

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального обучения
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра деталей машин и прикладной механики

Р. Х. ФАТТАХОВ, Р.С.ФАСКИЕВ

РАСЧЕТ ШАРИКОВЫХ ВИНТОВЫХ ПЕРЕДАЧ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
ПО КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ИНЖЕНЕРНО-ТЕХНИЧЕСКИХ
СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом
государственного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Оренбургский государственный университет»

Оренбург 2006

УДК 621.83(07)
ББК 34.445я7
Ф 27

Рецензент
кандидат технических наук, доцент Ю.А.Чирков

Фаттахов Р.Х.
Расчет шариковых винтовых передач: методические указания по курсовому проектированию для студентов инженерно-технических специальностей / Р.Х. Фаттахов, Р.С. Фаскиев. - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2006. – 28 с.

Ф-27

Методические указания предназначены студентам инженерно-технических специальностей ГОУ ОГУ для выполнения кинематического и энергетического расчетов силового привода в курсовых проектах, курсовых и расчетно-графических работах.

ББК 34.445 я73

Р 2702000000
6Л9-05

©Фаттахов Р.Х.
©ГОУ ОГУ, 2006

Содержание

Введение.....	5
1 Проектировочный расчет.....	7
1.1 Выбор длины винта.....	7
1.2 Выбор диаметра окружности центров шариков.....	7
1.3 Выбор диаметра опорных шеек под подшипники и шага винта.....	7
1.4 Выбор собственной частоты колебаний механической части привода.....	7
1.4.1 Расчет жесткости винтовой передачи.....	9
1.4.2 Расчет жесткости опор винта	9
2 Проверочный расчет	11
2.1 Расчет винта на устойчивость	11
2.1.1 Расчет винта на продольную устойчивость	11
2.1.2 Расчет по критической частоте вращения	11
2.2 Расчет на статическую прочность.....	12
2.3 Расчет на долговечность	12
2.3.1 Определение динамической грузоподъемности винтовой передачи.....	12
2.3.2 Определение коэффициента долговечности	13
2.4 Расчет на жесткость.....	14
2.5 Расчет винтов крепления корпуса опор подшипников винтового механизма.....	17
3 Пример расчета.....	18
3.1 Исходные данные	18
3.2 Проектировочный расчет.....	19
3.3 Проверочный расчет	20
3.3.1 Расчет на устойчивость	20
3.3.2 Расчет по критической частоте вращения.....	20
3.3.3 Расчет на статическую прочность.....	21
3.3.4 Расчет на долговечность.....	21
3.3.5 Расчет на жесткость	21
3.3.6 Расчет винтов крепления опор подшипников винтового механизма	24
Список использованных источников.....	25
Приложение А.....	26
Приложение Б.....	27

Введение

подавляющее распространение в машиностроении получили профили резьбы с двухточечным контактом и устройства возврата шариков в гайках через специальный вкладыш (вставляемый в окно гайки) в регулировании осевого натяга (зазора) посредством относительного углового смещения двух снабженных зубчатыми венцами гаек.

Основные размеры, профили резьбы, материалы и концы винтов, выпускаемые централизованно рядом заводов, регламентируются отраслевым стандартом ОСТ 2Н23–7, а предельные длины винтов ТУД 22-2. Существенное влияние на жесткость, точность и работоспособность передач винт-гайка качения оказывает фиксация винта в опорах. В зависимости от компоновки и конструктивных особенностей перемещаемого узла применяются следующие основные схемы расположения опор:

- схема 1 – один конец винта жестко зацеплен и воспринимает нагрузку в обоих направлениях, а вторая опора отсутствует;
- схема 2 – оба конца винта смонтированы на шариковых опорах, т.е. каждая опора воспринимает нагрузку только в одном направлении;
- схема 3 – один конец винта жестко зацеплен, а второй установлен на шарнирной опоре;
- схема 4 – оба конца винта жестко зацеплены (каждая опора воспринимает осевую нагрузку в обоих направлениях) и обычно для механизмов приводов подач станков монтируется на комбинированных роликовых подшипниках.

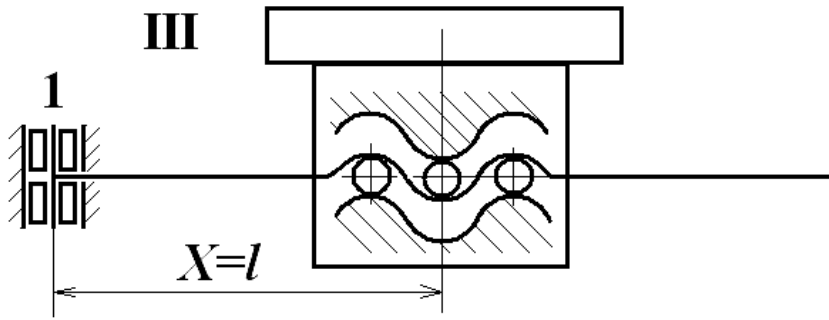


Схема 1

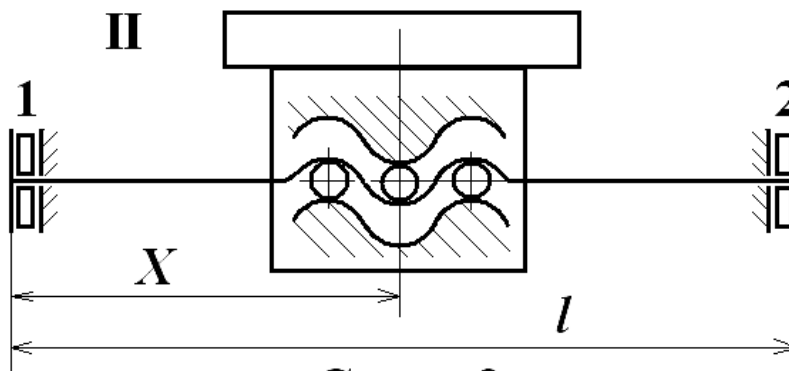


Схема 2

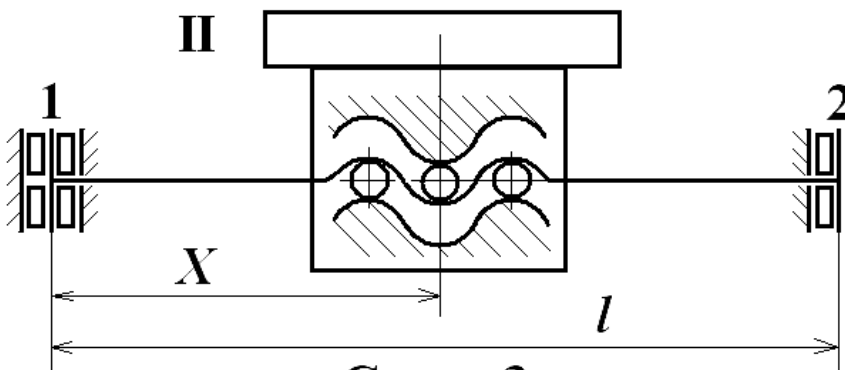


Схема 3

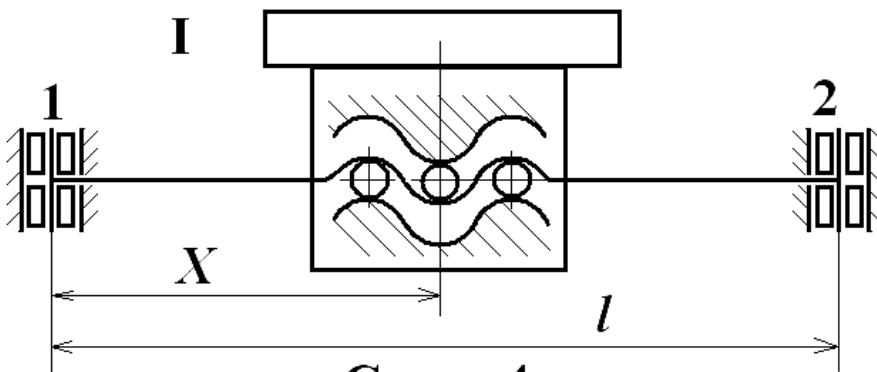


Схема 4

Рисунок 1- Схемы фиксации винта в опорах

1 Проектировочный расчет

В процессе проектировочного расчета назначается длина винта, выбирается его диаметр и определяется ориентировочно жесткость винтовой передачи.

1.1 Выбор длины винта

Длина винта L назначается исходя, из наибольшей величины хода перемещаемого узла, путем добавления длины шеек под опоры, соединительной муфты и датчиков обратной связи, если последние монтируются на винте.

1.2 Выбор диаметра окружности центров шариков

Диаметр винта d_0 (диаметр окружности центров шариков) выбирается для сравнительно коротких винтов ($L = 600 \dots 900$) мм – $d_0 = L / (20 \dots 25)$, мм; для винтов большей длины $d_0 = L / (25 \dots 30)$, мм.

1.3 Выбор диаметра опорных шеек под подшипники и шага винта

Диаметр опорных шеек под подшипники можно ориентировочно принимать $d_{п} = 0,8d_0$. Шаг винта P , если его значение не оговорено соответствующими требованиями, назначают наибольшим из регламентированных стандартом для выбранного d_0 . В качестве опор первоначально принимают подшипники легкой серии.

1.4 Выбор собственной частоты колебаний механической части привода

Требования по жесткости шариковых винтовых передач обуславливаются нормами, заданными исходя из точности перемещения исполнительного узла или связанными с динамикой привода. Для успешной работы последнего, с точки зрения динамических показателей, рекомендуется, чтобы собственная частота колебаний механической частоты привода примерно вдвое превышало частоту собственных колебаний двигателя, т.е. $f_0 = 80 \dots 90$ Гц - для электрогидравлического шагового привода, $f_0 = 70 \dots 80$ Гц - для следящего привода с теристорным преобразователем и электродвигателя постоянного тока и $f_0 = 3 \dots 5$ Гц - для роботов.

Учитывая, что суммарная осевая жесткость механической системы связана с собственной частотой зависимость

$$j_0 = \frac{4\pi^2 f_0 m}{10^6} = [j] \quad (1)$$

имеем $j_o \leq j$,

где j – расчетная суммарная осевая жесткость, характеризующая механическую часть привода, Н/мкм;

m – масса перемещаемого узла, кг.

Расчетную суммарную осевую жесткость привода, состоящего из шарикового винтового механизма и опор винта, можно представить в виде, Н/мкм

$$j = \left(\frac{1}{j_в} + \frac{1}{j_n} + \frac{1}{j_{он1}} \right)^{-1}, \quad (2)$$

где $j_в$, j_n , $j_{он1}$ – жесткость винта, винтовой передачи и опор соответственно, Н/мкм.

Жесткость винта $j_в$, зависящая от конструкций опор и положения гайки на винте, определяется по следующей формуле, Н/мм

$$j_в = \frac{2\mu \pi d^2 E}{10^3 l_1}, \quad (3)$$

где $d = d_o - d_1$ – внутренний диаметр винта, мм;

d_1 – диаметр шарика, мм;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ – модуль упругости материала, МПа;

l_1 – для двухопорных винтов расстояние между серединами опор винта (согласно схемам 2, 3, 4 рисунка 1); если одной из опор является гайка (схема 1, рисунок 1), то наибольшее расстояние между серединами гайки и опоры, мм;

μ – коэффициент, учитывающий характер заделки концов винта:

$\mu = 2$, если один конец жестко закреплен, а второй свободен (схема 1 в соответствии с рисунком 1);

$\mu = 1$ – оба конца смонтированы на шарнирных опорах (схема 2 в соответствии с рисунком 1);

$\mu = 0,7$ – один конец закреплен, а второй установлен на шарнирной опоре (схема 3 в соответствии с рисунком 1);

$\mu = 0,5$ – оба конца жестко закреплены (схема 4 в соответствии с рисунком 1).

1.4.1 Расчет жесткости винтовой передачи

Жесткость винтовой передачи j_n с предварительным натягом и возвратом шариков через вкладыш определяется по формуле, Н/мкм

$$j_n = K_r K_\sigma i \left(\frac{d_o}{p} - 1 \right) \sqrt[3]{F_H p}, \quad (4)$$

где $K_r = 13$ или $K_r = 10,5$ - коэффициент учитывающий соотношение $r_1/r_2 = 0,96$ или $r_1/r_2 = 0,87..0,89$ соответственно, где r_2 - радиус профиля вкладыша, мм, а r_1 - радиус шарика, мм;

$K_\sigma = 0,3..0,5$ – коэффициент, учитывающий погрешности изготовления гайки и упругие деформации в ней и на стыках;

i - число рабочих витков гайки;

F_H - сила натяга, Н, приходящаяся на один шарик, выбирается в пределах $F_{Hmin} < F_H < F_{Hmax}$ в зависимости от требуемой жесткости узла станка или робота, долговечности привода, а также учета влияния тепловых деформаций на точность работы узла и типа датчика обратной связи.

Минимальная допустимая сила натяга, гарантирующая отсутствие зазора в винтовом механизме при действии на винт осевой нагрузки F , определяется по формуле, Н

$$F_{H \min} = \frac{F}{2K_z z i \sin(\alpha)} = \frac{F}{z i}, \quad (5)$$

где $K_z = 0,7..0,8$ – коэффициент, учитывающий погрешность изготовления резьбы;

$z = \frac{(\pi d_o - 3F)}{d_1}$ - рабочее число шариков в данном витке гайки с

возвратом их через вкладыши;

$\alpha = 45^\circ$ -угол контакта;

i - число витков.

Максимально допустимая сила натяга при проектировании приближено принимается равной $(1,5..2)F_{H \min}$.

1.4.2 Расчет жесткости опор винта

Жесткость опор винта приближенно определяется по следующим зависимостям, Н/мкм:

- при монтаже передачи с одним закрепленным концом (согласно схемы 1 рисунка 1) при комбинированных роликовых подшипниках легкой серии

$$j_{оп1} = 57.1l^{\frac{dn}{43}}, \quad (6)$$

и тяжелой серии

$$j_{оп1} = 64.5l^{\frac{dn}{43}}, \quad (7)$$

- при монтаже передачи с двумя зацепленными концами винта (схема 4) при комбинированных роликовых подшипниках легкой серии

$$j_{оп1} = 71.5l^{\frac{dn}{26}}, \quad (8)$$

и тяжелой серии

$$j_{оп1} = 86.9l^{\frac{dn}{27}}. \quad (9)$$

Следует отметить, передачи, выполненные по последней схеме (согласно рисунка 1), обеспечивают наивысшую осевую жесткость, наибольший запас устойчивости по критической частоте вращения и сжимающей нагрузке. Однако во избежание разрушений упорных подшипников вследствие увеличения длины винта, вызванного нагревом передачи, его предварительно растягивают. Очевидно, что жесткость опор винта, сконструированных по схемам 2 и 3 (в соответствии с рисунком 1), будет иметь значения, находящиеся в диапазоне жесткостей, полученных по формулам (6)...(9).

При выполнении опор винта на подшипниках, отличных от указанных выше, их жесткость приближенно определяется выражением, Н/мкм:

$$j_{оп} = Cd_{п}, \quad (10)$$

где $C = 5, 10$ и 30 для радиально-упорных шариковых, упорных шариковых и роликовых упорных подшипников соответственно.

Если при исходных значениях принятых параметров, полученная суммарная осевая жесткость j будет ниже или значительно выше требуемой, j_o , следует изменить диаметр винта d_o , серии подшипников или схему монтажа передачи.

2 Проверочный расчет

В процессе проверочного расчета винты проверяются на устойчивость под действием осевой нагрузки (продольный изгиб) и устойчивость под действием поперечных возмущающих сил (критическая частота вращения), статическую и динамическую грузоподъемность (долговечность), а для приводов подач станков обязательно на жесткость и нагрев. Расчетная схема при этом составляется более подробно (в соответствии с рисунком 2).

2.1 Расчет винта на устойчивость

Существует два вида расчетов винта на устойчивость: по критической осевой силе F_{KP} (продольная устойчивость) и по критической частоте вращения n_{KP} .

2.1.1 Расчет винта на продольную устойчивость

Этот расчет особенно необходим для передач, смонтированных по схеме 1 в соответствии с рисунком 1 (одностороннее закрепление винта) или длинных винтов небольшого диаметра и сводится к проверке условия:

$$n_Y = \frac{F_{KP}}{F_{MAX}} \geq [n_Y], \quad (11)$$

где $[n_Y] = 1,5..5$ – необходимый запас устойчивости, в станкостроении $[n_Y] = 3$;

$F = F_{MAX}$ - наибольшее осевое усилие, действующее на винт, Н;

n_Y - расчетный запас устойчивости.

Значение F_{KP} определяется по уравнению Эйлера, если гибкость винта:

$$\lambda = \frac{4\mu l_1}{d} \geq \lambda_{пред}, \quad (12)$$

то есть

$$F_{KP} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l_1)^2}, \quad (13)$$

где $J = \pi d^4 (0.375 + 0.625 d_H / d) / 64$ - приведенный момент инерции винта, мм⁴;

d_H - наружный диаметр винта, мм;

$\lambda_{пред} = 85$ – предельная гибкость винта изготовленного из марок стали: сталь 45, сталь 50, сталь А45, сталь А50, сталь 40Х, 40 ХГ и т.д.

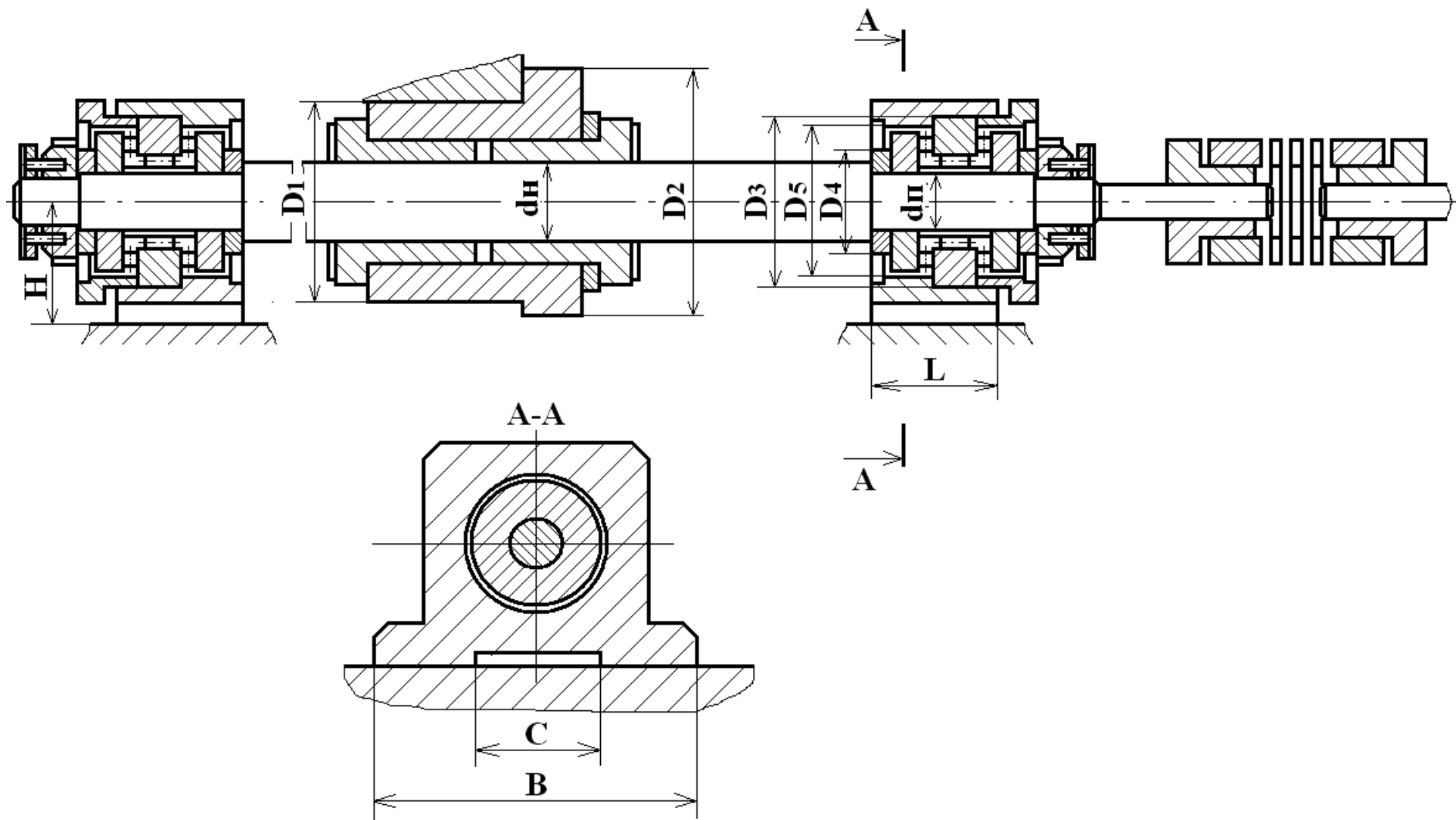


Рисунок 2 - Схема шариковой винтовой передачи

Если $\lambda > \lambda_{пред} = 85$, то критическая сила определяется по формуле Ясинского, Н:

$$F_{\dot{E}D} = (589 - 3.82\lambda) \pi d^2 / 4 \quad (14)$$

В случае, если применяемая схема монтажа передачи не обеспечивает требуемый запас продольной устойчивости, то необходимо изменить схему установки винта или увеличить его диаметр.

2.1.2 Расчет по критической частоте вращения

При высоких частотах вращения винт может потерять устойчивость, вследствие появления резонанса. Для установления опасности его возникновения необходимо обеспечить условие

$$n_{KP} \geq 1.25n_{g \max}, \quad (15)$$

где n_{KP} - критическая частота вращения ходового винта, мин⁻¹;
 $n_{g \max}$ - наибольшая частота вращения ходового винта, мин⁻¹.

$$n_{KP} = 1.75K_O \frac{30d}{\pi \eta l_2^2} \sqrt{\frac{Eg}{p}}, \quad (16)$$

где $K_O = \sqrt{1 + \left(\frac{d_H}{d_{OT}}\right)^2}$ - коэффициент, учитывающий наличие и

величину отверстия d_{OT} у полого винта;

$g = 9.8 \cdot 10^3$ - ускорение свободного падения, мм/с²;

$p = 7.8 \cdot 10^{-5}$ - плотность материала винта, Н/мм³;

l_2 - свободная длина, мм (при схеме 1 согласно рисунка 1 – наибольшее расстояние от торца опоры до конца винта, а при схемах 2-4 – расстояние между торцами опор).

Если принятая схема монтажа передачи не обеспечивает требуемое условие (11), то необходимо изменить схему установки винта, уменьшить диаметр за счет увеличения шага или применить привод с вращающейся гайкой.

2.2 Расчет на статическую прочность

Расчет сводится к выполнению условия:

$$C_O \geq F_{\max}, \quad (17)$$

где C_O - статическая грузоподъемность (допустимая тяговая сила) шариковой винтовой передачи, Н.

Величина C_O приводится в каталогах или в общем случае определяется по формуле:

$$C_O = F_{don} = 1,2 \cdot 10^{-9} [\sigma_k]^3 d_1^2 K_Z z i \sin(\alpha) \cos(\beta), \quad (18)$$

где $[\sigma_k] = (2,5 \dots 3,5) 10^3 \frac{HRC_{\text{Э}}}{60}$ - допускаемое контактное напряжение контактирующих поверхностей, МПа;

$z = \frac{\pi d_o}{d_1}$ - число рабочих шариков в одном витке гайки;

β - угол подъема винтовой линии, лежащей на цилиндре диаметра d_o , град.

Для винтовых передач с возвратом шариков через вкладыши

$$z = \frac{\pi d_o - 3p}{d_1} \quad (19)$$

2.3 Расчет на долговечность

Шариковые винтовые передачи обычно работают при высоких скоростях и переменных нагрузках, поэтому срок их службы определяется сопротивлением усталости контактируемых элементов.

2.3.1 Определение динамической грузоподъемности винтовой передачи

Расчет на долговечность сводится к определению динамической грузоподъемности винтовой передачи C и сравнение ее с величиной $[C]$, приведенной в каталоге

$$C \leq [C] \quad (20)$$

Расчетное значение динамической грузоподъемности C рабочего витка определяется по формуле, Н

$$C = 0,04 \left(\frac{L}{n_{\text{Э}}} \right)^{1/3} \frac{K_H K_T F_{\text{Э}}}{i}, \quad (21)$$

где $L = (5 \dots 10) \cdot 10^3$ – срок службы передачи, ч;

$$n_{\text{Э}} = \frac{n_i t_i}{t_i}, \text{ эквивалентная частота вращения, мин}^{-1};$$

n_i - частота вращения на соответствующем этапе движения узла в течение времени t_i ;

K_H - коэффициент, учитывающий характер нагрузки:

$K_H = 1,0 \dots 1,2$ – равномерное вращение без ударных нагрузок;

$K_H = 1,5 \dots 2,5$ – вращение с частыми ударными нагрузками;

$K_H = 1,2$ - для станков;

$K_H = 1,2 \dots 1,5$ – для роботов;

K_T - коэффициент, учитывающий твердость материала:

$K_T = 1$ при $\text{HRC}_{\text{Э}} 58 \dots 60$;

$K_T = 1,4$ при $\text{HRC}_{\text{Э}} \geq 55$;

$K_T = 2$ при $\text{HRC}_{\text{Э}} \geq 50$;

$$F_{\text{Э}} = 3 \sqrt{\frac{F_i n_i t_i}{n_i t_i}} - \text{эквивалентная осевая нагрузка, Н.}$$

2.3.2 Определение коэффициента долговечности

Определение коэффициента долговечности K при отсутствии значения $[C]$ в каталоге

$$K = K_f \sqrt[3]{\frac{60 L n_{\text{Э}} C_i}{10^7}}, \quad (22)$$

где $K_f = 0,9$ - коэффициент переменности нагрузки при наличии предварительного натяга;

$C_i = \frac{\pi d_o}{2d_1}$ - число циклов нагружения за один оборот, приближенно равное половине шариков в одном витке.

Если полученное значение $K \leq 1$, то предельно допустимая тяговая сила $F_{don} = C_o$, найденная из условия статической прочности, обеспечивает необходимую долговечность. В случае, если $K > 1$, то для того чтобы передача удовлетворяла требуемой долговечности, необходимо обеспечить условие

$$F'_{don} = \frac{F_{don}}{K} \geq F_{max}. \quad (23)$$

Если при введении поправки условие статической прочности перестает удовлетворяться, то изменяют значение параметров передачи: d_o, i, F , твердость материала и т.д.

2.4 Расчет на жесткость

Расчет на жесткость сводится к проверке условия

$$J > [j], \quad (24)$$

где $[j]$ - допускаемая мощность, определяемая по формуле (1), Н/мкм;

J - суммарная осевая жесткость механической системы привода, определяемая по формуле, Н/мкм

$$j = \left(j_B^{-1} + j_{II}^{-1} + j_C^{-1} + j_{OP}^{-1} \right)^{-1}, \quad (25)$$

где j_C^{-1} податливость стыка «корпус гайки – перемещаемый узел», мкм/Н.

Жесткость винта j_B и винтовой передачи j_{II} , определяются по формулам (3) и (4), причем в последней при выполнении условия $F_{Hmin} < F_H < F_{Hmax}$ максимально допустимая сила натяга на один шарик, Н

$$F_{Hmax} = F_{don1} \left(1 - 0,55 \frac{F}{C_o} \right), \quad (26)$$

где $F_{don1} = 1.25 \cdot 10^{-9} [\sigma_k]^3 d_1^2$ - предельно допустимая нагрузка, приходящаяся на один шарик, Н;

C_o - статическая грузоподъемность винтовой передачи, определяемая по каталогу или формулам (18), (19), Н.

Податливость стыка «корпус гайки – перемещаемый узел», определяется по формуле, мкм/Н

$$j_C^{-1} = \frac{4K_n}{\pi (D_2^2 - D_1^2) K_S}, \quad (27)$$

где $K_S = 0,7 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий фактическую площадь контакта фланца шариковой гайки и подвижного узла;

$K_n = 1$ – коэффициент нормальной контактной податливости, мкм·мм²/Н;

D_2 - диаметр фланца корпуса гайки, мм;

D_1 - диаметр корпуса шариковой гайки, мм.

Жесткость опор винтового механизма, смонтированного по схеме 1 (в соответствии с рисунком 1), когда одна из опор отсутствует, или по схеме 3, когда комбинированный подшипник в одной из опор заменен на радиальный, определяется, Н/мкм

$$j_{on1,3} = \left(j_Y^{-1} + j_t^{-1} + j_k^{-1} + j_{II}^{-1} \right)^{-1}, \quad (28)$$

а для выполненного по схеме 4, когда обе опоры защемлены и выполнены обычно на комбинированных подшипниках

$$j_{on4} = \left(j_Y^{-1} + j_t^{-1} + j_k^{-1} + \frac{j_{II}^{-1}}{2} \right)^{-1}, \quad (29)$$

Здесь:

1) угловая податливость стыка «корпус опоры – базовая деталь» определяется, мкм/Н

$$j_Y^{-1} = \frac{K_n H^2}{J} = \frac{12 K_n H^2}{L^3 (B - C)}, \quad (30)$$

где $J = \frac{L^3 (B - C)}{12}$ - момент инерции площади стыка, мм⁴;

H - расстояние от оси винта до основания опоры, мм;

L и B – длина и ширина опоры, мм;

C – ширина выборки между опорными площадками корпуса опоры, мм;

- 2) касательная податливость «корпус опоры - базовая деталь» определяется, мкм/Н

$$j_t^{-1} = \frac{K_t}{L(B - C)}, \quad (31)$$

где $K_t = 1$ – коэффициент касательной контактной податливости, мкм·мм²/Н;

- 3) податливость стыка «неподвижное кольцо подшипника - корпус опоры» определяется, мкм/Н

$$j_k^{-1} = \frac{4K_n}{\pi (D_3^2 - D_4^2)}, \quad (32)$$

где D_3 - диаметр неподвижного кольца комбинированного подшипника, мм

D_4 - диаметр отверстия бурта в корпусе опоры, мм;

- 4) суммарная жесткость j_{II} находится по выражению, позволяющего привести статически неопределимую систему к статически определимой, Н/мкм

$$j_{II} = \left\{ j_1^{-1} + j_2^{-1} + \left[j_0 + (j_0^{-1} + j_3^{-1})^{-1} \right] \right\}^{-1}, \quad (33)$$

Здесь:

- а) податливость стыка «кольцо подшипника – проставочное кольцо» определяется, мкм/Н

$$j_1^{-1} = \frac{4K_n}{\pi (D_5^2 - d_{II}^2)}, \quad (34)$$

где D_5 - диаметр проставочного кольца, мм;

d_{II} - диаметр опоры, мм;

- б) податливость стыка «проставочное кольцо – шариковый винт» (с учетом сбег резьбы) определяется, мкм/Н

$$j_2^{-1} = \frac{4K_n}{\pi [(d_H^2 - d^2)K_{сб} + (d^2 - d_{II}^2)]}, \quad (35)$$

где $K_{сб} = 0,5$ - коэффициент, учитывающий фактическую площадь торца винта на сбега резьбы;

в) податливость проставочной втулки комбинированного подшипника определяется, мкм/Н

$$j_3^{-1} = \frac{\left(K_n + \frac{l_B}{E} \right)}{S_B}, \quad (36)$$

где l_B - длина втулки, мм;

S_B - площадь сечения втулки, мм²;

г) податливость стыков «ролики - дорожка качения комбинированного подшипника» определяются по следующим эмпирическим формулам, мкм/Н:

для легкой серии $j_O^{-1} = (27d_B)^{-1}, \quad (37)$

для тяжелой серии $j_0^{-1} = (30d_B)^{-1}, \quad (38)$

где d_B - диаметр посадочного отверстия эквивалентного упорного роликового подшипника, посадочный диаметр внутреннего кольца которого равен диаметру проставочной втулки, мм.

Необходимо отметить, что на фактическую жесткость исполнительного механизма существенно влияет точность, качество стыкующих поверхностей и равномерность стыков, и ослабление хотя бы одного из них может привести к существенному снижению суммарной жесткости.

Посадочные поверхности под подшипники необходимо выполнять по 5...6 качеству ГОСТ 25347-82. Взаимная перпендикулярность посадочных поверхностей и упорных буртиков, взаимная непараллельность торцов проставочных втулок и колец должны быть не более 0,003...0,005 мм, а шероховатость этих поверхностей $Ra \leq 0,32...0,63$ мкм.

2.5 Расчет винтов крепления корпуса опор подшипников винтового механизма

Располагая конструктивными параметрами опоры, характеризуемыми в основном размерами монтируемых подшипников, можно определить число, усилие затяжки и диаметр крепежных винтов для крепления корпуса к базовой детали.

Учитывая, что стабильная жесткость стыка (при $K_n = 1$) обеспечивается, если минимальное давление в стыке, МПа

$$\sigma_{\min} = \frac{Z_B F_3}{L(B - C)} - \frac{12FHA}{L^3(B - C)} \geq 1, \quad (39)$$

имеем

$$Z_B F_3 = \frac{6FH}{L}, \quad (40)$$

где F - наибольшее осевое усилие, действующее на винт, Н;

F_3 – усилие затяжки крепежного винта, Н;

Z_B - число крепежных винтов в опоре;

$A = L/Z$ –расстояние от центра тяжести площади стыка до грани, вокруг которой происходит поворот корпуса опоры при приложении нагрузки, мм.

3 Пример расчета

3.1 Исходные данные

Привод подачи продольного суппорта продольного токарного станка с ЧПУ нормальной точности имеет систему управления замкнутого типа. Приводной двигатель высокомоментный, серии НВ, связан с ходовым винтом посредством сильфонной муфты.

Масса суппорта - 500 кг. Максимальная осевая нагрузка на винт $F_{max} = 6000$ Н. Сила предварительного натяга в направляющих $F_{нат} = 2000$ Н. Коэффициент трения $f_n = 0,05$. Средняя нагрузка привода за расчетный срок эксплуатации станка $F_1 = 4000$ Н (черновая обработка занимает 35 % времени работы привода); $F_2 = 2000$ Н (получистовая 20 %); $F_3 = 1000$ Н (чистовая 40 %); 5 % - на холостом ходу при $Y_{xx} = 6$ м/мин; $S_1 = 500$ мм/мин; $S_2 = 400$ мм/мин; $S_3 = 250$ мм/мин; $L = 5103$ часов. Общая длина винта $l = 1300$ мм, расстояние между серединами опор винта $l_1 = 1200$ мм, а максимальное расстояние между гайкой и опорой винта $l_{max} = 1000$ мм. Винт установлен на двух опорах по схеме 4 (в соответствии с рисунком 1) . Каждая из опор представляет собой роликовые комбинированные подшипники типа 504000.

3.2 Проектировочный расчет

Назначаем длину винта исходя из условий задачи $l = 1300$ мм. Учитывая, что винт относится к группе средних по длине, выбираем диаметр окружности центров шариков:

$$d_0 = \frac{1}{(25...30)}; \quad d_0 = \frac{1300}{27} = 48,15 \text{ мм}$$

По таблицам (Приложения А и Б) выбираем $d_0 = 50$ мм и остальные параметры передачи.

Определяем суммарную осевую жесткость механической системы:

$$j_0 = \frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 75^2 \cdot 500}{10^6} = 111,03 \text{ Н/мкм}$$

Для определения расчетной суммарной осевой жесткости определяем жесткость винта, винтовой передачи и опор.

Определяем жесткость винта:

$$j_B = \frac{1320 \cdot 0,5 \cdot (50 - 6)^2}{1200} = 1064,8 \text{ Н/мкм}$$

Жесткость передачи определяется после предварительного расчета величин минимально и максимально допустимых сил натяга:

$$z = \frac{(3,14 \cdot 50 - 3 \cdot 10)}{6} = 21,2;$$

$$F_{H \min} = \frac{6000}{21,2 \cdot 3} = 94,4 \text{ Н}; \quad F_{H \max} = 94,4 \cdot 1,7 = 160,5 \text{ Н}$$

Для полученного интервала значений выбираем силу натяга:

$$F_H = 0,9 \cdot 160,5 = 144 \text{ Н};$$

$$j_n = 13 \cdot 0,4 \cdot 3 \cdot (50/10 - 1)^3 \cdot \sqrt[3]{10 \cdot 144} = 705,4 \text{ Н/мкм}$$

Жесткость опор на подшипниках серии 50400 принимаем равной $j_{oo} = 226,36$ Н/мкм.

Определяем суммарную осевую жесткость:

$$j = \left(-\frac{1}{1064,8} + \frac{1}{705,4} + \frac{1}{226,36} \right)^{-1} = 157 \text{ Н/мм}$$

Условия выполняются, так как $111,03 < 157$.

3.3 Проверочный расчет

3.3.1 Расчет на устойчивость

Для того, чтобы определить по какой формуле определить $F_{кр}$, находим гибкость винта λ . Исходя из условий закрепления концов винта $\mu=0,5$, тогда:

$$\lambda = (4 \cdot 0,5 \cdot 1200) / 44 = 54,54.$$

Так как найденное значение $\lambda < \lambda_{пред}$, то критическая сила определяется по формуле Ясинского:

$$F_{кр} = (589 - 3,82 \cdot 54,54) \cdot 3,14 \cdot 44^2 / 6 = 578769,32 \text{ Н}$$

Необходимый запас на устойчивость:

$$n_{\sigma} = \frac{578769,32}{6000} = 96,5$$

Необходимый запас на устойчивость обеспечен.

3.3.2 Расчет по критической частоте вращения

Определяем критическую частоту вращения:

$$n_{кр} = 8,6 \cdot 10^7 \cdot \frac{44}{0,5 \cdot 1000^2} = 7568 \text{ мин}^{-1}$$

Проверяем соблюдение условию критической частоты вращения:

$$7568 > 1500 \cdot 1,25;$$

$7568 > 1875$, условие выполняется.

3.3.3 Расчет на статическую прочность

Определяем статическую грузоподъемность:

$$\tilde{N}_i = 0,6 \cdot 10^{-9} \cdot (3 \cdot 10^3) \cdot 6 \cdot 3 \cdot (3,14 \cdot 50 - 3 \cdot 10) = 33472,42 \dot{I}$$

33472 > 6000, условие выполняется.

3.3.4 Расчет на долговечность

Для нахождения эквивалентной частоты вращения необходимо перевести скорость подачи в частоту вращения узла на соответствующих этапах движения. Так как в нашем случае шаг резьбы $P=10$ мм, скорости подачи:

$S_1 = 500$ мм/мин	соответствует	$n_1 = 50$ об/мин;
$S_2 = 400$ мм/мин	-	$n_2 = 40$ об/мин;
$S_3 = 250$ мм/мин	-	$n_3 = 25$ об/мин;
$V_{xx} = 6$ м/мин	-	$n_4 = 600$ об/мин.

Эквивалентная частота вращения определяется по формуле:

$$n_{\text{э}} = \frac{50 \cdot 35 + 40 \cdot 20 + 25 \cdot 40 + 600 \cdot 5}{100} = 65,5 \text{ об/мин}$$

Так как значение $[C]$ мы установить не можем (из-за отсутствия справочника), то определим коэффициент долговечности K :

$$\hat{E} = 0,9 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 65,5 \cdot 4,36}{10^7}} = 1,84$$

Так как $K > 1$, то проверим выполнение условия:

$$\frac{33472,89}{1,84} \geq 600,$$

18191 > 6000, то есть условие выполняется

3.3.5 Расчет на жесткость

Определим составляющие суммарной осевой жесткости механической системы привода:

$$j_B = 1064,8 \text{ Н/мкм}$$

Для определения жесткости механизма найдем значение F_{Hmax} :

$$F_{don1} = 1,25 \cdot 10^{-9} \cdot 2900^3 \cdot 6^2 = 1097,505 \text{ Н}$$

$$F_{Hmax} = 1097,505 \left(1 - 0,55 \frac{6000}{33472,89} \right) = 939,3 \text{ Н}$$

$$F_{Hmin} = 94,4 \text{ Н}$$

$$F_H = 890,37 \text{ Н}$$

$$j_{II} = 13 \cdot 0,4 \cdot 3 \cdot \left(\frac{50}{10} - 1 \right) \sqrt[3]{890,37 \cdot 10} = 1293,289 \text{ Н/мкм}$$

Определим податливость стыка «корпус гайки – перемещаемый узел»:

$$j_C^{-1} = \frac{1}{3,14(130^2 - 85^2) \cdot 0,3} = 1,65 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/Н}$$

Определим составляющие жесткости опор:

$$J_o^{-1} = \frac{12 \cdot 1 \cdot 65^2}{100^5 (145 - 40)} = 4,62 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/Н}$$

Определим касательную податливость «корпус опоры – базовая деталь»:

$$j_t^{-1} = \frac{1}{100 \cdot 105} = 9,52 \cdot 10^{-5} \text{ мкм/Н}$$

Определим податливость стыка «неподвижное кольцо подшипника - корпус опоры»:

$$j_k^{-1} = \frac{4}{3,14(62^2 - 53^2)} = 1,23 \cdot 10^3 \text{ мкм/Н}$$

Для определения суммарной жесткости j_{II} определим ее составляющие.

Определим податливость стыка «кольцо подшипника – постановочное кольцо»:

$$j_1^{-1} = \frac{4}{3,14(50^2 - 30^2)} = 7,95 \cdot 10^{-4} \text{ мкм/Н}$$

Определим податливость стыка «постановочное кольцо – шариковый винт»:

$$j_2^{-1} = \frac{4}{3,14[(48,14^2 - 44^2) \cdot 0,5 + (44 - 30)]} = 6,219 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/Н}$$

Для определения податливости проставочной втулки возьмем необходимые для этого параметры исходного роликового комбинированного подшипника 504000: $S_B = 396 \text{ мм}^2$; $l_B = 30 \text{ мм}$; $d_B = 36 \text{ мм}$:

$$j_3^{-1} = \frac{1 + \frac{30}{2,1 \cdot 10^5}}{396} = 2,52 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/Н}$$

Определим податливость стыков «ролики – дорожки качения»:

$$j_o^{-1} = (27 \cdot 36)^{-1} = 1,03 \cdot 10^{-3} \text{ мкм/Н}$$

Определим суммарную жесткость j_n :

$$j_{II} = \left[7,95 \cdot 10^{-4} + 6,219 \cdot 10^{-3} + \left(972 + (1,03 \cdot 10^{-3} + 2,53 \cdot 10^{-3})^{-1} \right)^{-1} \right]$$

$$j_{II} = 1251,76 \text{ Н/мкм}$$

Определяем жесткость опор винтового механизма:

$$j_{OII} = \left(4,02 \cdot 10^{-4} + 9,52 \cdot 10^{-5} + 1,23 \cdot 10^{-3} + \frac{1}{2} + 1251,78 \right)^{-1}$$

$$j_{OII} = 452,958 \text{ Н/мкм}$$

Определяем суммарную осевую жесткость:

$$j = \left(9,39 \cdot 10^{-4} + 7,73 \cdot 10^{-4} + 1,645 \cdot 10^{-4} + 2,206 \cdot 10^{-2} \right)^{-1}$$

$$j = 244,8234 \text{ Н/мкм}$$

Таким образом получили $244,82 > 111,03$, условие удовлетворяется.

3.3.6 Расчет винтов крепления опор подшипников винтового механизма

Определяем усилие затяжки крепежных винтов:

$$F = \frac{6 \cdot 6000 \cdot 65}{100} = 23400 \text{ Н}$$

Допустим, что винтов 4, т.е. $\Sigma v = 4$, тогда на каждый винт будет приходиться по 5850 Н. Такая нагрузка соответствует винту М12.

Список использованных источников

1 Фаттахов Р.Х. Расчет передачи винт - гайка качения с использованием ЭВМ: методические указания по курсовому и дипломному проектированию / Р.Х.Фаттахов, И.В.Парфенов. - Оренбург: Оренбургский политехнический институт, 1988. - 24 с.

2 Фаттахов Р.Х. Конструирование шариковых винтовых передач: методические указания по конструированию ШВП / Р.Х.Фаттахов. - Оренбург: Оренбургский политехнический институт, 1989. – 44 с.

Приложение А (обязательное)

Таблица А.1 – Основные размеры и профили резьб, мм

d_o	p	d_1	r_1	r_2	r_3	r_4	d_{KB}	d_H	d_{KF}	d_{BF}	C	B	K
20	5	3	1.5	1.56	0.3	0.2	17.88	19.06	22.12	20.47	0.042	0.8	0.5
25	5						22.88	24.06	27.12	25.47			0.8
32	5						29.88	31.06	34.12	32.47			
	10	6	3	3.12	0.6	0.4	27.76	30.14	36.24	32.93	0.085	1.5	
40	5	3	1.5	1.56	0.3	0.2	37.88	39.06	42.12	40.47	0.042	0.8	
	10	6	3	3.12	0.6	0.4	35.76	38.14	44.24	40.93	0.085	1.5	
50	5	3	1.5	1.56	0.3	0.2	47.88	49.06	52.12	50.47	0.042	0.8	1.0
	10	6	3	3.12	0.6	0.4	45.76	48.14	54.24	50.93	0.085	1.5	
	(12)	7	3.5	3.64	0.7	0.5	45.05	47.90	54.95	51.00	0.099		
63	(50)	3	1.5	1.56	0.3	0.2	60.88	62.06	65.12	63.47	0.042	0.8	1.2
	10	6	3	3.12	0.6	0.4	58.76	61.14	67.24	63.93	0.085	1.5	
(70)	10						65.76	68.14	74.24	70.93			
80	10						75.76	78.14	84.24	80.93			1.5
	20	10	5	5.20	1.0	0.7	72.93	76.9	87.07	81.55	0.141	2.0	
100	10	6	3	3.12	0.6	0.4	95.76	98.14	104.24	100.93	0.085	1.5	1.5
	20	10	5	5.20	1.0	0.7	92.93	96.90	107.07	101.55	0.141	2.0	

Приложение Б (обязательное)

Таблица Б.1 – Основные параметры шарикового винта, мм

Параметр	Значение параметра при $d_{охр}$								
	40x10		50x10		63x10		80x10		100x10
$d_n \times D_3$	25x57	25x72	30x62	30x80	40x75	40x90	50x110	55x115	100x10
B	130	145	145	150	200	210	250	250	260
C	40	55	40	50	90	100	120	120	120
L	80	80	100	100	120	120	140	140	150
H	55	60	65	70	80	80	90	95	100
$Z_B \times d_B (1u 3)$	4xM12	4xM12	4xM12	4xM12	4xM16	4xM16	4xM16	4xM16	4xM20
$Z_B \times d_B 4$	4xM10	4xM10	4xM10	4xM10	4xM12	4xM12	4xM12	4xM12	4xM16
			4xM12	4xM12			4xM16	4xM16	
D₄	48	63	53	69	66	79	96	101	106
	40	50	50	55	60	65	80	80	95
	110	110	130	130	150	150	180	180	200
	70	70	85	85	10	100	120	120	140
	102	115	114	129	144	163	182	182	230
	184	201	238	286	312	374	532	571	709