

**Министерство образования, науки Кыргызской Республики**

**Кыргызский Государственный Технический Университет  
им. И. Раззакова**

**Кафедра «Автоматизация и робототехника»**

**ОБОРУДОВАНИЕ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

**МЕТОДИЧЕСКОЕ УКАЗАНИЕ К ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЕ «РАСЧЕТ  
И ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ. РАЗБОРКА И СБОРКА ШАРИКО-  
ВИНТОВОЙ ПАРЫ ПРИМЕНЯЕМЫХ НА СТАНКАХ ЧПУ » ДЛЯ  
СТУДЕНТОВ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ ВСЕХ  
ФОРМ ОБУЧЕНИЯ.**

**Бишкек 2008**

Рассмотрено  
на заседании кафедры  
«Автоматизация и Робототехника»  
Прот. № 7 от 17.03.2008г.

Рекомендовано  
Методическим советом  
ФТиМ  
Прот. № \_\_ от \_\_\_\_\_ 2008г.

УДК 621.90

Составитель к.т.н., доц. МАСИТОВ А.М.

Оборудование машиностроительного производства.  
Методическое указание к лабораторной работе «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары применяемых на станках ЧПУ» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения. /Кырг. гос. техн. ун-т; к.т.н., доц. А.М. Маситов. 18 с. Бишкек – 2008

Содержится методическое указание по расчету и выбору различных типов подшипников применяемых на станках.

Предназначены для студентов всех форм обучения машиностроительных специальностей.

Табл.7. Рис.8. Библиогр.14 названий

Рецензент: к.т.н., доц. Самсалиев А.А.

## **Лабораторная работа**

Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары применяемых на станках ЧПУ.

### **Цель работы**

1. Изучить существующих конструкций шарико и роликоподшипников, применяемых в оборудовании машиностроительного производства.
2. Изучить шарико-винтовые пары применяемых на станках ЧПУ.
3. Научить студентов разборку и сборку шарико-винтовой пары (ШВП).
4. Научить студентов правильно выбрать нужную конструкцию подшипников.

### **Порядок выполнения работы.**

1. Изучить конструкцию существующих подшипников применяемых в оборудовании машиностроительного производства (набор подшипников имеются).
2. Изучить конструкцию шарико-винтовой пары. По указанию лаборанта произвести разборку и сборку ШВП. Произвести эскизирование отдельных деталей.
3. Представить отчет по расчету подшипников из предыдущей работы по расчету коробки скоростей по указанию преподавателя.

### **Содержание работы.**

1. Название лабораторной работы и ее цель.
2. Отчеты по расчету подшипников в письменном виде.
3. Представить эскизы деталей выполненных по этой работе.

## Конструирование опор шпинделя

Шпиндельные узлы с подшипниками качения должны быть спроектированы так, чтобы точность, жесткость подшипников не снижались после регулирования величины зазора в подшипниках и чтобы получение заданной точности достигалось наиболее простым и надежными способом.

При разработке шпиндельных узлов необходимо учесть следующие моменты:

- конструкция опор должна обеспечивать регулировку в них зазоров – натягом:

- при совместной установке в одной опоре радиальных и упорных подшипников желательно раздельная регулировка натягов подшипников.

В зависимости от вида подшипников существует два способа регулирования зазоров – натягов: деформированием внутренней обоймы с коническим отверстием, насаженным на коническую шейку, или взаимным сближением обойм упорных, радиально-упорных или упорно-радиальных подшипников.

Из шпиндельных подшипников коническое отверстие во внутренней обойме имеет радиальные двухрядные подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии 3182100.

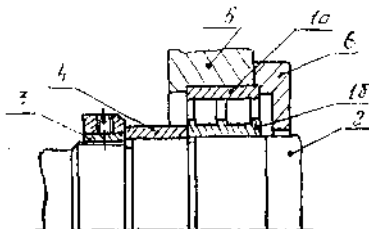


Рис.1. Подшипник двухрядный роликовый

Наружная обойма 1а (рис.1) у подшипника имеет гладкую цилиндрическую поверхность качения, поэтому возможно ее осевое смещение относительно остальной части 1б подшипника. Внутренняя обойма подшипника коническим отверстием с конусностью  $\Delta$  1:12 насаживается на коническую шейку шпинделя 2. Гайка 3, навинчиваясь на резьбу на шпинделе через шлифованное по торцам кольцо 4 базирующееся по цилиндрической шейке, напрессовывают подшипник на коническую шейку шпинделя, в результате чего внутреннее кольцо подшипника, деформируясь, вызывает уменьшение зазора между телами качения и обоймами, а впоследствии и создание предварительного натяга. Кольцо 4 призвано равномерно прижимать подшипник, нейтрализовать перекосы, вызываемые резьбой в гайке 3.

Предварительный натяг в подшипниках является необходимым условием нормальной работы шпиндельных узлов с целью обеспечения их

достаточной жесткости и виброустойчивости.

При использовании упорных, радиально-упорных и упорно-радиальных подшипников создание предварительного натяга требует применения пары подшипников, повернутых в противоположные стороны (рис.2).

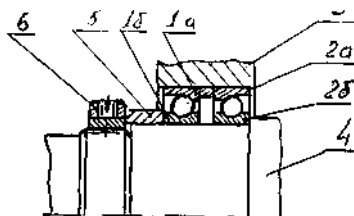


Рис.2. Подшипник однорядной шариковый

Наружная обойма 1а радиально-упорного левого подшипника правым торцом упирается в выступ корпуса 3, в который справа левым торцом упирается наружное кольцо 2а правого подшипника. Таким образом исключается перемещение подшипников относительно корпуса. Правый торец внутренней обоймы 1б левого подшипника упирается в кольцо 5, поджимаемое гайкой 6. величина закручивания гайки 6 определяет сближение внутренних обойм подшипников, следствием чего является уменьшение зазора в подшипниках, а при дальнейшем сближении и создание предварительного натяга. Для того чтобы установленный натяг не нарушался вследствие самоотвинчивания гайки от вибраций, гайка снабжается устройством стопорения.

Рассмотренный подшипниковый узел можно воспринимать как радиальные, так и осевые нагрузки. В некоторых конструктивных вариантах шпиндельных узлов в передней опоре устанавливаются и двухрядные радиальные и радиально-упорные (упорные) подшипники (см. табл. 2, схемы 1.3.4). В этом случае необходимо добиваться раздельного восприятия подшипниками радиальных и осевых нагрузок. Это может быть обеспечено посадкой радиально-упорных подшипников с гарантированным зазором одного из колец (см. рис. 3).

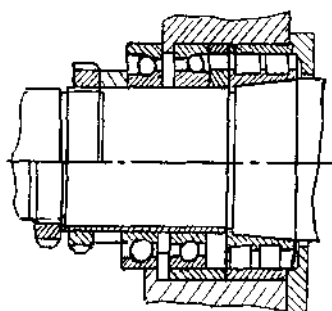


Рис.3. применение радиальных и радиально-упорных подшипников

Регулирование натягов одной гайкой для радиального и радиально-

упорного подшипников создает сложности по их регулированию (см. вариант выше оси на рис.3.). Более предпочтительным является раздельное регулирование натягов (см. вариант ниже оси).

### Определение радиальной жесткости опор

Радиальная податливость опор оказывает существенное влияние на жесткость шпиндельного узла составляя до 40-60% от суммарной податливости всего узла. Поэтому учет податливости опор обязателен при расчете шпиндельных узлов на жесткость.

Упругие смещения ( $\delta_r$ ) в опорах качения складываются из упругих смещений тел качения и колец ( $\delta'_r$ ) и контактных деформаций в стыках поверхностей колец со шпинделем и корпусом ( $\delta''_r$ ):

При ориентировочных расчетах упругие смещения тел качения и колес определяются зависимостью:

$$\delta'_r = K_1 * P^a; \text{ мм:} \quad (1)$$

где р- нагрузка в кг, а значение коэффициента  $k_1$  и показателя степени а для подшипников различных типов даны в табл.1.

Таким образом может быть определена податливость собственно подшипника при беззазорной его установке. Поэтому при установке подшипника с зазором или натягом расчет упругого сближения тел качения и колец для подшипников типа 3182100 и 4162800 применима следующая методика:

### Коэффициенты зависящие от типа подшипников

Таблица1

Тип подшипника	$K_1$	а
Радиальные шарикоподшипники	$(0,7-0,002) \cdot 10^{-3}$	$\frac{2}{3}$
Конические роликоподшипники нормальной (по ширине) серии	$\frac{0,52}{d} \cdot 10^{-3}$	1,0
Двухрядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами	$\frac{0,40}{d} \cdot 10^{-3}$	1,0
Однорядные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами нормальной (по ширине) серии	$\frac{0,85}{d} \cdot 10^{-3}$	1,0

d – диаметр отверстия в мм  
 коэффициенты подобраны из условия оптимального соответствия при средних нагрузках, т.е. нагрузках, близких к допустимым при средних числах оборотов. При очень малых нагрузках коэффициенты следует увеличивать в 1,5 раза.

- в зависимости от диаметра отверстия подшипника (d) и величины

нагрузок (P) по графику на рис.4. определяется сближение колец при нулевом зазоре. Для этого соединяются прямой точкой, соответствующая нагрузке на левой шкале, с точкой, соответствующей диаметру на правой шкале. Точка пересечения этой прямой со шкалой соответствующего типа подшипников дает величину сближения колец ( $\delta_{r0}$ ) в мкм;

- определяют величину относительного зазора-натяга, где  $e$  – величина зазора (+) или натяга (-);
- определяют коэффициенты податливости  $K_\delta$  по графику рис.5.;
- вычисляют общую податливость подшипника:

$$\delta'_r = K_\delta \cdot \delta_{r0}; \quad (2)$$

Приведенная последовательность расчета целесообразна при заданной величине предварительного натяга. Если же величина предварительного натяга не задана, то целесообразней, исходя из анализа график рис.5., задаться коэффициентом податливости  $K_\delta$ , а по нему определить и величину предварительного натяга и податливость подшипника.

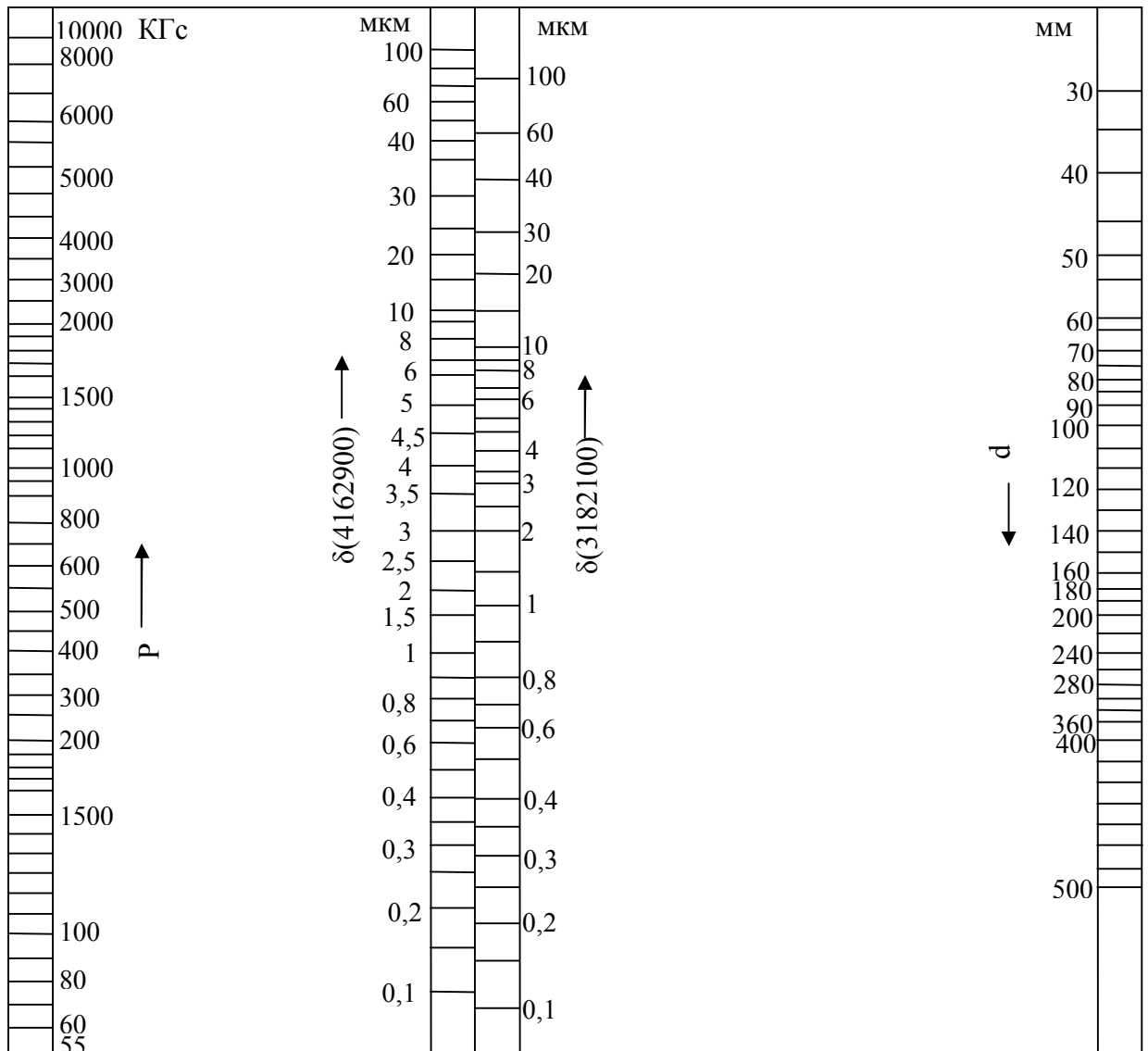


Рис. 4. График для определения радиальной податливости беззазорных

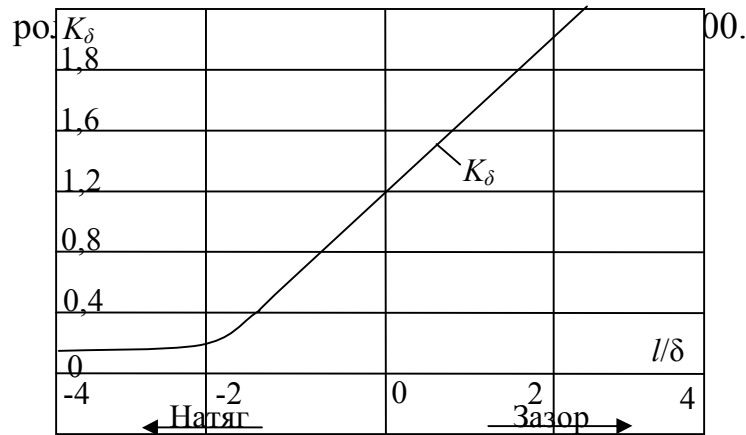


Рис.5. График для определения коэффициента податливости подшипников типа 3182100 и 4162800.

Контактные деформации на поверхности посадки колец подшипников при умеренных нагрузках определяются по формуле

$$\delta_{\Gamma}'' = \frac{4 \cdot P \cdot K_2}{\pi \cdot d \cdot b} \cdot \left( 1 + \frac{d}{D} \right); \text{ мм}, \quad (3)$$

где  $d$ ,  $D$  – внутренний и наружный диаметры подшипников в мм;  $b$  – ширина подшипников в мм;  $P$  – нагрузка на подшипник в кГ;  $K_2$  – коэффициент податливости стыков.

$$K_2 = 0,005 - 0,023 \text{ мм}^3/\text{кГс}. \quad (4)$$

Меньшие значения  $K_2$  будут при больших точностях, больших натягах подшипников в посадочных поверхностях и при установке внутреннего кольца на конус.

Общая радиальная жесткость опоры, которая используется при проверочном расчете шпиндельного узла на жесткость (см. ниже), определяется по формуле:

$$j = \frac{P}{\delta_{\Gamma}' + \delta_{\Gamma}''}; \text{ кГс/мм (или Н/мм)}. \quad (5)$$

Радиальная жесткость опор на радиально-упорных подшипниках с предварительным натягом несколько сложнее и приводится в [5,6].

### Проверочный расчет радиальной жесткости шпиндельного узла

Расчет на радиальную жесткость шпиндельного узла в целом является основным техническим расчетом и заключается в определении упругих перемещений в месте резания (передних колец шпинделя) под действием сил резания и сил на приводных элементах. При этом учитываются как деформации самого шпинделя, так и его опор. Расчетная



схема приведена на рис.6.

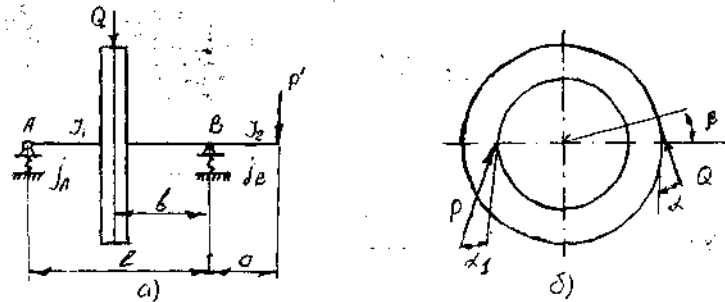


Рис.6. Расчетная схема

При расчете допустимо принять, что сечение шпинделя между опорами постоянно и имеет момент инерции  $J_1$ , а постоянное сечение консоли имеет момент инерции  $J_2$ .

Перемещение переднего конца шпинделя, вызванное силой резания  $P$ , определяется тогда выражением:

$$Y_p = P \cdot \left[ \frac{l \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{l}{j_\beta} \cdot \frac{(1+a)^2 + \frac{j_\beta \cdot a^2}{j_a}}{l^2} \right], \text{ мм}; \quad (6)$$

где  $E$  – модуль упругости первого рода материала шпинделя, а остальные параметры указаны на рис. 6а.

Перемещение переднего конца шпинделя, вызванное силой зацепления  $Q$  на приводной шестерне определится из выражения:

$$Y_Q = Q \cdot \left[ \frac{l}{j_\beta} \cdot \frac{(1+a) \cdot (1-b) \cdot \frac{j_\beta}{j_a} \cdot a \cdot b}{l^2} - \frac{a}{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot l} \cdot (b^3 + 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right], \text{ мм},$$

(7)

в общем случае  $P$  и  $Q$  действуют в различных плоскостях, поэтому общее перемещение переднего конца шпинделя в общем случае может определиться выражением:

$$Y = \sqrt{Y_p^2 + Y_Q^2 + 2 \cdot Y_p \cdot Y_Q \cdot \cos \gamma}; \quad (8)$$

где  $\gamma$  – угол между направлениями  $P$  и  $Q$

$$\gamma = \alpha + \alpha_1 + \beta;$$

$\alpha, \alpha_1, \beta$  – расшифрованы на рис. 6 б.

$a$  – угол между вертикалью и вектором силы резания;

$\alpha_1$  – угол зацепления в приводной шестерне;

$\beta$  – координатный угол оси предпоследнего вала привода главного

движения относительно шпинделя.

Анализ выражения (8) показывает, что минимальное общее смещение переднего конца шпинделя при прочих равных условиях обеспечивается при совпадении направленных сил P и Q ( $\gamma=0$ ). Этот вывод может существенно повлиять на пространственную компоновку шпиндельной бабки.

При выполнении условия  $\gamma=0$  полное смещение переднего конца шпинделя определится известным из [8] выражением:

$$Y_p = P \cdot \left[ \frac{l \cdot a^2}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{l}{j_\beta} \cdot \frac{(1+a)^2 + \frac{j_\beta}{j_a}}{l^2} \cdot a^2 + \right. \\ \left. + Q \cdot \left[ \frac{l}{j_\beta} \cdot \frac{(1+a) \cdot (1-b) \cdot \frac{j_\beta}{j_a} \cdot a \cdot b}{l^2} - \frac{a}{6 \cdot E \cdot J_1 \cdot l} \cdot (b^3 + 2 \cdot l^3 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^3) \right] \right], \text{мм} \quad (9)$$

При учете переменности сечения шпинделя трудоемкость расчетов значительно возрастает и такие расчеты возможны, как правило, только на ЭВМ.

### Определение осевой жесткости шпиндельного узла

Осевая жесткость шпиндельных узлов существенно влияет на точность обработки и динамическую устойчивость металлорежущих станков. осевая податливость шпиндельных узлов почти не зависит от собственно шпинделя и целиком определяется осевой жесткостью стенки корпуса шпиндельной бабки.

Расчетное определение осевой жесткости с учетом всех действующих факторов сопряжено со значительной трудоемкостью, поэтому практически приемлемые результаты достижимы при применении ЭВМ и позволяют производить ориентировочную оценку осевой жесткости шпиндельных опор на базе упорных и радиально-упорных подшипников класса точности 4.

Определение осевой жесткости  $j_A$  по рис.7 производится следующим образом:

- по заданной величине предварительного натяга  $A_0$  определяется

значение коэффициента  $\alpha$ :  $\alpha = \frac{A_0}{d}$ ;

- отыскав на оси абсцисс соответствующее значение диаметра

отверстия  $d$ , восстанавливается вертикаль к данной точке;

- от точки пересечения вертикали и линии с соответствующим значением  $\alpha$  проводится горизонталь до оси ординат, по которой считывается значение осевой жесткости  $j_A$ .

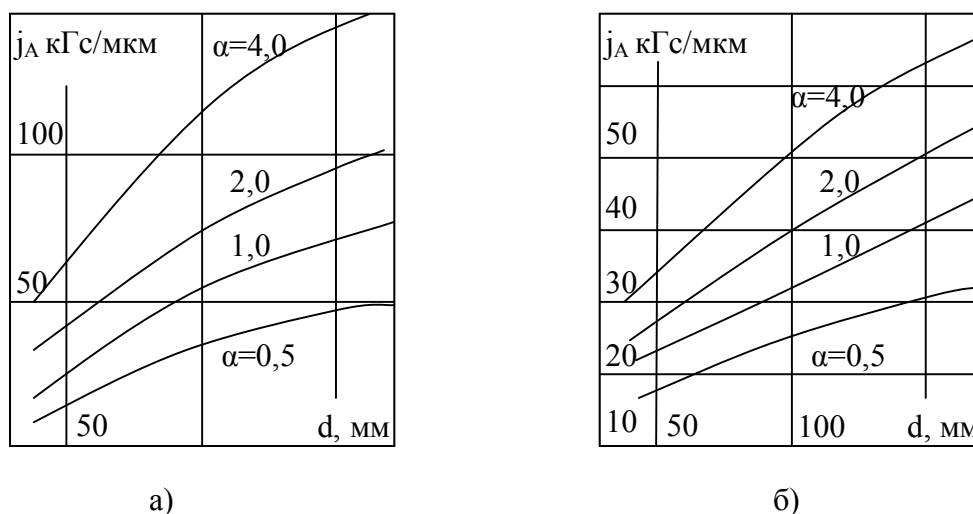


Рис.7. Осевая жесткость  $j_A$  шарикоподшипников:  
 а) – упорных типа 8100; б) – радиально-упорных типа 46100 при предварительном натяге  $A_0 = \alpha \cdot d$ ; Н; где  $d$  – диаметр отверстия подшипника, мм.

Возможно и решение обратной задачи: при заданной осевой жесткости и диаметре отверстия подшипника находится необходимая величина предварительного натяга.

### Подбор подшипников по точности

Точность вращения шпинделей является важнейшей характеристикой шпиндельного узла, в значительной мере определяющей точность обработки деталей на станке. Она зависит от точности изготовления подшипников и сопряженных с подшипниками деталей шпиндельного узла, от качества монтажа, от регулировки подшипников и от частоты вращения шпинделя.

Влияние биения переднего и заднего конца шпинделя неодинаково. Из геометрических параметров легко выводится степень влияния каждой опоры (см. рис.7).

$$\frac{\Delta_2 + \Delta}{\Delta_2 + \Delta_1} = \frac{l + a}{l}; \text{ или } \Delta = \Delta_1 + \frac{a}{l} \cdot (\Delta_1 + \Delta_2) \quad (10)$$

$$\Delta = \left( l + \frac{a}{l} \right) \cdot \Delta_1 + \frac{a}{l} \cdot \Delta_2$$

Выражение (10) получено при условии, что в расчет приняты биение опор в целом, а не подшипников в отдельности, и что эксцентриситеты в

опорах направлены в разные стороны. Если гарантировано обеспечить одинаковое направление эксцентриситетов в опорах, можно обеспечить существенно меньшее биение переднего конца шпинделя. При учете биений каждого подшипника выражение (10) преобразуется в вид более удобный для практического использования:

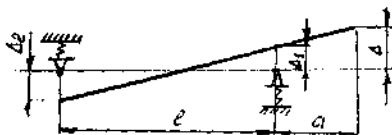


Рис.8. Расчет подшипника по точности

$$\Delta = 1,5 \left[ \frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} \pm \frac{a}{l} \left( \frac{\Delta_1}{\sqrt{m_1}} \pm \frac{\Delta_2}{\sqrt{m_2}} \right) \right] \quad (11)$$

где  $\Delta_1$  – радиальное биение подшипников передней опоры;

$\Delta_2$  – радиальное биение подшипников задней опоры;

$m_1$  – число подшипников в передней опоре;

$m_2$  – число подшипников в задней опоре;

Однозначное решение уравнения (5) без дополнительных ограничений невозможно. Роль таких ограничений играют рекомендации по применению подшипников в шпиндельных узлах, приведенные в табл. 2.

### Рекомендуемый класс точности радиальных подшипников качения для шпиндельных узлов

Таблица 2

Класс точности станка	Класс точности подшипников		
	Передняя опора	Задняя опора	Упорных
Н	4-5	5	5
П	4	5	5
В	4	4	4
А	2	2	4
С	2	2	2

ПРИМЕЧАНИЕ: технические характеристики и допуски на параметры подшипников см [14]

Расчет подшипников на точность можно производить в следующей последовательности:

- по табл.1. определить допустимое биение переднего конца шпинделя;

- по (5) определить расчетное биение переднего конца шпинделя и сравнить его с допуском;

- если биение окажется больше допускаемого, принять более высокий класс подшипников или предусмотреть конструктивные меры.

### Расчет долговечности подшипников

Долговечность подшипника качения – это продолжительность его работы в часах или числе совершенных оборотов до тех пор, пока правильно выбранный и обеспеченный необходимым уходом подшипник безупречно выполняет все функции, соответствующие его назначению.

Определение долговечности подшипников шпиндельных узлов в настоящее время возможно лишь крайне приближенно и сводится к оценке долговечности подшипника по усталости и по износу, а также по сроку службы подшипника. Наименьшая из полученных величин является долговечностью опоры шпиндельного узла.

Консистентная смазка в шпиндельных узлах станков применяется крайне редко, причем преимущественно для шпинделей с вертикальной осью вращения. Для таких шпинделей, как правило, наименьшую величину дает срок службы шпиндельного узла.

С другой стороны, обеспечению качественной смазки шпиндельных опор должно уделяться первостепенное внимание, вследствие чего, как правило, причиной выхода их строя является усталостное разрушение, а не износ.

Поэтому расчет на долговечность шпиндельных опор обычно заключается в расчет подшипников на усталость. При этом определяется номинальная долговечность в млн. оборотов подшипника (12) или в часах его работы (13).

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^p, \text{ млн. оборотов,} \quad (12)$$

$$L_n = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \text{ часов,} \quad (13)$$

где  $L$  – номинальная долговечность в млн. оборотов подшипника;

$L_n$  – долговечность подшипника в часах работы;

$C$  – динамическая грузоподъемность подшипника кГс приводится в технических характеристиках подшипников;

$P$  – эквивалентная динамическая нагрузка, кГс;

$p$  – степенной показатель для шариковых подшипников  $p=3$ , для роликовых  $p=10/3$ ;

$n$  – частота вращения подшипника.

Значение эквивалентной динамической нагрузки  $P$  определяется по следующему выражению:

$$P = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_T \quad (14)$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник;

$F_a$  – осевая нагрузка на подшипник;

$V$  – коэффициент вращения относительно вектора нагрузки колец подшипника, (см. табл. 3,4,5);

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (там же);

$K_\delta$  – коэффициент безопасности, (см. табл. 6)

$K_T$  – коэффициент температурного режима (см. табл. 7).

При определении коэффициентов  $V$ ,  $X$  и  $Y$  по табл. 3, 4, 5 необходимо придерживаться следующей последовательности:

- по расчетным реакциям в подшипнике и техническим характеристикам предварительно подобранного подшипника определить

численную величину  $\frac{i \cdot F_a}{C_0}$

где  $i$  – число рядов тел качения в подшипнике;

$C_0$  – статическая грузоподъемность;

- по найденной величине и типу подшипника найти соответствующую строку в одной из указанных таблиц и определить безразмерную величину  $e$ ;

- по условиям закрепления колец подшипника на найденной строке определить значение коэффициента  $V$ ;

- сравнив соотношение  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$  с безразмерной величиной в соответствующей колонне определить  $X$  и  $Y$ .

Расчетное значение долговечности назначается в зависимости от условий эксплуатации подшипника.

Если узлы по условиям эксплуатации могут часто разбираться и ревизоваться, то достаточна долговечность 2000-3000 часов. Если к узлам не предъявляются высокие требования по надежности, а их опоры доступны для ревизии, то удовлетворительна долговечность 3000-5000 часов.

Если доступ к опорам затруднен и выход из строя одного подшипника может вызвать остановку оборудования, ведущего к значительным последствиям, то долговечность менее 10000 часов недостаточна.

Долговечность подшипника может также согласоваться с длительностью межремонтных периодов для оборудования, на которые распространяется действие системы планово-предупредительного ремонта (ППР). В частности долговечность шпиндельных подшипников может быть согласована с периодичностью средних ремонтов.



Значения Y, X и V для радиальных и радиально-упорных подшипников

Таблица 3

Угол контакта	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	V		X			Y			e
		Относительно вектора нагрузок внутреннее кольцо		Однорядные	Двухрядные		Однорядные	Двухрядные		
		вращается	неподвижно		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$		$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	0,014	1	1,2	0,56	1	0,56	2,30	0	2,30	0,19
	0,028						1,99		1,99	0,22
	0,056						1,71		1,71	0,26
	0,084						1,55		1,55	0,28
	0,11						1,45		1,45	0,30
	0,17						1,31		1,31	0,34
	0,28						1,15		1,15	0,38
	0,42						1,04		1,04	0,42
	0,56						1,00		1,00	0,44
5	0,014	1	1,2	0,56	1	1,78	2,30	2,78	3,74	0,23
	0,028						1,99	2,40	2,23	0,26
	0,056						1,71	2,07	2,78	0,30
	0,085						1,55	1,87	2,52	0,34
	0,11						1,45	1,75	2,36	0,36
	0,17						1,31	1,58	2,13	0,40
	0,28						1,15	1,39	1,87	0,45
	0,42						1,04	1,26	1,69	0,50
	0,56						1,00	1,21	1,63	0,52



10	0,014	1	1,2	0,46	1	0,75	1,68	2,18	3,06	0,29
	0,029						1,71	1,98	2,78	0,32
	0,057						1,52	1,76	2,47	0,36
	0,086						1,41	1,63	2,29	0,38
	0,11						1,34	1,55	2,18	0,40
	0,17						1,23	1,42	2,00	0,44
	0,29						1,10	1,27	1,79	0,49
	0,43						1,01	1,17	1,64	0,52
	0,57						1,00	1,16	1,63	0,54
	15						0,015	1	1,2	0,44
0,029		1,40	1,57	2,28	0,40					
0,058		1,30	1,46	2,11	0,43					
0,087		1,23	1,38	2,00	0,46					
0,12		1,19	1,34	1,93	0,47					
0,17		1,12	1,26	1,82	0,50					
0,29		1,02	1,14	1,66	0,55					
0,44		1,00	1,12	1,63	0,56					
0,58		1,00	1,12	1,63	0,56					
20		-	1	1,2	0,43	1	0,70			
25	0,41				0,67		0,87	0,92	1,41	0,68
30	0,39				0,63		0,76	0,78	1,24	0,80
35	0,37				0,60		0,66	0,86	1,07	0,95
40	0,35				0,57		0,57	0,55	0,93	1,14

**Значения V, X и Y для радиальных сферических и конических роликоподшипников**

Таблица 4

V		X				Y				e
Внутреннее кольцо отн. вектор нагрузки		Однородные		Двухродные		Однородные		Двухродные		
вращается	неподвижно	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$	
1	1,2	1	0,4	1	0,67	0	0,4	0,45	0,67	1,5

**Значения X и Y для упорно радиальных и упорно шарико- и роликоподшипников**

Таблица 5

Угол контакта $\alpha^\circ$	X			Y			e
	двойной			двойной			
	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$	$\frac{F_a}{F_r} > e$	
<b>Шарикоподшипники</b>							
45	0,66	1,18	0,66	1	0,59	1	1,25
60	0,92	1,90	0,92		0,54		2,17
75	1,66	3,89	1,66		0,52		4,67
<b>Роликоподшипники</b>							
90		1,5		1	0,67	1	1,5

## Значение коэффициента безопасности

Таблица 6

Характер нагрузки на подшипник	$K_s$
Спокойная, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125%	1-1,2
Умеренные толчки, вибрация, кратковременные перегрузки до 150%	1,3-1,8
Нагрузки со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200%	1,8-2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки по 300%	2,5-3,0

## Значения температурного коэффициента $K_T$

Таблица 7

Рабочая температура подшипника °C	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

## Литература

1. Ачеркан Н.С. и др. Расчет и конструирование металлорежущих станков. М.: Машгиз, 1952г.
2. Ачеркан Н.С. и др. Металлорежущие станки: В 2-х т. М.: Машиностроение 1965г.
3. Автоматизация металлорежущих станков / Под. Ред. Н.М. Кучера, М.: Машгиз, 1961.
4. Воронов А.Л., Гребенкин И.А. Коробки передач металлорежущих станков. М.: Машиностроение 1964.
5. Ващук Н.И. Справочник по расчету металлорежущих станков. Красноярск: Красноярск, кн. Изд-во, 1965.
6. Детали и механизмы металлорежущих станков: В 2-х т./Под. Ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение 1972.
7. Кучер А.М. и др. Металлорежущие станки: Альбом общих видов, кинематических схем и узлов. М. -Л.: Машиностроение 1971.
8. Кучер А.М. и др. Металлорежущие станки: Основы конструирования и расчета. Л.: Машиностроение 1971.
9. Металлорежущие станки /Под. ред. В.К. Тепинкичева. М.: Машиностроение 1973.
10. Проников А.С. «Расчет и конструирование металлорежущих станков» Изд. 2-е «Высшая школа» 1967.

11. Пуш В.Э. Конструирование металлорежущих станков. М.: Машиностроение, 1977.
12. Гусев А.П. и др. Групповое управление станками от ЦВМ. М.: Машиностроение, 1974.
13. Маталин А.А. и др. Многооперационные станки. М.: Машиностроение, 1984.
14. Байзельман Р.Д., Цыпкин В.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. Машиностроение, 1975.

При издании методических указаний

Согласовано  
Первый проректор по  
учебной работе  
Председатель УМС КНТУ  
Торобеков Б.Т.  
«\_\_»\_\_\_\_\_200\_\_г.

Утверждаю  
Проректор по ЭиХФР  
Галбаев Ж.Т.  
\_\_\_\_\_  
\_\_»\_\_\_\_\_200\_\_г.

Рапорт

Прошу Вашего указания ИЦ «Текник» издать тиражом 100 экз. методические указания доц. Маситова А.М. Оборудование машиностроительного производства «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары применяемых на станках ЧПУ» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.  
За счет средств КГТУ.

Зав каф. «АиР»  
доц., к.т.н.

Самсалиев А.А.

## **ВЫПИСКА**

**из протокола заседания кафедры «Автоматизация и робототехника»**

**№ 7 от 17 марта 2008г.**

**Присутствовали:** Все члены кафедры

**СЛУШАЛИ:** Доц. Маситова А.М. о готовности к изданию методического указание Оборудование машиностроительного производства «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шариковинтовой пары применяемых на станках ЧПУ».

**ВЫСТУПИЛИ:** проф., д.т.н. Муслимов А.П., доц., к.т.н. Даровских В.Д. о необходимости иметь на кафедре такое методическое руководство при изучении студентами машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Кафедра рекомендует, включенное в план издания на 2008г. методическое указание доц. Маситова А.М. и издать.

Зав. каф. «АиР»

доц., к.т.н.

Самсалиев А.А.

Секретарь:

Абдыкеримова Д.К..

## **ВЫПИСКА**

**из протокола заседания Методического Совета ФТиМ**

**Протокол №\_\_ от «\_\_»\_\_\_\_\_ 2008г.**

**РАССМОТРЕЛИ:** Методическое указание по Оборудованию машиностроительного производства «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары применяемых на станках ЧПУ» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Учитывая необходимость иметь такое методическое указание при изучении курса для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения при выполнении их лабораторных работ.

**ПОСТАНОВЛЕНИЕ:** Рекомендовать к изданию методическое указание Оборудование машиностроительного производства «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары применяемых на станках ЧПУ» для студентов машиностроительных специальностей всех форм обучения.

Составитель к.т.н. Маситов А.М.

Председатель методического  
Совета ФТиМ доц., к.т.н.

Рабидинова Ж.Д.

## **РЕЦЕНЗИЯ**

на методическое указание к лабораторной работе «Расчет и подбор подшипников. Разборка и сборка шарико-винтовой пары, применяемые на станках ЧПУ» по дисциплине «Оборудование машиностроительного производства» разработанные доц., к.т.н. Маситова А.М.

Методическое указание посвящено вопросам обоснования расчета и подбора подшипниковых узлов станочного оборудования. Приведена методика расчета радиальной и осевой жесткости шпиндельных узлов с учетом применяемых конструкций подшипников. Приведены методики и расчетные коэффициенты величин для подбора подшипников по точности и долговечности.

Приведенные методики по расчету, конструированию и подбору подшипниковых узлов послужат отличным материалом для освоения дисциплины «Оборудование машиностроительного производства».

Рекомендую данное методическое руководство к публикации.

Рецензент доц., к.т.н.

Самсалиев А.А.