

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Кафедра автоматизированное оборудование
машиностроительного производства

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
ПРИВОДОВ ПОДАЧ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических работ по дисциплине
«Расчет и конструирование станков» для студентов направления 15.03.05
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
всех форм обучения

УДК 621.01(07)
ББК 34.5я7

Составитель М. В. Кондратьев

Проектирование и исследование винтовых механизмов приводов подач металлорежущих станков: методические указания к выполнению практических работ по дисциплине «Расчет и конструирование станков» для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы» всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: М. В. Кондратьев. Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. 28 с.

Представлены сведения о методиках проектирования и исследования винтовых механизмов приводов подач МРС. Студенты знакомятся со способами и методами проектирования и исследования винтовых механизмов приводов подач реальных МРС, расчетом конкретных конструктивных решений тяговых механизмов приводов подач и унифицированной шариковой винтовой передачи.

Предназначены для студентов направления 15.03.05 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы» всех форм обучения.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле РИКС 2.ПР.pdf.

Ил. 4. Табл. 10. Библиогр.: 4 назв.

УДК 621.01(07)
ББК 34.5я7

**Рецензент – С. Ю. Жачкин, д-р техн. наук, проф. кафедры
автоматизированного оборудования машиностроительного
производства ВГТУ**

*Издается по решению редакционно-издательского совета
Воронежского государственного технического университета*

ВВЕДЕНИЕ

Основной целью является приобретение практических навыков в разработке расчетных схем конкретных тяговых механизмов приводов подач, установлении зависимостей параметров, определяющих жесткость и износостойкость тяговых механизмов, от их конструктивного исполнения.

Кроме того, решаются задачи развития способности студентов связывать теоретически установленные параметры с действительными свойствами реальных тяговых механизмов.

Занятия проводятся со студентами, подготовленными теоретически, прошедшими инструктаж и ознакомленными с правилами техники безопасности при работе в лаборатории кафедры АО.

Выполненные в тетради работы представляются преподавателю для защиты. Материалами для подготовки ответов на вопросы по теме лабораторных работ являются лекции, изложенные ниже методические указания и литература, предложенная в списке рекомендованной литературы.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

РАЗРАБОТКА РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ПЕРЕДАЧИ «ХОДОВОЙ ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ»

Цель работы

Освоение методов выявления параметров, определяющих работоспособность винтового механизма по его конструкции. Приобретение навыков представления сложных конструкций в упрощенном, схематическом виде с указанием основных элементов конструкции определяющих работоспособность механизма, и сил, действующих на них.

Индивидуальное задание

Модель станка*

Техническая характеристика станка*

Кинематическая схема станка*

Конструктивный чертеж тягового механизма привода подач*.

Требуется

1. Ознакомиться с технической характеристикой станка.
2. По кинематической схеме определить кинематическую цепь передачи вращения от электродвигателя к ходовому винту (гайке).
3. Определить максимальную частоту вращения винта (гайки).
4. Определить к.п.д. передачи от двигателя до тягового механизма привода подач.
5. Изучить конструкцию тягового механизма с определением приводных элементов и способа передачи вращения.
6. Определить типы и конструктивные схемы опор ходового винта (гайки).

7. Определить расчетные размеры винтовой пары по среднему диаметру резьбы, шагу и остальным параметрам резьбы.

8. Определить линейные размеры винтовой пары: расстояние между опорами, длину резьбовой части, опорных шеек, корпуса гайки.

9. Начертить расчетную схему винтовой пары с указанием размеров.

10. Определить эффективную мощность привода подачи.

11. Определить силы, действующие на винтовую пару.

Примечание. Задания, помеченные звездочкой, выдаются преподавателем по техническим паспортам станков или литературе [1].

Содержание отчета

В отчете по практической работе должны быть представлены основные технические параметры станка заданной модели:

а) мощность электродвигателей главного движения и приводов подач и их номинальная частота вращения;

б) пределы подач подвижных исполнительных органов;

в) длина и диаметр обрабатываемой детали или размер стола.

Кроме того, в отчете должны быть даны ответы на все вопросы индивидуального задания.

Представляются также расчеты к.п.д. валов, включенных в кинематическую цепь передачи вращения, с указанием их максимального числа. Рассчитываются передаточное отношение привода, крутящий момент на ходовом винте (гайке).

Необходимо представить описание конструкции винтового механизма с анализом размещения опор и их вида (индивидуальные или комплексные). Определить количество и типы подшипников, способы установки и создания рабочего зазора (натяга) в них, способы смазки опор; характеристику опор (с защемлением или без защемления).

Кроме того, в отчете необходимо описать приводной элемент и его размещение на винте или гайке.

Определяются расчетные размеры ходового винта в первом приближении по наружному, среднему и внутреннему диаметрам резьбы, шагу резьбы и высоте профиля.

Дается обоснование выбора линейных размеров винтовой и опорной частей винта и гайки.

Устанавливаются силы, действующие на винт, и их величина.

Выбираются материалы ходового винта и гайки и устанавливаются их физико-механические свойства.

Дается обоснование степени точности резьбы винта.

Составляется и вычерчивается рассчитанная схема винтового механизма. Пример выполнения расчетной схемы винтового механизма с приводным элементом, расположенным на конце винта, приведен на рис. 1.1.

В заключение отчета дать подробную характеристику опор ходового винта и способов устранения зазоров в винтовом соединении.

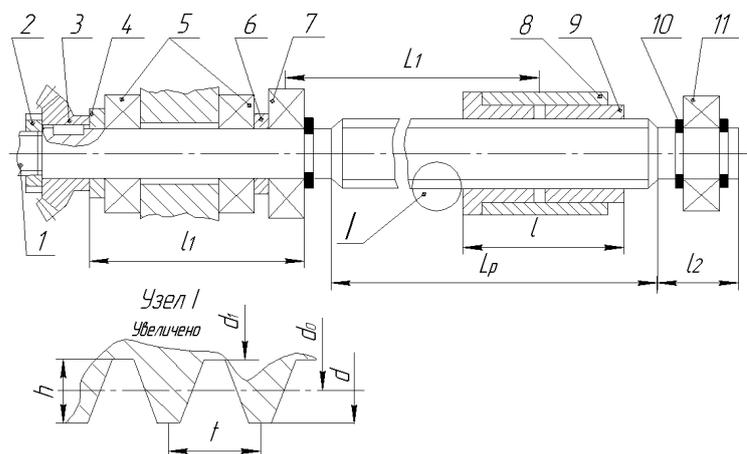


Рис. 1.1. Расчетная схема тягового механизма «винт – гайка скольжения»:
 1 – винт; 2 – гайка; 3 – шестерня; 4, 6 – дистанционное кольцо; 5 – упорный подшипник; 7 – радиальный подшипник; 8 – корпус ходовой гайки; 9 – ходовая гайка; 10 – пружинное кольцо; 11 – подшипник

Общие положения

Тяговые механизмы являются основой приводов подач и предназначены для перемещения подвижных узлов станков по направляющим. В качестве ведущего звена в механизме используют как винт, так и гайку с передачей вращения от привода соответственно или винту, или гайке.

При использовании приводного ходового винта его опоры устанавливаются на корпусе станины, стола или суппорта, относительно которого перемещается позиционируемый узел станка. Приводная гайка может быть закреплена на позиционируемом узле станка, или на узле станка, относительно которого перемещается позиционируемый узел. При этом продольное перемещение осуществляется винтом.

Длина ходового винта зависит от габаритов станка и величины перемещения подвижных узлов. Длинные ходовые винты, как правило, выполняют составными и устанавливают на двух опорах. Короткие винты, в зависимости от требований к точности позиционирования, могут устанавливаться на двух или одной опоре.

Требования, предъявляемые к тяговым механизмам, связаны, главным образом, с требованиями к точностям движения и позиционирования узлов станка. Точность, в первую очередь, зависит от жесткости механизма. Кроме того, тяговый механизм станка должен сохранять первоначальную точность в течение всего срока службы, следовательно, должен обладать высокой прочностью и износостойкостью.

Материалы для изготовления деталей передачи «ходовой винт – гайка скольжения» выбираются в зависимости от типа станка и требуемой точности. Гайки точных токарно-винторезных и нарезных станков (класс точности II и выше) изготавливаются из бронзы.

Винты передачи «ходовой винт – гайка скольжения» изготавливают с упрочнением или без упрочнения. Для изготовления ходовых винтов используют углеродистые и легированные стали.

Ходовые винты из азотируемых сталей 30Х3МФ, 18ХГТ, 50ХФА, 38Х2МЮА отличаются высокой износостойкостью и стабильностью формы в процессе эксплуатации.

Для износостойких винтов используют стали 65Г, 40Х, 40ХГ с закалкой и отжигом до твердости 45HRC.

Слабонагруженные тихоходные винты изготавливают из сталей 45, 50 или А45 и А50 с нормализацией.

Для изготовления гаек применяют оловянистые бронзы Бр010Ф1, Бр06Ц6С3 и цинковые сплавы ЦАМЮ-5. Для передач низкой точности применяют гайки из антифрикционного чугуна АВЧ-1, АВЧ-2, АКЧ-1, АКЧ-2 или серого чугуна СЧ15 и СЧ20.

Механические свойства материалов ходовых винтов приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Механические свойства материалов для ходовых винтов

Марка материала	Термо-обработка	Предел прочности при растяжении σ_b , МПа	Предел текучести σ_t	Модуль упругости E , МПа
Ст.45 (А45)	Нормализация	610	360	$2,040 \cdot 10^5$
Ст.50 (А50)		640	380	$2,200 \cdot 10^5$
Ст. 40Х	Закалка, отпуск	980	780	$2,185 \cdot 10^5$
СТ. 40ХГ		1000	850	$2,030 \cdot 10^5$
30Х3МФ	Азотирование	980	835	$2,100 \cdot 10^5$
18ХГТ		980	890	$2,200 \cdot 10^5$
50ХФА		1270	1080	$2,100 \cdot 10^5$
38Х2МЮА	Закалка, отпуск	1000	850	$2,030 \cdot 10^5$

Все расчеты ведутся по предварительно установленным размерам винтовой пары с последующей их проверкой.

Диаметр резьбовой части ходового винта в первом приближении принимается в зависимости от мощности привода подачи. Если привод подачи зависимый, т. е. электродвигатель общий с приводом главного движения, то мощность привода подачи принимается по процентному отношению к общей мощности:

для токарных и револьверных станков
 мощность привода продольной подачи – 15...20 %
 мощность привода поперечной подачи – 10...15 %

для сверлильных станков
 мощность привода подачи – 5...10 %

для фрезерных и расточных станков
 мощность привода подачи – 20...30 %

При определении диаметра резьбовой части ходового винта можно ориентироваться на примерное соотношение мощности привода подачи и наружного диаметра резьбы:

<i>мощность привода подачи, кВт</i>	<i>примерный диаметр ходового винта, мм</i>
0,3...0,8	20...36
1,0...2,0	38...44
3,0...5,0	45...80
6,0...13,0	80...100

Диаметр резьбы ходового винта в первом приближении можно установить и по рекомендованному отношению длины гайки к диаметру резьбы $\frac{l}{d_0} = 1,5, \dots, 4,0$ (обычно принимают $l = (2 \dots 3 d_0)$), или по отношению диаметра резьбы к длине винта $d_0 = \frac{L}{20 \dots 25}$, мм.

Длину гайки можно определить по шагу ходового винта, который указан на кинематической схеме станка базовой модели. Гайка ходового винта обычно имеет 8-9 витков, отсюда можно принять $l = 8-9 p$.

Геометрические параметры профиля стандартной трапецеидальной резьбы следующие:

- наружный диаметр $d = d_0 + 0,5 p$;
- внутренний диаметр резьбы $d_1 = d - (p + 2a_c)$,

где a_c – зазор по вершине резьбы винтовой пары: для $p = 3, 4$ и 5 мм – $a_c = 0,25$ мм, для $p = 6, 8, 10$ и 12 мм – $a_c = 0,5$ мм, для $p = 16$ мм – $a_c = 1,0$ мм;

- высота профиля резьбы $h = (0,5p + a_c)$.

Схема винтовой передачи (рис. 1.1) составляется в соответствии с конструкцией, представленной в технической документации станка базовой модели. Линейные размеры винта определяются по существующей в базовой модели конструкции. Например, длина винта между опорами равна:

$$L = L_{\text{рх}} + L_c + \sum 0,5l_{\text{оп}} + l_0 + \dots, \quad (1.1)$$

где L – длина винта между серединами опор, мм;

$L_{\text{рх}}$ – расчетная длина рабочего хода подвижного узла, мм;

L_c – линейный размер по оси винта подвижного узла (суппорта, стола и др.) до гайки, мм;

$\sum l_{\text{оп}}$ – суммарная длина опорных частей винта, мм;

l_0 – длина ограничителя хода, мм.

Длина рабочего хода задается в характеристике станка или определяется по максимальным размерам обрабатываемой детали (для токарных станков) или длине хода стола.

После определения геометрических параметров приступают к расчету силовой нагрузки винтовой пары.

Расчет ведется по предварительно установленным размерам винта с последующей их проверкой.

Максимальная частота вращения винта (гайки) определяется по величине максимальной подачи

$$n_{\max} = \frac{S_{\max}}{p}, \text{ мин}^{-1}, \quad (1.2)$$

где S_{\max} – максимальная подача, мм/мин;

p – шаг резьбы ходового винта (определяется по кинематической схеме станка), мм.

Крутящий момент T на ходовом винте рассчитывается по формуле [3, 4]

$$T = T_{\text{д}} \cdot \eta \cdot u, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (1.3)$$

где $T_{\text{д}}$ – крутящий момент на валу двигателя, Н · м;

η – к.п.д. привода подачи (от двигателя до винта или гайки), $\eta = \prod_{i=1}^n \eta_i$;

u – передаточное число этой кинематической цепи, $u = \frac{n_{\text{д}}}{n_{\text{хв}}}$.

Если в каталоге двигателей задана мощность, то крутящий момент на валу двигателя можно определить по соотношению

$$T_{\text{д}} = 9550 \frac{P_{\text{н}}}{n_{\text{н}}}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.4)$$

где $P_{\text{н}}$ – номинальная мощность двигателя, кВт;

$n_{\text{н}}$ – номинальная частота вращения двигателя, мин⁻¹.

Экспериментально установленные значения к.п.д. отдельных видов передач, используемых в приводах металлорежущих станков, представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Коэффициент полезного действия
элементов приводов МРС

№№ пп	Наименование элементов передач привода	Значение к.п.д
1	2	3
1	Ременная передача	
1.1	Плоскоременная передача без натяжного ролика	0,980
1.2	Плоскоременная передача с натяжным роликом	0,970
1.3	Плоскоременная перекрестная передача	0,900
1.4	Клиноременная передача	0,960
1.5	Зубчатая ременная передача	0,940 - 0,970
2	Зубчатая передача	
2.1	Цилиндрическая со шлифованными зубьями	0,990
2.2	Цилиндрическая с нешлифованными зубьями	0,980
2.3	Коническая	0,970
3	Цепная передача	
3.1	Цепная передача роликовой цепью	0,960
3.2	Цепная передача зубчатой цепью	0,970

4	Подшипники	
4.1	Подшипник скольжения с принудительной смазкой	0,985
4.2	Подшипник скольжения с нормальной смазкой	0,980
4.3	Подшипник качения	0,995
5	Муфты	0,980
6	Передача «винт – гайка скольжения»	0,250 – 0,350
7	Передача «винт – гайка качения»	0,900 – 0,950

На винтовую пару действуют окружная и осевая силы.

Окружная сила F_t , действующая на радиусе резьбы, рассчитывается по формуле

$$F_t = \frac{2T}{d_0}, \text{ Н.} \quad (1.5)$$

Осевая тяговая сила F_a , действующая на винт, определяется по формуле

$$F_a = \frac{F_t}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)} = \frac{2T}{d_0 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho)}, \text{ Н,} \quad (1.6)$$

где β – величина угла подъема резьбы, равная $\operatorname{arctg} p/\pi d_0$, град;

ρ – величина угла трения, равная $\operatorname{arctg} f / \cos \alpha$, град; где f – коэффициент трения (для бронзовых гаек – $f=0,10$, для чугунных гаек – $f=0,13$);

α – величина угла наклона рабочей поверхности профиля резьбы (для трапецеидальных резьб станков нормальной точности угол α равен 15° ; для станков класса В или А величина угла α изменяется от 5 до 10°).

Контрольные вопросы

1. Какая мощность привода подачи заданного станка?
2. Покажите кинематическую цепь передачи движения от двигателя к ходовому винту (гайке).
3. Как определить к.п.д. привода? Какие элементы передачи учитываются в расчете?
4. Для чего предназначен винтовой механизм заданного станка?
5. Что является ведущим звеном в данном механизме: винт или гайка?
6. Какие подшипники использованы в опорах винта (гайки)?
7. Какие опоры с заземлением?
8. Какие опоры шарнирные?
9. Какие материалы применяются для винтовых пар?
10. Какие данные по конкретному станку принимаются во внимание при определении приближенных размеров винтовой пары?

Порядок выполнения задания по практической работе

1. Ознакомиться с характеристикой привода подач станка, кинематической схемой и конструкцией тягового механизма подач по техническому паспорту станка, в соответствии с индивидуальным заданием.
2. Установить параметры технической характеристики, кинематических связей и конструктивных элементов, необходимых для выполнения требуемых заданием расчетов.
3. Начертить конструктивную расчетную схему тягового механизма в соответствии с действительной конструкцией, приведенной в паспорте.
4. Указать на расчетной схеме все диаметральные и линейные размеры.
5. Оформить отчет по практической работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ПЕРЕДАЧИ «ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ»

Цель работы

Освоение методов проектных расчетов конкретных тяговых механизмов приводов подач металлорежущих станков. Развитие навыков определения связей между особенностями конструктивных решений и выбором методов проверочных расчетов с оценкой влияния размерных параметров на жесткость и устойчивость передачи.

Индивидуальное задание

Практическая работа выполняется по варианту, определенному для работы № 1, с использованием исходных данных и расчетной схемы, полученных при выполнении данной работы.

Расчетная часть и теоретическое исследование параметров работоспособности винтовой передачи выполняются по величине диаметра и расчетной длине ходового винта, определенным в практической работе № 1.

Требуется

1. Произвести проверку выбранного диаметра резьбы по износостойкости винтовой пары.
2. Произвести проверку диаметра винта расчетом винта на жесткость.
3. Определить величину допуска на шаг резьбы ходового винта по степени точности винтовой пары.
4. Произвести проверку диаметра винта расчетом винта на прочность.
5. Произвести проверку выбранных размеров ходового винта на устойчивость по критической силе и критической частоте вращения.
6. Дать заключение об окончательном выборе размеров передачи.

Общие положения

Работоспособность проектируемой передачи «винт – гайка скольжения» определяется ее износостойкостью, жесткостью, прочностью и способностью выдерживать критические нагрузки и обеспечивать плавность хода исполнительного механизма при предельных (критических) частотах вращения винта.

Износостойкость винтовой пары передачи «винт – гайка» зависит от давления в резьбовом контакте. Среднее давление в контакте σ_k определяют по формуле

$$\sigma_k = \frac{F_a}{\pi d_0 \psi_h l} \leq [\sigma_k], \text{ Па}, \quad (2.1)$$

где d_0 – средний диаметр резьбы винта, м;

ψ_h – отношение рабочей высоты профиля к шагу резьбы, для трапецеидальной резьбы $\psi_h = 0,5$, [5] ;

l – длина гайки, м;

$[\sigma_k]$ – допустимое давление в контакте винтовой пары, Па.

Для бронзовых гаек точных токарно-винторезных и резьбонарезных станков допустимое давление $[\sigma_k] = 3 \cdot 10^6$ Па.

Для других передач с бронзовой гайкой $[\sigma_k] = 12 \cdot 10^6$ Па.

Для передач с чугунной гайкой $[\sigma_k] = 8 \cdot 10^6$ Па.

Механические свойства материалов, используемых для ходовых винтов, в табл. 1.1.

Проверка среднего диаметра резьбы d_0 производится по жесткости винта, т. е. по изменению шага винтовой передачи Δp :

$$\Delta p = \pm \frac{F_a \cdot p}{ES} \leq [\Delta p], \text{ мм}, \quad (2.2)$$

где E – модуль упругости материала винта, МПа;

S – площадь поперечного сечения стержня винта, мм².

$[\Delta p]$ – допустимое отклонение на шаг резьбы ходового винта, мм.

Полученное значение Δp должно быть меньше допустимого отклонения на шаг резьбы ходового винта.

Допуск на шаг трапецеидальной резьбы ходовых винтов зависит от допуска на диаметральный размер, прогрессивной ошибки шага резьбы на длине свинчивания и степени точности резьбы. Ходовые винты металлорежущих станков изготавливают преимущественно в среднем классе точности при степени точности $7e, 7g$. Ходовые винты станков классов точности В и А изготавливают в точном классе $6e$ и $6g$.

Допустимое отклонение Δp на шаг трапецеидальной резьбы ходовых винтов ориентировочно может быть установлен по следующей зависимости:

$$[\Delta p] = 0,43K_1 \cdot \sqrt{p} \cdot z, \text{ мкм}, \quad (2.3)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий классы точности;

z – число витков по длине свинчивания (число витков резьбы гайки);

p – шаг резьбы ходового винта, мм.

Коэффициент K_1 для точного класса равен 0,64; для среднего класса – 1,00; для грубого класса – 1,60.

Ходовые винты металлорежущих станков изготавливают преимущественно среднего класса точности. Точный класс – для прецизионных станков.

Проверка правильности расчетов диаметра ходового винта d_0 на прочность проводится по эквивалентному напряжению.

Ходовой винт работает на растяжение (сжатие) и кручение. Эквивалентное напряжение на прочность $\sigma_{\text{экр}}$ определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\left(\frac{F_a}{S}\right)^2 + 4\left(\frac{T}{W}\right)^2} \leq [\sigma_{\text{пр}}], \text{ Па}, \quad (2.4)$$

где W – момент сопротивления сечения стержня винта при кручении, который рассчитывается по формуле

$$W = \frac{\pi d_1^3}{16} \approx 0,2d_1^3, \text{ м}^3. \quad (2.5)$$

Проверку расчетной величины приведенного напряжения на прочность $\sigma_{\text{экр}}$ назначают, исходя из предела текучести материала винта (см. табл. 1.1), по следующему условию:

$$\sigma_{\text{экр}} \leq [\sigma_{\text{доп}}] \leq (0,25 \dots 0,33) \sigma_T, \text{ Па}. \quad (2.6)$$

На устойчивость работы винтовой пары влияет способ установки винта на опорах.

Длинные ходовые винты устанавливаются на двух постоянных опорах. Каждая опора может состоять из одного или нескольких подшипников. Опора с одним радиальным подшипником рассматривается как шарнирная (без заземления). Опора с радиальным и одним или двумя упорными подшипниками рассматривается как опора с заземлением (заделкой). Опора с упорно-радиальным комбинированным подшипником также рассматривается как опора с заземлением.

Короткие ходовые винты устанавливаются обычно на одной постоянной опоре, рассматривая в качестве второй гайку.

Гайка с неподвижной в осевом направлении опорой рассматривается как опора с заземлением. Гайка с опорой, перемещаемая по направляющим и поддерживающая винт, рассматривается как шарнирная опора.

Расчет винта на устойчивость проводится по критической осевой силе и критической частоте вращения. За критическую силу принимают максимальное тяговое усилие $F_{a\text{кр}}$, которое может выдержать винт

$$F_{a\text{кр}} = \frac{\pi^2 EI}{k(\mu L_1)^2} \geq F_a, \text{ Н}, \quad (2.7)$$

где E – модуль упругости материала винта, МПа (для стали $E < 2,0 \dots 2,2 \cdot 10^5$ МПа);

I – момент инерции сечения винта, который рассчитывают по формуле $I = \frac{\pi d_1^4}{64} \approx 0,05 d_1^4, \text{ мм}^4$;

μ – коэффициент, определяющий способ заделки концов винта (рисунок 2.1, таблица 2.1);

L_1 – наибольшее расстояние между серединами гайки и опоры винта, мм;

k – коэффициент запаса ($k = 1,25 \dots 2,00$).

Проверяется отношение $\frac{F_{a\text{кр}}}{F_a} = (2,5 \dots 4,0)$, если это равенство не выдерживается, необходимо изменить диаметр винта.

Минимальный средний диаметр винта $d_{0\text{min}}$, при котором он не теряет устойчивость, рассчитывают по формуле

$$d_{0\text{min}} = \sqrt[4]{\frac{64k(\mu L_1)^2 F_a}{\pi^3 E}}, \text{ мм} \quad (2.8)$$

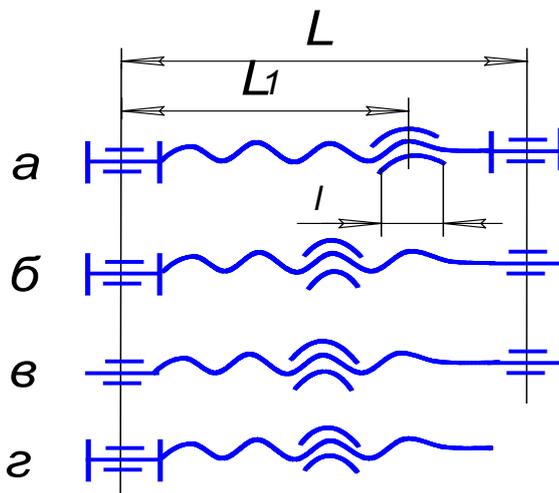


Рис. 2.1. Способы установки ходовых винтов:

a - на двух опорах с защемлением;

б - один конец защемлен, второй – на шарнирной опоре;

в - оба конца – на шарнирных опорах; *г* – на одной опоре с защемлением

Расчет винта на устойчивость по критической частоте вращения производится в зависимости от длины винта между опорами, его диаметра и условия

установки. В момент быстрых перемещений рабочего органа станка, когда винт вращается с высокой частотой, центробежные силы могут вызывать потерю его устойчивости – вибрацию.

Критическая частота вращения винта рассчитывается по формуле

$$n_{кр} = \frac{v \cdot d_1}{L^2 \cdot K_3} \geq n_{max}, \text{ мин}^{-1}, \quad (2.9)$$

где v – коэффициент, определяющий способ заделки концов винта (табл. 2.1), мм/мин;

d_1 – внутренний диаметр резьбы винта, мм;

L – расстояние между опорами винта, мм;

K_3 – коэффициент запаса устойчивости, $K_3 = 1,25$.

Таблица 2.1

Значения коэффициентов μ и v для различных способов заделки ходовых
ВИНТОВ

Номер схемы установки ходового винта (см. рис. 2.1)	Коэффициенты		Способ заделки концов винта
	μ	v , мм/мин	
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>
<i>a</i>	0,500	$270 \cdot 10^6$	Оба конца защемлены
<i>б</i>	0,707	$180 \cdot 10^6$	Один конец защемлен, второй – на шарнирной опоре, подвижной по оси
<i>в</i>	1,000	$120 \cdot 10^6$	Оба конца на шарнирных опорах
<i>г</i>	2,000	$40 \cdot 10^6$	Один конец защемлен, второй свободен

Если какое-либо условие проверки окажется не выдержанным, изменяют диаметр винта и расчет выполняется заново.

Контрольные вопросы

1. Какие параметры определяют работоспособность винтовой пары?
2. Какие исходные данные необходимы для определения износостойкости винтовой пары?
3. По какому свойству винтовой пары производится вторая проверка диаметра ходового винта? Какие данные необходимы для этой проверки?
4. По какому свойству винтовой пары производится третья проверка диаметра ходового винта? Какие данные необходимы для этой проверки?
5. Как определить допуск на шаг резьбы ходового винта?
6. Какая степень точности ходового винта заданного станка?
7. Какие размеры ходового винта влияют на устойчивость к нагрузке?
8. Какие размеры ходового винта влияют на его скоростную устойчивость? По какому параметру производится эта проверка?

Порядок выполнения задания по практической работе

1. В соответствии с индивидуальным заданием и исходными данными, полученными при выполнении практической работы № 1, ознакомиться с методикой выполнения проектных расчетов по каждому пункту «Общие положения».
2. Произвести проектные расчеты передачи «ходовой винт – гайка скольжения» до получения положительных результатов всех проверок.
3. Дать заключение о пригодности разработанной конструкции к использованию в станке.
4. Оформить отчет по практической работе № 2.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3

ИССЛЕДОВАНИЕ ЖЕСТКОСТИ РЕАЛЬНОГО МЕХАНИЗМА ПОДАЧ «ХОДОВОЙ ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ»

Практическая работа выполняется на стенде, предназначенном для экспериментального исследования жесткости ходового винта, изготовленного с использованием механизма передачи «ходовой винт – гайка скольжения» токарного станка мод. 1М611. Стенд предназначен для имитации рабочей нагрузки от осевой силы резания на гайку передачи.

Устройство стенда позволяет изменять осевую нагрузку в заданных пределах и фиксировать деформацию резьбы ходового винта (рис. 3.1).

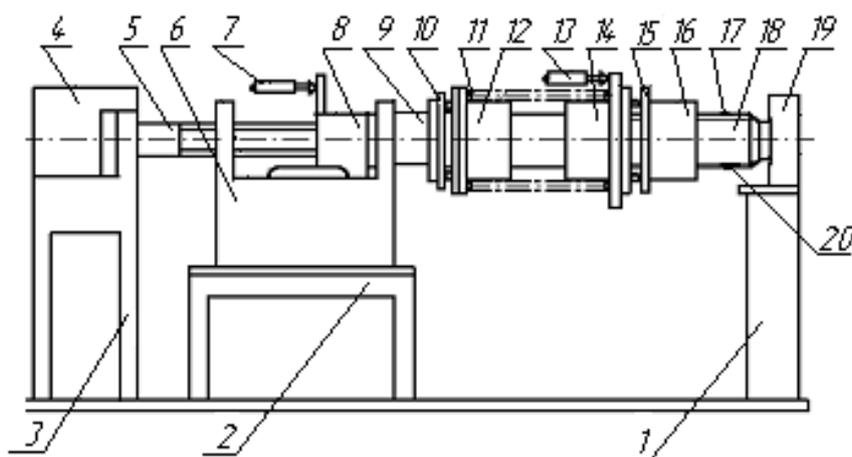


Рис. 3.1. Стенд для экспериментального исследования жесткости ходового винта

На жестком сварном основании, образованном тремя жестко соединенными стойками 1, 2, 3, закреплены два корпуса 4 и 19 с опорами ходового винта 5. Корпус фартука 6 с ходовой гайкой 8 свободно установлен на стойке 2 основания стенда. Осевая нагрузка, имитирующая усилие подачи, создается

нагрузочным устройством, состоящим из втулки 9, упорных подшипников 10 и 15, направляющих втулок 12 и 14, тарированной пружины сжатия 11, гайки 16 и направляющей втулки 18, жестко закрепленной на ходовом винте стопорными винтами 17 и 20. Контроль величины нагрузки и деформации резьбы ходового винта осуществляется с помощью индикаторов соответственно 13 и 7.

Индивидуальное задание

Исследуется передача «ходовой винт – гайка скольжения» по осевой нагрузке. Интервал изменения нагрузки – 100 Н.

Для выполнения расчетов из табл. 3.1 по заданному номеру варианта выбирается величина осевой нагрузки на винт.

Таблица 3.1

Осевые нагрузки ходового винта

Номер варианта	Осевая нагрузка, Н		Номер варианта	Осевая нагрузка, Н	
	Q_{\max}	Q_{\min}		Q_{\max}	Q_{\min}
0	1500	2000	5	2800	3300
1	1800	2300	6	3100	3600
2	2000	2500	7	3400	3900
3	2300	2800	8	3800	4300
4	2500	3000	9	4100	4600

Требуется

1. Изучить устройство испытательного стенда.
2. Составить схему испытательного стенда.
3. Снять размеры с передачи «ходовой винт - гайка».
4. Начертить эскиз передачи с указанием размеров.
5. Произвести теоретический расчет жесткости винта по методу, использованному при второй проверке размеров ходового винта, с использованием заданных значений осевой нагрузки $F_{a \max}$ и $F_{a \min}$ с интервалом 100 Н (см. практическую работу № 2).
6. Начертить график зависимости величины деформации шага резьбы, полученной в результате расчетов, от осевой силы $\Delta t = f(F_a)$;
7. Произвести экспериментальные исследования жесткости винта по заданным значениям осевой силы F_a .
8. Построить график фактической зависимости $\Delta t = f(F_a)$.
9. Дать сравнительный анализ теоретической и экспериментальной зависимостей.
10. Дать заключение о возможности использования механизма в станке.
11. Оформить отчет по практической работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

ВЫБОР И ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ УНИФИЦИРОВАННОЙ ШАРИКО-ВИНТОВОЙ ПЕРЕДАЧИ (ШВП)

Цель работы

Закрепление теоретических знаний и приобретение практических навыков в расчете и конструировании тяговых механизмов подачи «ходовой винт – гайка качения».

Индивидуальное задание

Модель станка*

Техническая характеристика станка*

Кинематическая схема станка*

Конструктивный чертеж тягового механизма привода подач*.

Требуется

1. Ознакомиться с технической характеристикой станка.
2. По кинематической схеме определить кинематическую цепь привода подачи.
3. Определить к.п.д. ШВП.
4. Определить мощность или крутящий момент передачи.
5. Определить типы и конструктивные элементы подшипниковых опор винта (гайки).
6. Определить осевую силу на ходовом винте.
7. Определить основные размеры унифицированной ШВП.
8. Установить линейные размеры ШВП.
9. Определить регламентированные грузоподъемность и жесткость унифицированной ШВП.
10. Начертить расчетную схему ШВП.

Примечание. Задания, помеченные звездочкой, выдаются преподавателем по техническим паспортам станков или литературе [1].

11. Произвести проверку выбранной ШВП: а) по сопротивлению контактной усталости; б) по жесткости; в) по виброустойчивости винта.

12. Дать заключение о размерах окончательно выбранной ШВП.

Содержание отчета

В отчете по практической работе должны быть представлены основные технические параметры станка заданной модели:

а) мощность электродвигателей главного движения и приводов подач и их номинальная частота вращения;

б) пределы подач подвижных исполнительных органов;

в) длина и диаметр обрабатываемой детали или размер стола.

Кроме того, в отчете необходимо описать приводной элемент и его размещение на винте или гайке.

Представляются также расчеты к.п.д. валов, включенных в кинематическую цепь передачи вращения, с указанием их максимального числа. Рассчитываются передаточное отношение привода, крутящий момент на ходовом винте (гайке).

Определяются основные исходные данные для выбора унифицированной ШВП:

- расчетная длина винта,
- способ установки винта на опорах;
- предварительный диаметр и длина винта;
- размеры опорных шеек под подшипники;
- осевая нагрузка на винте.

Типоразмер ШВП находят по каталогу и устанавливают ее параметры.

В отчете приводится расчетная конструктивная схема проектируемой ШВП.

Кроме того, в отчете необходимо дать обоснование правильности выбранной конструкции, представить описание конструкции винтового механизма в целом с анализом устройства опор:

- количество и типы подшипников;
- способы установки и создание рабочего зазора (натяга) в них;
- способ смазки опор;
- способ передачи крутящего момента на винт (гайку).

Обосновать правильность выбора унифицированной ШВП по контактной усталости и устойчивости к скоростному режиму.

В заключение необходимо обосновать возможность использования выбранной конструкции в станке.

Общие положения

Шариковая винтовая передача представляет собой пару «винт - гайка» с телами качения – шариками в винтовых канавках винта и гайки. Винтовые канавки служат дорожками качения и могут быть трапецеидального, прямоугольного или криволинейного профиля. Чаще всего применяется радиусный профиль, позволяющий создавать конструкции ШВП с регулируемым натягом.

ШВП используют в приводах подач столов, суппортов, шпиндельных бабок, траверс и других механизмах станков всех типов: малых, средних и некоторых тяжелых с различными степенями управления.

Положительные свойства ШВП:

- высокая жесткость и беззазорность соединения винт – гайка;
- высокая точность за счет создания предварительного натяга;
- независимость силы трения от скорости;
- малое трение покоя и, следовательно, плавность движения;
- низкие потери на трение и, следовательно, высокий к.п.д. – 0,90...0,95;
- малый крутящий момент на ходовом винте;
- возможность передачи больших усилий;
- малая изнашиваемость;
- высокая чувствительность к микроперемещениям.

К недостаткам ШВП относятся:

- отсутствие самоторможения;
- пониженное демпфирование;
- необходимость надежной защиты от стружки и пыли;
- сложность изготовления;
- высокая стоимость.

Отраслевыми стандартами регламентируются основные размеры ШВП для унифицированных передач с полукруглым профилем резьбовых канавок, основным шагом и трехвитковыми полугайками (табл. 4.1). [4].

Таблица 4.1

Основные размеры ШВП

Номинальный диаметр резьбы d_0 , мм	Шаг резьбы p , мм	Диаметр шарика $d_{ш}$, мм	Общая длина винта $L_{в}$, мм, не более	Длина резьбы L_p , мм, не более	Длина корпуса гайки l_k , мм, не более	Диаметр шеек винта под опоры $d_{оп}$, мм, не более	Осевая сила F_a , Н
1	2	3	4	5	6	7	8
20	5	3,0	500	400	80	16,7	4600
25	5	3,0	710	630	80	21,7	6900
32	5	3,0	1000	800	80	28,7	11000
32	(6)	3,5	1000	800	90	28,2	12000
40	5	3,0	1200	1000	80	36,7	12300
40	(6)	3,5	1200	1000	90	36,2	13400
40	10	6,0	1200	1000	130	33,7	30400
50	5	3,0	1500	1250	85	46,7	13500
50	(6)	3,5	1500	1250	90	46,2	15800
50	10	6,0	1500	1250	135	43,7	34100
50	(12)	7,0	1500	1250	150	42,7	34500
63	10	6,0	2500	2200	135	58,7	38300
80	10	6,0	4000	3600	140	73,7	42800
80	20	10,0	4000	3600	240	69,7	84300
100	10	6,0	5000	4500	140	93,7	47000

Примечание. Размеры, заключенные в скобки, применяются в приводах подачи с шаговыми двигателями.

Представленная в таблице величина F_a – осевая сила, действующая на 2,75 витка резьбы, при ресурсе работы $N = 1 \cdot 10^6$ оборотов. Радиус канавок превышает на 3-5 % радиус шарика, угол контакта шарика - 45°.

Устройство возврата шариков обеспечивает их перемещение по замкнутой траектории с помощью вкладыша, соединяющего два витка. Вкладыши вставляются в три окна корпуса гайки, расположенные под углом 120°. В этом случае шарики разделены на три циркулирующие группы.

Натяг, исключаящий осевой зазор, создается деформированием контактирующих тел с помощью второй полугайки, которая может смещаться относительно основной (рабочей) в осевом направлении с помощью сменных прокла-

док или поворотом относительно этой оси. В зависимости от величин натяга и внешней осевой силы, нагрузка или распределяется на обе полугайки, или нагружается только рабочая.

Если внешняя осевая сила F_a и сила натяга F_n одинаковы, то нагружается рабочая полугайка и частично разгружается вторая. При $F_a > 2,83 F_n$ происходит полная загрузка нерабочей полугайки. При внешней осевой нагрузке $F_a < 2,83 F_n$, рабочая полугайка нагружена действительной осевой силой $F_{a д} = F_n + 0,65 F_a$, а нерабочая – $F_{a д} = F_n - 0,35 F_a$.

Для повышенной точности рекомендуется принимать величину натяга, равной 10...15 % динамической грузоподъемности винтовой передачи.

Материал винта и гайки должен обеспечивать твердость рабочих поверхностей не менее 61HRC.

Для изготовления винтов используются стали ХВГ, 7ХГ2ВМ с объемной закалкой; стали 8ХВ, 8ХФ с индукционной закалкой; стали 20Х3ВМФ с азотированием. Гайки изготавливают из сталей 9ХС, ШХ15, ХВГ с объемной закалкой и цементируемых сталей 18ХГТ, 12ХНЗА и 12Х2Н4А. Для изготовления шариков используются хромистые коррозионностойкие стали, из которых изготавливают шарикоподшипники.

По своему назначению ШВП разделяются на транспортные классов Т и позиционные классов П. В металлорежущих станках в механизмах подачи применяются ШВП классов П различной точности.

ШВП выходят из строя в результате усталости поверхностных слоев шариков, гайки и винта; потери устойчивости винта; износа элементов передачи и, как следствие, общего снижения точности механизма. Причинами являются: превышение нагрузки на винт, низкая расчетная долговечность, значительный относительный перекос винта и гайки, плохая защита от загрязнений.

Исходными данными для проектного расчета ШВП являются: общая длина винта, расчетная длина винта, способ установки винта на опорах, максимальное значение осевой нагрузки на передачу, максимальная частота вращения винта (гайки).

Определение линейных размеров и способы установки винтов на опорах были рассмотрены в практической работе № 1.

Для ШВП наиболее характерна установка винта на опорах с заземлением обоих концов. Короткие винты устанавливаются на одной опоре. Расчетная длина винта L при установке на двух опорах определяется как расстояние между серединами опор. Расчетная длина при установке на одной опоре – максимальное расстояние от середины корпуса гайки до середины опоры. Способы установки ходовых винтов представлены на рисунке 2.1.

Предварительный номинальный диаметр винтов определяется по следующим соотношениям: при длине винтов $0,7 < L < 1,0$ м, $d_0 = L/(20...25)$; при длине винта $L > 1,0$ м, $d_0 = L/(25...30)$. Диаметр опорных шеек для предварительного выбора подшипников принимается равным $0,8d_0$. Номинальный диаметр винта условно принимается по расположению центров шариков.

Коэффициент трения в ШВП $f = (50...85) \cdot 10^{-5}$, пренебрегая этим значением, осевую нагрузку на винте можно определить по крутящему моменту на валу двигателя привода подачи, используя упрощенную зависимость:

$$F_a = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T \pi}{p Z_3} = \frac{2 \cdot 10^3 T_d \pi \eta u}{p Z_3}, \text{ Н}, \quad (4.1)$$

где T – крутящий момент на винте, Н · м;

T_d – крутящий момент на валу двигателя, Н · м;

η – к.п.д. кинематической цепи от двигателя до винта (гайки);

u – передаточное число кинематической цепи;

p – шаг резьбы ходового винта (гайки), мм;

Z_3 – число заходов винта (для ШВП определяется по числу витков полугайки).

На основании полученных в первом приближении исходных данных и установленного типоразмера ШВП по каталогу определяются ее параметры. Примеры характеристик корпусных ШВП, состоящих из двух трехвитковых полу гаек с обводными каналами, выполненными во вкладышах, приведены в табл. 4.2. [4].

Таблица 4.2

Параметры ШВП с основным шагом

Номинальный диаметр резьбы, мм	Шаг резьбы, мм	Диаметр шлица, мм	Радиальный зазор, мм	Грузоподъемность, Н		Момент холостого хода, Н · м	
				статическая	динамическая	min	max
1	2	3	4	5	6	7	8
25	5	3,0	0,067-0,093	28100	16580	0,08	0,32
32	5	3,0	0,064-0,096	37500	17710	0,18	0,56
40	5	3,0	0,064-0,096	49400	19170	0,30	0,84
40	6	3,5	0,059-0,101	56400	23700	0,32	0,83
40	10	6,0	0,119-0,161	85900	54700	0,45	0,95
50	5	3,0	0,059-0,101	62800	20640	0,50	1,35
50	10	6,0	0,117-0,163	112500	57750	0,48	1,23
50	12	7,0	0,137-0,183	119900	65400	0,49	1,09
63	10	6,0	0,115-0,165	149700	62030	0,75	2,03
80	10	6,0	0,113-0,167	197700	66880	1,23	3,25
80	20	10,0	0,193-0,247	297600	143400	2,30	3,88
100	10	6,0	0,110-0,170	251100	71840	2,04	5,20
100	20	10,0	0,180-0,250	386400	151800	2,75	5,23

Параметры характеристик даны для ШВП с предварительным натягом винтовой пары $F_n = 0,1 C_a$, где C_a – динамическая грузоподъемность, Н.

После выбора ШВП составляется конструктивная схема, пример выполнения которой, представлен на рис. 4.1.

Производится проверка выбранной ШВП по основному критерию – сопротивлению контактной усталости, выраженному ресурсом работы ШВП в миллионах оборотов винта (гайки), по следующей зависимости:

$$N = \left(\frac{C_{ap}}{F_{ap}} \right)^3 \cdot 10^6, \quad (4.2)$$

где F_{ap} – расчетная осевая нагрузка, Н. При наличии предварительного натяга принимается: $F_{ap} = F_a + 0,65F_a$.

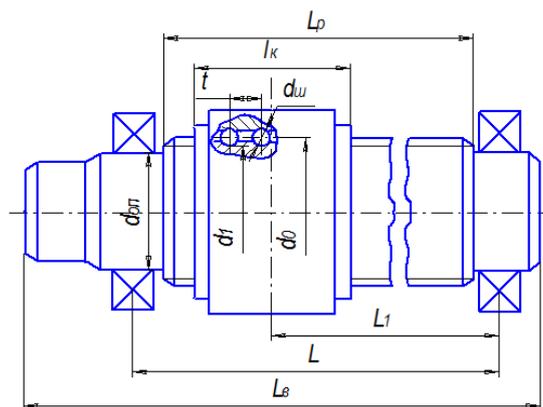


Рис. 4.1. Расчетная схема двухпорной передачи с ШВП

Расчетная динамическая грузоподъемность C_{ap} определяется по формуле:

$$C_{ap} = C_a \cdot K_p \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_m \cdot K_b, \quad (4.3)$$

где C_a – динамическая грузоподъемность унифицированной ШВП, которая приводится в каталогах или паспорте;

K_p – коэффициент вероятности безотказной работы;

K_a – коэффициент, учитывающий точность передачи;

K_n – коэффициент, учитывающий снижение динамической грузоподъемности с уменьшением твердости поверхности качения;

K_m – коэффициент, учитывающий способ получения стали, используемой для деталей ШВП. Обычно $K_m = 1$, но при изготовлении деталей из высококачественных сталей, полученных электрошлаковой или вакуумной переплавкой, $K_m = 1,4$ и $1,7$ соответственно;

K_b – коэффициент, учитывающий число витков резьбы в полугайке.

Значения используемых коэффициентов приведены в табл.: 4.3, 4.4, 4.5, 4.6.

Таблица 4.3

Коэффициент	Значение коэффициентов K_v					
	Число витков резьбы в гайке					
	1	2	3	4	5	6
K_{v0}	0,33	0,66	1,00	1,32	1,67	2,00
K_v	0,39	0,70	1,00	1,28	1,56	1,80

Таблица 4.4

Вероятность безотказной работы, %	Значения коэффициентов K_p							
	90,0	95,0	96,0	97,0	98,0	99,0	99,5	99,9
K_p	1,00	0,85	0,80	0,75	0,68	0,57	0,46	0,25

Таблица 4.5

Коэффициент	Значения коэффициентов K_a					
	Классы точности					
	П1, Т1	П3, Т3	П5, Т5	П7, Т7	Т9	Т10
K_{a0}	1,00	0,95	0,90	0,85	0,80	0,70
K_a	1,00	0,98	0,95	0,90	0,85	0,80

Таблица 4.6

Коэффициент	Значения коэффициентов K_n								
	Твердость, HRC								
	61	58	56	54	52	50	45	40	35
K_{n0}	1,00	0,80	0,67	0,57	0,47	0,40	0,26	0,15	0,09
K_n	1,00	0,86	0,76	0,69	0,60	0,45	0,41	0,28	0,20

Значение ресурса работы N должно быть не менее 10^6 .

Если предварительный натяг $F_n \geq Q/3$, то в зависимости (4.2) осевая сила $F_p = F_n + 0,65F_a$.

Требования к жесткости ШВП вытекают из требований динамики привода. Известно, что собственная частота механической системы привода пропорциональна корню квадратному их жесткости. При назначении жесткости передачи необходимо учитывать, что ее повышение улучшает работу следящей системы приводов и повышает точность позиционирования.

Жесткость механической части привода j_d определяется жесткостью винта j_1 , опор j_2 и винтовой пары j_3 по следующей зависимости:

$$\frac{1}{j_1} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3}. \quad (4.4)$$

Жесткость винта зависит от способа установки его на опорах. При установке на двух опорах с заземлением жесткость определяется по формуле

$$j_1 = \frac{\pi d_0^2 E}{L_1}, \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}, \text{ или } j_1 = 10^{-3} \frac{\pi d_0^2 E}{L_1}, \text{ Н} \cdot \text{мкм}^{-1}. \quad (4.5)$$

При одностороннем закреплении винта, а также в случае одностороннего заземления, жесткость винта рассчитывается по формуле

$$j_1 = \frac{\pi d_0^2 E}{4L_1}, \text{ Н} \cdot \text{мм}^{-1}, \text{ или } j_1 = 10^{-3} \frac{\pi d_0^2 E}{4L_1}, \text{ Н} \cdot \text{мкм}^{-1}, \quad (4.6)$$

где d_0 – номинальный диаметр резьбы, мм;

L_1 – расстояние от середины гайки до середины опоры винта, мм;

E – модуль упругости материала винта, МПа.

Жесткость опор j_2 зависит от вида и количества используемых подшипников. Обычно для ШВП в качестве одной из опор используют роликовые комбинированные подшипники типа 504000 или 504700, имеющие осевую жесткость в 2-3 раза больше, чем обычные упорные подшипники. Значение жесткости этих подшипников можно определить по их характеристике, а приближенное значение жесткости для шариковых радиально-упорных, шариковых и роликовых упорных подшипников, определяется по формуле

$$j_2 = e d_{\text{оп}}, \text{ Н} \cdot \text{мкм}^{-1}, \quad (4.7)$$

где $d_{\text{оп}}$ – диаметр посадочной шейки винта под подшипник, мм.

Величина e равна 5, 10, 30 соответственно для шариковых радиально-упорных, шариковых, роликовых упорных подшипников.

Жесткость j_3 для типоразмеров ШВП, не приведенных в таблице 4.3, определяется по аппроксимирующей зависимости

$$j_3 = 2,6 d_0^{0,89} \cdot d_{\text{ш}}^{-0,56} (z K_z)^{2/3} F_{\text{н}}^{1/3} \cdot K_{aj}, \quad (4.8)$$

где d_0 – номинальный диаметр резьбы, мм;

$d_{\text{ш}}$ – диаметр шарика, мм;

z – число рабочих витков гайки;

K_z – коэффициент, с помощью которого учитывают неполноту рабочего витка из-за перепускного канала,

$K_z = 1 - 3 \sin \psi$, где ψ – угол подъема резьбы, $\psi = \arctg t / \pi d_0$;

$F_{\text{н}}$ – натяг ШВП, Н.

Требуемая жесткость j механической части привода зависит от допустимой частоты колебаний, принимаемой для крупных станков $f = (30, \dots, 52,5)$ Гц, для средних и малых станков - $f = (45, \dots, 87,5)$ Гц, и рассчитывается по формуле

$$j = 4 \cdot 10^{-6} \pi^2 f^2 m, \text{ Н} \cdot \text{мкм}^{-1}, \quad (4.9)$$

где m – масса узлов механической части привода (ШВП, исполнительного узла и установленных на нем технологической оснастки и заготовок), кг.

Суммарная жесткость должна быть не меньше требуемой жесткости: $\frac{1}{j_d} \leq \frac{1}{j}$.

Если выбранная по каталогу ШВП прошла проверку по всем критериям, то расчет можно считать законченным. В случае несоответствия требуемым критериям качества выбирается другой вариант с последующей проверкой.

Устойчивость ШВП проверяют по критической осевой силе, за которую принимают максимальное тяговое усилие $F_{a \text{ кр}}$, выдерживаемое винтом,

$$F_{a \text{ кр}} = \frac{\pi^2 EI}{k(\mu L_1)^2} \geq F_a, \text{ Н}, \quad (4.10)$$

где E – модуль упругости материала винта, МПа;

I – момент инерции сечения винта, который рассчитывают по формуле

$$I = \frac{\pi d_1^4}{64} \approx 0,05 d_1^4, \text{ мм}^4;$$

μ – коэффициент, определяющий способ заделки концов винта (см. рис. 2.1, табл. 2.1);

L_1 – наибольшее расстояние между серединами гайки и опоры винта, мм;

k – коэффициент запаса прочности ($k = 1,5 \dots 4$).

Минимальный средний диаметр винта $d_{0 \text{ min}}$, при котором он не теряет устойчивость, рассчитывают по формуле

$$d_{0 \text{ min}} = \sqrt[4]{\frac{64k(\mu L_1)^2 F_a}{\pi^3 E}}, \text{ мм} \quad (4.11)$$

Для выполнения расчета момента инерции сечения винта необходимо определить внутренний диаметр его резьбы по формуле $d_1 = d_0 - d_{\text{ш}}$, мм.

Для передач качения критическая частота вращения определяется не только собственной частотой колебания винта, но и скоростью перекачивания шариков. Это обстоятельство учитывается дополнительным ограничением скоростной характеристики $d_0 n_{\text{max}} \leq 8 \cdot 10^4$, мм · мин⁻¹.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте привод подачи станка с ШВП по мощности и способу передачи вращения на винт.
2. Какие элементы привода участвуют в передаче вращения?
3. В каких соединениях имеются потери мощности на трение?
4. Как определить осевую силу на ШВП?

5. Как определить диаметральные размеры ШВП? Как установить линейные размеры ШВП.
6. Какие условия обеспечения сопротивления контактной усталости ШВП?
7. Чем определяется жесткость ШВП?
8. По каким величинам производится проверка устойчивости ШВП?

Порядок выполнения задания
по практической работе

1. Ознакомиться с характеристикой привода подач станка, кинематической схемой и конструкцией тягового механизма подач, в соответствии с индивидуальным заданием по техническому паспорту станка
2. Установить параметры технической характеристики, кинематических связей и конструктивных элементов, необходимых для выполнения требуемых заданием расчетов.
3. Начертить конструктивную расчетную схему тягового механизма в соответствии с действительной конструкцией, приведенной в паспорте.
4. Указать на расчетной схеме все диаметральные и линейные размеры.
5. Произвести все требуемые проверки правильности размеров выбранной унифицированной ШВП условиям ее работы в станке.
6. Дать заключение о возможности использования ШВП в станке.
7. Оформить отчет по практической работе.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Пачевский В. М. Кинематика и исполнительные механизмы металлорежущих станков: [электронный ресурс]: учебное пособие / ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; В. М. Пачевский, Л. А. Федотова. 2- изд., дополн. и перераб. – Воронеж: ВГТУ, 2008. 203 с.

2. Пачевский В. М. Исполнительные механизмы металлорежущих станков: [электронный ресурс]: учеб. пособие / ГОУ ВПО «Воронежский государственный технический университет»; В. М. Пачевский, Л. А. Федотова. – Воронеж: ВГТУ, 2003. 158 с.

3. Кочергин А. И. Конструирование и расчет станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование: учеб. пособие / А. И. Кочергин. – Минск: Вышэйшая школа, 1991. 381 с.

4. Машиностроение: энциклопедия: в 40 т. Раздел IV. Расчет и конструирование машин / ред. совет К.В. Фролов (председ.) и др. Т. IV-7. Металлорежущие станки и деревообрабатывающее оборудование. – М.: Машиностроение, 1999. 863 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Практическая работа № 1. Разработка расчетной схемы передачи «ходовой винт – гайка скольжения».....	3
Практическая работа № 2. Теоретическое исследование работоспособности передачи «винт – гайка скольжения».....	10
Практическая работа № 3. Исследование жесткости реального механизма подач «ходовой винт – гайка скольжения».....	15
Практическая работа № 4. Выбор и проектный расчет унифицированной шарико-винтовой передачи (швп).....	17
Библиографический список.....	27

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДОВ ПОДАЧ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к выполнению практических работ по дисциплине
«Расчет и конструирование станков» для студентов направления 15.03.05
«Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных
производств» (профиль «Металлообрабатывающие станки и комплексы»)
всех форм обучения

Составитель
Кондратьев Михаил Вячеславович

Издается в авторской редакции

Подписано к изданию 14.12.2021.
Уч.-изд. л. 1,8.

ФГБОУ ВО "Воронежский государственный
технический университет"
394006 Воронеж, ул. 20-летия Октября, 84