

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

# РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНКОВ. КОНСТРУИРОВАНИЕ СТАНКОВ И СРЕДСТВ АВТОМАТИЗАЦИИ

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальностей*

*1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-53 01 01  
«Автоматизация технологических процессов и производств  
(по направлениям)» очной и заочной форм обучения*



Могилев 2019



## Содержание

1 Расчет шпиндельного узла на жесткость .....	4
2 Расчет передачи винт-гайка качения .....	19
3 Расчет передачи винт-гайка скольжения .....	27
4 Расчет шпиндельного узла металлорежущего станка на точность вращения .....	29
5 Определение конструктивных параметров, нагрузочной способности и суммарной жесткости многоклиновых гидродинамических подшипников жидкостного трения .....	33
6 Расчет направляющих смешанного трения .....	40
7 Расчет направляющих качения без циркуляции тел качения .....	43
Список литературы.....	47



## 1 Расчет шпиндельного узла на жесткость

**Цель работы:** ознакомление с конструкцией шпиндельного узла, его главными размерами, основными требованиями, предъявляемыми к шпиндельным узлам. Приобретение практических навыков расчета жесткости шпиндельных узлов.

### 1.1 Порядок выполнения работы

Ознакомиться с конструкцией шпиндельного узла, его главным размерами.

Изучить основные требования, предъявляемые к шпиндельным узлам.

Привести в соответствии с заданным вариантом расчет шпиндельного узла на жесткость.

В соответствии с результатами расчетов сделать выводы о возможных путях повышения жесткости шпиндельного узла.

Оформить отчет о работе.

Защитить отчет, ответив на контрольные вопросы по теме.

### 1.2 Конструкция шпиндельного узла

Конструкция шпиндельного узла зависит от типа и размера станка, класса его точности, предельных параметров процесса обработки (максимальной частоты вращения  $n_{\max}$ , мощности привода  $P$ ).

Факторами, определяющими конструкцию шпиндельного узла, являются: конфигурация переднего конца шпинделя, конфигурация внутренних поверхностей, тип приводного элемента, методы смазки узлов, материалы шпинделей.

Конфигурация переднего конца шпинделя выбирается в зависимости от способа крепления инструмента или заготовки; т. к. для их крепления применяют стандартные приспособления, то передние концы шпинделей в основном стандартизированы. В зависимости от требований к процессу смены инструмента или приспособлений центрирование осуществляется конусом Морзе, конусами конусностью 7:24 или 1:3.

Конфигурация внутренних поверхностей определяется наличием отверстия для пруткового материала и конструкцией зажимного устройства, встраиваемого в шпиндель.

Тип приводного элемента зависит от частоты вращения, величины передаваемой силы, требований к плавности вращения, а также общей компоновки привода. Зубчатые передачи наиболее просты и компактны, передают большие крутящие моменты, однако из-за погрешностей и передачи возмущений на шпиндель их обычно не применяют в прецизионных станках и при высоких частотах вращения. При использовании ременной передачи повышается плавность работы, уменьшаются динамические нагрузки в приводе станков. Для привода скоростных шпинделей (например, шлифовальных станков) часто



применяют высокочастотные асинхронные электрошпиндели, несущие шлифовальный круг.

Методы смазки во многом определяют надежность работы шпиндельного узла. Для подшипников качения применяют жидкий либо твердый смазочный материал. Методы смазки различны: смазывание, разбрызгивание, циркуляционное смазывание, капельный метод смазки, смазывание методом масляного тумана, проточное смазывание.

Материалы шпинделей и термообработка: для шпинделей станков нормальной точности применяют конструкционные стали 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой (ТВЧ) до HRC 48...56; шпиндели сложной формы изготавливают из сталей 50Х, 40ХГР с объемной закалкой до HRC 56...60; для прецизионных станков в условиях жидкостной смазки применяют низкоуглеродистую сталь 20Х, 18ХГТ, 12ХНЗА с цементацией и закалкой до твердости HRC 56...60; для слабонагруженных шпинделей высокоточных станков для внутренних деформаций – хромируемые стали 38Х2МЮА, 38ХВФЮА с закалкой до твердости HRC 63...68; для изготовления полых шпинделей большого диаметра – серый чугун.

Главными размерами шпиндельного узла являются диаметр шейки шпинделя  $d$  под передней опорой и расстояние  $l$  между опорами (рисунок 1.1). Их выбирают из расчета узла на жесткость. Величину вылета  $a$  шпинделя определяют по стандартным размерам его переднего конца и размерам уплотнений, она должна быть мала.

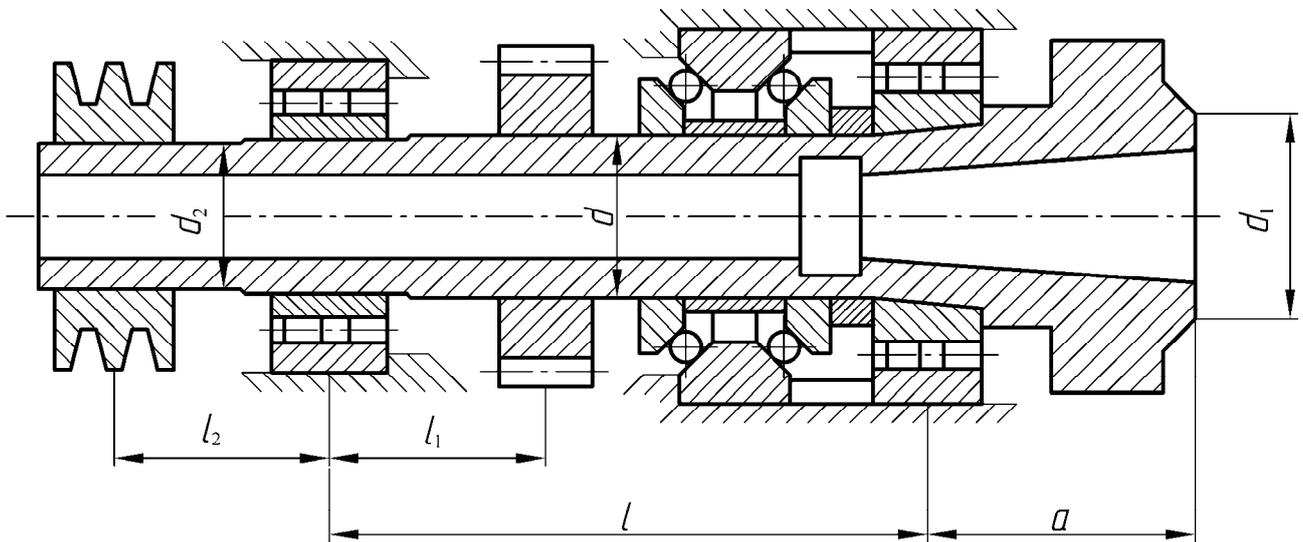


Рисунок 1.1 – Шпиндельный узел

### 1.3 Основные требования, предъявляемые к шпиндельным узлам

Шпиндель, являющийся конечным звеном привода главного движения, оказывает существенное, часто лимитирующее влияние на точность, производительность и надежность всего станка. Шпиндельные узлы станков в соответствии с предъявляемыми к ним требованиями должны обеспечить следующее:

- жесткость;
- точность вращения;
- передачу на заготовку или инструмент расчетных режимов резания для заданных технологических операций;
- виброустойчивость;
- минимальные тепловыделения и температурные деформации;
- долговечность;
- быстрое и точное закрепление инструмента или обрабатываемой детали;
- минимальные затраты на изготовление, сборку и эксплуатацию.

#### 1.4 Жесткость шпиндельного узла

При приближенных расчетах шпиндель можно заменить балкой на двух опорах с силой  $P$ , приложенной на консоли, т. е. на расстоянии  $a$  от середины передней опоры (рисунок 1.2).

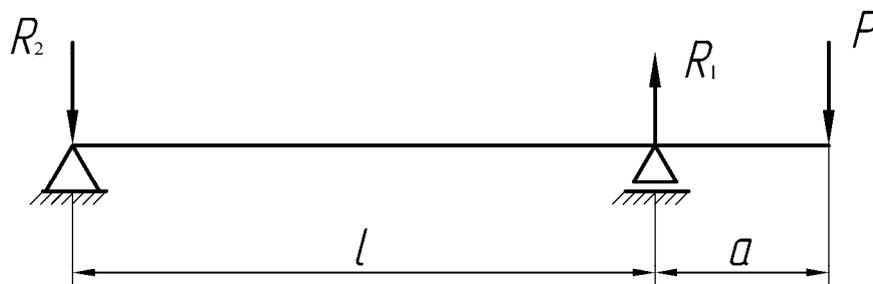


Рисунок 1.2 – Схема сил, действующих на шпиндельный узел

Радиальное перемещение переднего конца шпинделя можно представить в виде (рисунки 1.3 и 1.4):

$$y_{\Sigma} = y_{изг} + y_{оп} + y_{сдв},$$

где  $y_{изг}$  – перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя;  
 $y_{оп}$  – перемещение, вызванное податливостью (нежесткостью);  
 $y_{сдв}$  – перемещение, вызванное от действия поперечных сил.

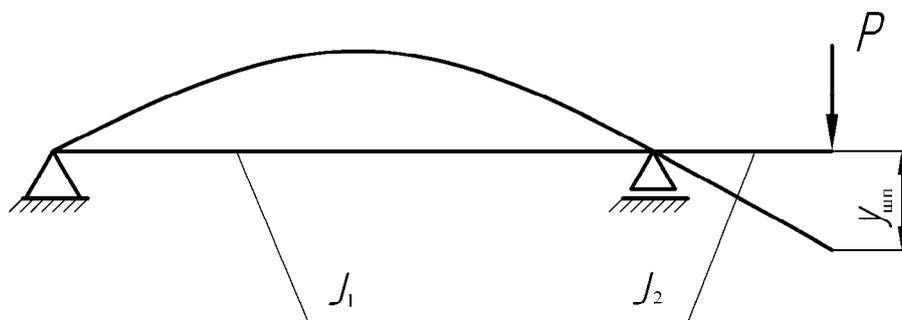


Рисунок 1.3 – Изгиб шпиндельного узла

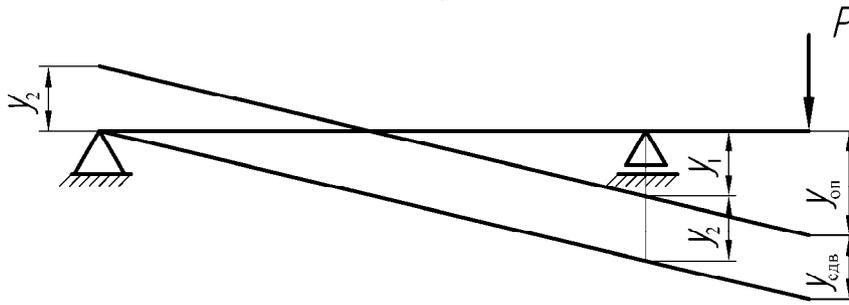


Рисунок 1.4 – Расчетная схема жесткости шпиндельного узла

На рисунке 1.4 приняты обозначения:  $y_1$  – перемещение шпинделя в передней опоре за счет ее податливости;  $y_2$  – перемещение шпинделя в задней опоре за счет ее податливости.

Величина  $y_{сдв}$  для реальных размеров современных шпинделей, имеющих центральное отверстие, не превышает 5...6 % от  $y_{\Sigma}$  и им можно пренебречь. Тогда формула определения радиального перемещения конца шпинделя будет иметь вид

$$y_{\Sigma} = y_{ун} + y_{он}.$$

Применяя известные формулы сопротивления материалов, можно записать следующее

$$y_{ун} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right);$$

$$y_{он} = P \cdot \left[ C_1 \cdot \left( 1 + \frac{a}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left( \frac{a}{L} \right)^2 \right].$$

Тогда

$$y_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + P \cdot \left[ C_1 \cdot \left( 1 + \frac{a}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left( \frac{a}{L} \right)^2 \right],$$

где  $P$  – нагрузка на консоли;

$a$  – длина консольной части;

$L$  – расстояние между опорами;

$E$  – модуль упругости материала шпинделя;

$J_1, J_2$  – моменты инерции сечения в пролете и на консоли соответственно;

$C_1, C_2$  – податливость передней и задней опор соответственно, которую определяют по реакциям  $R_1$  и  $R_2$  и перемещениям  $y_1$  и  $y_2$  в соответствующих опорах.

Если в опоре расположено несколько рядов тел качения, то необходимо учитывать коэффициент заземления в опоре  $\varepsilon$ . Так, для компоновочных схем  $\varepsilon$  выбирается согласно таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Коэффициент заземления в опоре

Номер компоновочной схемы	$\varepsilon$
1	0,65...0,75
2	0,45...0,65
3; 4	0,3...0,45
5	0,2...0,3
6	0,15...0,20
7	0,1...0,15
8	0,05...0,1
9; 10	$\approx 0$

В результате формула для определения радиального перемещения переднего конца шпинделя примет вид:

$$y_{\Sigma} = \frac{P \cdot a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L \cdot (1 - \varepsilon)}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + P \cdot \left[ C_1 \cdot \left( 1 + \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left( \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 \right].$$

Тогда общая податливость шпиндельного узла

$$C_{\Sigma} = \frac{y_{\Sigma}}{P} = \frac{1}{j_{\Sigma}},$$

$$C_{\Sigma} = \frac{a^2}{3 \cdot E} \cdot \left( \frac{L \cdot (1 - \varepsilon)}{J_1} + \frac{a}{J_2} \right) + C_1 \cdot \left( 1 + \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2 + C_2 \cdot \left( \frac{a \cdot (1 - \varepsilon)}{L} \right)^2,$$

где  $j_{\Sigma}$  – суммарная жесткость шпиндельного узла.

### 1.5 Расчет шпиндельного узла на жесткость

Одним из основных расчетов шпиндельного узла является расчет на жесткость, который состоит из:

- расчета оптимального межопорного расстояния  $L$ ;
- расчета радиальной жесткости шпиндельного узла в точке приложения силы  $P$  с учетом податливости опор.

#### 1.5.1 Исходные данные для расчета.

Дано:

$d$  – диаметр передней консоли шпинделя (на длине  $a$ );

$a$  – длина передней консоли шпинделя;

$L$  – межопорное расстояние;



$J_1, J_2$  – моменты инерции сопротивления сечения шпинделя между опорами и на передней консоли;

$P$  – нагрузка на передний конец шпинделя,  $H$ , выбирается заданной  $30d$  – для схем № 1–7 и  $10d$  – для схем № 8–10;

$d_1$  – диаметр шпинделя между опорами, принимаем одинаковым по всей длине и равным  $0,9d$  – для схем № 1–8 и  $1,4d$  – для схем № 9; 10.

В схемах № 1, 2, 5 – радиальный зазор-натяг в радиальных подшипниках принимаем  $0,002$  мм, в упорных подшипниках осевой предварительный натяг  $F_{a,H} = 20d$  (в миллиметрах).

В схемах № 3, 6–10 предварительный натяг задан в ньютонах, в подшипниках принимаем равным  $10d$  (в миллиметрах).

Опоры шпинделя (в соответствии с вариантом) состоят из следующих подшипников:

1) схема № 1 – подшипники радиальные типа 74000 и упорный типа 9000. Жесткость подшипника типа 74000 принять на 25 % больше, чем жесткость подшипников типа 3182100 такого же посадочного размера; жесткость подшипника типа 9000 принять в 4 раза больше жесткости подшипника типа 8100;

2) схема № 2 – подшипники типа 3182100 и упорные 8100;

3) схема № 3 – подшипники типа 2007100;

4) схема № 4 – подшипники гидростатические (жесткость подшипников выбираем [2, с. 135] или рассчитываем согласно [2]);

5) схема № 5 – подшипники типа 3128100;

6) схема № 6 – подшипники типа 46100;

7) схема № 7 – подшипники типа 46100;

8) схема № 8 – подшипники типа 36100;

9) схема № 9 – подшипники типа 36100;

10) схема № 10 – подшипники типа 36100.

Предварительный натяг подшипников в передней и задней опорах схем № 9 и 10 создается пружинами.

*1.5.2 Последовательность расчета.* В последовательность расчета входят следующие пункты.

1 Размеры подшипников выбираем для конкретных вариантов по заданному типу, диаметру шпинделя  $d$  и, соответственно, по [1] выбирается полный номер.

2 Предварительно задаем  $L$  в пределах  $3 \dots 4d$ .

3 Определяем реакции в опорах.

4 Определяем радиальную жесткость опор по [1, 3].

5 Вычисляем радиальную податливость опор в размерности миллиметр на Ньютон.

6 Рассчитываем оптимальное межосевое расстояние  $L_{onm}$  по [2, 3].

7 Корректируем  $L_{onm}$  так, чтобы  $L_{onm} \geq 2,5 \cdot d$ .

8 Рассчитываем радиальную жесткость шпиндельного узла с учетом податливости опор для скорректированного [1–3].

9 Делаем выводы о возможных путях повышения жесткости шпиндельного узла.

### 1.5.3 Пример расчета шпиндельного узла на жесткость.

1 По заданному варианту выбираем схему шпиндельного узла.

Исходные данные для расчета в соответствии с заданными вариантами и схемой:

$d = 75$  мм – диаметр передней консоли шпинделя;

$a = 50$  мм – длина передней консоли шпинделя;

$P = 10 \cdot d = 10 \cdot 75 = 750$  Н – нагрузка на передний конец шпинделя;

$d_1 = 0,9 \cdot d = 0,9 \cdot 75 = 67,5$  мм – диаметр шпинделя между опорами;

$A_0 = 10 \cdot d = 10 \cdot 75 = 750$  Н – предварительный натяг.

Опоры шпинделя состоят из подшипников типа 36100. По заданным параметрам шпинделя выбираем подшипники шариковые радиально-упорные однорядные 36212 ГОСТ 831–75.

$d = 60$  мм;  $D = 110$  мм;  $B = 22$  мм;  $C_0 = 46,2$  кН – для опоры  $A$ .

Опора  $B$  – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный 36214.

$d = 70$  мм;  $D = 125$  мм;  $B = 24$  мм;  $C_0 = 64,4$  кН.

2 Определяем межопорное расстояние

$$L = 3 \cdot d = 3 \cdot 75 = 225 \text{ мм.}$$

3 Определяем реакции в опорах

$$\sum M(A) = 0; \quad P \cdot (a + L) - R_B \cdot L = 0;$$

$$R_B = \frac{P \cdot (a + L)}{L}; \quad R_B = \frac{750 \cdot (50 + 225)}{225} = 916,7 \text{ Н.}$$

$$\sum M(B) = 0; \quad P \cdot a - R_A \cdot L = 0;$$

$$R_A = \frac{P \cdot a}{L}; \quad R_A = \frac{750 \cdot 50}{225} = 166,7 \text{ Н.}$$

4 Определяем радиальную жесткость опор по [1]

$$J_{2H} = \frac{F_r}{S_r},$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на опору.

$$S_r = S'_r + S''_r,$$

где  $S'_r$  – радиальная податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения;



$S''_r$  – радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями [1].

Определяем коэффициент осевой податливости по рисунку 1.5:

– в опоре  $A$  при  $\frac{A_0}{C_0} = \frac{750}{46200} = 0,016$ ;  $K_a = 0,09$ ;

– в опоре  $B$  при  $\frac{A_0}{C_0} = \frac{750}{64400} = 0,012$ ;  $K_a = 0,08$ .

Определяем коэффициент радиальной податливости по рисункам 1.6 и 1.7:

– в опоре  $A$  при  $\frac{F_r}{C_0} = \frac{166,7}{46200} = 0,004$ ;  $K_z = 0,003$ ;

– в опоре  $B$  при  $\frac{F_r}{C_0} = \frac{916,7}{64200} = 0,014$ ;  $K_z = 0,017$ .

Радиальная податливость пары подшипников определяется по формуле [1]:

$$S'_r = 0,03 \cdot D_w \cdot K_z.$$

Диаметры тел качения  $D_w$  подшипников 36212 и 36214 равны 15,86 и 17,46 мм соответственно.

$$S'_{rA} = 0,03 \cdot 15,88 \cdot 0,003 = 0,0014 \text{ мм} = 1,4 \text{ мкм} \text{ – для опоры } A;$$

$$S'_{rB} = 0,03 \cdot 17,46 \cdot 0,017 = 0,0089 \text{ мм} = 8,9 \text{ мкм} \text{ – для опоры } B.$$

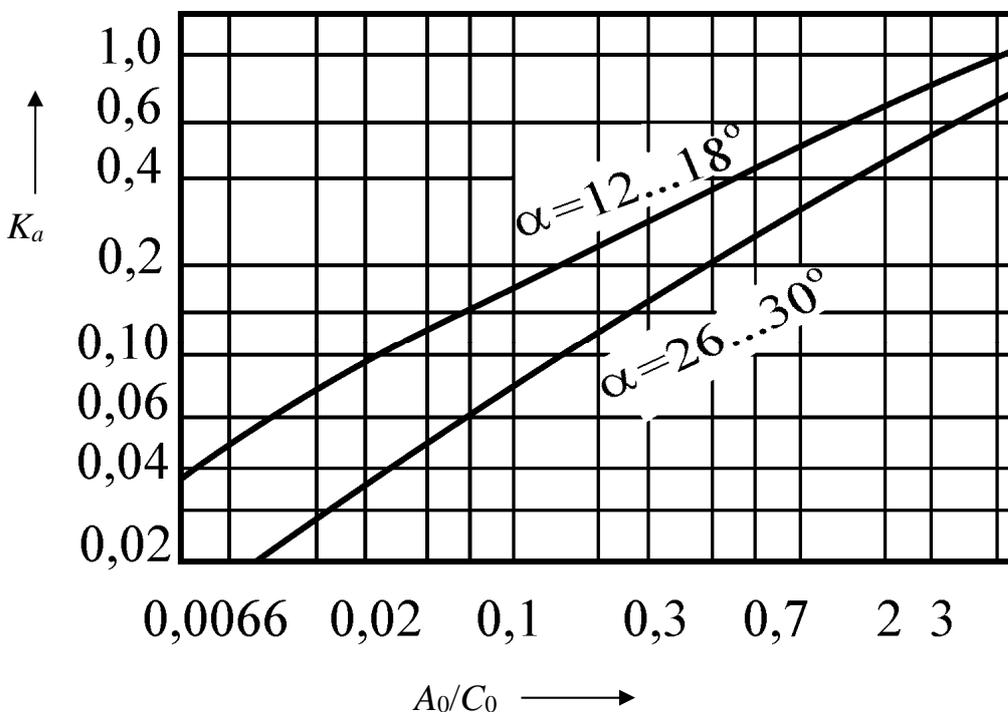


Рисунок 1.5 – График для определения коэффициента  $K_a$  для расчета податливости радиально-упорных шарикоподшипников

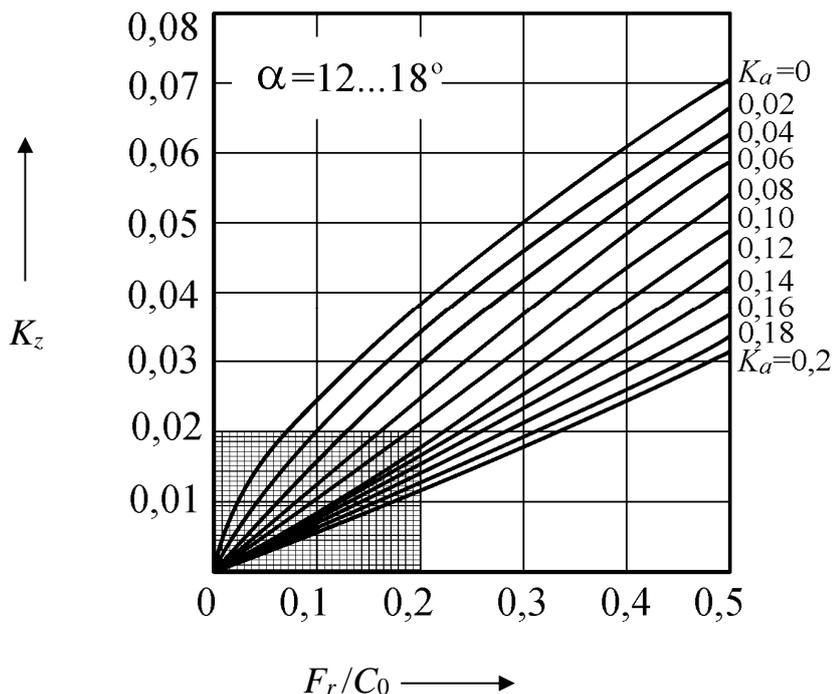


Рисунок 1.6 – График для определения коэффициента  $K_z$  для расчета податливости радиально-упорных шарикоподшипников

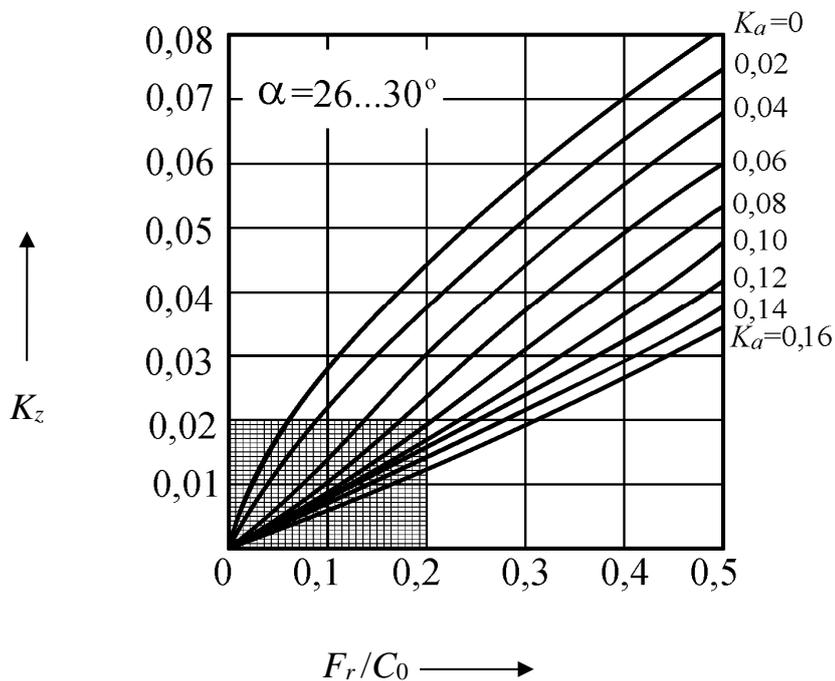


Рисунок 1.7 – График для определения коэффициента  $K_z$  для расчета податливости радиально-упорных шарикоподшипников

Радиальная податливость в контакте колец подшипника с посадочными поверхностями при  $K = 0,028$  мм/кН равна:

– для опоры  $A$

$$S''_{zA} = \frac{4R \cdot K_a}{\pi \cdot d \cdot B \cdot z} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right),$$

где  $z$  – число подшипников в опоре.

$$S''_{rA} = \frac{4 \cdot 166,7 \cdot 0,09}{3,14 \cdot 60 \cdot 22 \cdot 2} \cdot \left(1 + \frac{60}{110}\right) = 0,011 \text{ мм} = 11 \text{ мкм.}$$

– для опоры В

$$S''_{rB} = \frac{4R \cdot K_a}{\pi \cdot d \cdot B \cdot z} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right);$$

$$S''_{rB} = \frac{4 \cdot 916,7 \cdot 0,06}{3,14 \cdot 70 \cdot 24 \cdot 2} \cdot \left(1 + \frac{70}{125}\right) = 0,0325 \text{ мм} = 32,5 \text{ мкм.}$$

5 Определяем радиальную податливость:

– для опоры А

$$S_{rA} = S'_{rA} + S''_{rA} = 1,4 + 11 = 12,4 \text{ мкм};$$

– для опоры В

$$S_{rB} = S'_{rB} + S''_{rB} = 8,9 + 32,5 = 41,4 \text{ мкм.}$$

Радиальная жесткость:

– для опоры А

$$J_{rA} = \frac{F_{rA}}{S_{rA}} = \frac{166,7}{12,4} = 13,44 \text{ Н/мкм};$$

– для опоры В

$$J_{rB} = \frac{F_{rB}}{S_{rB}} = \frac{916,7}{41,4} = 22,14 \text{ Н/мкм.}$$

6 Определяем максимальное межопорное расстояние по формуле [3]:

$$\frac{1}{j_0} \cdot \frac{J_2}{J_1} \cdot \lambda^3 - 2 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{j_0} - 2 \cdot \left(\frac{1}{J_A} + \frac{1}{J_B}\right) = 0,$$

где  $j_0$  – условная жесткость консольной части шпинделя,  $j_0 = \frac{3EJ_2}{a^3}$ ;



$J_1, J_2$  – моменты сопротивления шпинделя соответственно на консоли и между опорами;

$\lambda$  – оптимальная длина пролета,  $\lambda = \frac{L}{d}$ ;

$J_A, J_B$  – жесткость передней и задней опор.

$$J_1 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_0^4}{d_1^4}\right),$$

где  $d_0$  – диаметр отверстия в шпинделе,  $d_0 = \frac{d}{2} = \frac{70}{2} = 35$  мм;

$$J_1 = \frac{3,14 \cdot 60^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{35^4}{60^4}\right) = 5,6 \cdot 10^5 \text{ мм}^4;$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{d_0^4}{d_1^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 70^4}{64} \cdot \left(1 - \frac{35^4}{70^4}\right) = 11 \cdot 10^5;$$

$$j_0 = \frac{3EJ_2}{a^3},$$

где  $E$  – модуль упругости,  $E = 2,1 \cdot 10^5$ .

$$j_0 = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^5}{50^3} = 5,54 \cdot 10^6 \text{ Н/мм} = 5540 \text{ Н/мм}.$$

Подставляем значения величин в формулу:

$$\frac{1}{5540} \cdot \frac{11 \cdot 10^5}{5,6 \cdot 10^5} \cdot \lambda^3 - 2 \cdot \lambda \cdot \frac{1}{5540} - 2 \cdot \left(\frac{1}{13,44} + \frac{1}{22,14}\right) = 0;$$

$$0,000355 \cdot \lambda^3 - 0,00036 \cdot \lambda - 0,239 = 0;$$

$$\lambda = 8,8.$$

7 Корректируем оптимальное межосевое расстояние так, чтобы соблюдалось равенство  $L_{onm} \geq 2,5d$

$$L = \lambda \cdot \alpha; L = 8,8 \cdot 50 = 440 \text{ мм}.$$

$$2,5 \cdot 75 = 187,5 \text{ мм},$$



$440 \geq 187,5$ , принимаем  $L = 440$  мм.

8 Радиальную жесткость подшипника для  $L = 440$  мм определяем по формуле [1]

$$J_{un} = \frac{P}{f_{un}},$$

где  $P$  – радиальная нагрузка на консоли шпинделя;

$f_{un}$  – отжим шпинделя, измеряется на консольной части;

$$f_{un} = f_1 + f_2,$$

где  $f_1$  и  $f_2$  – соответственно отжимы шпинделя от нагрузки и от податливости подшипников.

Отжим шпинделя от собственной массы по [1]:

$$f_1 = \frac{P}{E \cdot J_1} \cdot \frac{a^3}{3} \cdot \left( \lambda + \frac{a}{L} \right),$$

где  $E$  – модуль упругости,  $E = 2,1 \cdot 10^5$  Н/мм;

$$\lambda = \frac{J_1}{J_2} = \frac{5,6 \cdot 10^5}{11 \cdot 10^5} = 0,509;$$

$$f_1 = \frac{750}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 5,6 \cdot 10^5} \cdot \frac{50^3}{3} \cdot \left( 0,509 + \frac{50}{440} \right) = 0,00016 \text{ мм} = 0,16 \text{ мкм.}$$

Отжим шпинделя вследствие податливости подшипников

$$f_2 = S_{zB} \cdot \left( 1 + \frac{a}{L} \right) + S_{zA} \cdot \frac{a}{L} = 41,4 \cdot \left( 1 + \frac{50}{440} \right) + 12,4 \cdot \frac{50}{440} = 47,51 \text{ мкм};$$

$$f_{un} = f_1 + f_2 = 0,16 + 47,51 = 47,67 \text{ мкм};$$

$$J_{un} = \frac{750}{47,67} = 15,7 \text{ мкм.}$$

9 Делаем выводы о путях повышения жесткости шпиндельного узла:

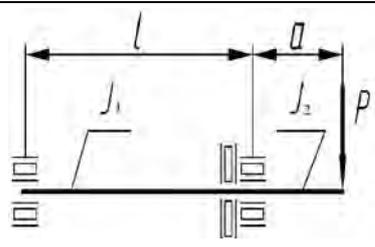
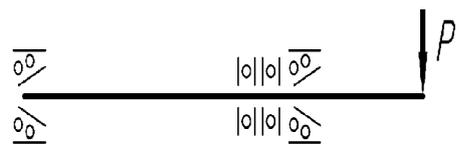
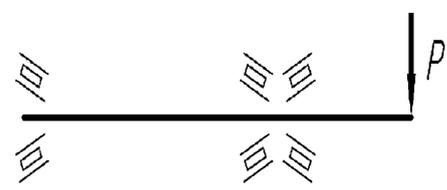
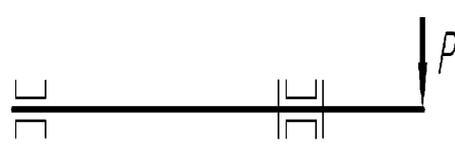
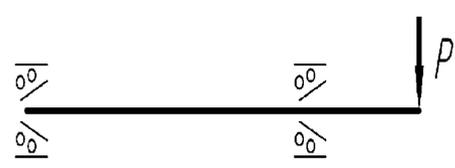
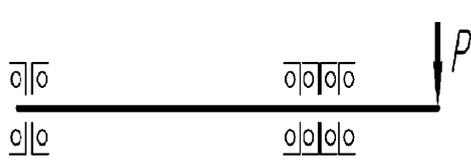
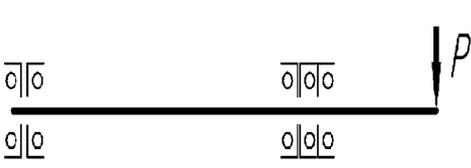
– за счет увеличения диаметра шпинделя;

– за счет повышения жесткости шпиндельного узла.

10 Варианты заданий приведены в таблице 1.2. Данные о подшипниках приведены в таблице 1.3.



Таблица 1.2 – Варианты заданий

Вариант	Схема	$d$ , мм	$a$ , мм
1	2	3	4
1		50	50
2		100	75
3		200	150
4		50	50
5		100	100
6		150	150
7		200	200
8		100	75
9		150	150
10		200	150
11		70	60
12		90	70
13		120	120
14		100	75
15		150	100
16		200	200
17		50	50
18		100	75
19		150	200
20		100	100
21		150	100
22		200	150

## Окончание таблицы 1.2

1	2		3	4
23	8		30	50
24			40	100
25			50	50
26	9		20	20
27			30	50
28			40	60
29	10		20	50
30			30	100
31			40	120

Таблица 1.3 – Данные о подшипниках

Номер схемы	Номер опоры	Номер подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$B$ , мм	$D_w$ , мм	$C_0$ , Н
1	2	3	4	5	6	7	8
Низкоскоростные							
1	1 левая	74000	45	75	30	3	178
			90	125	35	3	392
			180	225	45	3,5	817
	2 правая	9000	45	65	14	–	132
			90	120	22	–	415
			160	225	51	–	2000
2	1 левая	3182100	45	75	23	7	66
			90	140	37	11	213
			130	200	52	16	478
			140	210	53	16	515
			180	280	74	23	994
	2 правая	8100	45	65	14	7,14	57
			90	120	22	11,11	190
			130	170	30	15,08	390
			140	180	31	15,08	400
3	1 левая, 2 правая	2007100	90	140	30	12,45	205
			140	210	42	17,5	455
			210	17,5	–	–	–
			180	280	60	24,3	890



Окончание таблицы 1.3

1	2	3	4	5	6	7	8
Среднескоростные							
4	Гидростатические подшипники						
5	1 левая, 2 правая	3182100	90	140	37	11	213
			130	200	52	16	478
			140	210	53	16	515
			180	280	74	23	994
6	1 левая	46100	45	75	16	–	17,2
	2 правая		90	140	24	–	57
Высокоскоростные							
7	1 левая	46100	130	200	33	–	132,3
	2 правая		170	260	42	–	230
8	1 левая	36100	30	55	13	–	8,65
9	2 правая		40	68	15	–	12,2
10	1 левая		55	90	18	–	25
	2 правая		70	110	20	–	36

Низкоскоростные схемы целесообразно применять для шпиндельных узлов тяжелоагруженных станков (фрезерных, токарных, сверлильных). Схема № 1 на игольчатых подшипниках имеет наибольшую радиальную и осевую жесткость – самая низкоскоростная.

Среднескоростные схемы целесообразно применять в отделочных быстроходных токарных, фрезерных, сверлильных, расточных и шлифовальных станках.

Высокоскоростные схемы целесообразно применять в высокоскоростных алмазно-расточных головках для шлифовальных шпинделей.

### **Содержание отчета**

- 1 Цель работы.
- 2 Расчетная схема и исходные данные.
- 3 Расчет шпиндельного узла на жесткость.
- 4 Выводы о возможных путях повышения жесткости шпиндельного узла.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Конструкция шпиндельного узла, его главные размеры, факторы, ее определяющие.
- 2 Основные требования, предъявляемые к шпиндельным узлам.
- 3 Жесткость шпиндельного узла.
- 4 Определение межопорного расстояния.
- 5 Определение радиальной жесткости шпиндельного узла.



## 2 Расчет передачи винт-гайка качения

### 2.1 Исходные данные и цель расчета

Передача винт-гайка качения выходит из строя в результате усталости поверхностных слоев шариков, гайки и винта, потери устойчивости винта, износа элементов передачи и снижения точности. Возможными причинами выхода ее из строя являются: слишком большая нагрузка на винт, низкая расчетная долговечность, значительный относительный перекося винта и гайки, неудовлетворительная защита от загрязнений. Цель расчета передачи состоит в определении номинального диаметра винта и в подборе по каталогу такой передачи, которая удовлетворяла бы всем требованиям к работоспособности.

Исходные данные для расчета передачи: длина винта, его наибольшая расчетная длина; способ установки винта на опорах; ряд значений осевой нагрузки на передачу; ряд частот вращения винта (гайки). Осевые нагрузки на винт определяют для разных операций, выполняемых на станке (например, для чистового, получистового и чернового точения), а также для разных элементов цикла обработки (для быстрого и рабочего ходов рабочего органа). Устанавливают также время действия каждой нагрузки (в долях от расчетного срока эксплуатации станка) и соответствующие им частоты вращения винта. Если же исходить из значений крутящего момента на валу электродвигателя  $M_D$  при выполнении разных работ и для разных элементов цикла, крутящий момент на ходовом винте

$$M = M_D \cdot \eta / i,$$

где  $M_D$  – крутящий момент на валу двигателя,  $M_D = 955 \cdot \frac{N}{n}$ ;

$\eta$  – КПД цепи от двигателя к винту;

$i$  – передаточное отношение этой цепи.

Окружная сила на радиусе резьбы

$$T = 2M / d_0,$$

где  $d_0$  – номинальный диаметр.

Осевая сила, действующая на винт:

$$Q = \frac{T}{t \cdot q \cdot (\beta + \rho)} = \frac{2M}{d_0 \cdot \text{tg}(\beta + \rho)},$$

где  $\beta$  – угол подъема резьбы,  $\beta = \arctg \frac{P}{\pi d_0}$ ;

$P$  – номинальный шаг;



$\rho$  – угол трения,  $\rho = \arctg f$  ( $f$  – коэффициент трения качения,  $f = (57...85) \cdot 10^{-5}$ ).

## 2.2 Предварительный выбор параметров передачи

На первом этапе передачу выбирают по осевой нагрузке, конструктивным и технологическим соображениям, на втором – проверяют по усталости рабочих поверхностей винта и гайки, по критериям устойчивости и осевой жесткости. Номинальный диаметр винта  $d_0 = L / (20...25)$  и округляется до стандартных значений (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Размеры передачи по ГОСТ 25329–82

Диаметр винта $d_0$ , мм	Шаг $P$ , мм	Диаметр винта $d_0$ , мм	Шаг $P$ , мм
6	2,5	40	5; 6; 8; 10; 12
8	2,5	50	5; 6; 8; 10; 12; 16
10	2,5	63	5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
12	2,5; 3; 4; 5	80	6; 8; 10; 12; 16; 20
16	2,5; 3; 4; 5; 6	100	8; 10; 12; 16; 20
20	3; 4; 5; 8	125	10; 12; 16; 20
25	4; 5; 6; 8; 10	160	10; 12; 16; 20
32	4; 5; 6; 8; 10; 12	200	10; 12; 16; 20

Предпочтительными значениями номинального шага считаются 2,5; 5; 10; 20 мм.

Обычно применяют передачи с наиболее технологичным полукруглым профилем резьбы (рисунок 2.1). Для снижения контактных напряжений предусматривают следующее условие:

$$R_\epsilon = R_\epsilon = (1,03-1,05) R_{и.}$$

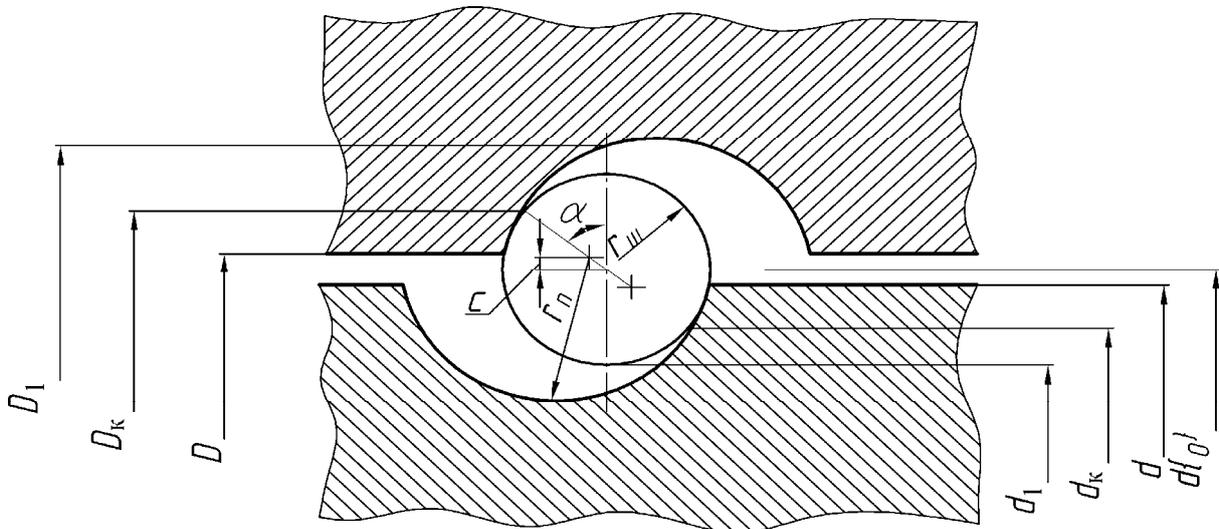


Рисунок 2.1 – Передача винт-гайка качения

Диаметр шариков  $d_{ш}$  выбирается стандартного значения в зависимости от типа винта из соотношения  $d_{ш} = 0,6P$ . Угол контакта  $\alpha$  желательно выбирать не менее  $45^\circ$ , т. е.  $\alpha = 45^\circ$ . Остальные параметры передачи винт-гайка качения могут определяться по формулам:

$$\begin{aligned} d_k &= d_0 - d_{ш} \cdot \cos \alpha; & D_k &= d_0 + d_{ш} \cdot \cos \alpha; & d_{в1} &= d_0 + 2c - 2R_в; \\ D_1 &= d_0 - 2c + 2R_з; & d &= d_0 - 2c; & D &= d_0 + 2c, \end{aligned}$$

где  $c$  – смещение центра радиуса профиля резьбы относительно центра шарика, равное  $c = (R_з - R_{ш}) \cos \alpha$ ;

$d_k, d, d_0, D, D_k, D_1$  – диаметры винта и гайки соответственно.

Размеры стандартных винтов передачи винт-гайка качения приведены в таблице 2.2. Принятые обозначения:  $d_1$  и  $l_1$  – диаметр и длина шейки винта для квадрата под ключ;  $d_2$  и  $l_2$  – диаметр и длина шейки под компенсирующую муфту;  $d_3$  и  $l_3$  – диаметр и длина шейки под регулировочную гайку;  $d_4, l_4$  и  $d_7, l_7$  – диаметры и длины опорных шеек винта;  $d_5$  и  $l_5$  – диаметр и длина шейки винта;  $d_6$  и  $l_6$  – диаметр и длина шейки винта под промежуточный элемент.

Длина резьбы винта

$$L = l_u + l_k + 2l_y + 2l_n + 2l_n,$$

где  $l_u$  – перемещение исполнительного органа станка;  
 $l_k$  – длина корпуса гайки;  
 $l_y$  – ширина уплотнения шариковинтового механизма;  
 $l_n$  – длина перебега;  
 $l_n$  – длина нерабочей части винта.



Таблица 2.2 – Основные и присоединительные размеры винтов

В миллиметрах

$d_0 \times P$	$d_1$	$l_1$	$d_2$	$l_2$	$d_3$	$l_3$	$d_4$	$l_4$	$d_5$	$l_5$	$d_6$	$l_6$	$d_7$	$l_7$
$25 \times 5$	13	11	14	40	$M16 \times 1,5$	35	17	65	21,7	30	14	15	17	20
$32 \times 5$	14	11	16	40	$M20 \times 1,5$	35	20	78	28,7	30	14	15	20	20
$32 \times 6$	14	11	16	40	$M20 \times 1,5$	35	20	78	28,2	30	14	15	20	20
$40 \times 5$	18	15	20	40	$M24 \times 1,5$	35	20	78	36,7	30	20	25	25	22
$40 \times 6$	18	15	22	40	$M24 \times 1,5$	35	20	78	36,2	30	20	25	25	22
$40 \times 10$	18	15	22	40	$M24 \times 1,5$	35	20	78	33,7	30	20	25	25	22
$50 \times 5$	24	15	25	50	$M30 \times 1,5$	35	25	88	46,7	40	24	30	35	22
$50 \times 6$	24	15	25	50	$M30 \times 1,5$	35	25	88	46,2	40	24	30	35	22
$50 \times 10$	24	15	28	50	$M30 \times 1,5$	35	30	88	43,7	40	24	30	35	22
$50 \times 12$	24	15	28	50	$M30 \times 1,5$	35	30	88	42,7	40	24	30	35	22
$63 \times 10$	30	20	36	60	$M39 \times 1,5$	55	40	105	56,7	50	30	40	40	26
$80 \times 10$	40	20	45	60	$M48 \times 1,5$	55	50	110	73,7	50	35	40	50	26
$80 \times 20$	40	25	50	70	$M52 \times 1,5$	55	55	110	69,7	50	35	40	50	26
$100 \times 10$	40	20	45	60	$M56 \times 1,5$	55	60	110	93,7	50	40	50	60	30
$100 \times 20$	40	25	50	70	$M56 \times 1,5$	55	60	110	89,7	50	40	45	60	30

### 2.3 Предельно допустимая нормальная статическая нагрузка на один шарик

Предельно допустимую нормальную статическую нагрузку на один шарик  $P$ , Н, определяют по зависимости

$$P = K_{\sigma} \cdot d_1^2,$$

где  $K_{\sigma}$  – коэффициент, зависящий от допустимого контактного напряжения на поверхности шарика  $G_{\Pi}$  ( $K_{\sigma} = 20; 35; 55; 70$  при  $G_{\Pi} = 2500; 3000; 3500$  и  $3800$  МПа соответственно, для обычно применяемой передачи  $K_{\sigma} = 70$ ).

### 2.4 Статическая грузоподъемность передачи

Статическая грузоподъемность  $C_O$  – это предельно допустимая осевая нагрузка на винт, в результате действия которой возникает общая остаточная деформация тел качения, гайки и винта в наиболее нагруженной зоне контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения:

$$C_O = P \cdot u \cdot Z_P \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta,$$

где  $u$  – число витков в гайке;

$Z_P$  – расчетное число шариков в одном ветке резьбы;

$\alpha$  – угол контакта шарика винтом и гайкой.

Рабочее число шариков в одном витке

$$Z_1 = \pi \cdot \frac{d_0}{d_w} - \frac{3p}{d_w}.$$

Расчетное число шариков в одном витке

$$Z_P = K_Z \cdot Z_1,$$

где  $K_Z$  – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления резьбы винтового механизма,  $K_Z = 0,7 \dots 0,8$ .

Следовательно,

$$C_O = K_{\sigma} \cdot K_Z \cdot d_w \cdot (\pi \cdot d_0 - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta.$$

Для обычно применяемых передач при использовании материалов  $\sigma_n = 3800$  МПа.

$$C_O = 70 K_Z \cdot d_w \cdot (\pi \cdot d_0 - 3p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta.$$



## 2.5 Расчет силы предварительного натяга

Предварительный натяг, повышая осевую жесткость передачи, увеличивает момент холостого хода и снижает ее долговечность, поэтому сила предварительного натяга должна быть выбрана обоснованно.

За минимальную допустимую силу натяга  $P_{H\min}$ , Н, отнесенную к одному шарикю, принимают такую силу, которая обеспечивает сохранение предварительного натяга в винтовой передаче при действии продольной силы:

$$P'_{H\min} = \frac{Q}{2K_z \cdot Z \cdot n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta}.$$

Наибольшая допустимая сила натяга, отнесенная к одному шарикю, при которой сохраняется статическая прочность механизма:

$$P_{H\max} = P \cdot (1 - 0,55 \cdot Q / C_0).$$

В зависимости от требуемой жесткости передачи, ее долговечности, допускаемого нагрева винта и особенностей измерительного преобразователя перемещений, силу натяга выбирают в интервале от  $P'_{H\min}$  до  $P_{H\max}$ . Чаще всего

$$P'_H = (1,5 - 2) P_{H\min}.$$

## 2.6 Расчет винта на устойчивость по критической осевой силе

Если достаточно длинный винт работает на сжатие, его проверяют на устойчивость при наибольшем тяговом усилии  $Q_{\max}$ , принимаемом за критическую силу. С учетом того, что момент инерции сечения винта  $I$  определяют не для минимального его диаметра, а условного  $d_0$ , получают приближенную зависимость

$$Q_{\max} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\mu \cdot l)^2},$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта;

$I$  – момент инерции сечения винта;

$\mu$  – коэффициент, зависящий от характера заделки концов винта (если оба конца винта зашпелены,  $\mu = 0,5$ ; при одном зашпеленном конце и размещении второго на шарнирной опоре, имеющей возможность смещаться в осевом направлении,  $\mu = 0,707$ ; при обеих шарнирных опорах  $\mu = 1$ ; при одном зашпеленном конце и втором свободном  $\mu = 2$ ;

$l$  – наибольшее расстояние между гайкой и опорой винта.



С учетом коэффициента запаса устойчивости  $K_y$ , принимаемого для передач винт-гайка равным 3, определяют номинальный диаметр винта  $d_0$ , при котором он не теряет устойчивости:

$$d_0 = \sqrt[4]{\frac{64K_y \cdot (\mu \cdot l)^2 \cdot Q_{\max}}{\pi^3 \cdot E}}.$$

### 2.7 Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения

В момент быстрого перемещения рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут вызвать потерю его устойчивости, что проявляется в наступлении вибраций. Критическая частота вращения винта

$$n_K = 5 \cdot 10^7 \cdot d \cdot \nu \cdot k / l^2,$$

где  $d$  – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

$\nu$  – коэффициент, зависящий от способа заделки винта (если один конец винта заделан жестко, второй – свободный,  $\nu = 0,7$ ; в случае обоих опорных концов  $\nu = 2,2$ ; если один конец заделан жестко, другой – опорный,  $\nu = 3,4$ ; когда оба конца заделаны жестко –  $\nu = 4,9$ );

$k$  – коэффициент запаса,  $k = 0,5 \dots 0,8$ ;

$l$  – расстояние между опорами винта, мм.

### 2.8 Расчет на жесткость

Диаметр ходового винта можно определить из условия обеспечения жесткости привода, которая связана с жесткостью шарико-винтового механизма  $j_m$ , винта  $j_\nu$  и его опор  $j_o$ :

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_m} + \frac{1}{j_\nu} + \frac{1}{j_o}.$$

Осевая жесткость привода оказывает влияние на возможность возникновения его резонансных колебаний. Чтобы не допустить резонансного режима, собственную частоту колебаний механической части привода  $f$  принимают в 3...3,5 раза большей, чем частоту  $f_1$  импульсов, вырабатываемых системой измерения перемещений. Для крупных станков  $f_1 = 10 \dots 15$  Гц, для средних и малых  $f_1 = 15 \dots 25$  Гц. Исходя из допустимой частоты колебаний механической части привода  $f$ , определяют его требуемую жесткость:

$$J = 4 \cdot 10^6 \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot m,$$

где  $m$  – масса узлов механической части привода (ходового винта, исполнительного узла и установленных на нем приспособления, заготовки), кг.



Жесткость шарико-винтового механизма с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыши при  $r_1/r_2 = 0,96$  определяют по формуле

$$j_m = 6K_\delta \cdot U \cdot \left( \frac{d_0}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 \cdot P'_H \cdot p},$$

где  $K_\delta$  – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки, а также деформации в винтовом механизме и во всех его стыках,  $K_\delta = 0,3 \dots 0,5$ .

Наименьшая жесткость ходового винта зависит от способа установки его на опорах. При одностороннем закреплении, а также в случае, когда один конец винта зажат, а второй размещен на шарнирной опоре:

$$j_e = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4l_1},$$

где  $l_1$  – наибольшее расстояние от опоры винта до середины шариковой гайки.

Минимальная жесткость ходового винта с обоими зажатными концами определяется по формуле

$$J_B = \frac{\pi \cdot d_0^2 \cdot E}{4l_1}.$$

Приближенное значение жесткости опор винта

$$J_O = e \cdot d_0,$$

где  $e$  – коэффициент жесткости ( $e = 5$  для радиально-упорных подшипников;  $e = 10$  для шариковых упорных подшипников;  $e = 30$  для роликовых упорных подшипников).

Затем определяют диаметр ходового винта, гарантирующего заданную осевую жесткость привода подачи (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Параметры передачи винт-гайка качения

Номинальный диаметр $d_0$ , мм	Шаг резьбы $P$ , мм	Осевая жесткость, Н/мкм, не менее	Момент холостого хода, Н·м	Статическая грузоподъемность $C_0$ , Н	Динамическая грузоподъемность $C$ , Н
1	2	3	4	5	6
20	5	300	0,08...0,16	15 500	6 200
25	5	420	0,1...0,26	20 000	8 900



Окончание таблицы 2.3

1	2	3	4	5	6
32	5	590	0,2...0,5	26 700	22 000
32	6	550	0,21...0,45	29 900	12 000
40	5	750	0,33...0,82	35 300	12 300
40	6	700	0,3...0,76	37 800	13 400
40	10	620	0,25...0,63	61 100	30 400
50	5	960	0,52...1,3	44 900	13 500
50	6	910	0,5...1,2	52 920	15 800
50	10	850	0,46...1,14	80 200	34 100
50	12	750	0,45...0,98	81 900	34 500
63	10	1090	0,78...1,95	107 000	38 300
80	10	1430	1,28...3,21	141 000	42 800
80	20	1240	1,04...2,61	212 000	84 300
100	10	1850	2,08...5,2	179 000	47 000
100	20	1780	2,1...5,24	276 000	93 100

### 3 Расчет передачи винт-гайка скольжения

Трапецеидальную резьбу (угол профиля 30°) ГОСТ 9484–81 в основном применяют для изготовления ходовых винтов. Номинальный диаметр находится в диапазоне 8...640 мм, а шаг – 1,5...24 мм. Трапецеидальные многозаходные резьбы выполняют с числом заходов  $k = 2; 3; 4; 5; 6; 8$ , номинальным диаметром 10...320 мм, с шагом 1,5...48 мм.

Метрическую резьбу (угол профиля 60°) используют для точных ходовых винтов делительных и контрольно-измерительных машин.

#### 3.1 Расчет передачи на износостойкость

Износостойкость передачи зависит от давления в контакте между гайкой и винтом. Среднее давление определяют в паскалях:

$$[\delta]_k = \frac{Q \cdot p}{\pi \cdot d \cdot h \cdot l},$$

где  $Q$  – наибольшая тяговая сила, Н;  
 $p$  – шаг винта, м;  
 $d$  – средний диаметр резьбы, м;  
 $h$  – рабочая высота профиля резьбы;  
 $l$  – длина гайки, м.

С учетом соотношений между параметрами гайки получают

$$d = \sqrt{\frac{Q}{\lambda \cdot [\sigma_k]}},$$

где  $\lambda = l / d = 1,5...4$ ;



$[\sigma_k]$  – допускаемое давление в контакте (для точных передач с бронзовой гайкой в токарно-винторезных и резьбонарезных станках  $[\sigma_k] = 3 \cdot 10^6$ ; для других передач с такой же гайкой  $[\sigma_k] = 12 \cdot 10^6$ ; для передач с чугунной гайкой  $[\sigma_k] = 8 \cdot 10^6$  Па).

### 3.2 Расчет винта на жесткость

Под действием тяговой силы шаг передачи изменяется на величину

$$\Delta p = \pm \frac{Q \cdot p}{E \cdot F},$$

где  $E$  – модуль упругости материала винта;

$F$  – площадь поперечного сечения стержня винта.

С учетом допуска на шаг резьбы ограничивают и определяют требуемый диаметр винта. Осевую жесткость привода подачи находят по зависимостям, применяемой для приводов с передачей винт-гайка качения.

### 3.3 Расчет винта на прочность

Винт работает на растяжение (сжатие) и кручение. Приведенное напряжение определяется как

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{Q}{F}\right)^2 + 4\left(\frac{M}{W}\right)^2},$$

где  $\sigma$  – нормальное напряжение;

$\tau$  – касательное напряжение;

$W$  – момент сопротивления сечения стержня винта при кручении,  $W = 0,2d^3$ ;

$F$  – площадь поперечного сечения стержня винта,  $F = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ .

Допускаемое приведенное напряжение назначают исходя из предела текучести материала винта  $[\sigma_{np}] \leq (0,2 \dots 0,33) \cdot \sigma_T$  и находят его требуемый диаметр.

### 3.4 Расчет винта на устойчивость

Этот расчет выполняется для длинных винтов, работающих на сжатие. Критически тяговая сила определяется по формуле

$$Q_{kp} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{(\nu \cdot l)^2}.$$

где  $I$  – момент инерции поперечного сечения стержня винта;



$\nu$  – коэффициент длины (когда оба конца винта заделаны  $\nu = 0,5$ , при одном заделанном и другом шарнирном  $\nu = 0,7$ , при обоих шарнирных  $\nu = 1$ ).

Требуемый диаметр находят с учетом необходимого запаса устойчивости  $n = 2,5 \dots 4$  ( $n = Q_{кр} / Q$ ). Большие значения запаса устойчивости выбирают при действии на винт поперечных сил.

#### 4 Расчет шпиндельного узла металлорежущего станка на точность вращения

Наряду с обычными требованиями, предъявляемыми к подшипникам качения по критериям их работоспособности, к шпиндельным опорам качения предъявляют дополнительные требования по условиям работы шпиндельного узла и всего станка. К числу таких требований относятся высокая точность вращения, повышенные радиальные и осевые жесткости, незначительное выделение тепла и небольшие температурные деформации.

Высокой точности вращения шпиндельного узла достигают, прежде всего, при высокой точности изготовления подшипников качения.

Точность вращения шпиндельного узла оценивается величиной радиального биения центрирующей шейки шпинделя. Чем больше величина радиального биения шпинделя, тем ниже точность обрабатываемой на станке детали. Допустимая величина радиального биения конца шпинделя (допуск) назначается в зависимости от класса точности станка (Н, П, В, А, С) и требуемого качества обработки детали. Для большинства станков допустимое отклонение радиального биения конца шпинделя приведено в соответствующем стандарте, для специальных станков указывается в техническом задании.

Величина радиального биения конца шпинделя во многом определяется точностью подшипников и связана с биением передней и задней опор. Взаимосвязь указанных параметров можно найти из простых геометрических соотношений, анализируя схему биения шпиндельного узла (рисунок 4.1).

Из подобия  $\triangle ACE$  и  $\triangle ABD$  запишем следующее:

$$\frac{\delta + C_2}{C_1 + C_2} = \frac{a + l}{l}$$

или

$$(\delta + C_2) \cdot l = (C_1 + C_2) \cdot (a + l);$$

$$\delta \cdot l + C_2 \cdot l = C_1 \cdot a + C_1 \cdot l + C_2 \cdot a + C_2 \cdot l;$$

$$\delta \cdot l = -C_2 \cdot l + C_1 \cdot a + C_1 \cdot l + C_2 \cdot a + C_2 \cdot l;$$

$$\delta = C_1 \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + C_2 \cdot \frac{a}{l},$$

где  $C_1$  и  $C_2$  – радиальные биения передней и задней опор.

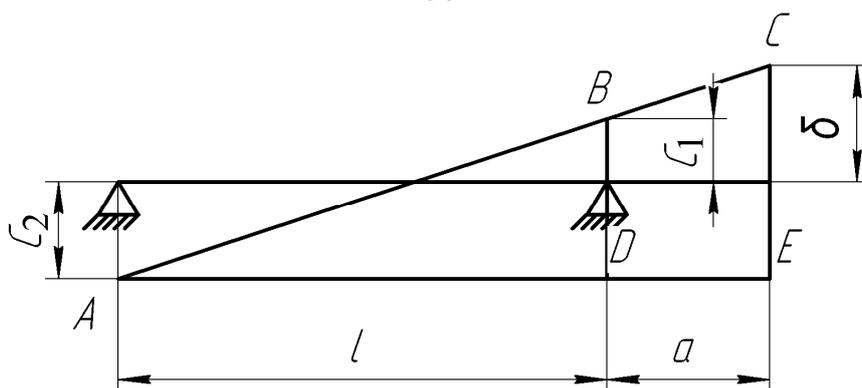


Рисунок 4.1 – Схема биения шпиндельного узла (биения опор направлены в разные стороны)

Принимая  $\delta = \frac{\Delta}{3}$  и  $C_1 \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{l}\right) = C_2 \cdot \frac{\alpha}{l}$ , получаем:

$$C_1 = \frac{\Delta}{6 \cdot \left(1 + \frac{\alpha}{l}\right)}; \quad C_2 = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{\alpha}{l}},$$

где  $\Delta$  – допуск на радиальное биение конца шпинделя.

По расчетным значениям  $C_1$  и  $C_2$  по каталогу [9] подбирают подшипники соответствующего класса точности. Наиболее ответственной является передняя опора шпинделя, которая воспринимает основную нагрузку и расположена как можно ближе к обрабатываемой поверхности. В связи с этим точность передней опоры принимается на класс выше задней.

Рекомендуемые классы подшипников шпинделей станков различной точности приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Рекомендуемые классы точности подшипников качения для шпинделей станков

Класс точности станка	Класс точности радиальных подшипниковых опор		Класс точности упорных подшипников
	Передней	Задней	
Н	5	5	5
П	4	5	5
В	2	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

Если в передней опоре шпинделя установлено  $z_1$  подшипников, а в задней опоре –  $z_2$ , то величину биения  $\Delta$  центрирующей шейки шпинделя определяют по следующей зависимости [10]:

$$\delta = 1,5 \cdot \left[ \frac{C_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{a}{l} \cdot \left( \frac{C_1}{\sqrt{z_1}} + \frac{C_2}{\sqrt{z_2}} \right) \right].$$

Иногда целесообразно выбирать класс точности одного из подшипников: переднего или заднего, а затем, зная его радиальное биение, рассчитать радиальное биение заднего (переднего подшипника) по следующим формулам:

– для переднего подшипника

$$C_1 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \delta - K_2 \cdot C_2}{K_2};$$

– для заднего подшипника

$$C_2 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \delta - K_1 \cdot (m + 1) \cdot C_1}{K_2},$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты, учитывающие качество подшипников, установленных соответственно в передней и задней опорах (при двух подшипниках  $K = 0,71$ ;  $m = \frac{l}{a}$ ).

Затем по вычисленному допускаемому биению из [9] подбирают подшипник соответствующего класса точности.

Величину биения конца шпинделя можно уменьшить, если при сборке шпиндельного узла гарантировать установку подшипников (за счет поворота одного из них в корпусе) таким образом, чтобы их биения были направлены в одну сторону.

После определения радиальных биений передней  $C_1$  и задней  $C_2$  опор шпинделя производится проверка правильности выбора класса точности подшипников по формуле

$$K = \frac{C_1 \cdot C_2}{\Delta_1 \cdot \Delta_2} \left[ 1 + \left( \frac{\Delta_1}{C_1} - 1 \right) \left( 2 - \frac{\Delta_1}{C_1} \right) + \left( \frac{\Delta_2}{C_2} - 1 \right) \left( 2 - \frac{\Delta_2}{C_2} \right) \right],$$

где  $K$  – коэффициент вероятности правильности выбора подшипников;

$\Delta_1, \Delta_2$  – допуски на радиальное биение передней и задней шпиндельных опоры.

При  $K > 0,8$  подшипники обеспечивают требуемую точность узла, а при  $K > 1$  точность выбранных подшипников завышена.

Приведенная методика выбора класса точности подшипников в зависимости от точности вращения может быть использована не только для шпинделей металлорежущих станков, но и для ориентировочного расчета других точных механизмов.

Исходные данные для расчета находятся в таблице 4.2. Значение величины радиального биения подшипников – в таблице 4.3.



Таблица 4.2 – Исходные данные

Вариант	$a$	$l$	$d$	Количество подшипников в первой опоре	Количество подшипников во второй опоре
1	50	200	50	1	1
2	45	180	50	2	1
3	40	150	50	3	1
4	100	200	50	1	2
5	80	250	100	2	2
6	50	300	100	3	2
7	100	150	100	1	3
8	120	150	100	2	3
9	150	180	100	3	3
10	80	150	100	1	1
11	80	140	120	2	1
12	120	230	90	3	1
13	90	160	90	1	2
14	150	150	30	2	2
15	90	100	50	3	2

Таблица 4.3 – Предельное радиальное биение внутреннего кольца радиального или радиально-упорного подшипника  $K_{ia}$ 

$d$ , мм	Класс точности подшипника		
	5	4	2
0,6...2,5	4	2,5	2
2,5...10	4	2,5	2
10...18	4	2,5	2
18...30	4	3	2,5
30...50	5	4	2,5
50...80	5	4	2,5
80...120	6	5	2,5
120...150	8	6	2,5
150...180	8	6	5
180...250	10	8	6

## 5 Определение конструктивных параметров, нагрузочной способности и суммарной жесткости многоклиновых гидродинамических подшипников жидкостного трения

В практике станкостроения широко известны многоклиновые гидродинамические подшипники, у которых несколько несущих масляных слоев создаются за счет упругих деформаций.

В нашей стране находят применение подшипники конструкции ЭНИМС типа ЛОН-34 и ЛОН-58.

Самоустановка сегментов подшипников ЛОН-34 (рисунок 5.1) обеспечивается введением точечной опоры.

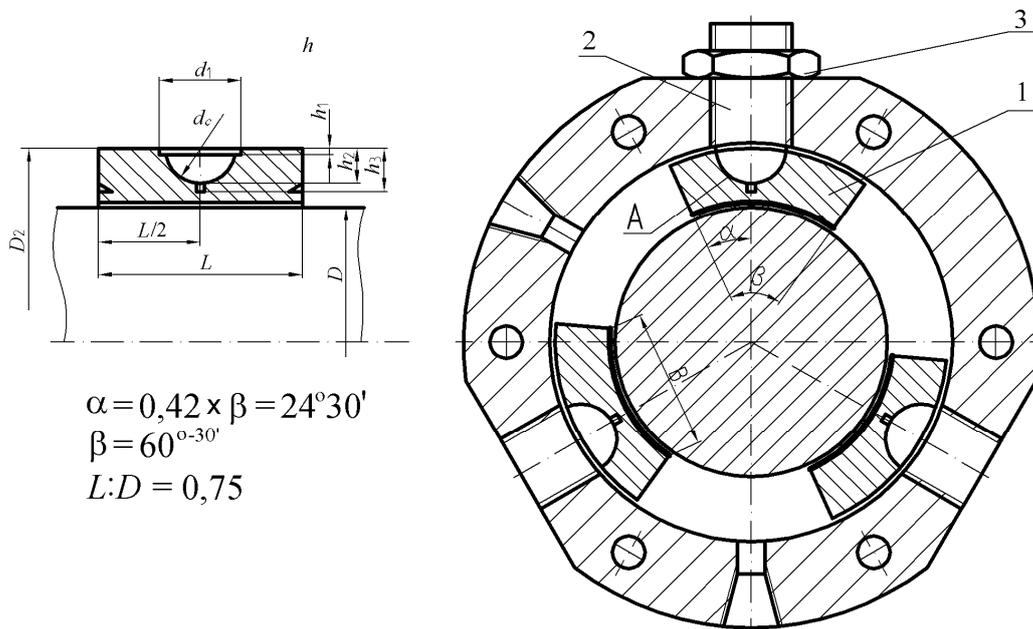


Рисунок 5.1 – Гидродинамический подшипник ЛОН-34

Сегменты *1* имеют сферическую опорную лунку, выполненную на строго определенном расстоянии от выходной кромки ( $\alpha < \beta/2$ ). Опорные штыри *2* имеют резьбу и могут перемещаться в радиальном направлении с целью регулирования величины радиального зазора и выверки положения оси шпинделя относительно направляющих станины. Для увеличения жесткости опоры зазоры и начальные упругие контактные деформации в резьбовом соединении опорных штырей с корпусом выбираются с помощью контргаек *3*. Штыри *2* закалены, опоры сегментов и штырей попарно притерты. Рабочие поверхности обрабатываются с шероховатостью не ниже 9 класса, шабрение не допускается. Шейки шпинделя должны иметь шероховатость не ниже 11, 12 класса.

Параметры подшипника: диаметр *D*, длину вкладышей *L*, длину дуги *B* охвата устанавливают в зависимости от назначения проектируемого шпиндельного узла (ШУ). На практике для радиальных гидродинамических подшипни-

ков обычно принимают:  $L = 0,75D$ ,  $B = 0,5D$ , однако проектировщик может изменять эти значения:  $L = (0,25 \dots 1,0)D$ ,  $B = (0,25 \dots 0,75)D$ .

Число вкладышей в радиальном подшипнике  $Z = 3 \dots 6$  (чем больше, тем выше жесткость опоры). Чаще всего в ШУ станков принимают  $Z = 3$  или 4.

Рабочий зазор  $\Delta$  рекомендуется назначать равным  $0,3 \cdot 10^{-2}D$ .

В шпиндельном подшипнике следует различать:

1) начальный диаметральный зазор, т. е. зазор, который определяется как разность диаметра расточенных вкладышей и шейки шпинделя  $\Delta T$ ;

2) монтажный диаметральный зазор, т. е. зазор, который образуется в подшипнике после монтажа его деталей в корпусе бабки  $\Delta M$ ;

3) рабочий (он же расчетный) диаметральный зазор, т. е. зазор, который устанавливается в работающем подшипнике в результате температурных деформаций деталей подшипника и корпуса шпиндельной бабки  $\Delta$ .

Диаметральный рабочий (расчетный) зазор  $\Delta$  выбирается, исходя из минимального зазора  $h_0$  на выходной кромке вкладыша (опорного сектора),  $\Delta = 3h_0$  (рисунок 5.2).

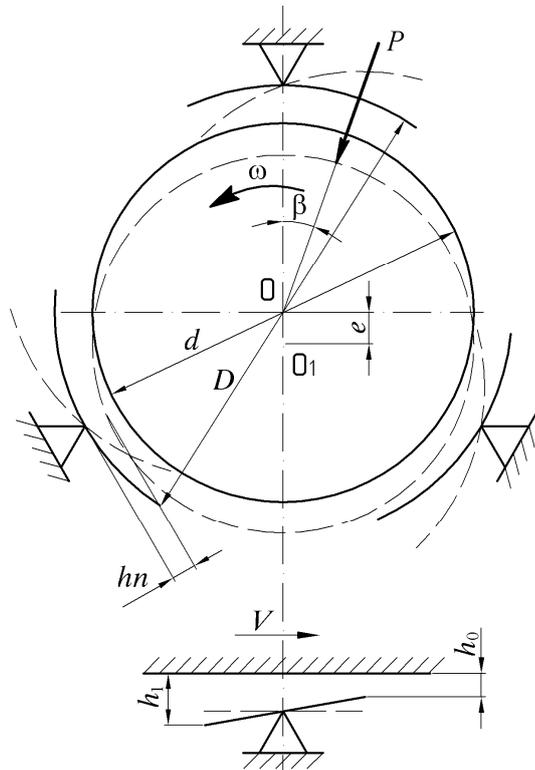


Рисунок 5.2 – Схема к расчету гидродинамических опор скольжения

Величина  $h_0$  в подшипниках, работающих с малыми и средними скоростями скольжения (до 15 м/с), выбирается исходя из того, чтобы между рабочими поверхностями шейки вала и вкладыша не было взаимного соприкосновения.

Величина зависит от погрешностей формы и шероховатости рабочих поверхностей. Параметр шероховатости  $R_a$  рабочих поверхностей сегментов должен быть не выше 0,32 мкм, шеек шпинделя – не выше 0,4–0,16 мкм.

Можно принимать: для  $D = 30 \dots 50$  мм  $h_0 = 3 \dots 5$  мкм; для  $D = 50 \dots 100$  мм  $h_0 = 5 \dots 10$  мкм; для  $D = 100 \dots 150$  мм  $h_0 = 10 \dots 15$  мкм.

Монтажный диаметральный зазор  $\Delta M$  в подшипнике назначается с учетом контактной податливости опор вкладыша. При жесткости опор примерно 150...200 Н/мм возможна установка монтажного диаметрального зазора порядка 0,001...0,002 мм, необходимый рабочий зазор порядка  $\Delta = 0,01...0,02$  мм установится самопроизвольно при спуске шпинделя за счет упругого контактного деформирования опор.

В подшипниках, работающих с высокими скоростями скольжения (больше 15 м/с), величина  $h_0$ , а с ней и толщина несущего масляного слоя выбираются исходя из того, чтобы температура несущего слоя не превосходила некоторой предельной величины, при которой масло теряет свои смазочные свойства.

Расчет гидродинамических подшипников основан на гидродинамической теории смазки, согласно которой минимальная толщина  $h_{\min}$  масляного слоя и положение вала в опоре определяются безразмерной характеристикой режима:

$$\lambda = \omega \mu / P,$$

где  $\omega$  – угловая скорость вала, с;

$\mu$  – коэффициент динамической вязкости масла, мПа·с;

$P$  – давление, мПа.

Крайние положения вала в подшипнике определяются значениями параметров:  $\lambda = 0$  (при  $\omega = 0$  или  $P = \infty$ , когда вал лежит на втулке) и  $h_{\min} = 0$ ;  $\lambda = \infty$  (при  $\omega = \infty$  или  $P = 0$ , когда вал занимает во втулке центральное положение) и  $h_{\min} = \Delta/2$ .

## 5.1 Расчет гидродинамических опор

### 5.1.1 Расчет нагрузочной способности.

Нагрузочную способность многоклиновых радиальных гидродинамических подшипников определяют путем условий замены сегмента плоской опорой. Нагрузочную способность  $H$  одного сегмента при центральном положении оси шпинделя определяют по формуле

$$P_0 = 5 \cdot 10^{-6} \cdot \mu \cdot n \cdot D \cdot B^2 \cdot L \cdot C_L / \Delta^2,$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Па·с (таблица 5.1);

$n$  – частота вращения шпинделя, об/с;

$D$  – диаметр расточки сегментов, мм;

$\Delta$  – расчетный диаметральный зазор, мм.

Таблица 5.1 – Значения динамического коэффициента  $\mu$  вязкости масла марки Л (велосит) при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	30	40	50	60	70	80	90	100	110
$\mu$	0,0079	0,0058	0,0045	0,0036	0,0029	0,0024	0,02	0,0017	0,0013



$$C_L = 1,25(1 + B^2/L^2).$$

Под действием результирующей силы  $P$  шпиндель смещается из начального положения на « $e$ » миллиметров и его новое положение характеризуется относительным эксцентриситетом  $E = 2e/\Delta$ . Если результирующая сила внешних сил направлена по оси опоры сегмента, нагрузочная способность:

– трехсегментного подшипника

$$P = P_0 [1/(1 - E)^2 - 1/(1 + 0,5E)^2];$$

– четырехсегментного подшипника

$$P = P_0 [1/(1 - E)^2 - 1/(1 + E)^2].$$

Когда результирующая сила направлена сегментами, нагрузочная способность:

– трехсегментного подшипника

$$P = P_0 [1/(1 - 0,5E)^2 - 1/(1 + E)^2];$$

– четырехсегментного подшипника

$$P = P_0 [1,4/(1 - 0,7E)^2 - 1/(1 + 0,7E)^2].$$

Нагрузочная способность подшипника должна быть больше максимальной радиальной нагрузки на опору.

*5.1.2 Расчет суммарной жесткости.* Жесткость гидродинамических подшипников зависит не только (и не столько) от жесткости масляного слоя, но и от жесткости сегментов, их опор и других элементов и сопряжений конструкции подшипника.

Суммарная жесткость гидродинамической опоры

$$1/j = 1/j_m + 1/j_c, \quad j = j_m \cdot j_c / (j_m + j_c),$$

где  $j_m$  – жесткость масляного слоя, Н/мм;

$j_c$  – жесткость стыка сегмента и корпуса подшипника, Н/мм.

$$j_m = P / e; \quad j_c = P / (1000 \cdot e),$$

где  $e$  – абсолютный эксцентриситет, мм.

Для подшипников с сегментами на сферических опорах (ЛОН-34) значение  $j_c$  зависит от контактной жесткости сферической опорной пяты сегмента и винта:

$$j_c = 0,625 \cdot d_c^2 / K_c;$$

$$j_o = 0,625 \cdot d^2 / K_c,$$



где  $d_c$  – диаметр опорной полусферы, мм;

$K_c$  – коэффициент контактной податливости (для притертых поверхностей  $K_c = 0,5$  (мм<sup>2</sup> · мкм)/Н).

Жесткость сферической пяты в таких подшипниках существенно ниже жесткости масляного слоя и не превышает  $(25...35) \cdot 10^4$  Н/мм. Основным путем повышения суммарной жесткости подшипников является повышение жесткости контакта сегментов с опорными поверхностями винтов, что достигается увеличением радиуса сфер и повышением качества притирки сопрягаемых поверхностей.

Жесткость  $j_c$  упругого основания сегмента, установленного на упругих перемычках, определяется жесткостью  $j_n$  ножки сегмента, жесткостью стенок  $j_{cn}$  упругого основания и контактной жесткостью  $j_{oc}$  стыка упругого основания подшипника с корпусом шпиндельной бабки:

$$1/j_c = 1/j_n + 1/j_{cn} + 1/j_{oc};$$

$$j_n = E \cdot a^2 / l_n;$$

$$j_{cn} = 4E(a + l_a \cdot \sin\beta/b) \cdot (l_a \cdot \cos\beta);$$

$$j_{oc} = 2C_1C_2 / K_{oc},$$

где  $K_{oc}$  – коэффициент контактной податливости, принимают  $K_{oc} = 0,75$  мм<sup>2</sup>;

$E$  – модуль упругости, Н/мм<sup>2</sup>.

Величины  $l_n$ ,  $l_a$ ,  $b$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $\beta$  показаны на рисунке 5.3.

В таблице 5.2 приведены значения коэффициента  $B$ .

Конструкция гидродинамического подшипника ЛОН-58 приведена на рисунке 5.4. Основные размеры сегментов и подшипников указаны в таблицах 5.3 и 5.4.

Таблица 5.2 – Значения коэффициента  $B$ , учитывающего теплофизические константы масла марки Л (велосит) при различных температурах

$t, ^\circ\text{C}$	30	40	50	60	70	80	90	100	110
$B_1$	1,52	1,57	1,62	1,66	1,71	1,73	1,76	1,8	1,86



Таблица 5.3 – Основные исполнительные размеры сегментов подшипников типа ЛОН-34

В миллиметрах

Вариант	$D$	$D_2$	$L$	$B$	$d_c$	$d_1$	$h_1$	$h_2$	$\Delta$
1	30	53	22	16	10	12	1	4,5	0,01
2	35	58	25	20	14	18	2	7	
3	40	68	30	22					
4	45	73	35	24					
5	50	83	38	26					
6	55	88	42	29					
7	60	93	45	32					
8	65	103	50	34					
9	70	108	55	36	20	24	2	9	0,025
10	75	113	58	39					
11	80	118	62	42					
12	90	133	70	48	26	30	2,5	12,5	0,02
13	100	148	75	52					0,025
14	110	158	80	58					0,03
15	120	168	90	62					0,03
16	130	183	100	68	30	35	3	15	0,03
17	140	198	110	78					0,03
18	150	208	115	80					0,04

Примечание –  $\Delta$  – рабочий диаметральный зазор, мм;  $d_c$  – диаметр опорной сферы, мм

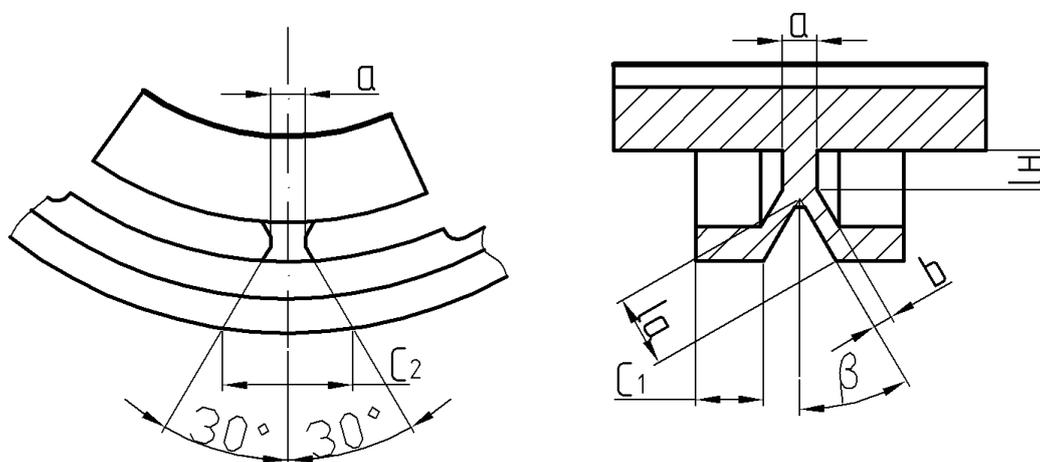


Рисунок 5.3 – Схема к расчету жесткости подшипника ЛОН-58

Таблица 5.4 – Основные размеры трехклиновых гидродинамических подшипников (типа ЛОН-58 ЭНИМС)

Номер варианта	$d$	$D$	$d_1$	$d_2$	$d_3$	$d_5$	$L$	$L_1$	$a$	$b$	$c$	$e$	$\Delta$
1	30	62	58	54	42	48	22	16	3	2	4,3	5,5	0,01
													0,02
2	40	80	74	70	56	64	30	20	3,5	2,5	5,3	6,5	0,01
													0,02
3	50	90	84	80	68	76	38	26	4,5	3	7,3	9	0,01
													0,02
4	55	100	94	90	75	85	42	30	4,5	3	8,3	10	0,01
													0,02
5	60	110	102	96	80	90	45	32	5	3,5	9,3	11	0,01
													0,02
6	65	120	110	102	85	95	48	36	5	3,5	11,3	12,5	0,02
													0,02
													5
7	70	125	115	110	94	104	52	40	6	4	12,8	14,5	0,02
													0,02
													5
8	75	130	120	115	100	110	56	42	6	4	14,5	16,2	0,02
													0,02
													5
9	80	140	130	124	106	118	60	45	7	4	15,3	17	0,02
													0,02
													5
10	100	180	166	158	135	151	75	52	7	4,5	17,8	19	0,02
													0,03

Примечание –  $\Delta$  – рабочий диаметральный зазор, мм



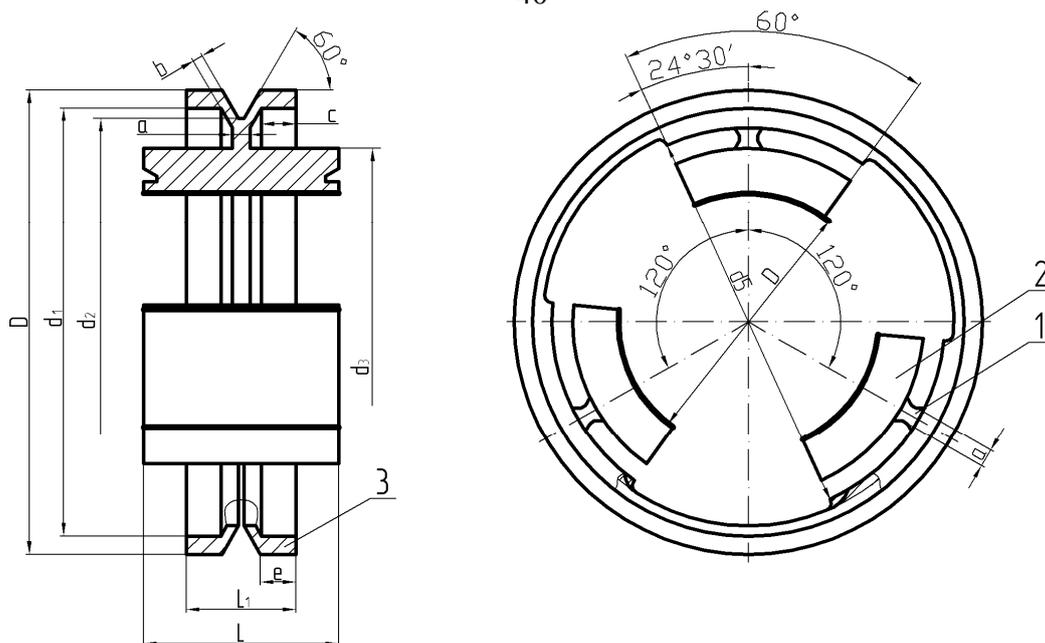


Рисунок 5.4 – Гидродинамический подшипник ЛОН-58

Исходные данные для расчета гидродинамических подшипников жидкостного трения выдаются преподавателем на практическом занятии.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Назначение гидродинамических подшипников жидкостного трения.
- 2 Основные требования, предъявляемые к гидродинамическим подшипникам.
- 3 Как осуществляется расчет гидродинамических подшипников жидкостного трения?

## **6 Расчет направляющих смешанного трения**

В результате расчета находят размеры направляющих, удовлетворяющих критериям износостойкости и жесткости.

Для обеспечения износостойкости размеры направляющих выбирают такими, чтобы максимальные давления на их рабочих поверхностях были ниже допустимых. Для обеспечения жесткости ограничивают контактные деформации на рабочих поверхностях.

При расчетах приняты следующие допущения. Предполагаем, что по длине направляющих давление в контакте изменяется линейно, а по ширине остается постоянным.

Рассмотрим методику расчета направляющих на износостойкость применительно к прямоугольным направляющим.

Составляем расчетную схему (рисунок 6.1). Ширина рабочих граней обозначена буквами  $a$ ,  $b$ ,  $c$ , мм. Расстояние между серединами граней –  $e$ . Длина стола –  $l$ . Начало координат  $O$  выбрано так, чтобы ось  $Z$  делила пополам ширину  $a$  направляющей и длину стола  $l$ .

В момент, когда производится резание, стол нагружен следующими силами: тяговой силой  $Q$ ; силой тяжести  $G$  подвижных частей; составляющими усилия резания  $P_x, P_y, P_z$ ; реакциями  $A, B, C$  рабочих граней направляющих; силой трения в направляющих  $T_1, T_2, T_3$  ( $T_1 = f \cdot A$ ;  $T_2 = f \cdot B$ ;  $T_3 = f \cdot C$ , где  $f$  – коэффициент трения).

Составляем уравнения равновесия подвижного узла:

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

$$\sum Y = 0; \quad P_y - B = 0;$$

$$\sum Z = 0; \quad -P_z - G + A + C = 0;$$

$$\sum M_x = 0; \quad P_y \cdot z_p + P_z \cdot y_p + G \cdot y_g - C \cdot e = 0;$$

$$\sum M_y = 0; \quad P_z \cdot x_p + P_y \cdot x_p + G \cdot x_g - Q \cdot z_q - A \cdot x_A + C \cdot x_C = 0;$$

$$\sum M_z = 0; \quad P_x \cdot y_p + P_y \cdot x_p + Q \cdot (e + y_q) z_q - f \cdot B \cdot a - B \cdot x_B + f \cdot C \cdot e = 0.$$

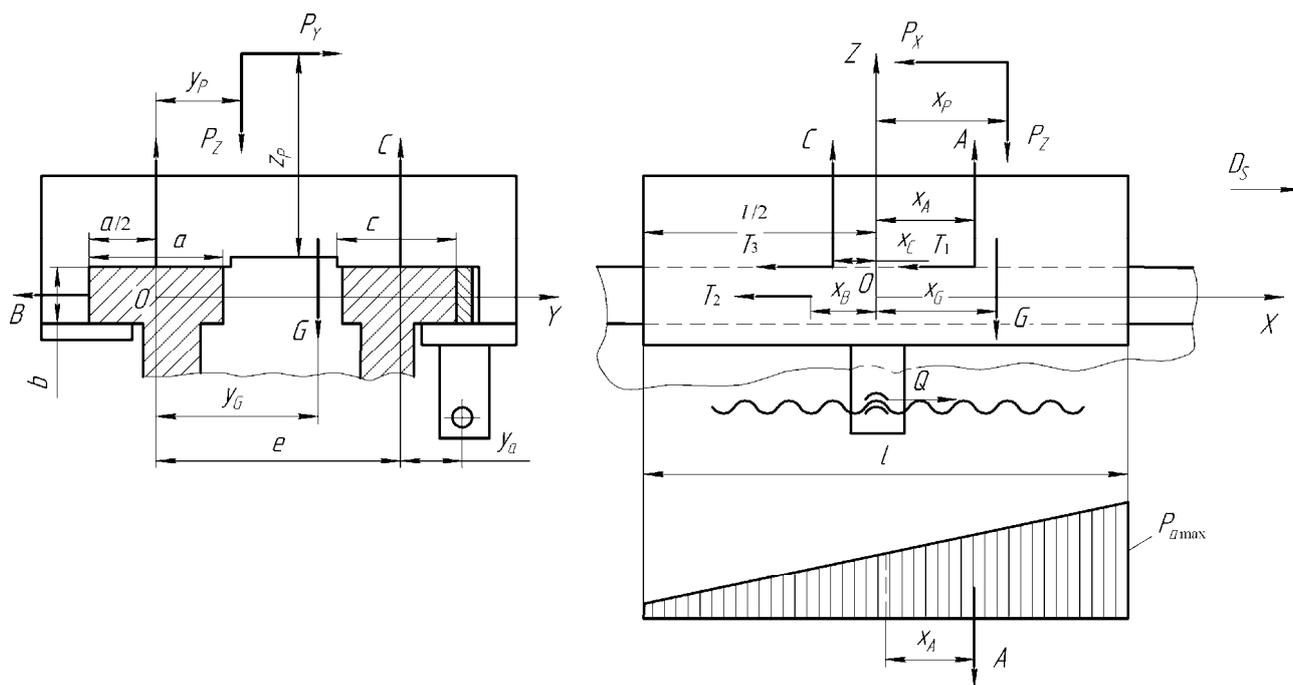


Рисунок 6.1 – Система сил, действующих на направляющую

Из первых четырех уравнений находим реакции граней направляющих и тяговую силу:

$$A = P_z - G + 1/e (P_y \cdot z_p + P_z \cdot y_p + G \cdot y_g); \quad B = P_y;$$

$$C = 1/e (P_y \cdot z_p + P_z \cdot y_p + G \cdot y_g); \quad Q = P_x + f \cdot (P_y + P_z + G).$$

Определяем средние давления на направляющих:

$$p_a = A/(a \cdot l); \quad p_b = B/(b \cdot l); \quad p_c = C/(c \cdot l).$$

Максимальные давления  $p_{a \max}$ ,  $p_{b \max}$ ,  $p_{c \max}$  могут быть определены, исходя из эпюр давления, характер которых связан со значениями координат  $X_A$ ,  $X_B$ ,  $X_C$  равнодействующих реакций. Для их определения используются два последних уравнения равновесия стола и дополнительное уравнение перемещений, являющихся результатом деформирования поверхностей рабочих граней. Это уравнение следует из предположения, что момент внешних сил относительно оси  $Y$

$$M'_Y = P_Z \cdot x_P + P_Y \cdot x_P + G \cdot x_G,$$

равный моменту реакций направляющих относительно той же оси

$$M'_Y = A \cdot x_A - C \cdot x_C,$$

распределяется между направляющими пропорционально их жесткости, которая сама пропорциональна их ширине. Следовательно, уравнение перемещений имеет вид:

$$\frac{A \cdot x_A}{C \cdot x_C} = \frac{a}{c}.$$

Из приведенных уравнений находим координаты  $x_A$ ,  $x_B$ ,  $x_C$ . По их значениям можно судить о характере эпюр давления на направляющих.

Например, при  $x_A = 0$  соответствующая эпюра представляет собой прямоугольник, при  $x_A = 1/6$  – треугольник, при  $0 < x_A < 1/6$  – трапецию. Когда  $x_A > 1/6$ , рабочая грань направляющей нагружена не на всей длине, а нагрузка действует на нижнюю планку.

Максимальные давления на направляющих определяют по зависимостям:

$$p_{a \max} = \frac{A}{a \cdot l} \left( 1 + \frac{6 \cdot x_A}{l} \right);$$

$$p_{b \max} = \frac{B}{b \cdot l} \left( 1 + \frac{6 \cdot x_B}{l} \right);$$

$$p_{c \max} = \frac{C}{c \cdot l} \left( 1 + \frac{6 \cdot x_C}{l} \right).$$

Считается, что износостойкость направляющих будет достаточной, когда при малой скорости скольжения максимальное давление не выше 2,5...3 МПа, при большой скорости – не выше 1...1,2 МПа. Допустимое среднее давление равно половине допустимого максимального, а для направляющих прецизионных и тяжелых станков – 0,1...0,2 МПа.



Исходные данные для расчета направляющих смешанного трения выдаются преподавателем на практическом занятии.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Конструкция направляющих смешанного трения. Основные параметры.
- 2 Основные параметры направляющих смешанного трения.
- 3 Основные требования, предъявляемые к направляющим смешанного трения.
- 4 Как осуществляется расчет направляющих смешанного трения?

### **7 Расчет направляющих качения без циркуляции тел качения**

Направляющие без циркуляции тел качения применяются при небольшой длине хода узла (до 1 мм). В конструкциях направляющих качения используются поверхности тех же форм, что и в направляющих скольжения (рисунок 7.1).

При увеличении диаметра шариков давление в контакте уменьшается, жесткость и износостойкость направляющих возрастают. С увеличением диаметра роликов жесткость не изменяется, но износостойкость улучшается, поэтому рекомендуется применять тела качения большого диаметра (8...10 мм).

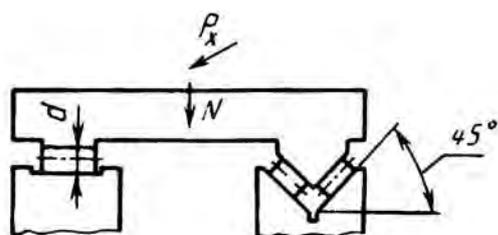
С увеличением числа тел качения  $z$  снижается нагрузка на одно тело, повышается жесткость направляющих. Равномерность нагружения шариков считается удовлетворительной, если начальная нагрузка на один шарик диаметра  $d$  (от силы тяжести  $Q$  подвижного узла) составляет  $9,5\sqrt{d}$ . Ролики нагружены относительно равномерно, если нагрузка на единицу их длины не менее 4 Н/мм, т. е.

$$z_{\text{ш}} \leq \frac{G}{9,5\sqrt{d}};$$

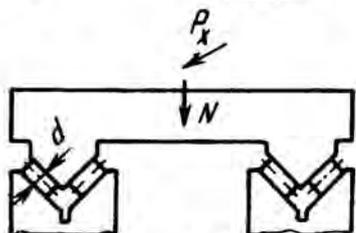
$$z_{\text{р}} \leq \frac{G}{4b},$$

где  $G$  – сила тяжести, Н;  
 $d$  – диаметр шарика, мм;  
 $b$  – длина ролика, мм.

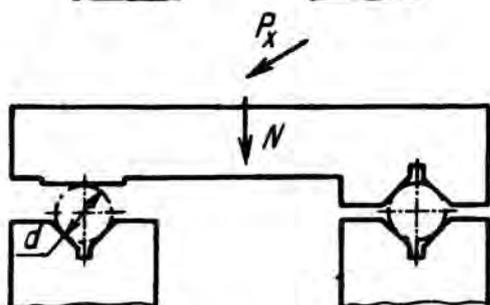




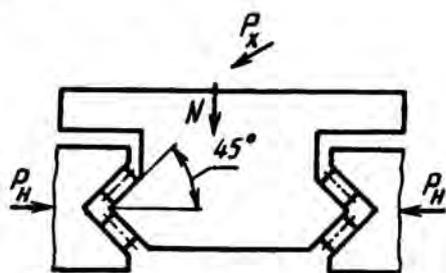
$$Q = P_x + 3T_0 + \frac{3f_k}{d} N$$



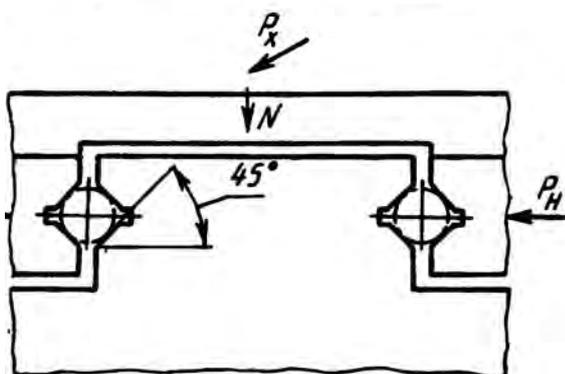
$$Q = P_x + 4T_0 + \frac{2,8f_k}{d} N$$



$$Q = P_x + 2T_0 + \frac{3f_k}{d} N$$



$$Q = P_x + 4T_0 + \frac{5,6P_H f_k}{d} N$$



$$Q = P_x + 2T_0 + \frac{5,6P_H f_k}{d} N$$

Рисунок 7.1 – Значение тяговой силы для различных схем направляющих

В то же время число тел качения в одном ряду должно быть больше 12...16, т. к. при меньшем их количестве точность движения по направляющим снижается.

После разработки конструкции производится проверочный расчет. Для определения наибольшей нагрузки на тело качения направляющие качения условно заменяют направляющими скольжения и по методике, применяемой

при расчете направляющих скольжения, строят эпюру давления в контакте. Наибольшая нагрузка:

– на шарик:

$$P_{ш} = d \cdot t \cdot P_{\max};$$

– на ролик:

$$P_p = b \cdot t \cdot P_{\max},$$

где  $d$  – диаметр шарика;

$t$  – шаг расположения шариков или роликов;

$P_{\max}$  – максимальное давление в контакте;

$b$  – длина ролика.

Допускаемая по контактным напряжениям нагрузка

– на шарик:

$$P_{\delta ш} = k \cdot d^2;$$

– на ролик:

$$P_{\delta p} = k \cdot b \cdot d,$$

где  $k$  – условное напряжение (таблица 7.1), Н/см.

Таблица 7.1 – Условные напряжения для направляющих качения

Тела качения	Условное напряжение $k$ , Н/см	
	Для стальных закаленных направляющих (60... 62 HRC)	Для чугунных направляющих (200 НВ)
Шарики	6	0,2
Ролики:		
короткие	200	20
длинные	150	15

Упругие перемещения в направляющих качения определяют с учетом зависимостей, описывающих контактные деформации при применении шариков и роликов:

$$\delta_{ш} = C_{ш} \cdot P_{ш};$$

$$\delta_p = C_p \cdot q,$$



где  $C_{ш}$  и  $C_p$  – коэффициенты податливости;

$P_{ш}$  – нагрузка на шарик;

$q$  – погонная нагрузка ( $q = P/b$ ).

Тяговая сила в приводе подачи станка с направляющими качения определяется по зависимости

$$Q = P_x + n \cdot T_0 + \sum_{i=1}^n \frac{f_k}{r_i} P_i,$$

где  $P_x$  – составляющая силы резания, Н;

$n$  – число граней направляющих;

$T_0$  – начальная сила трения на одной грани направляющих (при отсутствии внешней нагрузки);  $T_0 = 4 \dots 5$  Н;

$f_k$  – коэффициент трения качения (для направляющих из стали  $f_k = 0,001$  см; для направляющих из чугуна  $f_k = 0,0025$  см);

$r_i$  – радиус тел качения, контактирующих с  $i$ -й гранью направляющих, см;

$P_i$  – реакция  $i$ -й грани, Н.

Тяговую силу можно определить по упрощенным зависимостям с учетом только нормальных сил, приложенных в плоскости симметрии, силы  $P_x$  и силы предварительного натяга  $P_H$  (см. рисунок 7.1). При этом

$$N = P_Z + G_1 + G_2,$$

где  $P_Z$  – составляющая силы резания, Н;

$G_1$  – сила тяжести стола, Н;

$G_2$  – сила тяжести изделия, Н.

Исходные данные для расчета направляющих качения без циркуляции тел качения выдаются преподавателем на практическом занятии.

### **Контрольные вопросы**

1 Конструкция направляющих качения без циркуляции тел качения.

2 Основные параметры направляющих качения без циркуляции тел качения.

3 Основные требования, предъявляемые к направляющим качения без циркуляции тел качения.

4 Как осуществляется расчет направляющих качения без циркуляции тел качения?



## Список литературы

- 1 ГОСТ 18097–96. Станки токарно-винторезные и токарные. Основные размеры. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1996. – 23 с.
- 2 ГОСТ 17–70. Станки токарно-револьверные. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1970. – 31 с.
- 3 ГОСТ 25–90. Станки внутришлифовальные. Основные параметры и размеры. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1990. – 16 с.
- 4 ГОСТ 26–75. Станки долбежные. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1975. – 15 с.
- 5 ГОСТ 27–88. Станки плоскошлифовальные с круглым выдвижным столом и вертикальным столом и вертикальным шпинделем. Основные размеры. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1988. – 14 с.
- 6 ГОСТ 35–85. Станки продольно-строгальные. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1985. – 12 с.
- 7 ГОСТ 43–85. Автоматы токарные многошпиндельные горизонтальные прутковые. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1985. – 14 с.
- 8 ГОСТ 44–93. Станки токарно-карусельные. Основные размеры. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1993. – 40 с.
- 9 ГОСТ 273–90. Станки плоскошлифовальные с крестовым столом. Основные размеры. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1990. – 19 с.
- 10 ГОСТ 370–93. Станки вертикально-сверлильные. Основные размеры. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1993. – 19 с.
- 11 ГОСТ 594–82. Станки отделочно-расточные вертикальные. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1982. – 8 с.
- 12 ГОСТ 658–89. Станки зубодолбежные вертикальные для цилиндрических колес. Основные параметры и размеры. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 15 с.
- 13 ГОСТ 659–89. Станки зубофрезерные вертикальные для цилиндрических колес. Основные параметры и размеры. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1989. – 15 с.
- 14 ГОСТ 1797–78. Станки резьбофрезерные. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 19 с.
- 15 ГОСТ 2041–78. Станки хонинговальные и притирочные вертикальные. Нормы точности. – Москва: Изд-во стандартов, 1978. – 7 с.
- 16 ГОСТ 6819–84. Полуавтоматы токарные многошпиндельные горизонтальные пантронные. Нормы точности и жесткости. – Москва: Изд-во стандартов, 1984. – 13 с.

