

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Калининградский государственный технический университет»

Балтийская государственная академия рыбопромыслового флота

Б.Е. ТОПЧИЙ

ШАРИКО-ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

*Методические указания
по дисциплине «Механика»
(раздел «Детали машин»)
для курсантов и студентов
инженерных специальностей
всех форм обучения*

БГАРФ

Калининград
Издательство БГАРФ
2019

УДК 621.79(073)

Шарико-винтовые передачи: методические указания / сост.: **Б.Е. Топчий.** – Калининград: Издательство БГАРФ, 2019. – 61 с.

Методические указания по дисциплине «Механика», раздел «Детали машин» предназначены для курсантов и студентов инженерных специальностей всех форм обучения рассмотрены и одобрены на заседании кафедры «Инженерная механика» 31 октября 2017 г., протокол № 2.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота

Рецензент: *Оснiach А.А.*, канд. техн. наук, доцент кафедры «Инженерная механика» БГАРФ.



БГАРФ

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ.....	4
1. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ.....	4
2. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ	6
3. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ.....	8
3.1. Рекомендации по проектному расчету шарико-винтовой передачи	12
3.2. Рекомендации по проектированию шарико-винтовой передачи.....	15
4. ШАРИКО-ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ШВП) ПО ДАННЫМ ОБЩЕГО КАТАЛОГА КОМПАНИИ ТНК.....	16
5. ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ	29
5.1. Пример 1. Высокоскоростное оборудование для перемещения (горизонтальное использование).....	29
5.2. Пример 2. Высокоскоростное оборудование для перемещения (система вертикальной подачи).....	47
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	61

БГАРФ

ПРЕДИСЛОВИЕ

В соответствии с учебным планом при изучении дисциплины «Детали машин и основы проектирования» студенты дневного отделения выполняют расчетно-графические работы, а студенты заочной формы обучения – контрольные работы. Расчетно-графическая работа является первой самостоятельной конструкторской работой студентов, способствует закреплению и углублению знаний, полученных при изучении теоретической части курса.

Объектом расчетно-графической работы является простое механическое устройство. В состав разрабатываемых узлов в качестве основной единицы входят передачи винт-гайка, которые по функциональному назначению делятся на грузовые и ходовые. В грузовых винтах используется передача винт-гайка скольжения, а в ходовых – шарико-винтовые передачи. Простейшими грузовыми винтовыми передачами являются: винтовые домкраты и прессы, съемники, натяжные и нажимные приспособления, зажимные устройства различного конструктивного исполнения.

В большинстве учебных пособий расчеты передачи винт-гайка скольжения рассматриваются конспективно, что затрудняет выполнение расчетно-графических работ, практических занятий и контрольных работ.

В настоящих методических указаниях даны основные сведения о передачах винт-гайка, приведены основы расчета шарико-винтовых передач.

1. ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Передача винт-гайка в основном предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. Для преобразования поступательного движения во вращательное силовые передачи практически не используются из-за низкого КПД. В передаче используют пары винт-гайка скольжения (рис. 1, а) или качения (рис. 1, б).

Винтовые передачи можно разделить на следующие основные группы:

- ходовые винты для преобразования вращательного движения в поступательное;
- грузовые винты для перемещения грузов и передачи усилий;
- установочные винты, применяемые для фиксации деталей в машинах и механизмах.

Область применения передач винт-гайка достаточно обширна – от точных измерительных приборов (механизмы делительных устройств) до тяжело нагруженных нажимных устройств прокатных станков. Эти передачи применяют в механизмах точных перемещений, в следящих системах и ответственных силовых передачах (станкостроение, робототехника, авиационная и космическая техника, атомная энергетика и др.). Винтовые передачи используются в винтовых домкратах и прессах, съемниках, различного типа стяжках, натяжных и прижимных приспособлениях, зажимных устройствах, механизмах подачи станков и т. п.

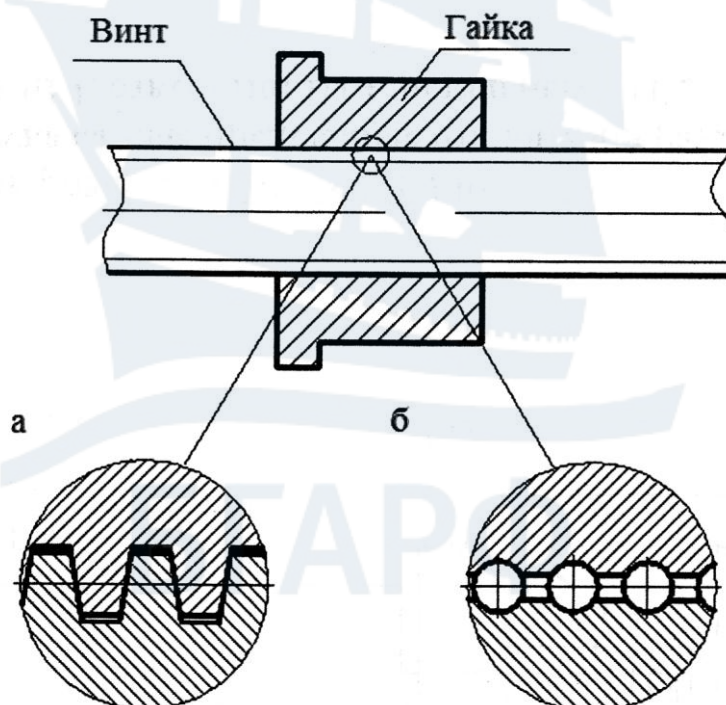


Рис. 1. Передачи винт-гайка:
а – скольжения; б – качения

По схеме исполнения и конструктивным решениям передачи винт-гайка весьма разнообразны. В подавляющем большинстве конструкций гайка неподвижная, а винт совершает вращательное и поступательное движение, но встречаются винтовые передачи, в которых вращается гайка, а винт совершает лишь поступательное движение (некоторые домкраты и прижимы, механизмы изменения вылета кранов и др.).

Достоинствами передачи винт-гайка являются: возможность получения медленного поступательного движения при относительно больших частотах вращения; значительный выигрыш в силе; высокая точность перемещения; простота конструкции; малые габариты; возможность обеспечения самоторможения, высокий КПД передачи, большой ресурс, высокая несущая способность.

К недостаткам шариковых винтовых передач можно отнести требования высокой точности изготовления, сложность конструкции гайки и, следовательно, высокая стоимость передачи; требование хорошей защиты передачи от загрязнений.

К недостаткам передачи скольжения относятся большие потери на трение и, соответственно сравнительно низкий КПД. Передачи качения лишены этого недостатка, но их конструкция сложнее, а стоимость выше.

2. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ

Профиль резьбы в передачах скольжения выбирают в зависимости от требований к точности перемещений, КПД и технологичности. С целью повышения КПД в передачах винт-гайка скольжения используют резьбы, имеющие пониженный приведенный коэффициент трения.

В силовых передачах скольжения при двустороннем направлении нагрузки наиболее частое применение находит стандартная трапецеидальная резьба. Требования к трапецеидальной резьбе установлены ГОСТ 9484-81 (профиль), ГОСТ 24738-81 (диаметры и шаги однозаходной резьбы), ГОСТ 24739-81 (диаметры, шаги и заходы многозаходной резьбы), ГОСТ 24737-81 (основные размеры однозаходной резьбы). Трапецеидальную резьбу в основном

диапазоне диаметров выполняют с мелким, средним и крупным шагами. В силовых передачах применяют в основном резьбу со средним шагом. Мелкую резьбу применяют в механизмах, где требуется повышенная точность перемещений, например в микрометрах, крупную – когда передача плохо защищена от пыли и грязи и подвержена сильному износу. Для самотормозящих передач применяют однозаходную резьбу, а для повышения скорости перемещения используют многозаходные резьбы.

Упорную резьбу применяют при больших осевых нагрузках, действующих в одном направлении. Требования к упорной резьбе установлены ГОСТ 10177-82.

Метрическую (треугольную) резьбу используют в передачах приборов и измерительных машин, где требуются малые перемещения с высокой точностью, а КПД не имеет существенного значения. Требования к метрической резьбе установлены ГОСТ 9150-2003 (профиль), ГОСТ 8724-2002 (диаметры и шаги), ГОСТ 16093-2004 (точность), ГОСТ 24705-2004 (основные размеры).

В передачах винт-гайка скольжения для повышения износостойкости и снижения склонности к заеданию гайки изготавливают из материалов, обладающих антифрикционными свойствами, а материал винта должен обладать высокой твердостью. Поэтому для изготовления винтов применяют низколегированные стали 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой до твердости не менее 45 HRC и последующим шлифованием; стали 40ХФА, 18ХГТ с азотированием для уменьшения искажения формы и размеров винтов в результате закалки, для тихоходных слабонагруженных винтов используют стали 30, 40, 45 и 50 ГОСТ 1050-88 без термической обработки. При малых скоростях вращения гайки изготавливают из малооловянной бронзы Бр.О6Ц6С3, безоловянной бронзы Бр.А9ЖЗЛ, а также из антифрикционных чугунов АЧВ-1, АЧК-1, или серых чугунов СЧ15 и СЧ20 ГОСТ 1412-85. При больших скоростях вращения используют высокооловянную бронзу Бр.О10Ф1.

3. ПЕРЕДАЧА ВИНТ-ГАЙКА КАЧЕНИЯ

Шариковая винтовая передача состоит из винта и гайки с нарезанными винтовыми канавками криволинейного профиля, служащими дорожками для шариков или роликов. Шарико-винтовая передача предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. В качестве ведущего звена используют как винт, так и гайку. В ходовых винтах наиболее широко применяют винтовые передачи с шариками (ШВП).

Достоинства шарико-винтовой передачи: сравнительно высокий КПД (0,9); высокая осевая несущая способность при малых габаритах; равномерное поступательное перемещение с высокой точностью; значительный ресурс работы.

Недостатки: сложность конструкции гайки; необходимость высокой точности изготовления и защиты передачи от загрязнений; не обладает самоторможением.

Шарико-винтовые передачи используют в исполнительных механизмах, в следящих системах, ответственных силовых передачах (станкостроение, робототехника и др.).

Наибольшее распространение в винтовых шариковых передачах получила резьба с полукруглым профилем, позволяющая создавать конструкции ШВП с регулируемым натягом (рис. 1.2). Предварительный натяг служит для устранения осевого зазора в сопряжении винт-гайка, повышения осевой жесткости и точности перемещения ведомого звена ШВП. Конструктивно натяг при канавках полукруглого профиля осуществляется установкой двух гаек, размещенных в одном корпусе с последующим относительным осевым их смещением. Смещение гаек происходит установкой прокладок между ними или их относительным угловым поворотом (рис. 1.2).

Соединение гаек 3 и 4 с корпусом 2 выполнено зубчатыми муфтами 6 и 7, у которых наружные зубья нарезаны на фланцах, а внутренние – в корпусе.

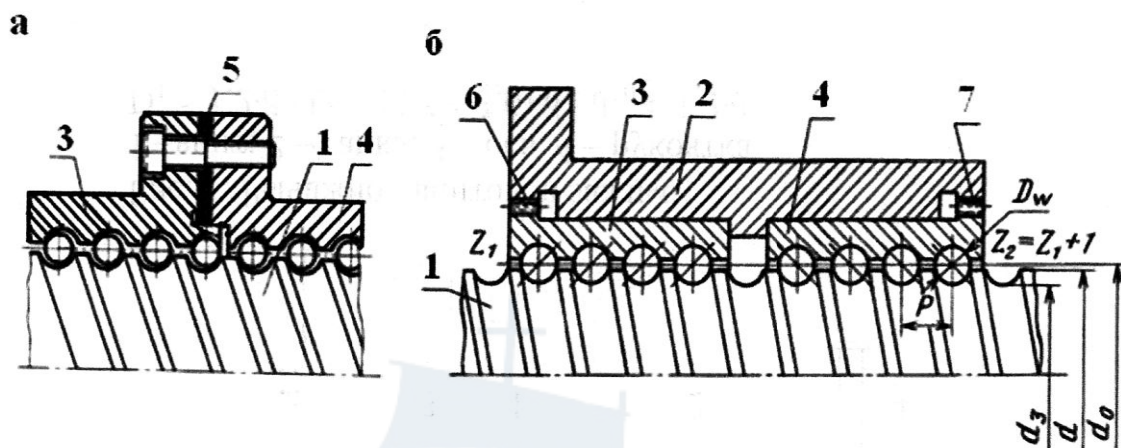


Рис. 1.2. Конструкция ШВП с регулируемым натягом:

1 – винт; 2 – корпус гайки; 3, 4 – гайки;
5 – прокладки; 6, 7 – зубчатые муфты

Числа зубьев z_1 и z_2 муфт отличаются на единицу, что позволяет поворачивать одну гайку относительно другой на малый угол, осуществляя осевое смещение на очень малую величину. Поворот гаек выполняют вне винта на специальной оправке.

При вращении винта шарики движутся по винтовым канавкам, поступательно перемещают гайку и, выкатываясь из канавок резьбы, через канал возврата проходят в исходное положение. Таким образом, во время работы движение шариков происходит по замкнутой траектории внутри гайки. Наиболее распространена конструкция ШВП, в которой канал возврата соединяет два соседних витка (рис. 1.3). Число рабочих витков в гайке от 1 до 6.

В станкостроении применяют трехвитковые гайки ($i_b = 3$). Перепускной канал выполняют в специальном вкладыше, который вставляют в овальное окно гайки.

Винты изготавливают из легированных сталей марок ХВГ, 8ХВ, 20ХЗМВФ; гайки: ШХ15, ХВГ, 18ХВГ, 12ХН3А. Шарики изготавливают из хромистых сталей марок ШХ15 и ШХ20СГ. Материалы винта, гайки и тел качения должны иметь твердость поверхности не ниже 61 НРС.

Полости гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом марки ЦИАТИМ-201 или ЦИАТИМ-203.

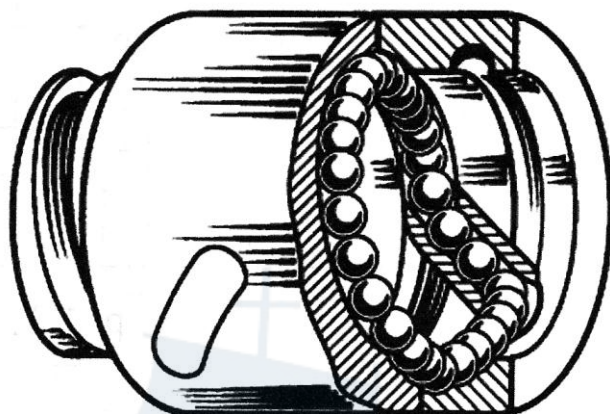


Рис. 1.3. Устройство возврата шариков в гайке качения

Основные геометрические параметры и силовые характеристики шарико-винтовых передач регламентированы отраслевыми стандартами (табл. 1.1):

P – шаг резьбы;

$D_w = 0,6P$ – диаметр шарика;

z – число заходов резьбы (обычно $z = 1$);

d_0 – номинальный диаметр резьбы;

$d = d_0 - 0,35D_w$ – наружный диаметр резьбы винта;

$d_3 = d_0 - 1,012D_w$ – внутренний диаметр резьбы винта;

ψ_0 – угол подъема винтовой линии на диаметре d_0 ,

где $\psi_0 = \arctg \frac{Pz}{\pi d_0}$.

$C_{\alpha 0}$ – статистическая грузоподъемность – статистическая центральная осевая нагрузка, которая соответствует расчетному контактному напряжению в зоне контакта шарика, равному 3 000 МПа.

C_{α} – динамическая грузоподъемность – постоянная центральная осевая нагрузка, которую шарико-винтовая передача может воспринимать при базовом ресурсе.

Причины выхода из строя шарико-винтовых передач:

1. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей дорожек и шариков под действием переменных контактных напряжений. Усталостное повреждение в виде выкрашивания, образования раковин или отслаивания является основным видом разрушения ШВП в обычных условиях при хорошем смазывании и защите от попадания абразивных частиц.

2. Смятие рабочих поверхностей и тел качения (лунки и вмятины) из-за местных пластических деформаций под действием вибрационных, ударных и значительных статических нагрузок.

3. Изнашивание вследствие повышенного скольжения в контакте тел качения с винтом и гайкой или плохой защиты ШВП от попадания абразивных частиц. Для уменьшения износа винты защищают телескопическими трубами или гофрированными чехлами, а на гайке предусматривают устройство для очистки резьбы от загрязнений.

4. Потеря устойчивости длинных (сжатых осевой силой) винтов. Обычно длина винтов от 2 до 8 м.

Таблица 1.1

Параметры шариковых передач винт – гайка

<i>Средний диаметр D_{PW}, мм</i>	<i>Шаг резьбы, P, мм</i>	<i>Диаметр шарика, D_w, мм</i>	<i>Радиальный зазор, мм</i>	<i>Грузоподъемность статическая, C_{ω}, Н</i>	<i>Грузоподъемность динамическая $C_{\omega} H$</i>
25	5	3	0,067-0,093	28 100	16 580
32	5	3	0,064-0,096	37 500	17 710
40	5	3	0,064-0,096	49 400	19 170
40	6	3,5	0,059-0,101	56 400	23 700
40	10	6	0,119-0,161	85 900	54 700
50	5	3	0,059-0,101	62 800	20 640
50	10	6	0,117-0,163	112 500	57 750
50	12	7	0,137-0,183	119 900	65 400
63	10	6	0,115-0,165	149 700	62 030
80	10	6	0,113-0,167	197 700	66 880
80	20	10	0,193-0,247	297 600	143 400

Основными для стандартной шарико-винтовой передачи являются расчеты по критериям отсутствия усталостного выкрашивания и пластического деформирования шариков и поверхностей катания.

3.1. Рекомендации по проектному расчету шарико-винтовой передачи

Цель расчета – определить основные геометрические размеры стандартной винтовой передачи, обеспечивающие ее работоспособность при заданных условиях нагружения.

1. Определение внутреннего диаметра d_3 резьбы винта из расчета на совместное действие сжатия и кручения.

2. Определение ориентировочного значения требуемой динамической осевой грузоподъемности гайки

$$C_{\text{от}} = \frac{1,25F_{\alpha}}{K_p K_{\alpha} K_M}, \text{ Н,}$$

где F_{α} – внешняя центральная осевая сила, Н;

K_p – коэффициент вероятности безотказной работы (табл. 1.2);

K_{α} – коэффициент точности передачи, $K_{\alpha} = 0,8 \div 1,0$;

K_M – коэффициент, учитывающий качество выплавки стали (обычная плавка $K_M = 1,0$; плавка с вакуумной дегазацией $K_M = 1,25$; для электрошлаковой стали $K_M = 1,4$; для стали вакуумной выплавки $K_M = 1,7$).

Таблица 1.2

Коэффициент вероятности безотказной работы ШВП

Вероятность безотказной работы, %	90	95	99	99,5
K_p	1,0	0,85	0,57	0,46

3. Выбирают по каталогу шарико-винтовую передачу с ближайшим большим значением динамической грузоподъемности $C_{\alpha} > C_{\text{от}}$ (табл. 1.1).

4. Вычисление ресурса выбранной передачи

$$L_{\alpha} = (C_{\alpha p} / F_{\alpha E})^3, \text{ млн об.},$$

где $C_{\alpha p}$ – фактическая динамическая осевая грузоподъемность, Н

$$C_{\alpha p} = C_{\alpha} K_p K_{\alpha} K_M, \text{ Н},$$

где C_{α} – табличное значение динамической грузоподъемности гайки, Н;

$F_{\alpha E}$ – расчетная эквивалентная внешняя осевая сила при переменных режимах нагружения, Н.

При постоянной, равномерной нагрузке $F_{\alpha E} = F_{\alpha}$.

Ресурс передачи винт-гайка качения в часах

$$L_{\alpha h} = \frac{10^6 \cdot (C_{\alpha p} / F_{\alpha E})^3}{60 n_{\text{ср}}}, \text{ ч},$$

где $n_{\text{ср}}$ – средняя частота вращения, мин^{-1} .

Условие пригодности шарико-винтовой передачи

$$L_{\alpha} \geq L_T \text{ или } L_{\alpha h} \geq L_{\alpha h T},$$

где L_{α} ($L_{\alpha h}$) – расчетный ресурс, млн об. (ч);

L_T ($L_{\alpha h T}$) – требуемый ресурс, млн об. (ч).

5. Проверочный расчет гайки на статическую контактную прочность.

Статическая контактная прочность обеспечена, если наибольшая осевая сила $F_{\alpha p \max}$ не превосходит скорректированную статическую осевую грузоподъемность $C_{\alpha 0 p}$.

Условие статической контактной прочности

$$F_{\alpha p \max} < C_{\alpha 0 p} = C_{\alpha 0} K_{\alpha 0}, \text{ Н},$$

где $F_{\alpha p \max}$ – наибольшая осевая сила.

Для передач с натягом

$$F_{\alpha p \max} = F_{\text{нат}} + 0,65 F_{\alpha}, \text{ Н}.$$

С целью получения высоких значений КПД желательно выполнение условия $F_{\text{нат}} = (0,4 \div 0,8)F_{\alpha}$.

$C_{\alpha 0}$ – статическая грузоподъемность шарико-винтовой передачи (табл. 1.1);

$K_{\alpha 0} = 0,7 \div 1,0$ – коэффициент, учитывающий точность расчетов.

6. Проверка винта на статическую устойчивость. Статическая устойчивость обеспечена, если

$$F_{\alpha \text{max}} \leq F_{\text{кр}},$$

где $F_{\alpha \text{max}}$ – наибольшая осевая сила, нагружающая винт на длине L , Н,

$F_{\text{кр}}$ – значение критической силы по Эйлеру, Н.

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E d_3^4}{64 S (\mu L)^2}, \text{ Н,}$$

где E – модуль упругости материала винта

(для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа);

d_3 – диаметр резьбы по впадинам, мм;

$S = 3$ – коэффициент запаса;

μ – коэффициент, зависящий от способа закрепления концов винта;

L – длина нагруженного участка винта, мм.

7. КПД

Как и в передаче винт-гайка скольжения, в шарико-винтовой передаче потери возникают в опорах и в резьбе:

$$\eta_{\text{вп}} = \eta_{\text{оп}} \eta_{\text{вп}}.$$

Опорами винтов являются подшипники качения, поэтому $\eta_{\text{оп}} = 0,98$. Главную часть составляют потери в резьбе. При ведущем винте (вращательное движение винта преобразуется в поступательное перемещение гайки) КПД винтовой пары

$$\eta_{\text{вп}} = \frac{K_R \text{tg} \psi}{\text{tg}(\psi + \rho)},$$

где ψ – угол подъема резьбы;

ρ – приведенный угол трения в резьбе;

P – шаг резьбы; i_3 – число заходов резьбы;

d_0 – номинальный диаметр резьбы;

d_w – диаметр шарика;

f_k – коэффициент трения качения (обычно $f_k = 0,01$ мм);

K_η – коэффициент, зависящий от относительной величины силы предварительного натяга E_H :

– при малой величине силы предварительного натяга

($F_H < F_E/3$) $K_\eta = 1$;

– при большой – ($F_H > F_E/2$), $K = K_F/K_R$,

где $K_F = F_E/F_H$.

$$K_R = 1 + 0,65K_F - \frac{(1 - 0,35K_F) \operatorname{tg}(\psi - \rho)}{\operatorname{tg}(\psi + \rho)}.$$

Высокий КПД шарико-винтовой передачи обусловлен небольшими моментами сопротивления в резьбе.

Момент завинчивания $T_{\text{зав}}$, Н·м

$$T_{\text{зав}} = \frac{F_E i_3 P}{2\pi 10^3 \eta_{\text{ВП}}}.$$

3.2. Рекомендации по проектированию шарико-винтовой передачи

Вкладыши с перепускным каналом для возврата шариков выполняют из закаленной стали, точно пригоняют к окнам гайки и запаивают. От точности совмещения канала возврата с резьбой гайки существенно зависит долговечность передачи.

Полость гайки при сборке заполняют пластичным смазочным материалом (марок ЦИАТИМ-201, 203). Гайку снабжают уплотнительными устройствами и устройствами для очистки резьбы винта от загрязнений (преимущественно цилиндрическими гармониками и пластмассовыми уплотняющими гайками).

Многозаходные винты позволяют получить высокую скорость осевых перемещений исполнительных механизмов.

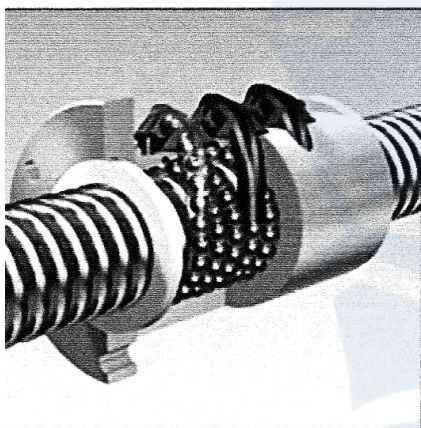
4. ШАРИКО-ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ШВП) ПО ДАННЫМ ОБЩЕГО КАТАЛОГА КОМПАНИИ ТНК

В шарико-винтовых передачах винт и гайку разделяют ряды шариков, катящихся в углублениях резьбы винта. Рециркуляция шариков обеспечивается возвратными каналами, идущими параллельно оси винта,

Резьба на винте наносится шлифовкой с помощью абразивного круга или накаткой с помощью ролика. Шлифованные ШВП имеют очень высокую точность, поэтому называются прецизионными. Катаные ШВП менее точные, но более доступные по цене.

Компания BERG AB – официальный дистрибьютор корпорации ТНК – предлагает полный ассортимент шарико-винтовых передач собственного производства, а также концевые опоры винта, обоймы гаек и зажимные гайки.

Прецизионные шарико-винтовые передачи с сепаратором:



- HBN – ШВП для больших нагрузок (подробнее см. ниже);
- SBK – высокоскоростные ШВП с большим шагом резьбы;
- SBN – высокоскоростные ШВП с наружным возвратным каналом;
- SDA – компактные шарико-винтовые пары;
- SBKN – высокоскоростные ШВП для больших нагрузок.

Прецизионные шарико-винтовые пары стандартной конструкции:

- BNF – прецизионные ШВП, гайка с круглым фланцем;
- BNT – прецизионные ШВП, прямоугольная гайка;
- DK – прецизионные ШВП, гайка с усеченным круглым фланцем;
- MDK – миниатюрные прецизионные ШВП, диаметр вала 4 ... 14 мм, шаг 1 ... 5 мм.

Прецизионные шарико-винтовые передачи с большим шагом резьбы:

- WHF – высокоскоростные ШВП с большим шагом, DN = 120 000;
- BLK – ШВП с шагом резьбы, равным диаметру вала (для большинства моделей серии);
- WGF – ШВП с шагом резьбы, в 1,5 ... 3 большим диаметра вала;
- BLR – ШВП с большим шагом резьбы и вращающейся гайкой;
- BLW – ШВП с большим шагом резьбы и преднатягом.

Прецизионные шарико-винтовые передачи с преднатягом:

- BIF – ШВП с внутренним преднатягом и круглым фланцем;
- DIK – ШВП с внутренним преднатягом и усеченным круглым фланцем;
- DIR – ШВП с внутренним преднатягом и вращающейся гайкой;
- BNFN – ШВП с двойной гайкой с преднатягом и круглым фланцем;
- DKN – ШВП с двойной гайкой с преднатягом и усеченным круглым фланцем;
- BLW – ШВП с двойной гайкой с преднатягом и большим шагом резьбы.

Комбинированные шарико-винтовые и шарико-шлицевые пары. Винт имеет резьбу и продольные канавки, одна гайка шариковая, другая гайка шлицевая:

- NS – шлицевая гайка на подшипниках;
- BNS – и шлицевая гайка, и шариковая гайка на подшипниках.

Катаные шарико-винтовые передачи:

- ВТК-V – катаные ШВП с гайкой с усеченным круглым фланцем;

- JPF – катаные ШВП с двойной гайкой с круглым фланцем;
- MTF – миниатюрные катаные ШВП, диаметр винта 6...12 мм, шаг винта;
- WHF – высокоскоростные ШВП с большим шагом резьбы, DN = 100 000;
- BNT – катаные ШВП с прямоугольной гайкой;
- BLK – катаные ШВП с большим шагом резьбы;
- WTF – катаные ШВП со сверхбольшим шагом резьбы;
- CNF – катаные ШВП для больших нагрузок со сверхбольшим шагом резьбы;
- BLR – катаные ШВП с большим шагом резьбы и вращающейся гайкой.

Концевые опоры винта ШВП:

- EK, BK – стационарные фиксированные опоры ШВП;
- FK – фланцевые фиксированные опоры ШВП;
- EF, BF – стационарные плавающие опоры;
- FF – фланцевые плавающие опоры ШВП.

Дополнительные принадлежности для ШВП:

- MC – обоймы гаек;
- RN – зажимные гайки.

Прецизионные шарико-винтовые пары повышенной нагрузочной способности HBN:

- Высокая грузоподъемность;
- Высокая допустимая скорость вращения;
- Низкий уровень шума;
- Малые флуктуации момента вращения;
- Система рециркуляции шариков с использованием технологии Caged Ball 1;
- Низкий уровень шума и длительная эксплуатация без обслуживания;
- Высокая точность позиционирования.

Высокоскоростные шлифованные ШВП с гибким сепаратором тип SBK:

- Высокая скорость вращения;
- Плавный ход;
- Длительная эксплуатация без обслуживания;
- Низкий уровень шума;
- Система рециркуляции шариков с использованием технологии Caged Ball;
- Шаг винта: 20-36 мм;
- Диаметр винта: 36-55 мм;
- Величина DN: 160 000.

Высокоскоростные шлифованные ШВП с гибким сепаратором тип SBN:

- Высокое быстродействие;
- Низкий уровень шума;
- Длительная эксплуатация без обслуживания;
- Плавный ход;
- Система рециркуляции шариков с использованием технологии Caged Ball;
- Малые флуктуации момента вращения;
- Величина DN: 130 000.

Способ установки вала ШВП

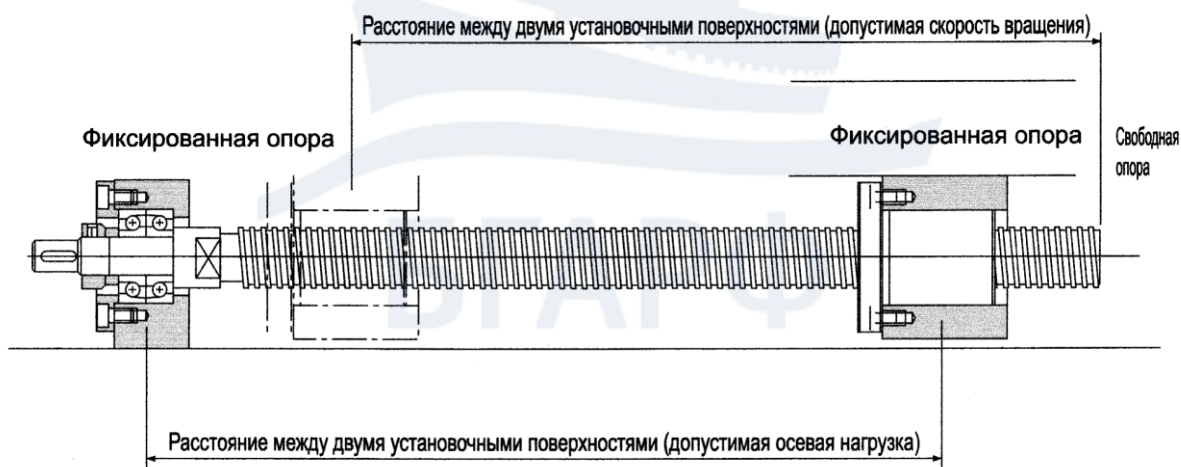


Рис. 4.1. Способ установки ходового винта (фиксированная опора – свободная опора)

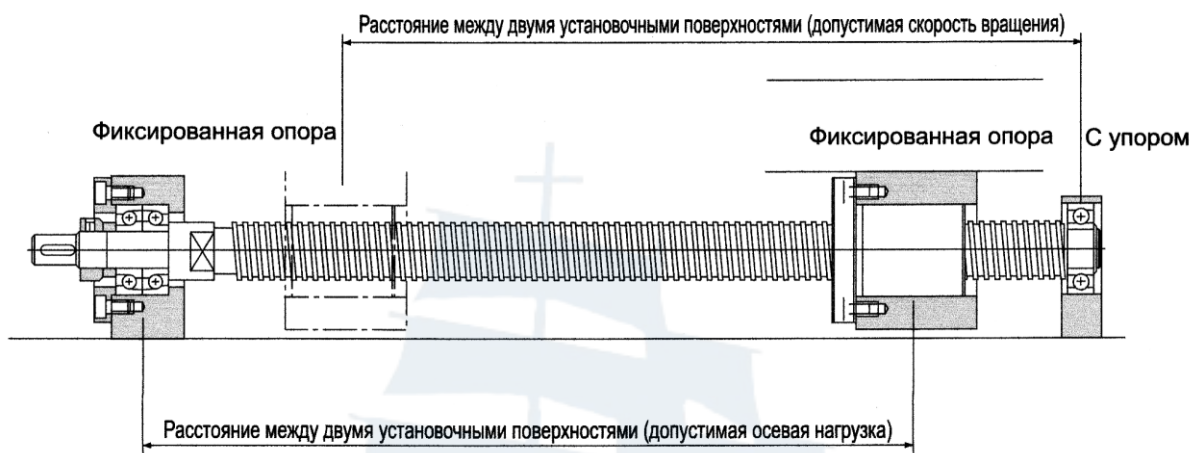


Рис. 4.2. Способ установки ходового винта (фиксированная опора – опора с упором)

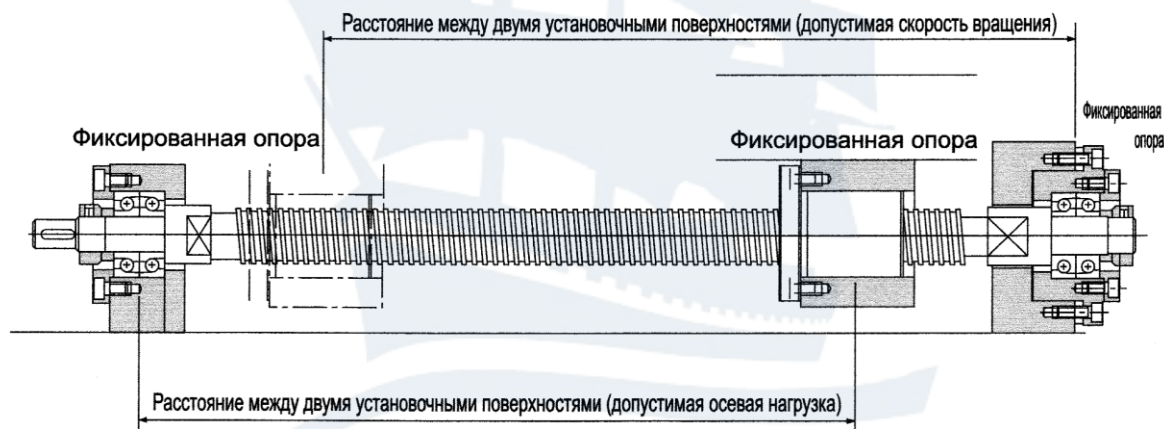


Рис. 4.3. Способ установки ходового винта (фиксированная опора – фиксированная опора)

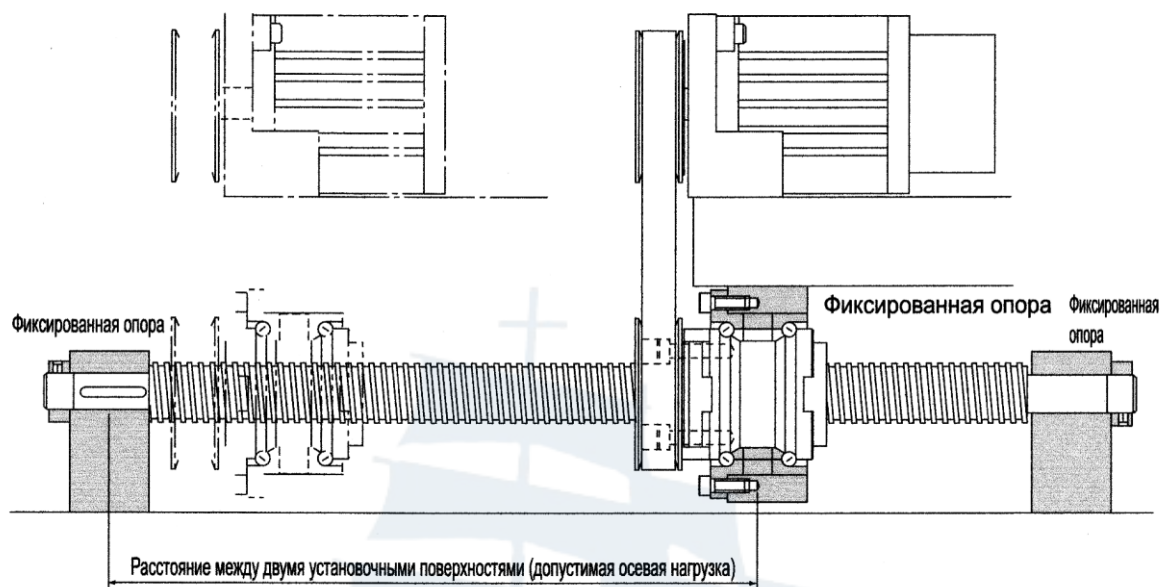
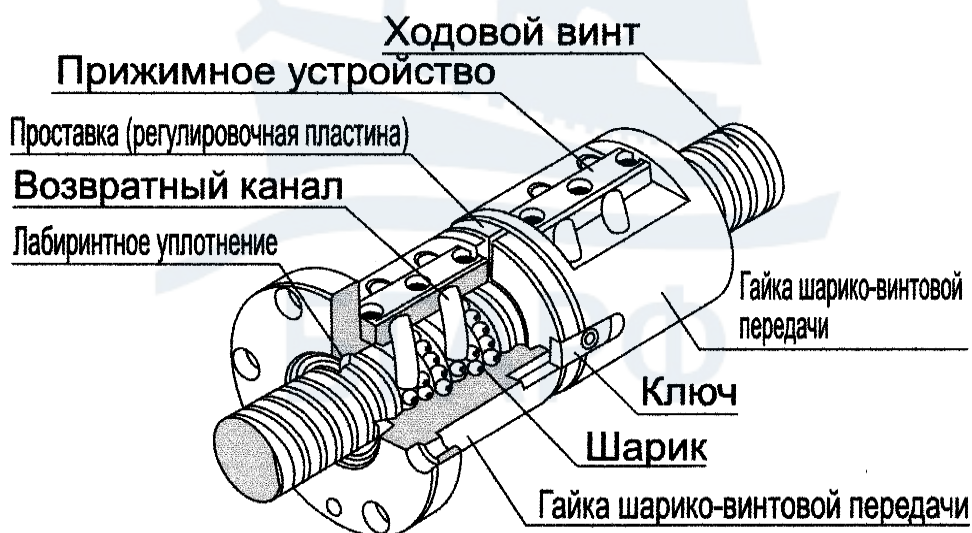


Рис. 4.4. Способ установки ходового винта для ШВП с поворотной гайкой (фиксированная опора – фиксированная опора)

КОНСТРУКЦИИ ГАЕК ШВП (типы гаек по способу обращения шариков)

*Тип с возвратным каналом
(модели SBN, BNF, BNT, BNFN, BIF и BTK)*

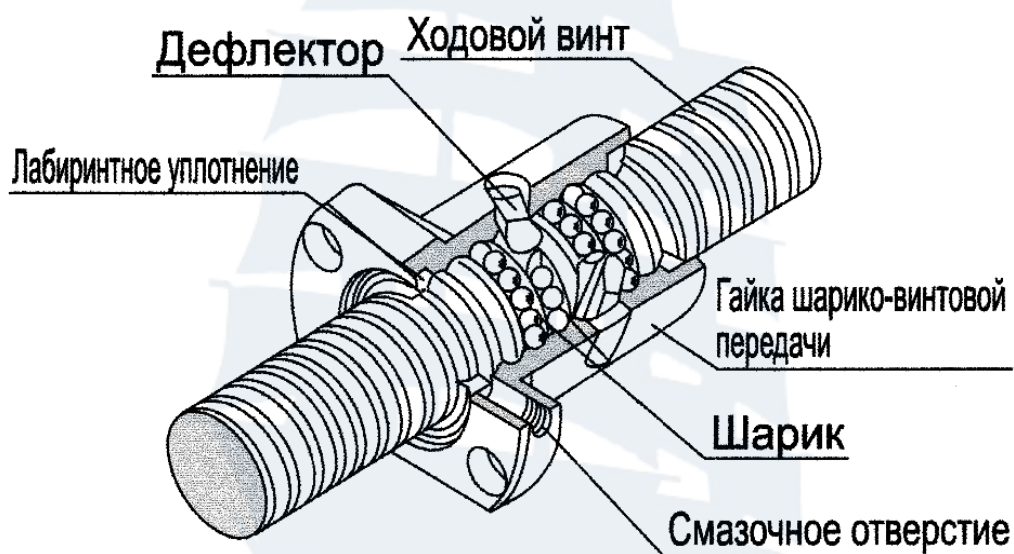


Примерная конструкция гайки с возвратным каналом

Рис. 4.5

Это наиболее распространенные типы гаек, которые используют для обращения шариков в возвратный канал. Возвратный канал позволяет подбирать шарики, пропускать их через трубу и возвращать в исходное положение, завершая цикл непрерывного движения.

Дефлекторный тип
(модели DK, DKN, DIK, JPE и DIR)

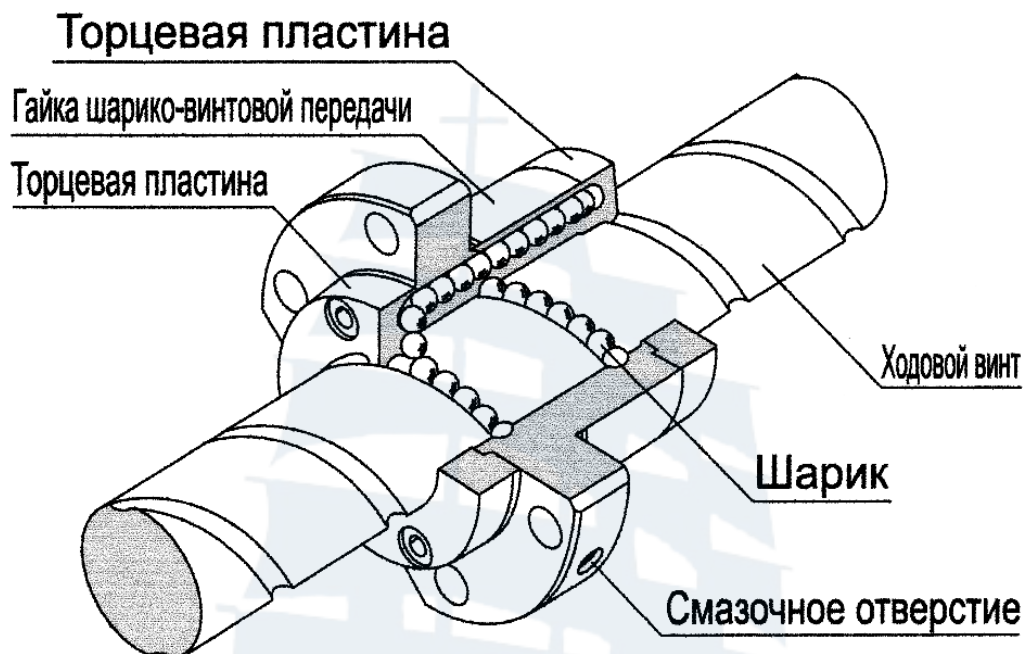


Примерная конструкция простой гайки

Рис. 4.6

Это наиболее компактный тип гайки. Шарики изменяют направление движения при помощи дефлектора, проходят по окружности ходового винта и возвращаются в исходное положение, завершая цикл непрерывного движения.

Тип с торцевой пластиной: гайка с большим шагом резьбы (модели SBK, SDA, SBKH, WHF, BLK, WGF, BLW, WTF, CNF и BLR)



Примерная конструкция гайки с большим шагом резьбы

Рис. 4.7

Такие гайки лучше всего подходят для использования на больших скоростях. Шарики подхватываются торцевой пластиной, проходят через отверстие в гайке и возвращаются в исходное положение, завершая цикл непрерывного движения.

Типы гаек по способу создания предварительного натяга

Предварительный натяг в фиксированной точке:

– предварительный натяг двойной ходовой гайки (модели BNFN, DKM и BLW)

Для создания натяга между двух гаек вставляется регулировочная проставка.

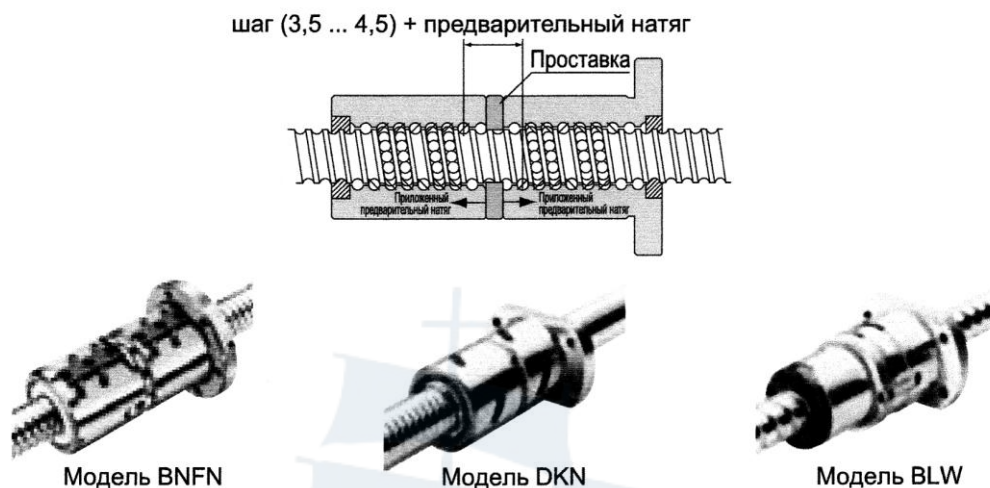


Рис. 4.8

– предварительный натяг со смещением
(модели SBN, BIF, DIK, SBK и DIR)

Более компактный способ, чем при использовании двойной ходовой гайки; обеспечивает создание предварительного натяга за счет изменения шага резьбы гайки без использования регулировочной прокладки.

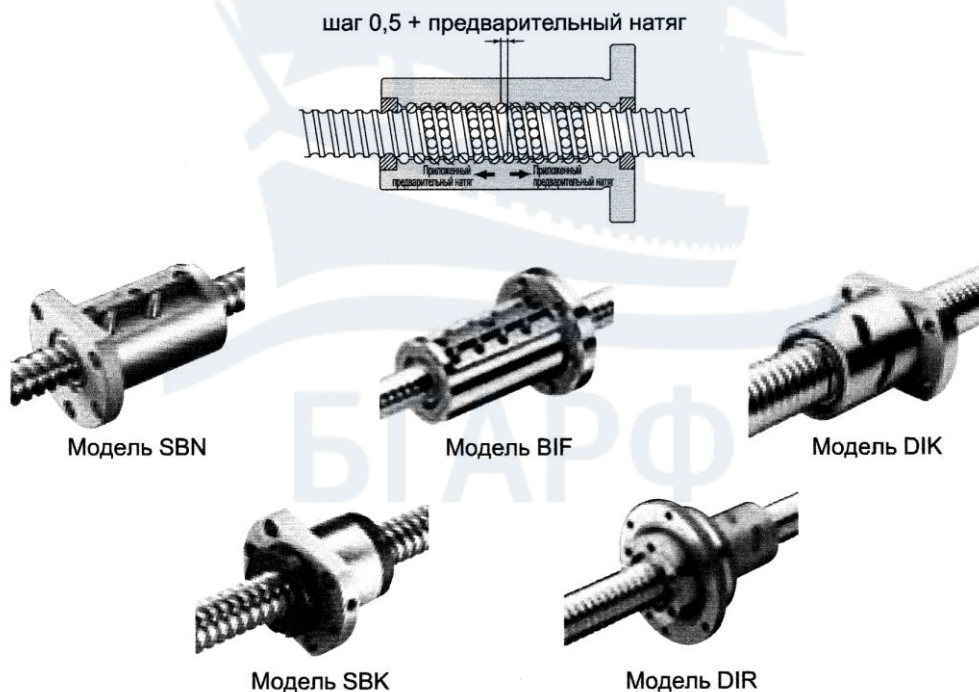


Рис. 4.9

– создание предварительного натяга с постоянным давлением (модель JPF)

В этом способе почти по центру гайки устанавливается пружинная конструкция, обеспечивающая предварительный натяг за счет изменения шага резьбы в середине гайки.

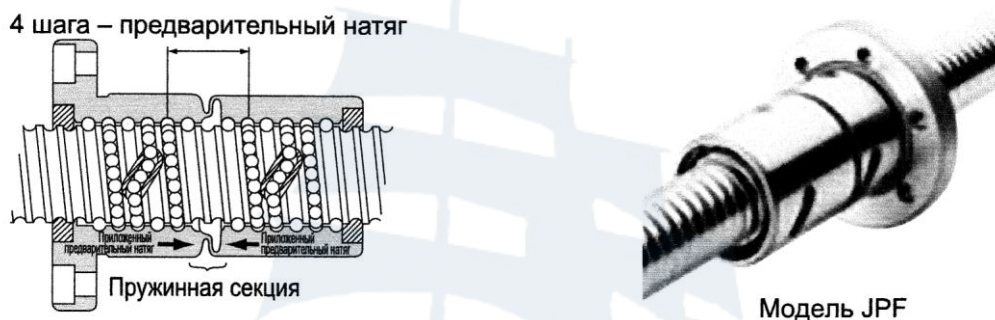


Рис. 4.10

Модели гаек и их особенности (Тип с предварительным натягом)

Модель SBN

Модель SBN имеет в своем составе циркуляционный механизм, из которого шарики извлекаются по касательной и двигаются по усиленной дорожке, позволяя таким образом получить значение DN, равное 130 000.

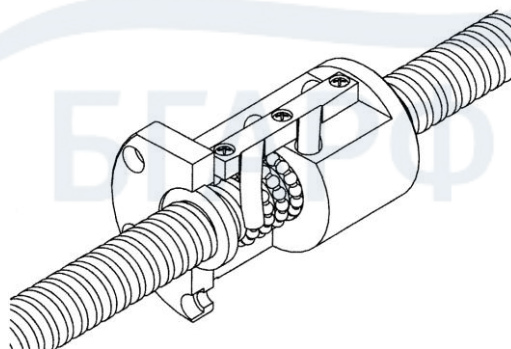


Рис. 4.11

Модель SBK

В результате создания предварительного натяга за счет смещения двух рядов дорожек гайки, стало возможно создать более компактную конструкцию.

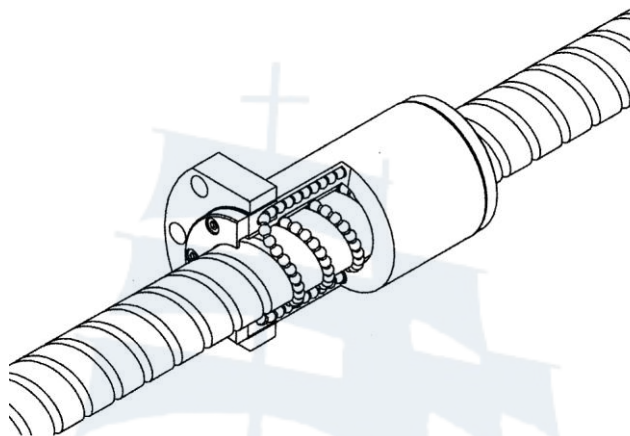


Рис. 4.12

Модели гаек и их особенности (Тип без предварительного натяга)

Модель SDA

В модели SDA удалось добиться идеальной конструкции, обеспечивающей циркуляцию шариков, и значительно большей компактности корпуса за счет применения новой торцевой пластины и детали типа R.

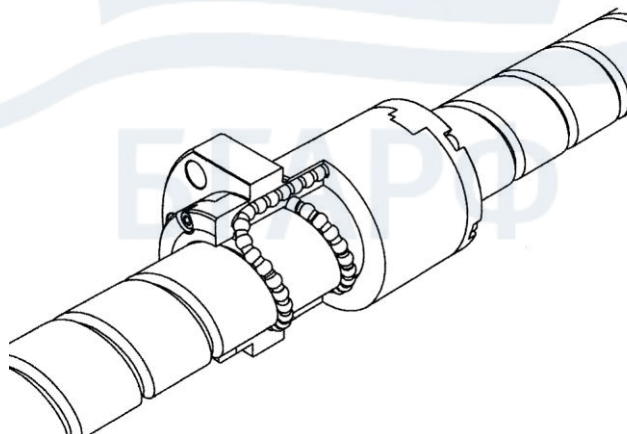


Рис. 4.13

Модель HBN

Благодаря конструкции, оптимизированной под высокие нагрузки, данная модель шарико-винтовой передачи имеет расчетную нагрузки более чем вдвое превышающую нагрузку допустимую для моделей обычного типа.

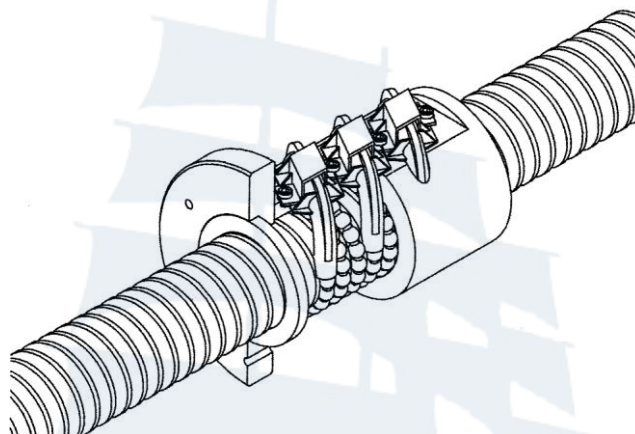


Рис. 4.14

Модель SBKH

Шарико-винтовая передача модели SBKH обладает способностью выдерживать большие нагрузки и работать на высоких скоростях (макс. 92 м/мин).

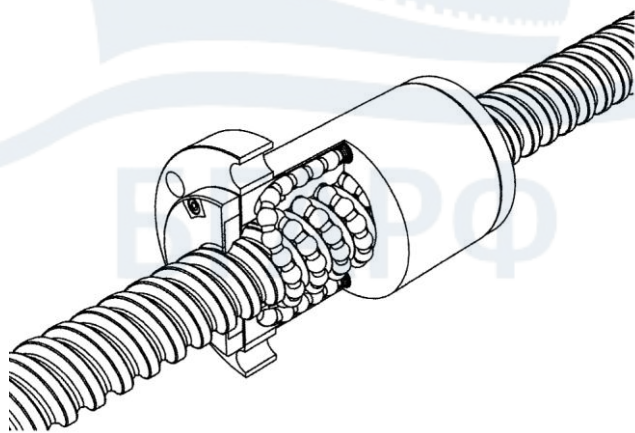


Рис. 4.15

Примеры сборки моделей HBN и SBKH

Если модели HBN или SBKH используются для работы под большой нагрузкой, фланец гайки и фиксированная опора должны располагаться относительно направления нагрузки, как показано на рисунке внизу, с учетом ее сбалансированного распределения на шарики. Кроме того, следите за тем, чтобы во время работы HBN или SBKH на болты не воздействовала растягивающая нагрузка. Если предусматривается использование модели HBN или SBKH в конфигурациях, отличающихся от указанной ниже, следует обратиться в компанию ТНК.

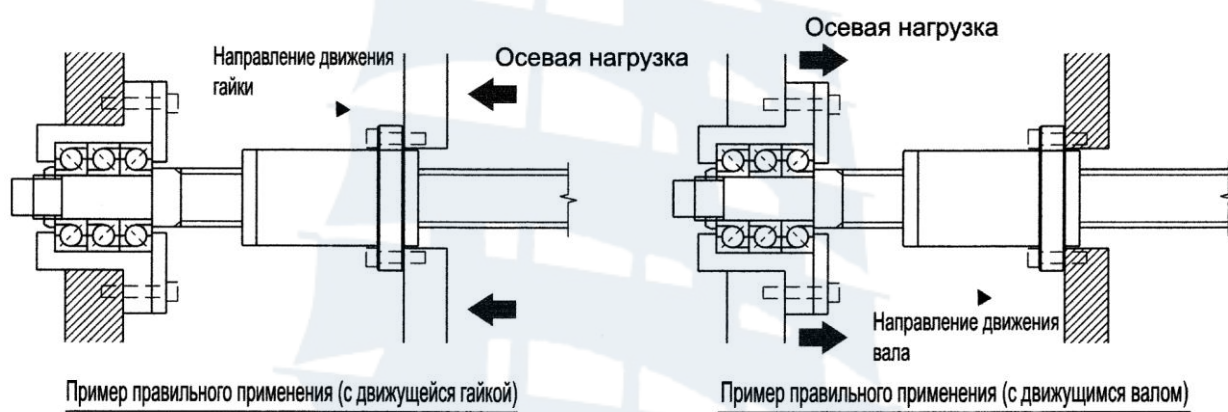


Рис. 4.16. Примеры рекомендованных способов монтажа моделей HBN и SBKH

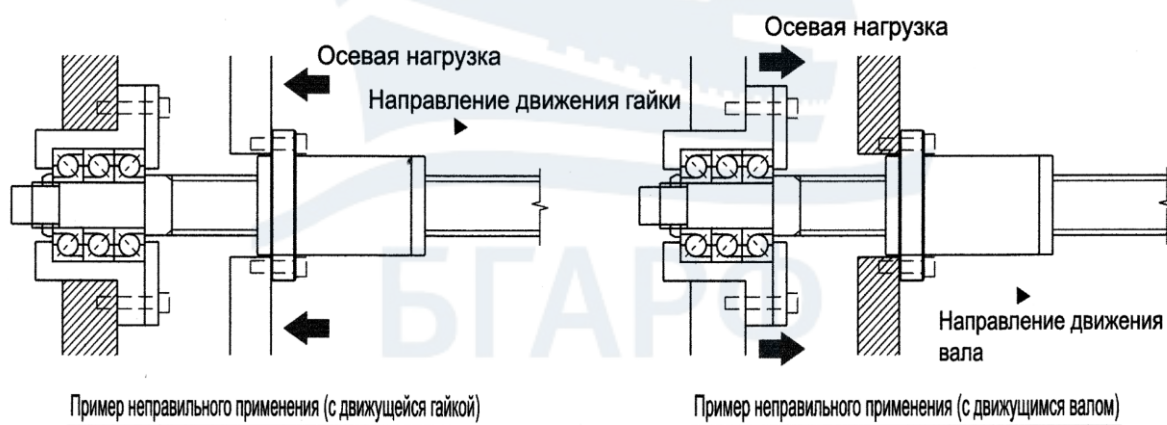


Рис. 4.17. Примеры нерекомендованных способов монтажа моделей HBN и SBKH

5. ПРИМЕРЫ ВЫБОРА ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выбор ШВП осуществляется из продукции фирмы ТНК на основании документов:

Шарико-винтовая передача. ТНК. Общий каталог.

Раздел А. Описание продукта.

Раздел В. Дополнительная информация.

В тексте «Примеры выбора шарико-винтовых передач» даются ссылки на упомянутые выше документы, например, (см. табл. 13 на В15-27), означает ссылку на табл. 13 Общего каталога ТНК, Раздел В15, стр. 27.

5.1. Пример 1. Высокоскоростное оборудование для перемещения (горизонтальное использование)

Условия подбора

Масса стола	$m_1 = 60$ кг
Масса заготовки	$m_2 = 20$ кг
Длина хода	$l_S = 1\,000$ мм
Максимальная скорость	$v_{\max} = 1$ м/с
Время ускорения	$t_1 = 0,15$ с
Время торможения	$t_3 = 0,15$ с
Количество возвратно-поступательных движений в минуту	$n = 8$ мин ⁻¹
Величина люфта	0,15 мм
Точность позиционирования (Выполнение позиционирования при движении в отрицательном направлении)	$\pm 0,3$ мм/1 000 мм
Повторяемость точности позиционирования	$\pm 0,1$ мм
Минимальная величина подачи	$s = 0,02$ мм/импульс
Ожидаемый срок службы	30 000 ч
Привод	серводвигатель переменного тока Номинальная частота вращения 3000 мин ⁻¹

Инерционный момент
электродвигателя
Редуктор

$$J_m = 1 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

нет

(прямое муфтовое соединение)
А1

Коэффициент трения
поверхности направляющей
Соппротивление трению
поверхности направляющей
 $z = 0,02$ мм/импульс

$$\mu = 0,003 \text{ (качение)}$$

$$f = 15 \text{ Н (без нагрузки)}$$

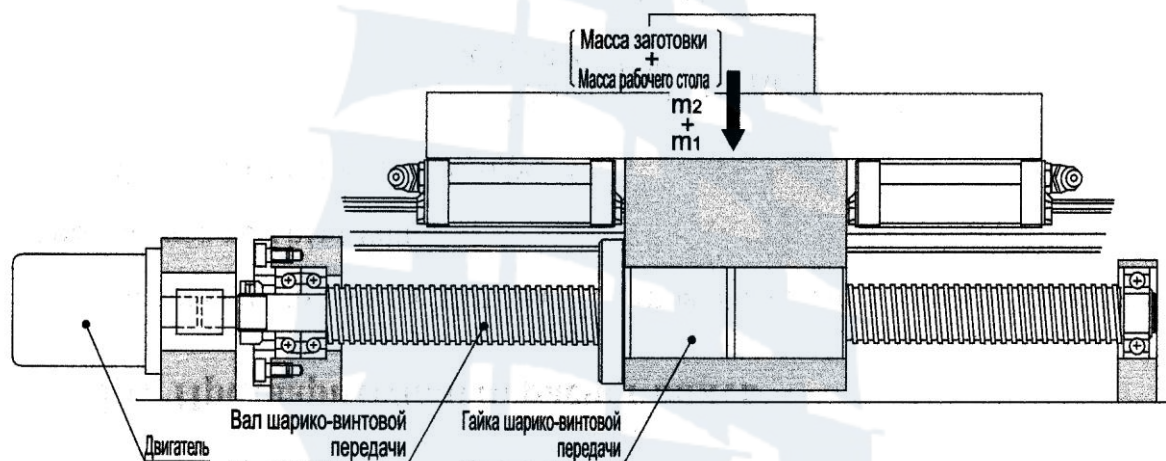


Рис. 5.1. Высокоскоростное оборудование для горизонтального перемещения

Выбор по свойствам

Диаметр ходового винта
Шаг резьбы
Номер модели гайки
Точность
Осевой зазор
Вид опор ходового винта
Приводной электродвигатель

Выбор точности угла подъема резьбы и осевого зазора

Выбор точности угла подъема резьбы

Чтобы получить точность позиционирования $\pm 0,3$ мм/1000 мм:

$$\frac{\pm 0,3}{1000} = \frac{\pm 0,09}{300}.$$

Точность угла подъема резьбы должна составлять $\pm 0,09$ мм / 300 мм или выше.

Соответственно, необходимо выбрать следующий класс точности шарико-винтовой передачи (см. табл. 1 на В15-20).

C7 (погрешность длины хода: $\pm 0,05$ мм/300 мм).

Класс точности C7 доступен для катаных и прецизионных шарико-винтовых передач. Будем исходить из того, что здесь выбрана катаная шарико-винтовая передача из-за ее более низкой стоимости.

Выбор осевого зазора

Чтобы удовлетворять требованию по величине осевого зазора в 0,15 мм, шарико-винтовую передачу следует выбирать с осевым зазором 0,15 мм или менее.

Таким образом, указанным требованиям отвечает модель катаной шарико-винтовой передачи с диаметром ходового винта 32 мм или менее, соответствующим осевому зазору 0,15 мм или менее (см. табл. 13 на В15-27).

Соответственно, выбрана модель катаной шарико-винтовой передачи с диаметром ходового винта 32 мм или менее и с классом точности C7.

Выбор ходового винта

Исходные требования по длине ходового винта

Будем исходить из того, что общая длина гайки составляет 100 мм и длина конца вала равняется 100 мм. Тогда общая длина на основании принятой длины хода в 1 000 мм определяется следующим образом.

$$1\ 000 + 200 = 1\ 200 \text{ мм.}$$

Итак, длина ходового винта принимается равной 1 200 мм.

Выбор шага резьбы

Если номинальная частота вращения приводного электродвигателя составляет $3\ 000\ \text{мин}^{-1}$ и максимальная скорость равна $1\ \text{м/с}$, то шаг шарико-винтовой передачи рассчитывается следующим образом:

$$\frac{1 \cdot 1000 \cdot 60}{3000} = 20\ \text{мм.}$$

Следовательно, нужно выбрать тип с шагом резьбы $20\ \text{мм}$ или больше.

Помимо прочего, шарико-винтовая передача и электродвигатель могут соединяться муфтой напрямую без использования редуктора. Минимальная разрешающая способность на один оборот серводвигателя переменного тока вычисляется по разрешающей способности кодового датчика ($1\ 000\ \text{имп./об}$; $1\ 500\ \text{имп./об}$), который входит в стандартный комплект серводвигателя, как показано ниже.

$1\ 000\ \text{имп./об}$ (без мультиплицирования);

$1\ 500\ \text{имп./об}$ (без мультиплицирования);

$2\ 000\ \text{имп./об}$ (увеличение вдвое);

$3\ 000\ \text{имп./об}$ (увеличение вдвое);

$4\ 000\ \text{имп./об}$ (увеличение вчетверо);

$6\ 000\ \text{имп./об}$ (увеличение вчетверо).

Чтобы обеспечить соответствие минимальному значению подачи в $0,02\ \text{мм/импульс}$, что требуется условиями выбора, необходимо применить следующие параметры:

шаг резьбы $20\ \text{мм}$ $1\ 000\ \text{имп./об}$;

$30\ \text{мм}$ $1\ 500\ \text{имп./об}$;

$40\ \text{мм}$ $2\ 000\ \text{имп./об}$;

$60\ \text{мм}$ $3\ 000\ \text{имп./об}$;

$80\ \text{мм}$ $4\ 000\ \text{имп./об}$.

Выбор диаметра ходового винта

Модели шарико-винтовой передачи, отвечающие требованиям, которые указаны в разделе на В15-70: катаная шарико-винтовая передача с диаметром ходового винта $32\ \text{мм}$ или менее,

и требованиям, которые указаны в разделе на В15-70: шаг резьбы 20, 30, 40, 60 или 80 мм (см. табл. 20 на В15-35) имеют следующие параметры.

Диаметр вала	Шаг резьбы
15 мм	20 мм
15 мм	30 мм
20 мм	20 мм
20 мм	40 мм
30 мм	60 мм

Поскольку длина ходового винта должна составлять 1 200 мм, как указано в разделе на В15-70, 15 мм недостаточно для диаметра вала. Таким образом, шарико-винтовая передача должна иметь ходовой винт с диаметром 20 мм или более.

Соответственно, существует три сочетания диаметра ходового винта и шага резьбы, которые отвечают нужным требованиям: диаметр ходового винта 20 мм/шаг резьбы 20 мм; 20 мм/40 мм; и 30 мм/60 мм.

Выбор конструкции опор ходового винта

Поскольку принятый тип имеет увеличенную длину хода 1 000 мм и работает на высокой скорости 1 м/с, для ходового винта следует выбрать либо конфигурацию «фиксированная опора – плавающая опора», либо «фиксированная опора – фиксированная опора».

Однако, для конфигурации «фиксированная опора – фиксированная опора» требуются сложная конструкция и высокая точность при монтаже.

Соответственно, в качестве способа устройства опоры ходового винта выбирается конфигурация «фиксированная опора – плавающая опора».

Анализ допустимой осевой нагрузки

Расчет максимальной осевой нагрузки

Соппротивление трению поверхности направляющей

$$f = 15 \text{ Н}$$

(без нагрузки)

Масса стола

$$m_1 = 60 \text{ кг}$$

Масса заготовки

$$m_2 = 20 \text{ кг}$$

Коэффициент трения

поверхности направляющей

$$\mu = 0,003$$

Максимальная скорость

$$v_{\max} = 1 \text{ м/с}$$

Ускорение свободного падения

$$g = 9,81 \text{ м/с}^2$$

Время ускорения

$$t_1 = 0,15 \text{ с}$$

Соответственно, требуемые значения рассчитываются следующим образом:

$$\text{ускорение: } a = \frac{v_{\max}}{t_1} = 6,67 \text{ м/с}^2.$$

При поступательном ускорении:

$$F_{a1} = \mu (m_1 + m_2) g + f + (m_1 + m_2) a = 550 \text{ Н.}$$

При равномерном движении вперед:

$$F_{a2} = \mu (m_1 + m_2) g + f = 17 \text{ Н.}$$

При торможении (движение вперед):

$$F_{a3} = \mu (m_1 + m_2) g + f - (m_1 + m_2) a = -516 \text{ Н.}$$

При ускорении (движение назад):

$$F_{a4} = -\mu (m_1 + m_2) g - f - (m_1 + m_2) a = -550 \text{ Н.}$$

При равномерном движении назад:

$$F_{a5} = -\mu (m_1 + m_2) g - f = -17 \text{ Н.}$$

При торможении (движение назад):

$$F_{a6} = -\mu (m_1 + m_2) g - f + (m_1 + m_2) a = 516 \text{ Н.}$$

Итак, максимальная осевая нагрузка, действующая на шарико-винтовую передачу, составит:

$$F_{a_{\max}} = F_{a1} = 550 \text{ Н.}$$

Таким образом, если диаметр вала 20 мм и шаг резьбы 20 мм приемлемы (диаметр резьбы по впадинам 17,5 мм), то этим требованиям будет отвечать диаметр ходового винта 30 мм. Так, исходя из диаметра ходового винта 20 мм и шага резьбы 20 мм, выполняются следующие расчеты для вычисления критической нагрузки и допустимой сжимающей и растягивающей нагрузки на ходовой винт.

Критическая нагрузка на ходовой винт

Коэффициент, учитывающий способ установки $\eta_2 = 20$ (см. В15-38).

Поскольку на участке винта между гайкой и подшипником, где действует рассматриваемая критическая нагрузка, применяется способ установки «фиксированная опора – фиксированная опора»:

расстояние между двумя монтажными поверхностями $l_a = 1100$ мм (расчетное);

диаметр резьбы ходового винта по впадинам $d_1 = 17,5$ мм

$$P_1 = \eta_2 \frac{d_1^4}{l_a^2} \cdot 10^4 = 20 \cdot \frac{17,5^4}{1100^2} \cdot 10^4 = 15500 \text{ Н.}$$

Допустимая нагрузка на растяжение-сжатие

$$P_2 = 116 \cdot d_1^2 = 116 \cdot 17,5^2 = 35500 \text{ Н.}$$

Итак, критическая нагрузка и допустимая растягивающая и сжимающая нагрузка на ходовой винт имеют величину, не меньшую максимальной осевой нагрузки. Таким образом, эксплуатация шарико-винтовой передачи, отвечающей этим требованиям, не должна вызывать каких-либо проблем.

Анализ допустимой частоты вращения

Макс. частота вращения

– диаметр ходового винта: 20 мм; шаг резьбы: 20 мм

Макс. скорость $v_{\max} = 1$ м/с.

Шаг резьбы $Ph = 20$ мм.

$$N_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot 10^3}{Ph} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

– диаметр ходового винта: 20 мм; шаг резьбы: 40 мм

Макс. скорость $v_{\max} = 1$ м/с

Шаг резьбы $Ph = 40$ мм.

$$N_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot 10^3}{Ph} = 1500 \text{ мин}^{-1};$$

– диаметр ходового винта: 30 мм; шаг резьбы: 60 мм

Макс. скорость $v_{\max} = 1$ м/с .

Шаг резьбы $Ph = 60$ мм.

$$N_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot 10^3}{Ph} = 1000 \text{ мин}^{-1}.$$

Допустимая частота вращения, определяемая опасной скоростью ходового винта

Коэффициент в соответствии с методом установки $\lambda_2 = 15,1$ (см. В15-40).

Поскольку участок между гайкой и подшипником, на котором развивается рассматриваемая опасная скорость, установлен по схеме «фиксированная опора – плавающая опора»: расстояние между двумя монтажными поверхностями $l_b = 1100$ мм (расчетное).

Диаметр ходового винта: 20 мм; шаг резьбы: 20 мм и 40 мм
Минимальный диаметр резьбы ходового винта $d_1 = 17,5$ мм

$$N_1 = \lambda_2 \frac{d_1}{l_b^2} 10^7 = 15,1 \frac{17,5}{1100^2} 10^7 = 2180 \text{ мин}^{-1}.$$

Диаметр ходового винта: 30 мм; шаг резьбы: 60 мм
диаметр резьбы ходового винта по впадинам $d_1 = 26,4$ мм

$$N_1 = \lambda_2 \frac{d_1}{l_b^2} 10^7 = 15,1 \frac{26,4}{1100^2} 10^7 = 3294 \text{ мин}^{-1}.$$

Допустимая частота вращения, определяемая значением DN

Диаметр ходового винта: 20 мм; шаг резьбы: 20 мм и 40 мм
(шарико-винтовая передача с большим шагом)

Межцентровое расстояние для шариков $D = 20,75$ мм

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{20,75} = 3370 \text{ мин}^{-1}.$$

Диаметр ходового винта: 30 мм; шаг резьбы: 60 мм (шарико-винтовая передача с большим шагом).

Межцентровое расстояние для шариков $D = 31,25$ мм

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{31,25} = 2240 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, в шарико-винтовой передаче с диаметром ходового винта 20 мм и шагом резьбы 20 мм максимальная скорость вращения превышает опасную скорость.

С другой стороны, сочетание диаметра ходового винта 20 мм и шага резьбы 40 мм и еще одно, с диаметром 30 мм и шагом 60 мм, удовлетворяют требованиям по опасной скорости и значению DN .

Соответственно, выбирается шарико-винтовая передача с диаметром ходового винта 20 мм и шагом резьбы 40 мм или с диаметром 30 мм и шагом 60 мм.

Выбор гайки

Выбор номера модели гайки

Модели катанной шарико-винтовой передачи с диаметром ходового винта 20 мм и шагом резьбы 40 мм или с диаметром 30 мм и шагом 60 мм являются вариантами катаной шарико-винтовой передачи модели WTF.

WTF 2040-2

($C_a = 5,4$ кН, $C_{0a} = 13,6$ кН).

WTF2040-3

($C_a = 6,6$ кН, $C_{0a} = 17,2$ кН).

WTF3060-2

($C_a = 11,8$ кН, $C_{0a} = 30,6$ кН).

WTF3060-3

($C_a = 14,5$ кН, $C_{0a} = 38,9$ кН).

Анализ допустимой осевой нагрузки

Проанализируем допустимую осевую нагрузку модели WTF2040-2 ($C_{0a} = 13,6$ кН).

Исходя из того, что данная модель используется в высокоскоростном оборудовании для транспортировки и в ходе торможения на нее действует ударная нагрузка, следует взять за величину статического запаса прочности (f_s) значение 2,5 (см. табл. 1 на В15-47).

$$C_{0a}/f_s = 13,6/2,5 = 5,44 \text{ кН} = 5\,440 \text{ Н.}$$

Полученное значение допустимой осевой нагрузки больше максимальной осевой нагрузки 550 Н, следовательно, модель будет работать нормально.

Расчет пройденного расстояния

Макс. скорость $v_{\max} = 1$ м/с.

Время ускорения $t_1 = 0,15$ с.

Время торможения $t_3 = 0,15$ с.

Пройденное расстояние при ускорении

$$l_{1,4} = \frac{v_{\max} t_1}{2} 10^3 = \frac{1 \cdot 0,15}{2} 10^3 = 75 \text{ мм.}$$

Пройденное расстояние при равномерном движении

$$l_{2,5} = l_s - \frac{v_{\max} t_1 + v_{\max} t_3}{2} 10^3 = 1000 - \frac{1 \cdot 0,15 + 1 \cdot 0,15}{2} 10^3 = 850 \text{ мм.}$$

Пройденное расстояние при торможении

$$l_{3,6} = \frac{v_{\max} t_3}{2} 10^3 = \frac{1 \cdot 0,15}{2} 10^3 = 75 \text{ мм.}$$

На основании указанных выше условий в таблице далее показана связь между приложенной осевой нагрузкой и пройденным расстоянием.

<i>Движение</i>	<i>Приложенная осевая нагрузка F_{aN} (Н)</i>	<i>Пройденное расстояние l_N, мм</i>
№ 1: При поступательном ускорении	550	75
№ 2: При равномерном движении (прямое направление)	17	850
№ 3: При поступательном торможении	-516	75
№ 4: При ускорении (обратное направление)	-550	75
№ 5: При равномерном движении (обратное направление)	-17	850
№ 6: При торможении (обратное направление)	516	75

* Индекс (N) указывает номер типа движения.

Поскольку направление нагрузки (указанное с положительным или отрицательным знаком) меняется на обратное по F_{a3} , F_{a4} и F_{a5} , следует рассчитать среднюю осевую нагрузку в двух направлениях.

Средняя осевая нагрузка

Средняя осевая нагрузка в направлении с положительным знаком

Поскольку направление нагрузки меняется, выполняется расчет средней осевой нагрузки, приняв, что $F_{a3,4,5} = 0$ Н.

$$F_{m1} = \sqrt[3]{\frac{F_{a1}^3 l_1 + F_{a2}^3 l_2 + F_{a6}^3 l_6}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6}} = 225 \text{ Н.}$$

Средняя осевая нагрузка в направлении с отрицательным знаком

Поскольку направление нагрузки меняется, выполним расчет средней осевой нагрузки, приняв, что $F_{a1,2,6} = 0$ Н.

$$F_{m2} = \sqrt[3]{\frac{F_{a3}^3 l_3 + F_{a4}^3 l_4 + F_{a5}^3 l_5}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6}} = 225 \text{ Н.}$$

Так как $F_{m1} = F_{m2}$, будем исходить, что средняя осевая нагрузка составит $F_m = F_{m1} = F_{m2} = 225$ Н.

Номинальный ресурс

Коэффициент нагрузки $f_w = 1,5$ (см. табл. 2 на В15-48).

Средняя нагрузка $F_m = 225$ Н.

Номинальный ресурс L (об):

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w F_m} \right)^3 \cdot 10^6$$

Принятый номер модели	Допустимая грузоподъемность C_a (Н)	Номинальный ресурс L (об)
WTF2040-2	5 400	$4,1 \cdot 10^9$
WTF2040-3	6 600	$7,47 \cdot 10^9$
WTF3060-2	11 800	$4,27 \cdot 10^{10}$
WTF3060-3	14 500	$7,93 \cdot 10^{10}$

Среднее число оборотов в минуту

Количество возвратно-поступательных движений в минуту $n = 8$ мин⁻¹, длина хода $l_s = 1\,000$ мм.

Шаг резьбы: $P_h = 40$ мм,

$$N_m = \frac{2nl_s}{P_h} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 1000}{40} = 400 \text{ мин}^{-1}.$$

Шаг резьбы: $P_h = 60$ мм,

$$N_m = \frac{2nl_s}{P_h} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 1000}{60} = 267 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет срока службы на основе номинального ресурса

WTF2040-2

Номинальный ресурс $L = 4,1 \cdot 10^9$ об.

Среднее число оборотов в минуту $N_m = 400 \text{ мин}^{-1}$,

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{4,1 \cdot 10^9}{60 \cdot 400} = 171000 \text{ ч.}$$

WTF2040-3

Номинальный ресурс $L = 7,47 \cdot 10^9$ об.

Среднее число оборотов в минуту $N_m = 400 \text{ мин}^{-1}$,

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{7,47 \cdot 10^9}{60 \cdot 400} = 311000 \text{ ч.}$$

WTF3060-2

Номинальный ресурс $L = 4,27 \cdot 10^{10}$ об.

Среднее число оборотов в минуту $N_m = 400 \text{ мин}^{-1}$,

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{4,27 \cdot 10^{10}}{60 \cdot 267} = 2670000 \text{ ч.}$$

WTF3060-3

Номинальный ресурс $L = 7,93 \cdot 10^{10}$ об.

Среднее число оборотов в минуту $N_m = 400 \text{ мин}^{-1}$,

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{7,93 \cdot 10^9}{60 \cdot 267} = 4950000 \text{ ч.}$$

*Расчет срока службы по пройденному расстоянию
на основе номинального ресурса*

WTF2040-2

Номинальный ресурс $L = 4,1 \cdot 10^9$ об.

Шаг резьбы $P_h = 40$ мм,

$$L_s = LP_h 10^{-6} = 164000 \text{ км.}$$

WTF2040-3

Номинальный ресурс $L = 7,47 \cdot 10^9$ об.

Шаг резьбы $P_h = 40$ мм

$$L_s = LP_h 10^{-6} = 298800 \text{ км}$$

WTF3060-2

Номинальный ресурс $L = 4,27 \cdot 10^{10}$ об.

Шаг резьбы $P_h = 40$ мм,

$$L_s = LP_h 10^{-6} = 2562000 \text{ км}$$

WTF3060-3

Номинальный ресурс $L = 7,93 \cdot 10^{10}$ об.

Шаг резьбы $P_h = 40$ мм,

$$L_s = LP_h 10^{-6} = 4758000 \text{ км.}$$

При указанных выше условиях выбираются следующие модели, удовлетворяющие требованиям по ожидаемому сроку службы в 30 000 часов:

WTF 2040-2;

WTF 2040-3;

WTF 3060-2;

WTF 3060-3.

Анализ жесткости

Поскольку жесткость не входит в условия выбора и этот элемент не является существенно необходимым, мы его здесь опускаем.

Анализ точности позиционирования

Анализ точности угла подъема резьбы

В разделе на В15-70 был выбран класс точности С7.

С7 (погрешность длины хода: $\pm 0,05$ мм/300 мм).

Анализ осевого зазора

Поскольку позиционирование осуществляется только в заданном направлении, в его точность не включается осевой зазор. В результате нет необходимости проводить анализ осевого зазора.

WTF 2040: осевой зазор: 0,1 мм,

WTF 3060: осевой зазор: 0,14 мм.

Анализ осевой жесткости

Поскольку направление нагрузки не меняется, нет необходимости проводить анализ точности позиционирования на основе осевой жесткости.

Анализ температурной деформации из-за выделения тепла

Предположим, что рост температуры во время работы составляет 5 °С.

Точность позиционирования в зависимости от роста температуры получают следующим образом:

$$\Delta l = \rho l \Delta t = 12 \cdot 1000 \cdot 5 \cdot 10^{-6} = 0,06 \text{ мм.}$$

Анализ изменения ориентации при перемещении

Поскольку центр шарико-винтовой передачи расположен на расстоянии 150 мм от точки, где требуется максимальная точность, необходимо провести анализ изменения ориентации при перемещении.

Предположим, что наклон может быть выполнен в пределах ± 10 секунд из-за особенностей конструкции. Погрешность позиционирования по наклону получают следующим образом:

$$\Delta a = l \sin \theta = 150 \sin(\pm 10'') = \pm 0,007 \text{ мм.}$$

Итак, точность позиционирования (Δp) рассчитывается следующим способом:

$$\Delta p = \frac{\pm 0,05 \cdot 1000}{300} \pm 0,007 + 0,06 = 0,234 \text{ мм.}$$

Модели WTF 2040-2, WTF 2040-3, , WTF 3060-2 и WTF 3060-3 отвечают требованиям выбора в ходе всего процесса анализа, показанного в разделе на В15-70, В15-79, поэтому выбрана наиболее компактная модель WTF 2040-2.

Анализ крутящего момента

Момент сил трения под воздействием внешней нагрузки
Момент сил трения рассчитывают следующим образом:

$$T_1 = \frac{F_a P_h}{2\pi\eta} A = \frac{17 \cdot 40}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} \cdot 1 = 120 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Крутящий момент под воздействием предварительного натяга в шарико-винтовой передаче

Предварительный натяг в шарико-винтовой передаче не создается.

Крутящий момент, требуемый для создания ускорения
Инерционный момент.

Поскольку инерционный момент на единицу длины ходового вала составляет $1,23 \cdot 10^{-3}$ кг·см²/мм (см. таблицу технических характеристик), его величина при полной длине ходового винта 1 200 мм рассчитывается следующим образом.

$$J_s = 1,23 \cdot 10^{-3} \cdot 1200 = 1,48 \text{ кг}\cdot\text{см}^2,$$

$$\begin{aligned}
 J &= (m_1 + m_2) \left(\frac{P_h}{2\pi} \right) A^2 \cdot 10^{-6} + J_s A^2 = \\
 &= (60 + 20) \left(\frac{40}{2 \cdot 3,14} \right) \cdot 1^2 \cdot 10^{-6} + 1,48 \cdot 10^{-4} \cdot 1^2 = 3,39 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{см}^2.
 \end{aligned}$$

Угловое ускорение:

$$\omega' = \frac{2\pi N_M}{60 t_1} = \frac{2\pi \cdot 1500}{60 \cdot 0,15} = 1050 \text{ рад/с}^2.$$

Основываясь на указанном выше, крутящий момент для достижения ускорения рассчитывают следующим способом:

$$T_2 = (J + J_m) \omega' = (3,39 \cdot 10^{-3} + 1 \cdot 10^{-3}) \cdot 1050 = 4,61 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Таким образом, требуемый крутящий момент оказывается следующим:

– при ускорении

$$T_k = T_1 + T_2 = 120 + 4610 = 4730 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

– при равномерном движении

$$T_1 = 120 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

– при торможении

$$T_g = T_1 - T_2 = 120 - 4610 = -4490 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Анализ приводного электродвигателя

Частота вращения

Шаг резьбы шарико-винтовой передачи выбран на основании частоты вращения электродвигателя, поэтому ее анализ не требуется.

Максимальная рабочая частота вращения: $1\,500 \text{ мин}^{-1}$.

Номинальная частота вращения электродвигателя:
 $3\,000 \text{ мин}^{-1}$.

Минимальная величина подачи

Как и в случае с частотой вращения, шаг резьбы шарико-винтовой передачи выбран на основании характеристик кодового датчика, который обычно используется для серводвигателя пере-

менного тока. Соответственно, необходимо проанализировать этот фактор:

разрешающая способность кодового датчика: 1 000 имп./об;
с увеличением вдвое: 2 000 имп./об.

Крутящий момент электродвигателя

Максимальным требуемым значением является крутящий момент при ускорении, рассчитанный ранее на В15-80.

$$T_{\max} = 4730 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Таким образом, мгновенный максимальный крутящий момент серводвигателя переменного тока должен составлять не менее 4 730 Н·мм.

Эффективное значение крутящего момента

Требования выбора и крутящий момент могут быть выражены следующим образом:

– при ускорении:

$$T_k = 4730 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_1 = 0,15 \text{ с};$$

– при равномерном движении:

$$T_1 = 120 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$T_2 = 0,85 \text{ с};$$

– при торможении:

$$T_g = 4490 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_3 = 0,15 \text{ с};$$

– в неподвижном положении:

$$T_s = 0,$$

$$t_4 = 2,6 \text{ с}.$$

Эффективное значение крутящего момента рассчитывается следующим образом, при этом номинальный крутящий момент электродвигателя должен составлять 1 305 Н·мм или выше.

$$\begin{aligned} T_{rms} &= \sqrt{\frac{T_k^2 t_1 + T_1^2 t_2 + T_g^2 t_3 + T_s^2}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = \\ &= \sqrt{\frac{4730^2 \cdot 0,15 + 120^2 \cdot 0,85 + 4490^2 \cdot 0,15 + 0}{0,15 + 0,85 + 0,15 + 2,6}} = 1305 \text{ Н}\cdot\text{мм}. \end{aligned}$$

Инерционный момент

Инерционный момент, действующий на электродвигатель, равен величине, рассчитанной ранее на В15-80.

$$J = 3,39 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Обычно электродвигатель должен обладать инерционным моментом, который равен не менее одной десятой от действующих на него инерционных сил, хотя конкретное значение различается в зависимости от производителя электродвигателя.

Таким образом, инерционный момент серводвигателя переменного тока должен составить $J = 3,39 \cdot 10^{-4} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ или больше.

Выбор закончен.

5.2. Пример 2. Высокоскоростное оборудование для перемещения (система вертикальной подачи)

Условия подбора

Масса стола	$m_1 = 40 \text{ кг}$
Масса заготовки	$m_2 = 10 \text{ кг}$
Длина хода	$l_s = 600 \text{ мм}$
Максимальная скорость	$v_{\max} = 0,3 \text{ м/с}$
Время ускорения	$t_1 = 0,2 \text{ с}$
Время торможения	$t_3 = 0,2 \text{ с}$
Количество возвратно-поступательных движений в минуту	$n = 5 \text{ мин}^{-1}$
Величина свободного хода	0,1 мм
Точность позиционирования (выполнение позиционирования при движении в отрицательном направлении)	$\pm 0,7 \text{ мм/600 мм}$
Повторяемость точности позиционирования	$\pm 0,05 \text{ мм}$
Минимальная величина подачи	$s = 0,01 \text{ мм/импульс}$
Срок службы	20 000 ч
Привод	серводвигатель переменного тока.
	Номинальная частота вращения $3\,000 \text{ мин}^{-1}$

Инерционный момент
электродвигателя
Редуктор

$$J_m = 5 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

нет

(прямое муфтовое соединение)
А1

Коэффициент трения
поверхности направляющей
Сопротивление трению
поверхности направляющей

$$\mu = 0,003 \text{ (качение)}$$

$$f = 20 \text{ Н (без нагрузки)}$$

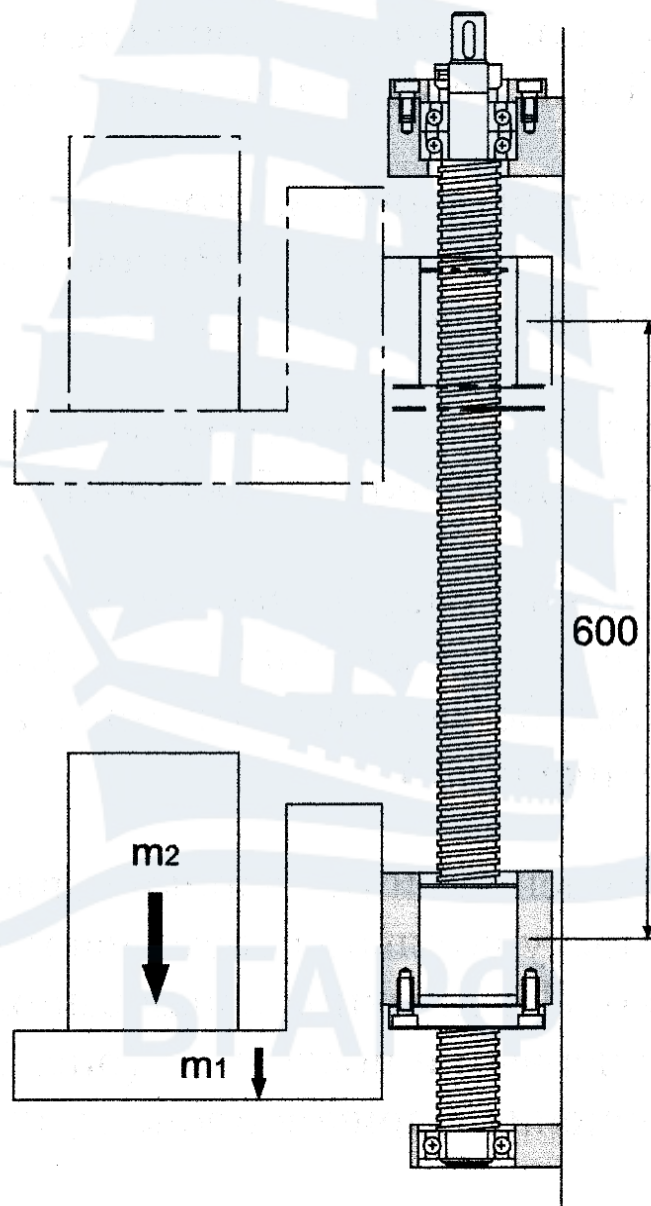


Рис. 5.2. Высокоскоростное оборудование для вертикального перемещения

Выбор по свойствам

Диаметр ходового винта
Шаг резьбы
Номер модели гайки
Точность
Осевой зазор
Вид опор ходового винта
Приводной электродвигатель

Выбор точности угла подъема резьбы и осевого зазора

Выбор точности угла подъема резьбы

Чтобы получить точность позиционирования 0,7 мм/600 мм:

$$\frac{\pm 0,7}{600} = \frac{\pm 0,35}{300}.$$

Точность угла подъема резьбы должна составлять $\pm 0,35$ мм/300 мм или выше.

Таким образом, шарико-винтовая передача должна иметь класс точности С10 (см. табл. 1 на В15-20) (погрешность длины хода: $\pm 0,21$ мм/300 мм).

Класс точности С10 доступен для недорогих катаных шарико-винтовых передач. Предположим, что выбрана катаная шарико-винтовая передача.

Выбор осевого зазора

Требуемая величина осевого зазора составляет 0,1 мм или менее. Однако поскольку при вертикальной установке осевая нагрузка постоянно действует в одном направлении, она не образует свободного хода вне зависимости от ее величины.

Поэтому выбрана недорогая катаная шарико-винтовая передача, так как она не будет испытывать проблем с осевым зазором.

Выбор ходового винта

Исходные требования по длине ходового винта

Будем исходить из того, что общая длина гайки составляет 100 мм и длина конца вала равняется 100 мм.

Тогда общая длина определяется следующим образом на основании принятой длины хода в 600 мм:

$$600 + 200 = 800 \text{ мм.}$$

Итак, длина ходового винта принимается равной 800 мм.

Выбор шага резьбы

Если номинальная частота вращения приводного электродвигателя составляет $3\,000 \text{ мин}^{-1}$ и максимальная скорость равна $0,3 \text{ м/с}$, шаг шарико-винтовой передачи получают следующим образом:

$$\frac{0,3 \cdot 60 \cdot 1000}{3000} = 6 \text{ мм.}$$

Следовательно, нужно выбрать тип с шагом резьбы 6 мм или более.

Помимо прочего, шарико-винтовая передача и электродвигатель могут соединяться муфтой напрямую без использования редуктора. Минимальная разрешающая способность на один оборот серводвигателя переменного тока вычисляется по разрешающей способности кодового датчика (1 000 имп./об; 1 500 имп./об), который входит в стандартный комплект серводвигателя, как показано ниже:

1 000 имп./об (без мультиплицирования);

1 500 имп./об (без мультиплицирования);

2 000 имп./об (увеличение вдвое);

3 000 имп./об (увеличение вдвое);

4 000 имп./об (увеличение вчетверо);

6 000 имп./об (увеличение вчетверо).

Чтобы обеспечить соответствие минимальному значению подачи в $0,010 \text{ мм/импульс}$, что требуется условиями выбора, необходимо применить следующие параметры:

шаг резьбы 6 мм	– 3 000 имп./об;
8 мм	– 4 000 имп./об;
10 мм	– 1 000 имп./об;
20 мм	– 2 000 имп./об;
40 мм	– 2 000 имп./об.

Однако, если шаг резьбы составит 6 мм или 8 мм, величина подачи будет равно 0,002 мм/импульс и пусковой импульс контроллера, подающего команды на привод электродвигателя, должен быть не меньше 150 тыс. импульсов в секунду, при этом стоимость контроллера может вырасти. Кроме того, если увеличить шаг резьбы шарико-винтовой передачи, требующийся для электродвигателя крутящий момент тоже будет больше, увеличивая, таким образом, стоимость. Поэтому выбираем шаг резьбы шарико-винтовой передачи 10 мм.

Выбор диаметра ходового винта

Модели шарико-винтовой передачи, отвечающие требованиям для резьбы 10 мм на В15-84 (см. табл. 20 на В15-35), и имеют следующие параметры:

диаметр вала	шаг резьбы
15 мм	– 10 мм
20 мм	– 10 мм
25 мм	– 10 мм

Соответственно выбираем сочетание диаметра ходового винта 15 мм и шага резьбы 10 мм.

Выбор конструкции опор ходового винта

Поскольку мы предположили, что длина хода в шарико-винтовой передаче составляет 600 мм и она работает с максимальной скоростью 0,3 м/с (частота вращения шарико-винтовой передачи: $1\ 800\ \text{мин}^{-1}$), выбираем для опоры ходового вала конфигурацию «фиксированная опора – плавающая опора».

Анализ допустимой осевой нагрузки

Расчет максимальной осевой нагрузки

Соппротивление трения поверхности направляющей $f = 20\ \text{Н}$ (без нагрузки)

Масса стола	$m_1 = 40\ \text{кг}$
Масса заготовки	$m_2 = 10\ \text{кг}$
Макс. скорость	$v_{\text{max}} = 0,3\ \text{м/с}$
Время ускорения	$t_1 = 0,2\ \text{с.}$

Соответственно, требуемые значения рассчитываются следующим образом:

ускорение

$$\alpha = \frac{v_{\max}}{t_1} = 1,5 \text{ м/с}^2.$$

При ускорении (движение вверх):

$$F_{a1} = (m_1 + m_2) g + f + (m_1 + m_2) \alpha = 585 \text{ Н.}$$

При равномерном движении вверх:

$$F_{a2} = (m_1 + m_2) g + f = 510 \text{ Н,}$$

При торможении (движение вверх):

$$F_{a3} = (m_1 + m_2) g + f - (m_1 + m_2) \alpha = 435 \text{ Н.}$$

При ускорении (движение вниз):

$$F_{a4} = (m_1 + m_2) g - f - (m_1 + m_2) \alpha = 395 \text{ Н.}$$

При равномерном движении вниз:

$$F_{a5} = (m_1 + m_2) g - f = 470 \text{ Н.}$$

При торможении (движение вниз):

$$F_{a6} = (m_1 + m_2) g - f + (m_1 + m_2) \alpha = 545 \text{ Н.}$$

Итак, максимальная осевая нагрузка, действующая на шарико-винтовую передачу, составит:

$$F_{\max} = F_{a1} = 585 \text{ Н.}$$

Критическая нагрузка на ходовой винт

Коэффициент, учитывающий способ установки $\eta_2 = 20$ (см. В15-38) Поскольку на участке винта между гайкой и подшипником, где действует рассматриваемая критическая нагрузка, применяется способ установки «фиксированная опора – фиксированная опора»:

– расстояние между двумя монтажными поверхностями $l_a = 700$ мм (расчетное);

– минимальный диаметр резьбы ходового винта $d_1 = 12,5$ мм,

$$P_1 = \eta_2 \frac{d_1^4}{l_a^2} 10^4 = 20 \cdot \frac{12,5^4}{700^2} 10^4 = 9960 \text{ Н.}$$

Допустимая растягивающая и сжимающая нагрузка на ходовой винт

$$P_2 = 116d_1^2 = 116 \cdot 12,5^2 = 18100 \text{ Н.}$$

Итак, критическая нагрузка и допустимая растягивающая-сжимающая нагрузка на ходовой винт имеют величину не меньше максимальной осевой нагрузки. Таким образом, эксплуатация шарико-винтовой передачи, отвечающей этим требованиям, не должна вызывать каких-либо проблем.

Анализ допустимой частоты вращения

Максимальная частота вращения

Диаметр ходового винта: 15 мм; шаг резьбы: 10 мм.

Макс. скорость $v_{\max} = 0,3$ м/с.

Шаг резьбы $P_h = 10$ мм.

$$N_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 60 \cdot 10^3}{P_h} = 1800 \text{ мин}^{-1}.$$

Допустимая частота вращения, определяемая опасной скоростью ходового винта

Коэффициент в соответствии с методом установки $\lambda_2 = 15,1$ (см. В15-40)

Поскольку на участке между гайкой и подшипником, на котором создается рассматриваемая опасная скорость, применен способ установки «фиксированная опора – плавающая опора»:

– расстояние между двумя монтажными поверхностями $l_b = 700$ мм (расчетное);

– диаметр ходового винта: 15 мм; шаг резьбы: 10 мм;

– минимальный диаметр резьбы ходового винта $d_1 = 12,5$ мм,

$$N_1 = \lambda_2 \frac{d_1}{l_b^2} 10^7 = 15,1 \frac{12,5}{700} 10^7 = 3852 \text{ мин}^{-1}.$$

Допустимая частота вращения, определяемая значением DN
– диаметр ходового винта: 15 мм; шаг резьбы: 10 мм (шари-
ко-винтовая передача с большим шагом).

Расстояние между центрами шариков $D = 15,75$ мм,

$$N_2 = \frac{70000}{D} = \frac{70000}{15,75} = 4444 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, выполняется требование по опасной скорости и значению DN ходового винта.

Выбор гайки

Выбор номера модели гайки

Диаметр ходового винта 15 мм и шаг резьбы 10 мм имеется у следующей модели катаной шарико-винтовой передачи с большим шагом.

VLK1510-5,6

($C_a = 9,8$ кН, $C_{0a} = 25,2$ кН).

Анализ допустимой осевой нагрузки

Предположив, что во время ускорения и торможения действует ударная нагрузка, установим, что статический запас прочности (f_s) равен 2 (см. табл. 1 на В15-47).

$$F_{\text{amax}} = C_{0a}/f_s = 25,2/2 = 12,6 \text{ кН} = 12600 \text{ Н}.$$

Полученное значение допустимой осевой нагрузки больше максимальной осевой нагрузки 585 Н, следовательно, модель будет работать нормально.

Анализ эксплуатационного ресурса

Расчет пройденного расстояния

Макс. скорость $v_{\text{max}} = 0,3$ м/с.

Время ускорения $t_1 = 0,2$ с.

Время торможения $t_2 = 0,2$ с.

– Пройденное расстояние при ускорении

$$l_{1,4} = \frac{1}{2} v_{\text{max}} t_1 \cdot 10^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,3 \cdot 0,2 \cdot 10^3 = 30 \text{ мм}.$$

– Пройденное расстояние при равномерном движении

$$l_{2,5} = l_s - \frac{v_{\max} t_1 + v_{\max} t_3}{2} \cdot 10^3 = 600 - \frac{0,3 \cdot 0,2 + 0,3 \cdot 0,2}{2} \cdot 10^3 = 540 \text{ мм.}$$

– Пройденное расстояние при торможении

$$l_{3,5} = \frac{1}{2} v_{\max} t_3 \cdot 10^3 = \frac{1}{2} \cdot 0,3 \cdot 0,2 \cdot 10^3 = 30 \text{ мм.}$$

На основании указанных выше условий в таблице далее показана связь между приложенной осевой нагрузкой и пройденным расстоянием.

<i>Движение</i>	<i>Приложенная осевая нагрузка F_{a_N} (Н)</i>	<i>Пройденное расстояние l_N (мм)</i>
№ 1. При ускорении (движение вверх)	585	30
№ 2. При равномерном движении вверх	510	540
№ 3. При торможении (движение вверх)	435	30
№ 4. При ускорении (движение вниз)	395	30
№ 5. При равномерном движении вниз	470	540
№ 6. При торможении (движение вниз)	545	30

*Нижний индекс (N) указывает номер типа движения.

Средняя осевая нагрузка

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{1}{2l_s} (F_{a1}^3 l_1 + F_{a2}^3 l_2 + F_{a3}^3 l_3 + F_{a4}^3 l_4 + F_{a5}^3 l_5 + F_{a6}^3 l_6)} = 492 \text{ Н.}$$

Номинальный ресурс

Номинальная динамическая

Грузоподъемность

$$C_a = 9\,800 \text{ Н.}$$

Коэффициент нагрузки

$$f_w = 1,5$$

(см. табл. 2 на В15-48)

Средняя нагрузка

$$F_m = 492 \text{ Н}$$

Номинальный ресурс

$$L(\text{об.})$$

$$L = \left(\frac{C_a}{f_w F_m} \right)^3 10^6 = \left(\frac{9800}{1,5 \cdot 492} \right)^3 \cdot 10^6 = 2,34 \cdot 10^9 \text{ об.}$$

Среднее число оборотов в минуту

Количество возвратно-поступательных

движений в минуту

$$n = 5 \text{ мин}^{-1}$$

Длина хода

$$l_s = 600 \text{ мм}$$

Шаг резьбы

$$P_h = 10 \text{ мм}$$

$$N_m = \frac{2nl_s}{P_h} = \frac{2 \cdot 5 \cdot 600}{10} = 600 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет срока службы на основе номинального ресурса

Номинальный ресурс

$$L = 2,34 \cdot 10^9 \text{ об.}$$

Среднее число оборотов в минуту

$$N_m = 600 \text{ мин}^{-1}$$

$$L_h = \frac{L}{60N_m} = \frac{2,34 \cdot 10^9}{60 \cdot 600} = 65000 \text{ ч.}$$

Расчет срока службы по пройденному расстоянию на основе номинального ресурса

Номинальный ресурс

$$L = 2,34 \cdot 10^9 \text{ об.}$$

Шаг резьбы

$$P_h = 10 \text{ мм}$$

$$L_s = L \cdot P_h \cdot 10^{-6} = 23400 \text{ км.}$$

При указанных выше условиях модель ВЛК 1510-5,6 удовлетворяет требованиям по ожидаемому сроку службы в 20 000 часов.

Анализ жесткости

Поскольку жесткость не входит в условия выбора и этот элемент не является существенно необходимым, здесь он опускается.

Анализ точности позиционирования

Анализ точности угла подъема резьбы

В разделе на В15-84 был выбран класс точности С10. С10 (погрешность длины хода: 0,21 мм/300 мм).

Анализ осевого зазора

Поскольку осевая нагрузка при вертикальной установке постоянно присутствует только в определенном направлении, нет необходимости анализировать осевой зазор.

Анализ осевой жесткости

Точность угла подъема резьбы достигается и превышает требуемую точность позиционирования, поэтому нет необходимости анализировать точность позиционирования, определяемую осевой жесткостью.

Анализ температурной деформации из-за выделения тепла

Точность угла подъема резьбы превышает требуемую точность позиционирования, поэтому нет необходимости анализировать точность позиционирования, определяемую выделением тепла.

Анализ изменения ориентации при перемещении

Точность угла подъема резьбы гораздо превышает требуемую точность позиционирования, поэтому нет необходимости анализировать точность позиционирования.

Анализ крутящего момента

Момент сил трения под воздействием внешней нагрузки

При равномерном движении вверх:

$$T_1 = \frac{F_{a2} P_h}{2\pi\eta} = \frac{510 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} = 900 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

При равномерном движении вниз:

$$T_2 = \frac{F_{a5} P_h}{2\pi\eta} = \frac{470 \cdot 10}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9} = 830 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Крутящий момент под воздействием предварительного натяга в шарико-винтовой передаче

Предварительный натяг в шарико-винтовой передаче не создается.

Крутящий момент, требуемый для создания ускорения. Инерционный момент.

Поскольку инерционный момент на единицу длины ходового вала составляет $3,9 \cdot 10^{-4}$ кг·см²/мм (см. таблицу технических характеристик), его величина при полной длине ходового винта 800 мм рассчитывается следующим образом:

$$J_s = 3,9 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0,31 \text{ кг}\cdot\text{см}^2;$$

$$\begin{aligned} J &= (m_1 + m_2) \left(\frac{P_h}{2\pi} \right)^2 A^2 \cdot 10^{-6} + J_s A^2 = \\ &= (40 + 10) \cdot \left(\frac{10}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot 10^{-6} + 0,31 \cdot 10^{-4} \cdot 1^2 = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \end{aligned}$$

Угловое ускорение:

$$\omega' = \frac{2\pi N_{max}}{60t} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1800}{60 \cdot 0,2} = 942 = 942 \text{ рад/с}^2.$$

Основываясь на указанном выше, крутящий момент для достижения ускорения рассчитывают следующим способом:

$$T_3 = (J + J_m) \omega' = (1,58 \cdot 10^{-4} + 5 \cdot 10^{-5}) \cdot 942 = 0,2 \text{ Н}\cdot\text{м} = 200 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Таким образом, требуемый крутящий момент оказывается следующим:

– при ускорении (движение вверх):

$$T_{k1} = T_1 + T_3 = 900 + 200 = 1100 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

– при равномерном движении вверх:

$$T_{t1} = T_1 = 900 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

– при торможении (движение вверх):

$$T_{g1} = T_1 - T_3 = 900 - 200 = 700 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

– при ускорении (движение вниз):

$$T_{k2} = 630 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

– при равномерном движении вниз:

$$T_{t2} = 830 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

– при торможении (движение вниз):

$$T_{g2} = 1030 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Анализ приводного электродвигателя

Частота вращения

Шаг резьбы шарико-винтовой передачи выбран на основании частоты вращения электродвигателя, поэтому ее анализ не требуется.

Максимальная рабочая частота вращения: $1\,800 \text{ мин}^{-1}$,
номинальная частота вращения электродвигателя: $3\,000 \text{ мин}^{-1}$.

Минимальная величина подачи

Как и в случае с частотой вращения, шаг резьбы шарико-винтовой передачи выбран на основании характеристик кодового датчика, который обычно используется для серводвигателя переменного тока. Соответственно, необходимо проанализировать этот фактор.

Разрешающая способность кодового датчика: $1\,000 \text{ имп./об}$.

Крутящий момент электродвигателя

Максимальным требуемым значением является крутящий момент при ускорении на В15-90.

$$T_{\max} = T_{k1} = 1\,100 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Таким образом, максимальное пиковое значение крутящего момента серводвигателя переменного тока должно составлять не менее $1\,100 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Эффективное значение крутящего момента

Требования выбора и крутящий момент на В 15-90, могут быть выражены следующим образом:

– при ускорении (движение вверх):

$$T_{k1} = 1100 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_1 = 0,2 \text{ с};$$

– при равномерном движении вверх:

$$T_{t1} = 900 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_2 = 1,8 \text{ с};$$

– при торможении (движение вверх):

$$T_{g1} = 700 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_3 = 0,2 \text{ с};$$

– при ускорении (движение вниз):

$$T_{k2} = 630 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_1 = 0,2 \text{ с};$$

– при равномерном движении вниз:

$$T_{t2} = 830 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_2 = 1,8 \text{ с};$$

– при торможении (движение вниз):

$$T_{g2} = 1030 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_3 = 0,2 \text{ с};$$

– в неподвижном положении ($m_2 = 0$):

$$T_s = 658 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

$$t_4 = 7,6 \text{ с}.$$

Эффективное значение крутящего момента рассчитывается следующим образом, при этом номинальный крутящий момент электродвигателя должен составлять 743 Н·мм или больше.

$$T_{rms} = \sqrt{\frac{T_{k1}^2 t_1 + T_{t1}^2 t_2 + T_{g1}^2 t_3 + T_{k2}^2 t_1 + T_{t2}^2 t_2 + T_{g2}^2 t_3 + T_s^2 t_4}{t_1 + t_2 + t_3 + t_1 + t_2 + t_3 + t_4}} = 743 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Инерционный момент

Инерционный момент, воздействующий на электродвигатель, равен величине на В15-90.

$$J = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Обычно электродвигатель должен обладать инерционным моментом, который равен не менее одной десятой от действующих на него инерционных сил, хотя конкретное значение различается в зависимости от производителя электродвигателя.

Таким образом, инерционный момент серводвигателя переменного тока должен составить $J = 1,58 \cdot 10^{-5}$ кг·м² или больше.

Выбор закончен.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. www.thk.ru/cataloguespdf/501_15_BallScrew.
ТНК. Общий каталог (А15 – виды ШВП, В15 – выбор ШВП).
2. Решетов Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Павлов Б.И. Шарико-винтовые механизмы в приборостроении. – Ленинград-Москва: Машиностроение, 1968. – 134 с.
4. Блинов Д.С. Планетарные роliko-винтовые механизмы. Конструкции, методы расчетов / под ред. О.А. Ряховского. – М.: МГТУ, 2006. – 222 с.
5. Общетехнический справочник / под ред. Е.А. Скороходова. – М.: Машиностроение, 2009. – 416 с.
6. Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. – 416 с.



978210002004

Борис Евгеньевич Топчий

ШАРИКО-ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Методические указания
по дисциплине «Механика»
(раздел «Детали машин»)
для курсантов и студентов
инженерных специальностей
всех форм обучения

Ведущий редактор: М.Б. Априянц

Младший редактор: Г.В. Деркач

Компьютерное редактирование:

О.В. Савина

Подписано в печать 09.04.2019.

Усл. печ. л. 3,6. Уч.-изд. л. 3,5.

Лицензия № 021350 от 28.06.99.

Печать офсетная.

Формат 60 x 90 1/16.

Тираж 40 экз. Заказ № 1403.

*Доступ к архиву публикации и условия доступа к нему:
<http://bgarf.ru/academy/biblioteka/elektronnyj-katalog/>*

БГАРФ ФГБОУ ВО «КГТУ»

Издательство БГАРФ,

член Издательско-полиграфической ассоциации университетов России
236029, Калининград, ул. Молодежная, 6.