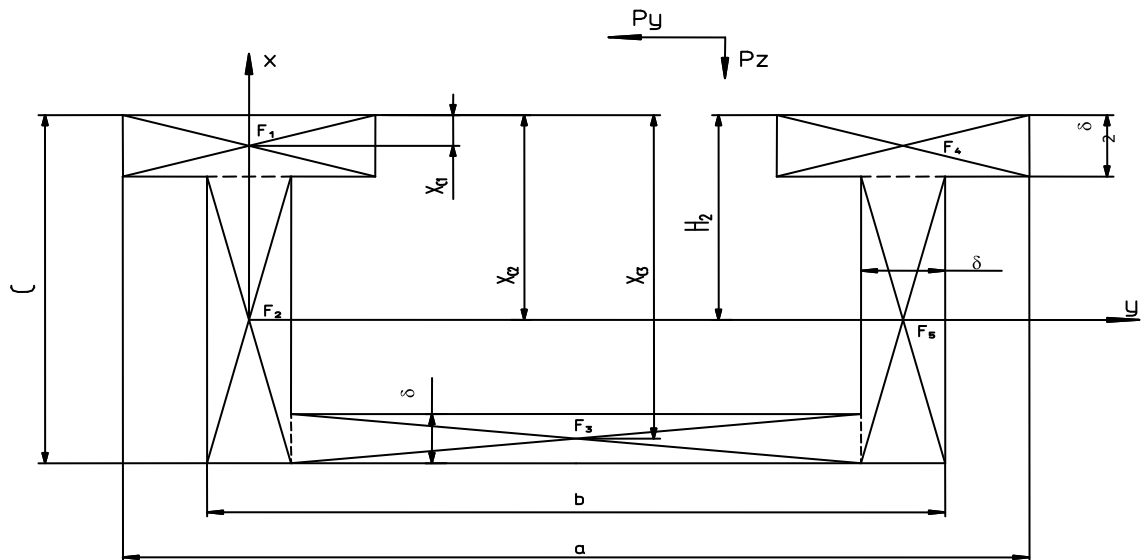
где H_1 - высота центров станка; мм;

H_2 - расстояние от плоскости направляющих станины до оси, проходящей через центры тяжести сечения станины.

$$H_2 = \frac{\sum F_j X_c}{\sum F_j};$$

d - диаметр обрабатываемой детали,

$d = 2H_1/3$ принимаем для сравнительного анализа.



3. Определяется приведенная жесткость станины.

а) Жесткость станины в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками (рассматриваются как плоские рамы)

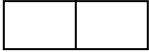


$$I_{пр} (E_{изг}) = S I E I_{ст z},$$

где $I_{ст z}$ - момент инерции на изгиб плоскости, меньшей жесткости боковой стенки станины, мм⁴;

E - модуль упругости материала станины, Н/мм². ($E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм²);

Значения коэффициента S приведены в табл. 3.

Таблица 6 – Вспомогательные коэффициенты для определения жесткости на изгиб в горизонтальной плоскости станин с перпендикулярными (П – образными) перегородками

Схема станины	n	S
	1	$\frac{8}{\eta_1}$
	2	$\frac{4(\eta_2 + 4\eta_1)}{\eta_1\eta_2}$
	3	$\frac{32}{\eta_2}$

Примечания:

$$\eta_1 = 1 + \frac{36\psi}{\nu^2}; \quad \eta_2 = \frac{3+4\xi}{3+\xi} + \frac{36\psi}{\nu^2} \left[1 + \frac{9\nu\omega}{\nu^2 + \nu^2} \right]; \quad \omega = \frac{F_{cm}}{F_n};$$

$$F_{cm} = \delta c; \quad F_n = b\delta; \quad I_{nz} = \frac{3/4c\delta^3}{12}; \quad I_{cm} = \frac{c\delta^3}{12};$$

$$\nu = \frac{L}{b(n=1)}; \quad \psi = \frac{I_{cm.z}}{F_{cm}b^2}; \quad \xi = \frac{1}{\nu} \left[\frac{I_{cm.z}}{I_{nz}} + 36\psi\omega \right];$$

где F_{cm} , F_n – площади поперечного сечения боковой стенки станины и перегородки;

I_{nz} - момент инерции на изгиб в плоскости, меньшей жесткости перегородки, мм;

L - длина деформируемой части станины, мм:

b - ширина деформируемой части станины, мм. (из усл. »b«)

б) Жесткость станины на кручение

Для станины с перпендикулярными перегородками

$$(GI_{kp})_{np} = \frac{B^2 EI_{cm_y}}{\frac{KL^2}{6} + \frac{2EI_{cm_y}}{GF_{cm}}},$$

$G = 4.5 \cdot 10^5$ кг/мм² – модуль материала стали.

$$I_{CT.Y} = \frac{c^3 \delta}{12} F_{CT}' = b \cdot \delta$$

где $I_{CT.Y}$ - момент инерции на изгиб в плоскости, большей плоскости сечения боковой стенки, мм⁴.

F_{CT}' - приведенная площадь сечения боковой стенки, т.е. площадь поперечного сечения вертикальных участков сечения стенки, мм². К принимаем 0,95.

4. Определяется перемещение станины от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$y_{rИЗГ} = \frac{P_y X^2 \left(-X \right)^2}{3l \left(EI_{изг} \right)_{пр}} + \frac{M_{изг} X \left(-X \right) \left(X - l \right)}{3l \left(EI_{изг} \right)_{пр}}$$

где l - длина обрабатываемой детали;

$l = 2/3L1$ принимаем для сравнительного анализа:

$L1$ - наибольшее расстояние между центрами, мм;

X - расстояние от левого конца изделия до расчетного положения вершины резца.

Расчет ведем для трех значений X : $1/6l$; $1/3l$; $1/2l$.

5. Определяется перемещение станины от деформации кручения:

$$y_{rKP} = M_{KP} \frac{x(l-x)}{l(GI_{KP})_{PP}} (H_1 + H_2).$$

Расчет ведем также для трех значений X : $1/6l$; $1/3l$; $1/2l$.

6. Определяется общая деформация станины в направлении оси резца для шести точек:

$$y_z = y_{rИЗГ} + y_{rKP}.$$

Строится образующая цилиндра с учетом погрешностей, вызванных деформациями станины.

Исходные данные для расчета станин токарных станков на ножках приведены в табл. 7.

Таблица 7 – Задания для расчета станины токарных станков

№ вар	Основные параметры станка			Эскиз сечения	Количество перегородок	Основные размеры станин, мм				
	H_1 , мм	L_1 , мм	N , кВт			a	b	c	δ	L
1	2	3	4		6	7	8	9	10	11
1	160	700	4		2	312	228	310	14	880
2	160	750	4,5		3	315	230	300	10	895
3	160	800	5,5		3	330	250	320	10	920
4	160	850	7		2	320	270	240	12	925
5	200	900	7		2	350	285	220	12	940
6	202	950	7,5		2	358	290	200	14	950
7	202	1000	7,5		3	400	298	280	14	960
8	202	1000	8		2	405	305	300	14	980
9	215	1000	9,5		2	370	310	320	16	995
10	215	1100	10		3	385	320	350	16	1020
11	215	1100	12		3	410	330	380	16	1100
12	225	1000	12		2	420	350	310	15	1120
13	225	1000	14	3	425	360	370	15	1200	
14	225	1200	15	2	440	360	385	13	1300	
15	300	1200	16	3	450	370	390	13	1250	
16	300	1250	16	3	455	380	400	17	1000	
17	300	1250	18	2	470	390	405	17	1100	
18	300	1500	18	2	460	405	410	18	1300	
19	300	1500	21	3	485	415	420	18	1350	
20	350	1500	21	2	495	425	430	18	1000	
21	350	1700	21	2	520	440	440	16	1150	
22	150	400	4,5	2	470	410	450	10	920	
23	150	320	4,0	3	340	325	470	10	980	
24	160	450	5,5	3	380	360	410	12	1000	
25	160	480	5,9	2	340	320	420	14	1100	
26	190	520	7	3	460	420	430	15	1150	
27	190	550	7,5	2	470	450	455	17	1250	
28	200	550	7,7	3	380	370	415	16	1050	
29	210	580	10	2	390	380	380	10	1200	
30	220	370	13	2	420	400	410	12	980	
31	240	570	18	3	450	410	420	15	920	
32	260	620	15	2	460	430	440	17	960	
33	280	950	11	3	420	380	390	11	1000	
34	300	620	8	2	450	420	420	12	1050	
35	325	500	17	3	425	400	410	14	1150	

Контрольные вопросы

1. Какие материалы применяются для изготовления базовых деталей?
2. Требования, предъявляемые к базовым деталям.
3. Как определяется момент инерции сечения станины?
4. Как определяется приведенная жесткость на изгиб?
5. Как определяется приведенная жесткость на кручение?
6. Какие силы учитываются при составлении расчетной схемы станины на жесткость?

3 КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ БИЛЕТА КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

1 ВАРИАНТ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

№ п/п	Структура билета	Количество баллов
1	Задача – Расчет шпиндельного узла	0-100
Положительная оценка билета		55-100

2 ВАРИАНТ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

№ п/п	Структура билета	Количество баллов
1	Задача – Расчет станин токарного станка	0-100
Положительная оценка билета		55-100

4 КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ ЭКЗАМЕНАЦИОННОГО БИЛЕТА

№ п / п	Структура билета	Количество баллов
1	Тесты	0-50
2	Вопрос	0-50
Положительная оценка билета		55-100

Пример выполнения контрольных работ приведен в приложении А.

Пример экзаменного билета приведен в приложении Б.

ПРИЛОЖЕНИЕ А.

Пример расчета шпиндельного узла

Рассчитать шпиндельный узел прецизионного токарного станка, у которого крутящий момент передается при помощи ременной передачи. Ведомый шкив диаметром $D_2=300$ мм установлен на подшипниках на расстоянии $s=500$ мм от задней опоры шпинделя и передает крутящий момент на шпиндель с помощью шлицев. Расстояние между опорами $l=750$ мм, а величина консольной части шпинделя равна $a=300$ мм. Ведущий шкив диаметром $D_1=170$ мм закреплен на валу I, который имеет частоту вращения $n=22\dots 1000$ мин⁻¹. При обработке возникают силы $P_z=4000$ Н, $P_y=2000$ Н, мощность на I валу 3.4 кВт. Точность обработки на станке 6 квалитет.

1. Шпиндельные узлы являются конечным звеном кинематической цепи привода главного движения и в значительной степени определяют точность обработки, жесткость несущей системы и надежность работы всего станка. Для этого шпиндельные узлы должны обладать: точностью вращения, характеризуемой радиальным и осевым биением переднего конца шпинделя; жесткостью (радиальной и осевой), определяемой упругими перемещениями шпинделя и шпиндельных опор под действием сил резания. Исходя из условий нормальной работы шпиндельных опор, жесткость шпинделя в межопорной части должна быть не ниже для станков нормальной точности 250 Н/мм и для прецизионных станков 500 Н/мм.

Шпиндели станков нормальной точности изготавливаются из конструкционных сталей марок 45, 50 и 40X с поверхностной закалкой до твердости HRC₃48-56.

Материал для шпинделей многооперационных станков выбирается с учетом повышенных требований к износостойкости участка, который используется для центрирования и крепления автоматически сменяемого инструмента, с цементацией и закалкой до HRC₃ 60-62.

Принимаем материал шпинделя Сталь 40X с поверхностной закалкой до твердости HRC₃50.

Типовые конструктивные схемы шпиндельных узлов на подшипниках качения показаны на рис. 1. На рисунке - нижний предел $d-n_{max}$, - при использовании пластичной смазки, верхний - при смазке масляным туманом

Низкоскоростные схемы рекомендуются для токарных, фрезерных и сверлильных тяжело нагруженных станков. Среднескоростные схемы рекомендуется применять в отделочных токарных, расточных, фрезерных кругло- и плоскошлифовальных станках. Высокоскоростные схемы рекомендуется применять в высокоскоростных алмазно-расточных станках и шлифовальных головках.

Проанализировав возможные варианты компоновочных схем, примем представленный на рисунке вариант компоновки низкоскоростного шпинделя.

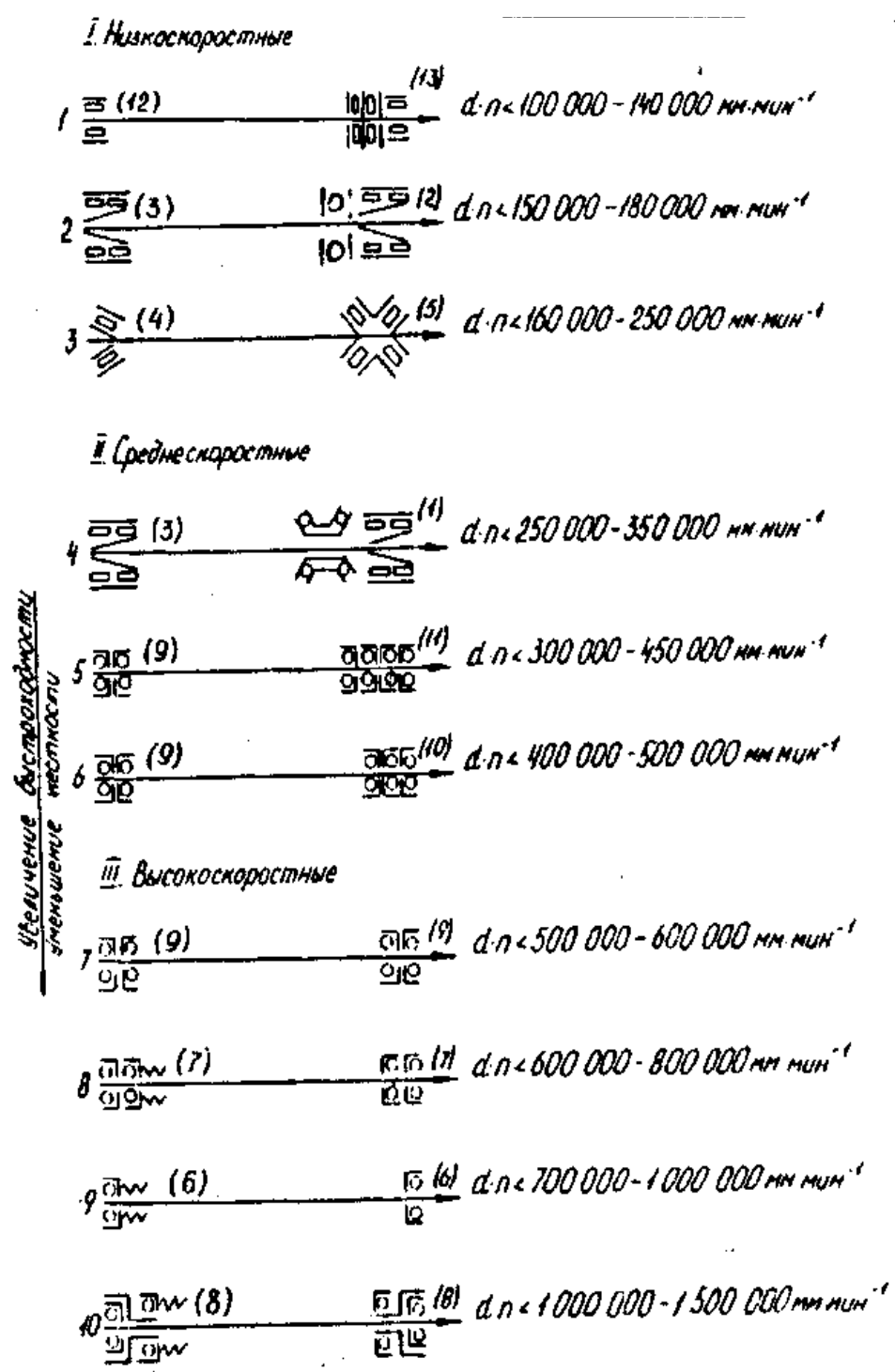
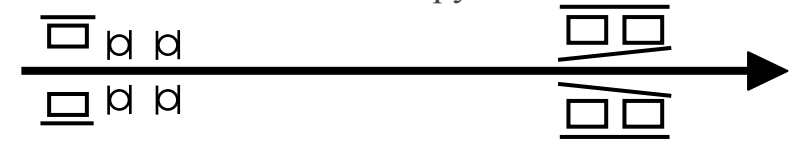


Рис.1. Типовые конструктивные схемы шпиндельных узлов



2. Рассчитаем минимальный диаметр шпинделя по передаваемому крутящему моменту.

$$d = 150 \dots 170 \cdot \sqrt[3]{\frac{N \cdot \eta_{подш}}{n_{\min}}} = 160 \cdot \sqrt[3]{\frac{3.4 \cdot 0.99}{12.5}} = 104 \text{ мм.}$$

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{300}{170} = 1.76 \qquad n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{22}{1.76} = 12.5 \text{ мин}^{-1}.$$

Диаметр внутреннего отверстия равен $0,7d=77\text{мм}$.

Приведем эскиз полученного шпиндельного узла.

Назначим классы точности подшипников для передней и задней опор:
 для передней опоры – 3182000 – роликподшипник радиальный двухрядный с короткими цилиндрическими роликами ($d=130$; $D=245$; $b=110$);
 для задней опоры – 36000 – роликподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами ($d=110$; $D=225$; $b=47$).

Радиальное биение переднего конца шпинделя рассчитаем по формуле:

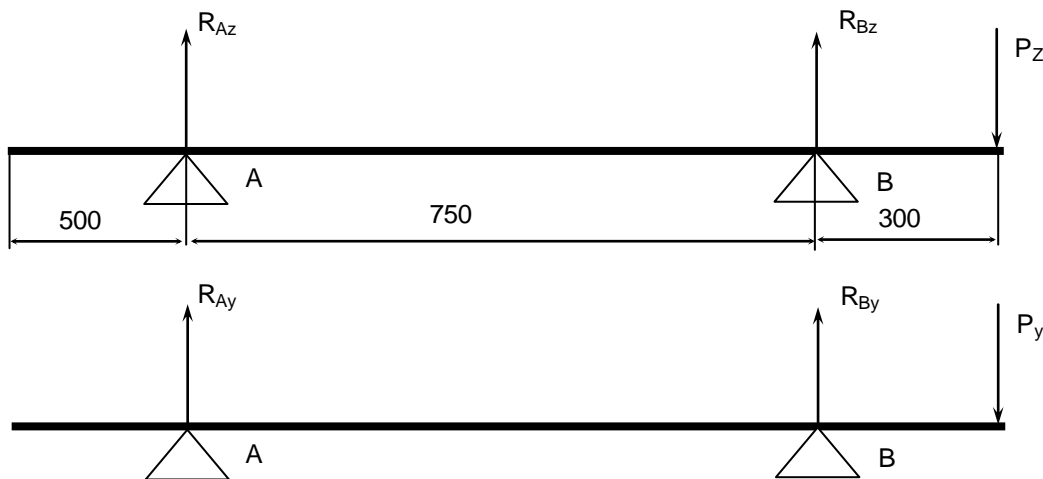
$$\delta = 1,5 \left[\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{a}{l} \left(\frac{\delta_1}{\sqrt{m_1}} + \frac{\delta_2}{\sqrt{m_2}} \right) \right],$$

где δ_1, δ_2 – соответственно радиальные биения передней и задней опор.

По табл.1.1 [1] $\delta_1=8$ мкм, $\delta_2=16$ мкм.

$$\delta = 1,5 \left[\frac{8}{\sqrt{2}} + \frac{300}{750} \left(\frac{8}{\sqrt{2}} + \frac{16}{\sqrt{1}} \right) \right] = 22 \text{ мкм}$$

Определяем реакции опор шпинделя по приведенной расчетной схеме.



Решая уравнения сил для рассмотренной выше модели шпиндельного узла, получим:

$$\sum M_A = 0 \quad P_z \cdot 1050 - R_{Bz} \cdot 750 = 0$$

$$\sum F_z = 0 \quad R_{Az} + R_{Bz} - P_z = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{4000 \cdot 1050}{750} = 5600 \text{ Н}$$

$$R_{Az} = -5600 + 4000 = -1600 \text{ Н}$$

$$\sum M_A = 0 \quad P_y \cdot 1050 - R_{By} \cdot 750 = 0$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ay} + R_{By} - P_y = 0$$

$$R_{By} = \frac{2000 \cdot 1050}{750} = 2800 \text{ Н}$$

$$R_{Ay} = 2000 - 2800 = -800 \text{ Н}$$

$$R_A = \sqrt{R_{A_z}^2 + R_{A_y}^2} = \sqrt{600^2 + 800^2} = 1000 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_z}^2 + R_{B_y}^2} = \sqrt{600^2 + 800^2} = 1000 \text{ Н}$$

Определяем радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя с учетом податливости его опор:

$$y = \frac{Pa^2}{3E} \left(\frac{a}{J_1} + \frac{l}{J_2} \right) + p \left(e_1 \frac{a^2}{l^2} + e_2 \left(\frac{a}{l} \right)^2 \right)$$

$$P = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = \sqrt{4000^2 + 2000^2} = 4472 \text{ Н}$$

J_1, J_2 – осредненные моменты соответственно консольной и межопорной частей шпиндельного узла, мм⁴.

$$J_1 = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64} = \frac{3.14 (30^4 - 77^4)}{64} = 12288044 \text{ мм}^4$$

$$J_2 = \frac{\pi (D^2 - d^4)}{64} = \frac{3.14 (20^2 - 77^4)}{64} = 8448904 \text{ мм}^4$$

$$e_1 = \frac{1}{j_1} \text{ - податливость передней опоры шпинделя;}$$

$$e_2 = \frac{1}{j_2} \text{ - податливость задней опоры шпинделя;}$$

j_1, j_2 - радиальная жесткость передней и задней опор;

Для определения величины перемещения переднего конца шпинделя необходимо рассчитать радиальную жесткость для передней опоры как для двухрядного роликового подшипника, для задней опоры как для однорядного.

1) Определяем радиальную податливость δ_{r_0} по табл.4.1 [1]

$$\delta_{r_{01}} = 3 \text{ мкм}$$

$$\delta_{r_{02}} = 1 \text{ мкм}$$

2) Вычисляем величину относительного натяга e/δ_{r_0} , где e – величина натяга, для расчетов принимаем $e = -(4 \dots 8)$ мкм.

$$e/\delta_{r_{01}} = -6/3 = -2$$

$$e/\delta_{r_{02}} = -6/1 = -6$$

3) Определяем коэффициент податливости K_δ по рис.4.2 [1].

$$K_{\delta_1} = 0,3$$

$$K_{\delta_2} = 0,1$$

4) Вычисляем общую податливость подшипника:

$$\delta_{r_{n1}} = K_{\delta_1} \cdot \delta_{r_{01}} = 0,3 \cdot 2 = 0,6 \text{ мкм}$$

$$\delta_{r_{n2}} = K_{\delta_2} \cdot \delta_{r_{02}} = 0,1 \cdot 1 = 0,1 \text{ мкм}$$

5) Определяем смещение, обусловленное контактной деформацией дорожек качения

$$\delta_{r_{e1}} = \delta_{r_{m1}} - 0.5 \cdot e = 0.6 - 0.5 \cdot \overbrace{6} = 3.6$$

$$\delta_{r_{e2}} = \delta_{r_{m2}} - 0.5 \cdot e = 0.1 - 0.5 \cdot \overbrace{6} = 3.1$$

6) Находим контактную деформацию на поверхностях посадки подшипников:

$$\delta_{r_{m1}} = \frac{4 \cdot R_B \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot b} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 6261 \cdot 0.0005}{3.14 \cdot 130 \cdot 110} \cdot \left(1 + \frac{130}{245}\right) = 0.00043 \text{ мм} = 0,43 \text{ мкм}$$

$$\delta_{r_{m2}} = \frac{4 \cdot R_A \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot b} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) = \frac{4 \cdot 1789 \cdot 0.0005}{3.14 \cdot 110 \cdot 47} \cdot \left(1 + \frac{110}{225}\right) = 0.0003 \text{ мм} = 0,3 \text{ мкм}$$

7) Определяем общее упругое сближение колец подшипника:

$$\delta_{r_1} = \delta_{r_{e1}} + \delta_{r_{m1}} = 3.6 + 0.43 = 4.03 \text{ мкм}$$

$$\delta_{r_2} = \delta_{r_{e2}} + \delta_{r_{m2}} = 3.1 + 0.3 = 3.4 \text{ мкм}$$

8) Вычисляем жесткость опор:

$$j_1 = \frac{R_1}{\delta_r} = \frac{6261}{4.03} = 1554 \text{ Н/мкм}$$

$$j_2 = \frac{R_2}{\delta_r} = \frac{1789}{3.4} = 526 \text{ Н/мкм}$$

$$e_1 = \frac{1}{1405} = 0.00064 \text{ мкм/Н};$$

$$e_2 = \frac{1}{526} = 0.0019 \text{ мкм/Н};$$

Радиальное упругое перемещение переднего конца шпинделя с учетом податливости его опор:

$$y = \frac{4472 \cdot 300^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5} \left(\frac{300}{12288044} + \frac{750}{8448904} \right) + 4472 \cdot \left(0.00064 \cdot \overbrace{50+300}^2 + 0.0019 \cdot \left(\frac{300}{750} \right)^2 \right) = 7 \text{ мм}$$

Определим жесткость шпинделя:

$$j_{ш} = \frac{P}{y} = \frac{4472}{7} = 639 \text{ Н/мм.}$$

Учитывая, что $[j_{ш}] = 639 \text{ Н/мкм}$, то условие выполняется.

Пример расчета станины токарного станка

Исходные данные для расчета:

Основные размеры станины:

$$a = 312 \text{ мм} \quad b = 228 \text{ мм}$$

$$c = 310 \text{ мм} \quad \delta = 14 \text{ мм}$$

$$l = 880 \text{ мм}$$

Основные параметры станины:

$$H_1 = 160 \text{ мм} \quad L_1 = 700 \text{ мм}$$

$$N_{дв} = 4 \text{ кВт} \quad V = 50 \frac{\text{м}}{\text{мин}}$$

$$n_{л} = 2$$

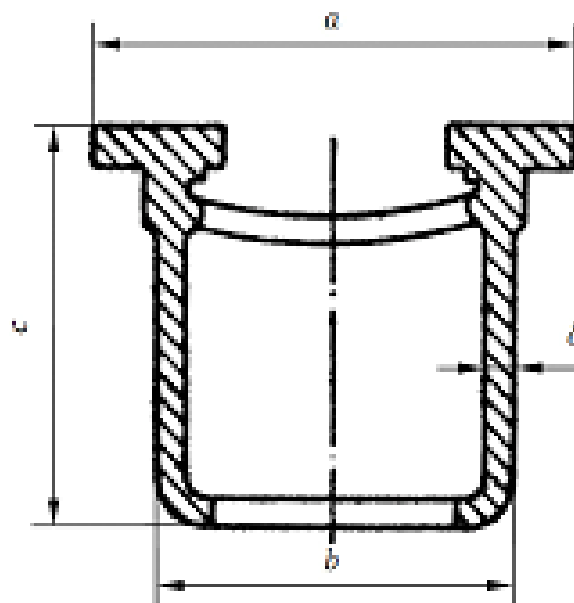


Рисунок 1 - Эскиз сечения станины

1. Создаем расчетную схему для определения упругих перемещений станины токарного станка на ножках, приведенных к резцу (обработка в центрах), рис. 2.

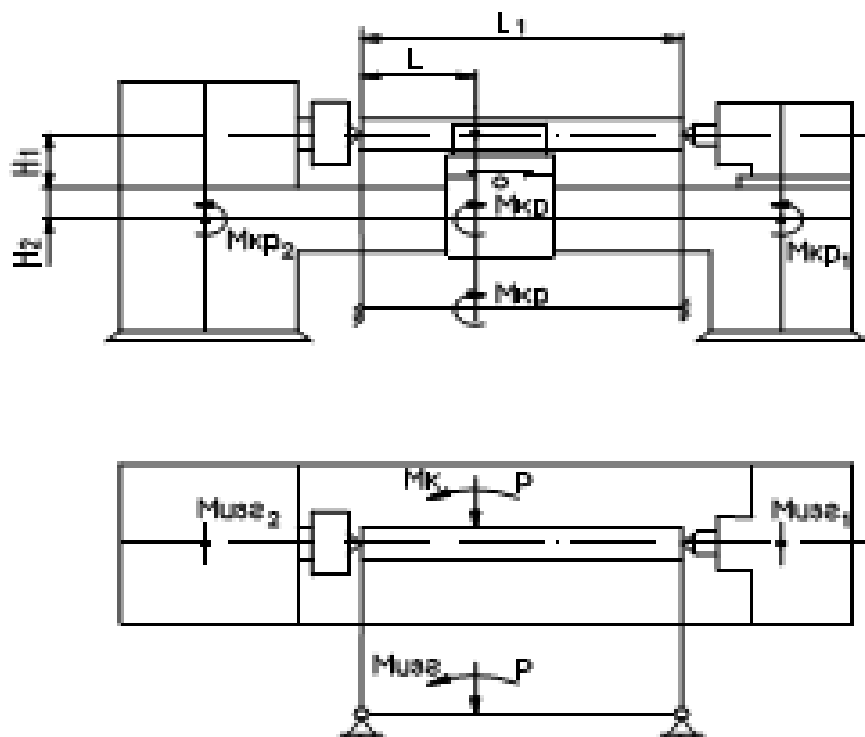


Рисунок 2 - Действие сил и моментов на станину станка

2 Определим силу и момент, действующие на станину (рис. 1,2).

$$V = \frac{V}{60} = 0.833 \text{ м/с}$$

$$P_z = \frac{1000N \cdot \delta \cdot v}{V} = 4800 \text{ Н}; P_y = 0.5 \cdot P_z = 2400 \text{ Н}; P_x = 0.3 \cdot P_z = 1440 \text{ Н}.$$

$$M_{кр} = P_y \cdot (H_1 + H_2) + P_z \cdot \frac{d}{2}; M_{шг} = P_x \cdot \frac{d}{2}$$

где H_1 - высота центров станка, мм;

H_2 - расстояние от плоскости направляющих станины до осц, проходящей через центры тяжести сечения станины, мм;

Для расчета центра тяжести воспроизведем эквивалентную схему замещения станины рис. 1. Расчет центра масс производим по упрощенной схеме, приведенной на рис. 3, для этого рассчитаем площади (F_n) и центры масс (Y_{cn}) соответствующих участков сечения станины ($n = 1 \dots 4$):

$$F_1 = \left[\frac{a - (b - 2\delta)}{2} \right] \cdot (2\delta) = 1568 \text{ мм}^2; F_2 = (c - 3\delta) \cdot (\delta) = 3752 \text{ мм}^2;$$

$$F_3 = \left(\frac{1}{4} b \right) \cdot (\delta) = 798 \text{ мм}^2; F_4 = (\delta) \cdot (\delta) = 196 \text{ мм}^2;$$

$$Y_{c1} = \delta = 14 \text{ мм}; Y_{c2} = \frac{(c - 3\delta)}{2} + 2\delta = 162 \text{ мм};$$

$$Y_{c3} = c - \frac{\delta}{2} = 303 \text{ мм}; Y_{c4} = 3\delta + \frac{\delta}{2} = 49 \text{ мм}.$$

$$H_2 = \frac{\sum_n (F_n \cdot Y_{cn})}{\sum_n F_n} = 139.559 \text{ мм};$$

d - диаметр обрабатываемой детали, мм:

$$d = \frac{2 \cdot H_1}{3} = 106.667 \text{ мм}.$$

$$M_{кр} = P_y \cdot (H_1 + H_2) + P_z \cdot \frac{d}{2} = 974941 \text{ Нмм}.$$

$$M_{шг} = P_x \cdot \frac{d}{2} = 76800 \text{ Нмм}.$$

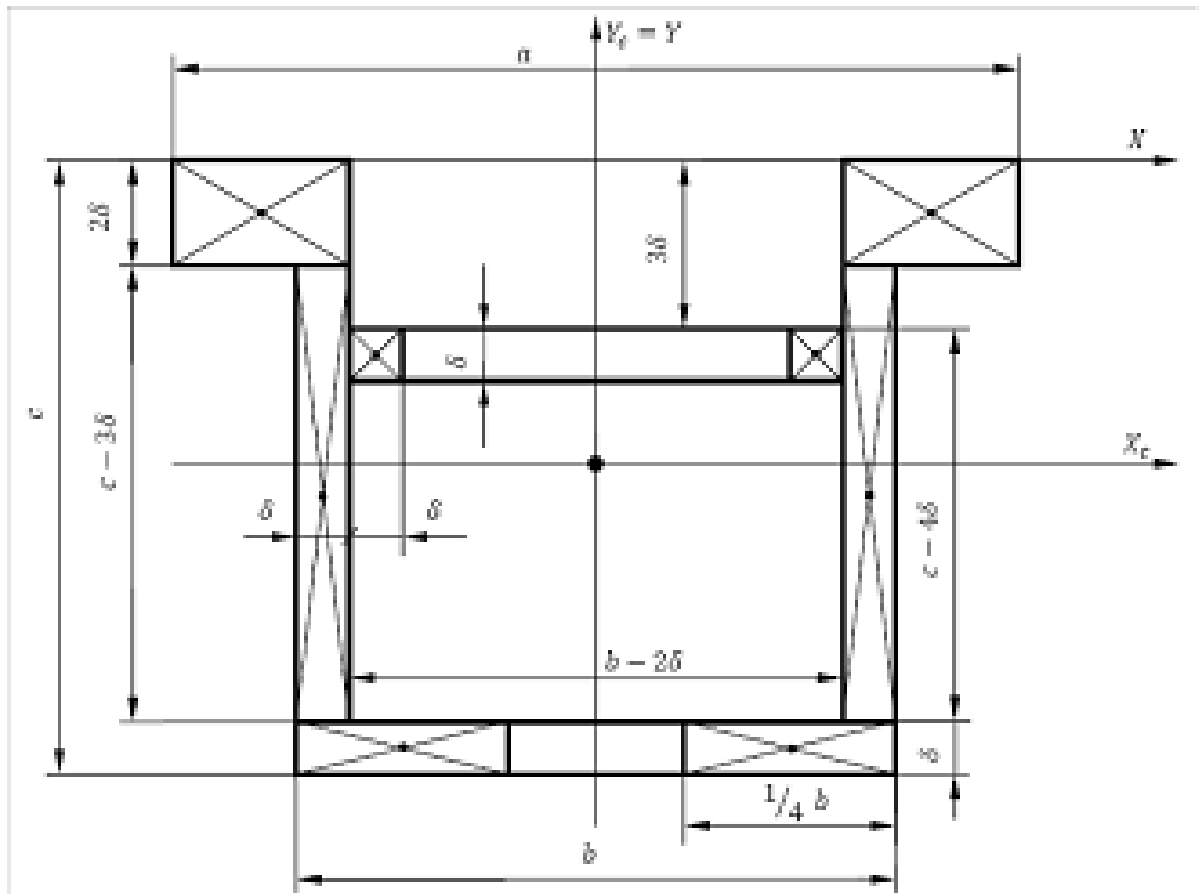


Рисунок 3 - Расчетная схема для определения упругих перемещений станины токарного станка на ножках, приведенных к резцу

2 Определяем приведенную жесткость станины:

а) Жесткость станины в виде двух стенок с перпендикулярными перегородками (рассматриваются как плоские рамы)

$$EJ_{\text{шг_пр}} = S_1 \cdot E \cdot J_{\text{ст2}}, \text{ мм}^4.$$

где $J_{\text{ст2}}$ - момент инерции на изгиб плоскости, меньшей жесткости боковой стенки станины, мм^4 ;

$$J_{\text{ст2}} = \frac{(c - 3\delta) \cdot \delta^3}{12} = 61283 \text{ мм}^4.$$

E - модуль упругости материала станины, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ (для стали)

S - коэффициент зависящий от количества секций станины

Для станины с П-образными перегородками, в количестве $n_{\text{П}} = 2$, из

табл. 1.1 [1] выбираем:

$$\nu = \frac{1}{b \cdot (n_{\text{П}} + 1)} = 1.287 ; \omega = \frac{F_2}{(c - 4\delta) \cdot (b - 2\delta)} = 0.074 ;$$

$$\psi = \frac{J_{cmZ}}{F_2 \cdot b^2} = 3.142 \times 10^{-4} ; J_{nZ} = \frac{(c - 4 \cdot \delta) \cdot (b - 2\delta)^3}{12} = 169333333.333 \text{ мм}^4;$$

$$\xi = \frac{1}{\nu} \left(\frac{J_{cmZ}}{J_{nZ}} + 36 \cdot \psi \cdot \omega \right) = 9.307 \times 10^{-4} ; \eta_1 = 1 + \frac{36\psi}{\nu^2} = 1.007 ;$$

$$\eta_2 = \frac{3 + 4\xi}{3 + \xi} + \frac{36\psi}{\nu^2} \cdot \left[1 + \frac{9\nu \cdot \omega}{(3 + \xi)^2} \right] = 1.008 , S_1 = \frac{4(\eta_2 + 4\eta_1)}{\eta_1 \cdot \eta_2} = 19.839 .$$

Тогда

$$EJ_{изг_пр} = S_1 \cdot E \cdot J_{cmZ} = 2.432 \times 10^{11} .$$

б) Жесткость станины на кручение

$$GJ_{кр_пр} = \frac{b^2 \cdot E \cdot J_{cmX}}{\frac{K \cdot l^2}{6} + \frac{2 \cdot E \cdot J_{cmX}}{G \cdot F_{cmX}}}$$

где J_{cmX} - момент инерции на изгиб в плоскости, большей плоскости сечения боковой стенки, мм⁴;

$$J_{cmX} = \frac{\delta \cdot (c - 3\delta)^3}{12} = 2.246 \times 10^7 \text{ мм}^4;$$

F_{cmX} - приведенная площадь сечения боковой стенки, т.е. площадь поперечного сечения вертикальных участков сечения стенки, мм²;

$$F_{cmX} = \delta \cdot l = 12320 \text{ мм}^2;$$

G - модуль материала стали.

$$G = 4.5 \cdot 10^5 \text{ кг/мм}^2.$$

принимая $K = 0.95$,

тогда

$$GJ_{кр_пр} = \frac{b^2 \cdot E \cdot J_{cmX}}{\frac{K \cdot l^2}{6} + \frac{2 \cdot E \cdot J_{cmX}}{G \cdot F_{cmX}}} = 1.879 \times 10^{12}$$

3 Определим перемещение станины от изгиба в горизонтальной плоскости:

$$Y_{z_{\text{изг}}}(x) = \frac{P_y \cdot (x)^2 \cdot (l - x)^2}{3 \cdot l \cdot E I_{\text{изг_пр}}} + \frac{M_{\text{изг}} \cdot x \cdot (l - x) \cdot (2 \cdot x - l)}{3 \cdot l \cdot G J_{\text{кр_пр}}}, \text{ мм.}$$

где l - длина обрабатываемой детали, принимаем для сравнительного анализа

$$l = \frac{2}{3} \cdot L_1 = 466.667 \text{ мм;}$$

L_1 - наибольшее расстояние между центрами, $L_1 = 700$ мм;

x - расстояние от левого конца изделия до расчетного положения вершины резца, выбираем следующие координаты расчетных точек:

$$x_1 = \frac{1}{4} \cdot l = 116.667 \text{ мм, } x_2 = \frac{2}{4} \cdot l = 233.333 \text{ мм, } x_3 = \frac{3}{4} \cdot l = 350 \text{ мм.}$$

тогда перемещения в характерных точках

$$Y_{z_{\text{изг}_1}} = \frac{P_y \cdot (x_1)^2 \cdot (l - x_1)^2}{3 \cdot l \cdot E I_{\text{изг_пр}}} + \frac{M_{\text{изг}} \cdot x_1 \cdot (l - x_1) \cdot (2 \cdot x_1 - l)}{3 \cdot l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} = 0.0115 \text{ мм;}$$

$$Y_{z_{\text{изг}_2}} = \frac{P_y \cdot (x_2)^2 \cdot (l - x_2)^2}{3 \cdot l \cdot E I_{\text{изг_пр}}} + \frac{M_{\text{изг}} \cdot x_2 \cdot (l - x_2) \cdot (2 \cdot x_2 - l)}{3 \cdot l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} = 0.0209 \text{ мм;}$$

$$Y_{z_{\text{изг}_3}} = \frac{P_y \cdot (x_3)^2 \cdot (l - x_3)^2}{3 \cdot l \cdot E I_{\text{изг_пр}}} + \frac{M_{\text{изг}} \cdot x_3 \cdot (l - x_3) \cdot (2 \cdot x_3 - l)}{3 \cdot l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} = 0.012 \text{ мм.}$$

4 Определим перемещение станины от деформации кручения:

$$Y_{z_{\text{кр}}}(x) = M_{\text{кр}} \cdot \frac{x \cdot (l - x)}{l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} \cdot (H_1 + H_2)$$

тогда перемещения в характерных точках

$$Y_{z_{\text{кр}_1}} = M_{\text{кр}} \cdot \frac{x_1 \cdot (l - x_1)}{l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} \cdot (H_1 + H_2) = 0.0136 \text{ мм;}$$

$$Y_{z_{\text{кр}_2}} = M_{\text{кр}} \cdot \frac{x_2 \cdot (l - x_2)}{l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} \cdot (H_1 + H_2) = 0.0181 \text{ мм;}$$

$$Y_{z_{\text{кр}_3}} = M_{\text{кр}} \cdot \frac{x_3 \cdot (l - x_3)}{l \cdot G J_{\text{кр_пр}}} \cdot (H_1 + H_2) = 0.0136 \text{ мм.}$$

5 Определим общую деформацию станины в направлении оси резца для данных точек:

$$Y_{\Sigma} = Y_{z_{\text{изг}}} + Y_{z_{\text{кр}}}$$

тогда результирующие перемещения в характерных точках

$$Y_1 = Y_{\text{шзг}_1} + Y_{\text{кр}_1} = 0.0251 \text{ мм};$$

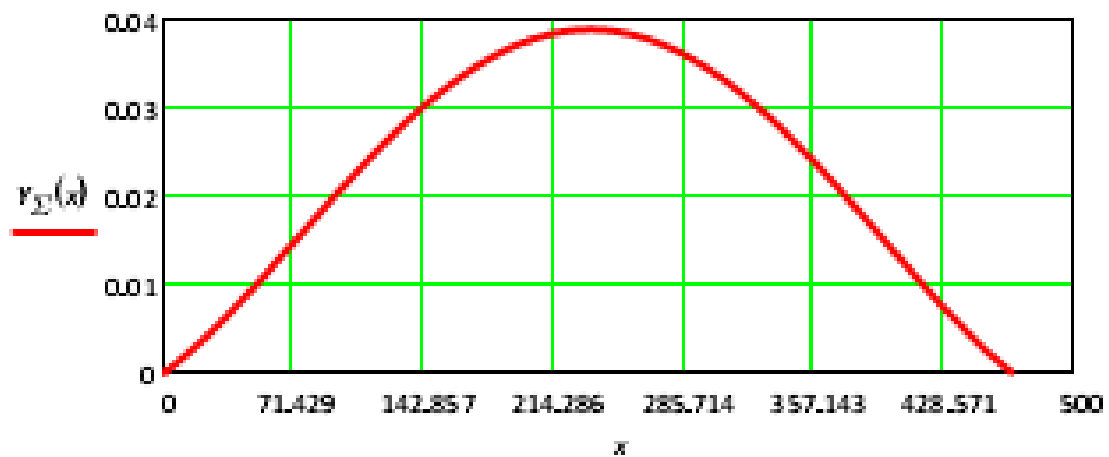
$$Y_2 = Y_{\text{шзг}_2} + Y_{\text{кр}_2} = 0.039 \text{ мм};$$

$$Y_3 = Y_{\text{шзг}_3} + Y_{\text{кр}_3} = 0.0256 \text{ мм}.$$

Строим стрелу прогиба направляющей (рис. 4)

$$x = 0 \dots l; Y_{\text{шзг}}(x) = \frac{P_y \cdot (x)^2 \cdot (l - x)^2}{3 \cdot l \cdot EJ_{\text{шзг_пр}}} + \frac{M_{\text{шзг}} \cdot x \cdot (l - x) \cdot (2 \cdot x - l)}{3 \cdot l \cdot GJ_{\text{кр_пр}}};$$

$$Y_{\text{кр}}(x) = M_{\text{кр}} \cdot \frac{x \cdot (l - x)}{l \cdot GJ_{\text{кр_пр}}} \cdot (H_1 + H_2); Y_{\Sigma}(x) = Y_{\text{шзг}}(x) + Y_{\text{кр}}(x).$$



Вывод:

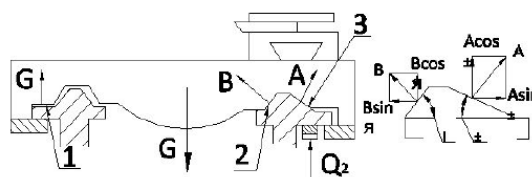
Из анализа полученных при расчетах данных видно, что при максимальных режимах резания, деформация станины непосредственно влияет на форму обрабатываемой детали, т.е. вызывает отклонение от цилиндричности в форме бочкообразности.

Для данной детали $d = 107 \text{ мм}$, $l = 467 \text{ мм}$, отклонение от цилиндричности на диаметр составляет $y_{\text{диам}} = \max\{Y\} \cdot 2 = 0.078 \text{ мм}$, при заданных условиях обработки.

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

ПРИМЕР ЭКЗАМЕНАЦИОННОГО БИЛЕТА

- 1 Який елемент формул, наведених нижче, Ви використали для визначення середніх питомих тисків на грани напрямних токарного верстату, наведених на схемі?



$$\sum X = 0; P_x - Q_x + C \cdot f + B \cdot f + A \cdot f = 0;$$

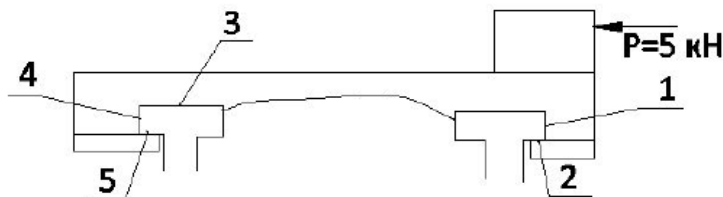
$$\sum Y = 0; P_y - B \cdot \sin \beta + A \cdot \sin \alpha = 0;$$

$$\sum Z = 0; P_z - Q_z + C + B \cdot \cos \beta + A \cdot \cos \alpha - G = 0;$$

- а) $C \cdot f$
- б) C
- в) $B \cdot \sin \beta$
- г) G
- 2 Який з елементів формул, наведених нижче, відображає вплив ширини та висоти станини на її жорсткість?

$$f = \frac{P_y \cdot l_p^3}{48 \cdot EI_{прив}}; EI_{прив} = S_1 EI_{ст}$$

- а) $EI_{ст}$
- б) S_1 и $I_{ст}$
- в) S_1 и E
- г) $P/EI_{прив}$
- 3 Власна частота коливань шпинделю 400 Гц, частота вимушених коливань 350 Гц. Чи вібростійкий шпиндель? Якщо ні, то які методи підвищення вібростійкості Ви рекомендуєте?
- а) Непотрібно, шпиндель вібростійкий.
- б) За рахунок більш жорсткої конструкції шпинделю.
- в) Застосування віброгасителів.
- г) Зміна частоти вимушених коливань.
- 4 Вкажіть основні вимоги, що пред'являються до шпинделів металорізальних верстатів, від яких залежить точність обробки у радіальному напрямку?
- а) Низька вартість.
- б) Низька вібростійкість.
- в) Стабільність положення осі шпинделя.
- г) Висока вібростійкість.
- 5 Схема напрямних та їх навантаження наведені на рисунку. Потрібно відрегулювати зазор з високою точністю. Який пристрій для регулювання зазору Ви застосуєте та в якому місці встановите?



- а) Клиновий пристрій в місці 1.
- б) Регульовану планку в місці 1.
- в) Притискну планку в місці 5 и 2.
- г) Клин в місці 4.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Металлорежущие станки: Учеб. для машиностроительных вузов/
Под ред. В.Е.Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 575 с.
- 2 Детали и механизмы металлорежущих станков/ Под ред.
Д.Н.Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – Т.2. – 520 с.
- 3 Зверев И.А., Самохвалов Е.И., Левина З.М. Автоматизированные
расчеты шпиндельных узлов// Станки и инструмент. – 1984. – № 2. – С.11-15.
- 4 Лизогуб В.А. Конструирование и расчет шпиндельных узлов на
опорах качения // Станки и инструмент. – 1980. – №3. – С.18-20.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению контрольной работы и экзамена по дисциплине
**“КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ
И СТАНОЧНЫХ КОМПЛЕКСОВ**
для студентов заочного отделения специальности 6.050.503

Составители:

В. Д. Ковалев, проф.
М.В. Шаповалов, асс.

Отв. за выпуск

В. Д. Ковалев, проф.

Подп. в печать _____ Формат 60X84/16.

Ризар. печать. Усл.печ.л. Уч.-изд.л.

Тираж экз. Заказ № _____

ДГМА.84313, Краматорск, ул. Шкадинова, 72
