



МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Металлорежущие станки и инструменты»

В. И. Глубокий  
А. М. Якимович  
А. С. Глубокий

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ  
РАСЧЕТ ПРИВОДОВ ПОДАЧ И НАПРАВЛЯЮЩИХ

Методическое пособие  
к практическим занятиям  
для студентов машиностроительных специальностей

Минск  
БНТУ  
2013

УДК 621.9.06-025.13(076.5)(075.8)

ББК 34.63-5я7

Г55

Рецензенты:

д-р техн. наук, проф. И. Л. Баршай;  
д-р техн. наук, проф. Н. В. Спиридонов

**Глубокий, В. И.**

Г55     Конструирование и расчет станков. Расчет приводов подач и направляющих : методическое пособие к практическим занятиям для студентов машиностроительных специальностей / В.И. Глубокий, А. М. Якимович, А. С. Глубокий. – Минск : БНТУ, 2013. – 97 с.  
ISBN 978-985-550-123-8.

Методическое пособие по дисциплине «Конструирование и расчет станков. Расчет приводов подач и направляющих» предназначено для практических занятий студентов машиностроительных специальностей.

В пособии приводятся основные этапы и последовательность выполнения расчетов и разработки конструкций приводов подач и направляющих металлорежущих станков с ЧПУ. Излагается методика составления расчетных схем нагрузок, действующих на рабочие органы приводов подач и направляющие станка, и расчета тяговых механизмов винт-гайка и направляющих скольжения и качения соответственно на износостойкость и долговечность.

Данное методическое пособие также может быть использовано студентами при теоретической самостоятельной подготовке и выполнении курсовых проектов по проектированию приводов подач металлорежущих станков с ЧПУ.

УДК 621.9.06-025.13(076.5)(075.8)

ББК 34.63-5я7

ISBN 978-985-550-123-8

© Глубокий В. И., Якимович А. М.,  
Глубокий А. С., 2013

© Белорусский национальный  
технический университет, 2013

## Введение

*Приводы подач* металлорежущих станков предназначены для обеспечения заданных диапазонов скоростей рабочих подач, перемещения рабочего органа станка с высокой скоростью при холостых и установочных движениях и создания необходимой тяговой силы. Таким образом, привод подач станка сообщает требуемые скорости подачи рабочему органу станка в виде стола, суппорта или шпиндельной бабки с обрабатываемой заготовкой или режущим инструментом и распространяет процесс резания на всю обрабатываемую поверхность заготовки. Кроме того, привод подач может обеспечивать определенную скорость быстрого перемещения рабочего органа при его вспомогательном движении во время холостого хода. При различных режимах обработки заготовок в зависимости от требуемого качества обрабатываемых поверхностей соответствующие значения подач обеспечиваются регулируемым приводом подач. По характеру переключения значений подач эти приводы могут быть с дискретным и с непрерывным переключением и являются приводами со ступенчатым и бесступенчатым регулированием коробки подач или регулируемым электродвигателем.

*Ступенчатое* регулирование значений подач механическое и осуществляется коробками подач, которые переключаются в основном передвижными блоками зубчатых колес в универсальных станках с ручным управлением или с помощью набора сменных зубчатых колес в специальных станках.

*Бесступенчатое* регулирование значений подач и скорости быстрого перемещения рабочего органа обычно электрическое и осуществляется регулируемым электродвигателем в станках с ЧПУ с автоматической системой управления.

С исключением из привода коробки подач, а в некоторых случаях даже силового редуктора, значительно сокращается механическая часть привода. При этом уменьшается общий момент инерции механизма подач, снижается динамический крутящий момент на двигателе, увеличивается допустимое ускорение для привода по условиям механической прочности и достигаются высокие значения вращающего момента и угловых ускорений в переходных режимах. Эффект от применения регулируемых двигателей в приводах подач станков с ЧПУ обеспечивается значительным упрощением его ки-

нематики, улучшением динамических характеристик привода и повышением производительности станка.

Для обеспечения тяговых усилий и перемещений рабочего органа станка приводы подачи имеют тяговые механизмы чаще всего в виде *передачи винт-гайка скольжения или качения*. Эти тяговые механизмы могут иметь вращающийся винт с поступательно перемещаемой гайкой с рабочим органом или с собственным его осевым перемещением с рабочим органом относительно неподвижной гайки, а также вращающуюся гайку с поступательно перемещаемым винтом или с собственным ее осевым перемещением относительно неподвижного винта.

*Направляющие* рабочих органов приводов подачи и базовых деталей предназначены для обеспечения перемещения рабочего органа привода в виде стола, суппорта, шпиндельной бабки, а также салазок, кареток и т. д. по базовым деталям станка и могут иметь конструкцию *скольжения или качения*. Конструкции направляющих влияют на точность обработки деталей, и к ним предъявляется ряд конструкторских и технологических требований. Направляющие должны обеспечивать плавность перемещения рабочего органа и минимальные отклонения от требуемой траектории движения. Кроме того, направляющие скольжения и качения соответственно должны обладать высокой износостойкостью и долговечностью, а также высокой жесткостью и сопротивлением контактными упругим деформациям на рабочих гранях под действием внешних нагрузок.

# **1. РАСЧЕТ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ И ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВодОВ ПОДАЧ СТАНКОВ С ЧПУ**

## **1.1. Программа практического занятия**

1. Приводы подач со ступенчатым и бесступенчатым регулированием.
2. Назначение и структура привода подач станков с ЧПУ.
3. Кинематический расчет приводов подач бесступенчатого регулирования.
4. Разработка кинематической схемы приводов подач и ее оптимизация.
5. Особенности выбора электродвигателя привода подач.
6. Тяговые усилия приводов подач с направляющими скольжения и качения.
7. Рабочие зоны станков с ЧПУ и схемы действующих сил резания.
8. Расчетная схема привода подач станков с ЧПУ и динамическая модель.
9. Расчет приведенных моментов действующих нагрузок на привод подач.
10. Расчет приведенных моментов инерции всех движущихся масс привода.
11. Условия выбора электродвигателя по расчетным частотам и моментам.

## **1.2. План практического занятия**

1. Изучить особенности приводов подач станков со ступенчатым регулированием коробкой подач и бесступенчатым регулированием электродвигателем.
2. Разработать кинематическую схему привода подач с бесступенчатым регулированием по заданию и указать направление подачи, скорости и ускорения рабочего органа и частот вращения электродвигателя и ходового винта.
3. Выполнить кинематический расчет привода подач и определить требуемые частоты вращения электродвигателя для проектируемого привода.
4. Вычертить рабочую зону станка и указать действующие силы резания.

5. Разработать расчетную схему привода подач с приложением действующих внешних нагрузок и сил резания с типовым процессом обработки на станке.

6. Составить динамическую модель привода подач и рассчитать приведенные моменты инерции движущихся масс привода.

7. Рассчитать приведенные статические и динамические моменты действующих нагрузок на привод к валу электродвигателя.

8. Выбрать электродвигатель по требуемым для проектируемого привода подач частотам вращения и приведенным моментам нагрузок.

9. Составить отчет о выполненной работе по силовому расчету привода.

### **1.3. Принципы проектирования приводов подач**

Для проектирования привода подач необходимо произвести кинематический и силовой расчет, а также расчеты тяговых усилий и требуемых крутящих моментов электродвигателя при различных режимах работы привода. Эти расчеты выполняются для процесса рабочего и холостого хода при перемещении рабочего органа с рабочей подачей  $s$  и скоростью быстрого перемещения  $v$ , а также для неустановившегося режима при пуске станка и разгоне рабочего органа с ускорением  $a$ . Кроме того, при проектировании используются результаты расчетов передач, муфт, тяговых механизмов и направляющих. При этом рассчитываются передачи винт-гайка и направляющие скольжения или качения соответственно на износостойкость и долговечность. На основании расчетных данных разрабатывается сборочный чертеж рабочего органа станка в виде суппорта, стола и т. д. с проектируемыми приводами подач. Крестовые суппорты токарных и столы многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков имеют приводы продольной и поперечной подачи, при этом *суппорт токарного станка имеет верхний поперечный и нижний продольный, а стол многоцелевого станка – верхний продольный и нижний поперечный привод*. При их проектировании обязательно выполняются чертежи продольных разрезов по тяговым механизмам их приводов, а также поперечные разрезы и другие сечения. При этом если по одному приводу выполняется продольный разрез, то второй привод попадает здесь же в виде поперечного разреза.

Продольный разрез по тяговому механизму проектируемого привода выполняется так, чтобы наглядно показать конструкцию рабочего органа в целом и его приводов. При этом изображаются конструкции кареток или салазков, направляющих, тягового механизма и ходового винта, а также его опор и подшипников с устройствами их регулирования и дается размещение направляющих, зубчатых колес, муфт, шкивов и т. д. в зависимости от особенностей конструкций приводов и способы их крепления. На поперечном разрезе проектируемого привода показываются расположенные в пространстве тяговые механизмы и направляющие с подвижными кареткой или салазками. Кроме того, дается поперечное сечение корпусов и базовых элементов, а также приводится характер соединения отдельных узлов между собой и с основными базовыми деталями станка.

#### **1.4. Структура бесступенчатых приводов подач**

Электромеханические приводы подач металлорежущих станков в общем случае состоят из двигателя, редуктора, коробки подач, тягового механизма, стола либо суппорта. В станках с программным управлением они имеют систему управления, датчики положения, а также обратную связь.

В станках с ЧПУ получили применение бесступенчатые электроприводы подач с непрерывным переключением подачи, регулируемым электродвигателем, обеспечивающим электрическое регулирование скорости подач. С применением регулируемых электродвигателей, которые соединяются с ходовым винтом через силовой редуктор или непосредственно через соединительную муфту, механическая часть привода существенно сократилась, что снизило его момент инерции и повысило КПД.

В примере обобщенной кинематической схемы привода продольной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ (рис. 1.1) имеется регулируемый электродвигатель 1, датчик обратной связи 2, соединенный с ходовым винтом через специальную муфту 3, зубчатая беззазорная передача 5–6 со специальным механизмом выбора зазора, соединяющая ходовой винт с электродвигателем.

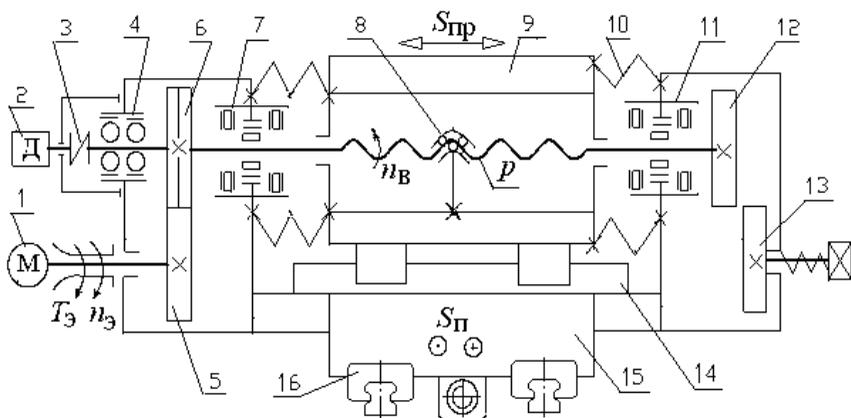


Рис. 1.1. Обобщенная кинематическая схема привода продольной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

Ходовой винт передачи винт-гайка качения 8 установлен в опорах на радиальных шариковых 4 и комбинированных радиально-упорных роликовых 7 и 11 подшипниках и имеет гармоникообразную защиту 10. Для ручных перемещений рабочего органа при наладке привода имеется цилиндрический зубчатый редуктор с колесами 12–13, при этом колесо 13 под действием пружины отводится в исходное положение. Стол 9 и салазки 15 привода установлены на рельсовые направляющие 14 и 16 с каретками с циркулирующей тел качения.

Подача стола 9 осуществляется регулируемым электродвигателем 1, вращение от которого передается на зубчатую беззазорную цилиндрическую передачу 5–6, чтобы обеспечить точность позиционирования рабочего органа. Зазор выбирается за счет применения разрезного колеса 6 с двумя венцами, которые можно поворачивать друг относительно друга и выбирать зазор в зубчатом зацеплении колес 5–6. После редуктора вращение передается на ходовой винт передачи винт-гайка качения 8, которая служит для перемещения рабочего органа с помощью закрепленной в нем гайки. Линейная скорость стола контролируется датчиком обратной связи 2, получающим вращение от ходового винта через присоединительную муфту 3. Ручное перемещение стола при наладке осуществляется рукояткой через цилиндрическую зубчатую передачу 12–13 при введении в зацепление подпружиненного колеса 13.

Приводы подачи станков с ЧПУ могут располагаться в горизонтальной (рис. 1.2), вертикальной (рис. 1.3, *a*) или наклонной (рис. 1.3, *б*) плоскостях в зависимости от типа станка, его компоновки и выполняемых операций.

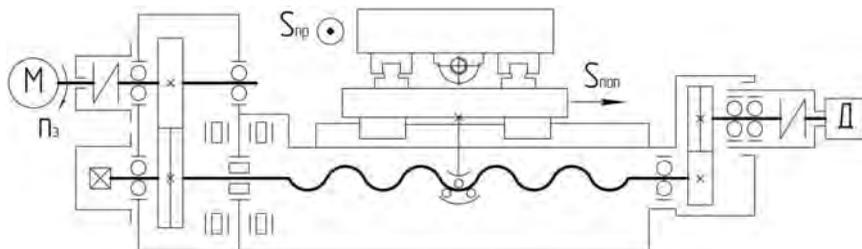


Рис. 1.2. Обобщенная кинематическая схема горизонтального привода поперечной подачи стола многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ

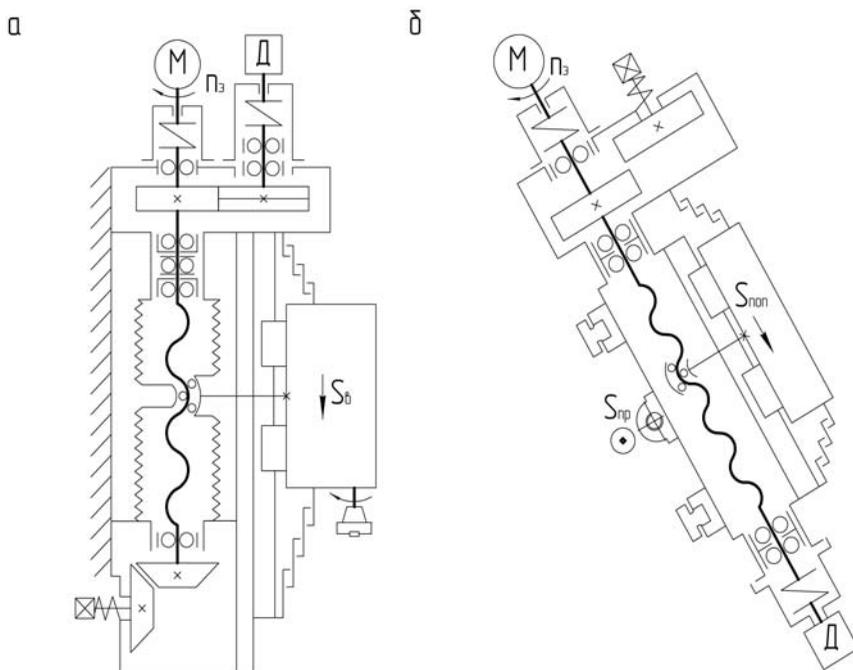


Рис. 1.3. Обобщенные кинематические схемы привода вертикальной подачи шпиндельной бабки вертикального многоцелевого станка с ЧПУ (*a*) и наклонного привода поперечной подачи суппорта токарного станка с ЧПУ с наклонной компоновкой (*б*)

Ниже приведены примеры конструкций приводов подач многоцелевых и токарных станков с ЧПУ с их различными конструкциями и компоновками в зависимости от типа станка, выполняемых операций, вида и направлений подачи.

Многоцелевые станки имеют горизонтальные приводы продольной (рис. 1.4 и 1.5) и поперечной (рис. 1.6) подачи крестового стола и вертикальные приводы подачи шпиндельной бабки (рис. 1.7).

Токарные станки с ЧПУ могут иметь горизонтальную, вертикальную и наклонную компоновку, и их компоновке соответствует расположение приводов подач салазок, каретки и суппорта. Эти приводы обеспечивают горизонтальные и вертикальные, продольные и поперечные, а также наклонные подачи (рис. 1.8). Также каждый привод подач кроме определенного вида компоновки имеет свои конструктивные особенности.

Горизонтальные продольные (см. рис. 1.4 и 1.5) и поперечные приводы (см. рис. 1.6) подач стола и салазок и вертикальный привод подач шпиндельной бабки (см. рис. 1.7) многоцелевых сверлильно-фрезерно-расточных станков, а также наклонный привод поперечной подачи суппорта токарного станка с ЧПУ (см. рис. 1.8) имеют ряд особенностей конструкций в зависимости от вида и места расположения их основных составных элементов.

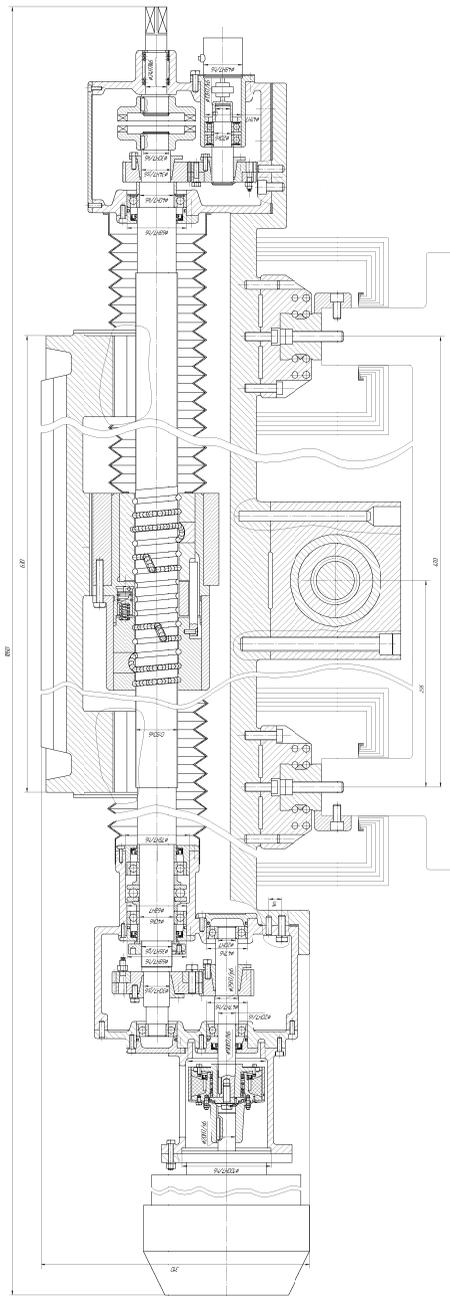


Рис.1.4. Горизонтальный привод продольной подачи крестового стола многоцелевого сверльно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ:

- с механическим редуктором с цилиндрической беззубчатой передачей;
- передней фиксирующей опорой ходового винта с комплектом из двух радиальных и одного упорного шариковых подшипников и задней плавающей опорой – с одним радиальным шариковым подшипником;
- передачей винт-гайка качения с двумя гайками со специальным механизмом создания предварительного натяга;
- гармоникообразной защитой ходового винта и телескопической защитой направляющих;
- рельсовыми шариковыми направляющим с циркулирующим с циркулирующей тел качения





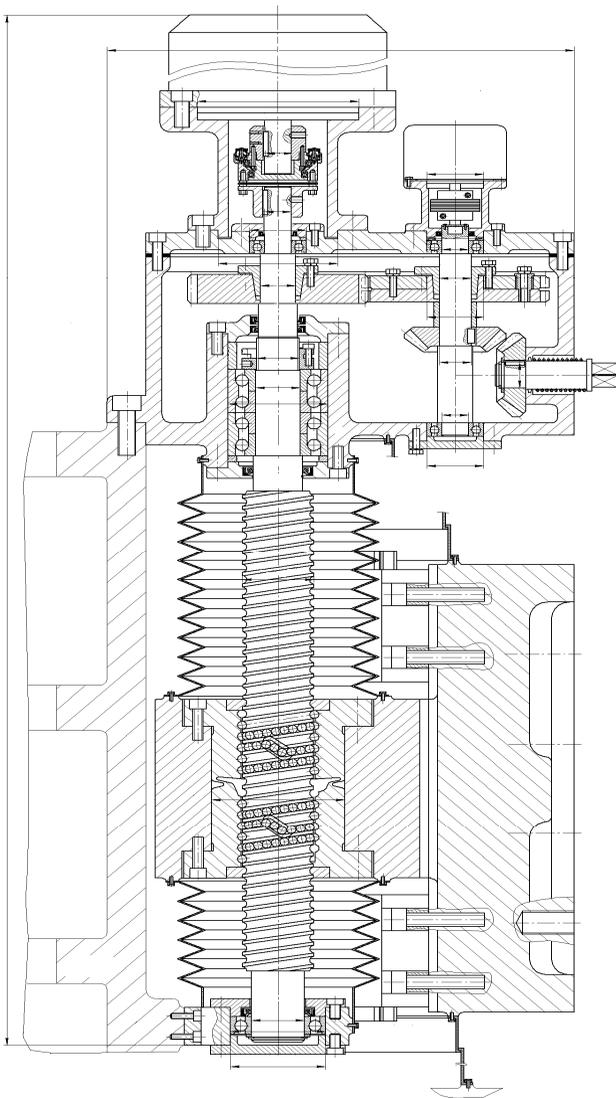


Рис. 1.7. Привод вертикальной подачи шпиндельной бабки вертикального многоцелевого станка с ЧПУ:

- с шариковой предохранительной муфтой; – передней фиксирующей и задней плавающей опорой ходового винта с двумя радиально-упорными и с одним радиальным шариковым подшипником; – механическим редуктором с беззорной зубчатой передачей для датчика; – коническим редуктором ручных перемещений; – передачей винт-гайка качения с одной гайкой с упругим элементом

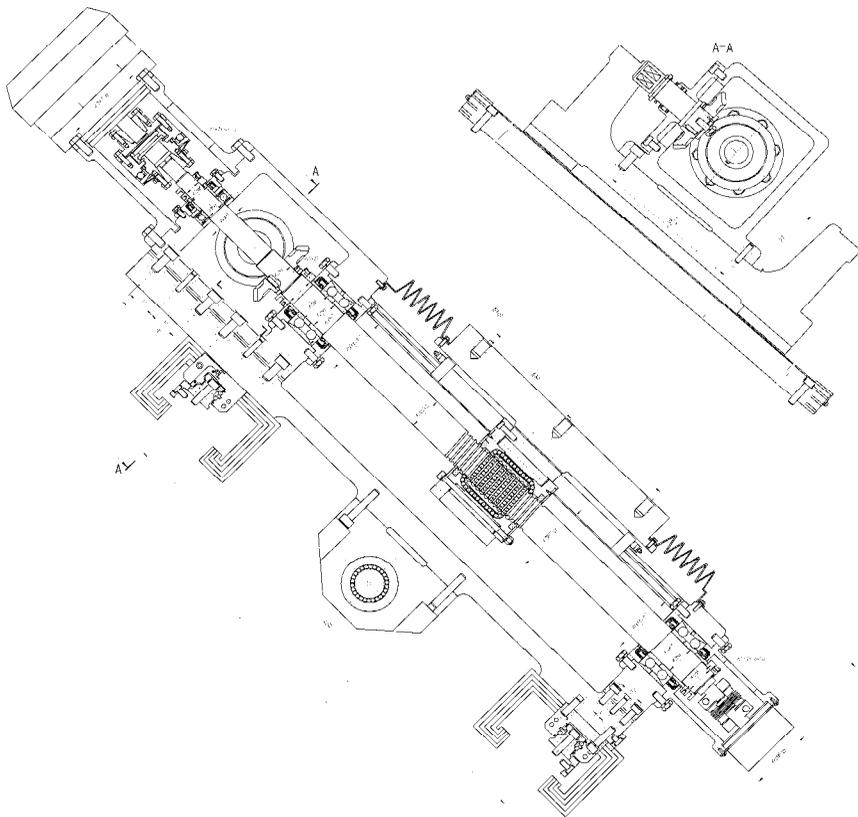


Рис. 1.8. Привод поперечной подачи токарного станка с ЧПУ  
с наклонной компоновкой:

- с шариковой предохранительной муфтой прямого соединения двигателя и ходового винта; – передней и задней фиксирующими опорами ходового винта с двухрядными радиально-упорными шариковыми подшипниками;
- коническим редуктором ручных перемещений;
- передачей винт-гайка качения с одной гайкой

Указанные приводы подач станков с ЧПУ имеют различные конструкции:

- а) присоединительных и предохранительных муфт;
- б) механических редукторов с безззорными зубчатыми передачами и центрирующими коническими втулками или вообще без редукторов;

в) передач винт-гайка качения с различными способами создания натяга между рабочими поверхностям резьбы винта и гайки и телами качения;

г) опор ходового винта с различными типами подшипников и видами их установки типа фиксирующая, плавающая и со свободным концом;

д) цилиндрических и конических редукторов ручных перемещений с их расположением со стороны передней или задней опоры ходового винта;

е) рельсовых шариковых и роликовых направляющих с шинами и с каретками с циркулирующей тел качения по различным видам каналов возврата;

ж) присоединительных стаканов датчиков обратной связи и их вариантами расположения относительно ходового винта;

и) гармоникообразной и телескопической защиты от загрязнений шин рельсовых направляющих и ходовых винтов передач винт-гайка качения.

## **1.5. Кинематический расчет и определение частот вращения электродвигателя привода подач**

### ***1.5.1. Определение предельных частот вращения ходового винта***

При проектировании привода подач необходимо рассчитать требуемые частоты вращения электродвигателя, предварительно определив предельные частоты вращения ходового винта и передаточное отношение редуктора. Для этого должны быть известны минимальная и максимальная рабочие скорости подачи  $s_{\min}$  и  $s_{\max}$ , в пределах которых регулирование происходит при постоянном номинальном моменте, а также скорость быстрых перемещений  $v$ , осуществляемых при уменьшенном моменте сил сопротивления.

Частоты вращения ходового винта определяются для привода подач с применением в тяговом механизме передачи винт-гайка по формуле

$$n = \frac{s}{H} = \frac{s}{k \cdot p}, \text{ мин}^{-1},$$

где  $s$  – минутная подача, мм/мин;

$H$  – ход тягового механизма, мм;

$p$  и  $k$  – шаг, мм, и число заходов ходового винта.

Предельные значения частот вращения ходового винта  $n_v$  для скорости быстрого хода  $v$  и  $n_{s \min}$  и  $n_{s \max}$  для предельных значений подач  $s_{\min}$  и  $s_{\max}$  определяются при передаче винт-гайка по формулам (рис. 1.9)

$$n_v = \frac{v}{k \cdot p},$$

$$n_{s \min} = \frac{s_{\min}}{k \cdot p}, \quad n_{s \max} = \frac{s_{\max}}{k \cdot p}.$$

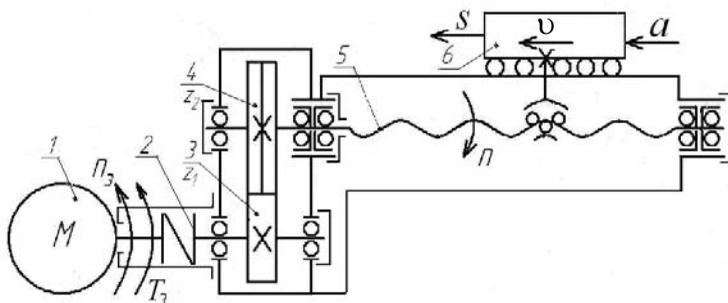


Рис. 1.9. Кинематическая схема привода продольной подачи токарного станка с ЧПУ

### 1.5.2. Расчет передаточного отношения механического редуктора

Передаточное отношение редуктора  $i$  определяется по формулам

$$i = \frac{n_{s \max}}{n_{\text{ЭН}} \max} \geq \frac{n_{s \max}}{n_{\text{ЭН}}} \quad \text{и} \quad i = \frac{n_v}{n_{\text{ЭВ}}} \geq \frac{n_v}{n_{\text{Э}} \max}$$

или

$$i = \frac{s_{\max}}{k \cdot p \cdot n_{\text{Э}} \max} \geq \frac{s_{\max}}{k \cdot p \cdot n_{\text{ЭН}}} \quad \text{и} \quad i = \frac{v}{k \cdot p \cdot n_{\text{ЭВ}}} \geq \frac{v}{k \cdot p \cdot n_{\text{Э}} \max}.$$

Это следует из условия выбора электродвигателя по частотам вращения

$$n_{\text{Эс min}} \geq n_{\text{Э min}}, \quad n_{\text{Эс max}} \leq n_{\text{Эн}}, \quad n_{\text{Эс max}} \leq n_{\text{Эв}} \quad \text{и} \quad n_{\text{Эв}} \leq n_{\text{Э max}},$$

где  $n_{\text{s min}}$ ,  $n_{\text{s max}}$  и  $n_{\text{v}}$  – предельные значения частот вращения ходового винта;

$n_{\text{Э min}}$ ,  $n_{\text{Э max}}$  и  $n_{\text{Эн}}$  – предельные и номинальная частоты электродвигателя;

$n_{\text{Эс min}}$ ,  $n_{\text{Эс max}}$  и  $n_{\text{Эв}}$  – требуемые предельные значения частот вращения электродвигателя при рабочих подачах  $s_{\text{min}}$  и  $s_{\text{max}}$  и скорости быстрого хода  $v$ .

Из полученных значений  $i$  выбирается большее, и если  $i \approx 1$ , то электродвигатель и ходовой винт могут соединяться напрямую через муфту без редуктора.

### **1.5.3. Определение фактических частот вращения электродвигателя**

По принятому передаточному отношению редуктора  $i$  рассчитываются фактические предельные частоты вращения электродвигателя  $n_{\text{Эс min}}$ ,  $n_{\text{Эс max}}$  и  $n_{\text{Эв}}$ , которые должны соответствовать приведенным условиям, по формулам

$$n_{\text{Эс min}} = \frac{n_{\text{s min}}}{i} \geq n_{\text{Э min}}, \quad n_{\text{Эс max}} = \frac{n_{\text{s max}}}{i} \leq n_{\text{Эн}}, \quad n_{\text{Эв}} = \frac{n_{\text{v}}}{i} \leq n_{\text{Э max}}$$

или

$$n_{\text{Эс min}} = \frac{s_{\text{min}}}{k \cdot p \cdot i} \geq n_{\text{Э min}}, \quad n_{\text{Эс max}} = \frac{s_{\text{max}}}{k \cdot p \cdot i} \leq n_{\text{Эн}}, \quad n_{\text{Эв}} = \frac{v}{k \cdot p \cdot i} \leq n_{\text{Э max}},$$

где  $n_{\text{Эс min}}$ ,  $n_{\text{Эс max}}$  и  $n_{\text{Эв}}$  – фактические значения частот вращения электродвигателя при рабочих подачах  $s_{\text{min}}$  и  $s_{\text{max}}$  и скорости быстрого хода  $v$ ;

$n_{\text{s min}}$ ,  $n_{\text{s max}}$  и  $n_{\text{v}}$  – предельные значения частот вращения ходового винта;

$n_{\text{Э min}}$ ,  $n_{\text{Э max}}$  и  $n_{\text{Эн}}$  – предельные и номинальная частоты электродвигателя;

$i$  – передаточное отношение механического редуктора;  
 $s_{\min}$  и  $s_{\max}$  – предельные скорости рабочих подач;  
 $v$  – скорость быстрых перемещений рабочего органа;  
 $p$  и  $k$  – шаг, мм, и число заходов ходового винта.

## 1.6. Особенности выбора электродвигателя привода подач

Выбор электродвигателя привода подач осуществляется по приведенным моментам к валу двигателя от сил полезного и вредного сопротивления с учетом режима его работы, допустимого нагрева и развиваемого им максимального ускорения. При этом регулирование рабочих подач и соответствующих им частот вращения электродвигателя осуществляется при номинальном моменте  $T_{эн}$ . Быстрое перемещение рабочего органа на холостом ходу производится с номинальным моментом  $T_{эи}$  или при максимальной частоте вращения  $T_{эи\max}$ , а пуск с разгоном привода с максимальным моментом  $T_{э\max}$  электродвигателя.

При рабочем и холостом ходе определяются требуемые статические моменты электродвигателя при установившемся режиме работы  $T_{эс}$  и  $T_{эв}$  соответственно через приведенные моменты сил резания  $T_p$ , сил трения в приводе подач  $T_T$  и неуравновешенной силы тяжести подвижной части рабочего органа вместе с деталью  $T_{mg}$  для рабочего хода и только через приведенные моменты сил трения  $T_T$  и неуравновешенной силы тяжести  $T_{mg}$  для холостого, т. е.

$$T_{эс} = T_p + T_T + T_{mg} \quad \text{и} \quad T_{эв} = T_T + T_{mg}.$$

При разгоне в условиях неустановившегося режима работы требуемый динамический момент электродвигателя  $T_{эа}$  определяется через приведенные моменты сил инерции движущихся масс  $T_i$ , сил трения  $T_T$  и неуравновешенной силы тяжести подвижной части рабочего органа вместе с деталью  $T_{mg}$ :

$$T_{эа} = T_i + T_T + T_{mg}.$$

Регулируемые электродвигатели для приводов подачи в зависимости от частоты вращения могут развивать фактически определенные крутящие моменты, а именно, номинальный момент  $T_{эи}$ , при

максимальной частоте вращения  $T_{\text{э}л\text{ма}x}$  и максимальном  $T_{\text{э}л\text{ма}x}$ . По этому выбор регулируемого электродвигателя приводов подач по моментам осуществляется по следующим условиям:

$$T_{\text{э}с} \leq T_{\text{э}н}, \quad T_{\text{э}у} \leq T_{\text{э}н} \quad \text{или} \quad T_{\text{э}у} \leq T_{\text{э}л\text{ма}x}, \quad T_{\text{э}а} \leq T_{\text{э}л\text{ма}x}.$$

Правильный выбор электрического двигателя обеспечивает надежную работу электропривода и его энергетические показатели в процессе эксплуатации.

При нагрузке двигателя значительно меньше номинальной он недоиспользуется по мощности, что ведет к снижению КПД, а если нагрузка на валу двигателя превышает номинальную, то это приводит к потере мощности. Для обоснованного выбора электродвигателя необходимо знать характер изменения нагрузки, т. е. мощность и момент электродвигателя во времени, для чего строятся нагрузочные диаграммы течения рабочего цикла. Выбор двигателя может осуществляться по эквивалентному крутящему моменту  $T_3$ , если известна нагрузочная диаграмма электропривода в виде зависимости  $T(t)$ :

$$T_3 = T_3 = \sqrt{\frac{\sum T_i^2 t_i}{t_{\text{ц}}}},$$

при этом должно соблюдаться условие  $T_3 \leq T_{\text{э}н}$ ,

где  $T_{\text{э}н}$  – номинальный момент двигателя в номинальном режиме;

$T_i$  – моменты в отдельные периоды времени  $t_i$ ;

$t_{\text{ц}}$  – время цикла работы.

Для электропривода, работающего при постоянной нагрузке, статический момент  $T_{\text{ст}}$  должен соответствовать условию  $T_{\text{ст}} \leq T_{\text{э}н}$ , а при циклическом характере нагрузки условием выбора электродвигателя является  $T_3 \leq T_{\text{э}н}$ , при этом необходима проверка по перегрузочной способности электродвигателя, т. е.

$$T_{\text{э}л\text{ма}x} = \lambda \cdot T_{\text{э}н} \geq T_{\text{ст}\text{ма}x}.$$

Если при циклическом характере нагрузки отдельные участки работы продолжительны, то необходимо использовать условие мак-

симальной нагрузки  $T_{стmax} \leq T_{эн}$ , при этом должна быть выполнена проверка по условию пуска  $T_{п} > T_{стmax}$ . Для приводов, работающих в режиме повторно-кратковременной нагрузки, включая пуск и электрическое торможение, выбор электродвигателя осуществляется в два этапа. Вначале определяются эквивалентные приведенные моменты от статических нагрузок и выбирается электродвигатель, при этом вводится коэффициент запаса, учитывающий дополнительные потери в переходных процессах. Затем для выбранного электродвигателя строится уточненная нагрузочная диаграмма и выполняется проверочный расчет.

### **1.7. Расчетная схема для определения крутящих моментов электродвигателя привода подач станков с ЧПУ**

Расчетная схема привода подач составляется в горизонтальной, наклонной или вертикальной плоскости, в которой реально работает рабочий орган привода. Исходными данными для расчета привода подач являются:

- а) кинематическая схема привода подач;
- б) предельные значения рабочих подач  $s_{min}$  и  $s_{max}$  и скорость быстрого хода  $v$ ;
- в) масса  $m$  подвижной части рабочего органа привода вместе с деталью или шпиндельной бабкой;
- г) шаг  $p$ , условный диаметр  $d_0$  и длина  $l$  ходового винта тягового механизма и вид подшипников его опор;
- д) вид направляющих для перемещения рабочего органа, при этом в приводах подач станков с ЧПУ могут применяться рельсовые направляющие с циркулирующей тел качения имеющие шины и каретки;
- е) составляющие силы резания при выполнении токарных и расточных операций  $P_x, P_y, P_z$  (рис. 1.10) или при фрезерной обработке  $P_x, P_h, P_v$  (рис. 1.11);
- ж) передаточное отношение  $i$ , делительные диаметры  $d_w$  и ширина  $b$  зубчатых колес передач механического редуктора;
- и) допустимые для механизмов ускорения  $a$ , необходимое время переходных процессов  $t$  и циклограмма нагрузки двигателя при работе привода подач.

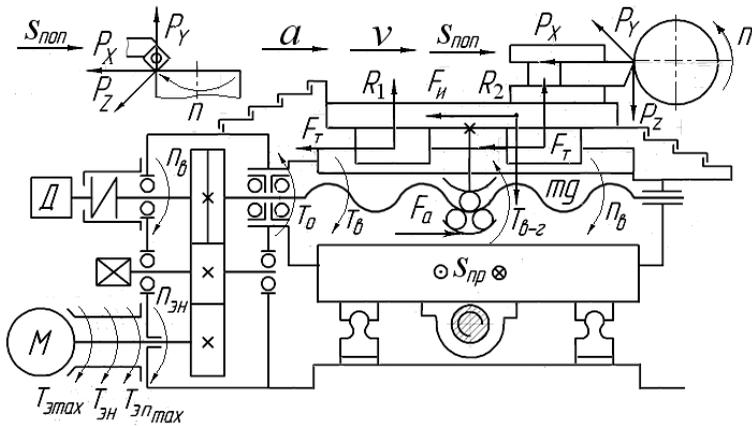


Рис. 1.10. Расчетная схема привода поперечной подачи суппорта с рельсовыми направляющими качения токарного станка с ЧПУ при обработке торцевой поверхности

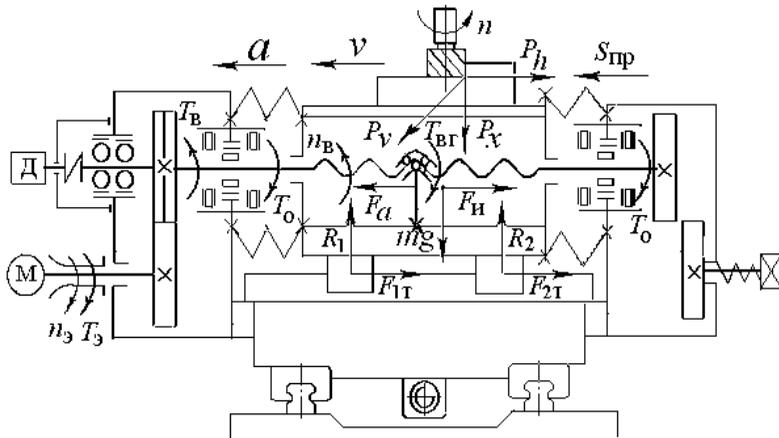


Рис. 1.11. Расчетная схема привода продольной подачи крестового стола с рельсовыми направляющими качения вертикального многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ при обработке заготовки торцевой фрезой

На расчетной схеме привода подач указываются рабочая подача  $s$ , скорость быстрого хода  $v$  и ускорение  $a$ , а также действующие нагрузки на рабочий орган привода в виде суппорта, стола и сала-

зок. Например, на расчетных схемах привода поперечной подачи суппорта токарного станка с ЧПУ при обработке торцевой поверхности (см. рис. 1.10) и привода продольной подачи крестового стола вертикального многоцелевого сверлильно-фрезерно-расточного станка с ЧПУ при обработке заготовки торцевой фрезой (см. рис. 1.11) прикладываются следующие действующие нагрузки соответственно на суппорт и стол:

- а) составляющие силы резания при токарной обработке  $P_x, P_y, P_z$ ;
- б) реакции  $R$ , действующие на направляющих рабочего органа;
- в) сила тяжести  $mg$  подвижной части рабочего органа вместе с деталью;
- г) тяговая сила  $F_a$  привода подачи рабочего органа;
- д) силы трения в направляющих  $F_T$  и моменты сил трения в опорах ходового винта  $T_o$  и в передаче винт-гайка  $T_{вг}$ ;
- е) сила инерции подвижной части рабочего органа привода и детали  $F_{и}$ ;
- ж) крутящие моменты  $T_3$  и частоты вращения электродвигателя  $n_3$ .

### 1.8. Расчет тяговой силы привода подач с направляющими скольжения

При расчете требуемых крутящих моментов электродвигателя привода подач для предварительного его выбора рассчитываются тяговые усилия привода при рабочем и холостом ходе и по ним определяются приведенные моменты.

1. Тяговые усилия при рабочем ходе в процессе обработки деталей для приводов с направляющими скольжения

$$F_a = P_p + F_{тн} + F_{mg},$$

где  $P_p$  – проекции составляющих сил резания на направление движения подачи;

$F_{тн}$  – составляющие силы трения направляющих;

$F_{mg}$  – проекция неуравновешенных сил тяжести перемещаемых частей привода на направление движения подачи.

В соответствии с расчетными схемами тяговые усилия  $F_a$ , например, при токарной обработке с продольной подачей (рис. 1.12, а) и при попутном фрезеровании цилиндрической фрезой (рис. 1.12, б) определяются по формулам:

$$F_a = k \cdot P_x + F_{\text{ТН}} + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{и} \quad F_a = k \cdot P_x + f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$F_a = -k \cdot P_h + F_{\text{ТН}} + m \cdot g \cdot \sin \alpha \quad \text{и} \quad F_a = -k \cdot P_h + f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

где  $k$  – коэффициент, учитывающий опрокидывающий момент;

$P_x$  и  $P_h$  – составляющие силы резания, параллельные подаче;

$m$  – масса перемещаемых частей с заготовкой или режущим инструментом;

$\alpha$  – угол наклона направляющей к горизонтальной плоскости;

$f$  – коэффициент трения скольжения в направляющих:  $f = 0,1-0,2$  при малых подачах;  $f = 0,5-0,8$  при высоких подачах и хорошей смазке;

$R$  – нормальные реакции на направляющие скольжения рабочего органа:

$$R = P_y + P_z + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (\text{рис. 1.12, а})$$

и

$$R = P_x + P_v + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (\text{рис. 1.12, б}).$$

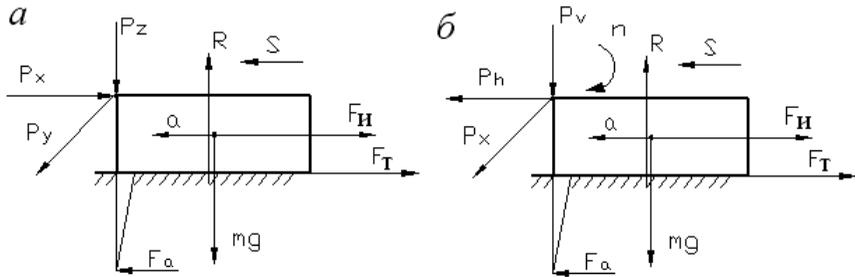


Рис. 1.12. Расчетные схемы тяговых усилий приводов подач с направляющими скольжения при точении (а) и при попутном фрезеровании (б)

2. Тяговые усилия при холостом ходе привода определяются по формулам

$$F_a = F_{\text{ТН}} + F_{mg};$$

$$F_a = f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha.$$

### 3. Тяговые усилия при неустановившемся режиме разгона

$$F_a = F_{и} + F_{тн} + F_{mg};$$

$$F_a = m \cdot a_p + f \cdot R + m \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

где  $F_{и}$  – сила инерции подвижной части привода с бабкой или заготовкой;

$a_p$  – линейное ускорение разгона суппорта или стола;

$\alpha$  – угол наклона направляющих к горизонтальной плоскости;  
 $\alpha = 0$  при горизонтальных направляющих,  $\alpha = 45\text{--}70^\circ$  – при наклонных и  $\alpha = 90^\circ$  – при вертикальных.

#### 1.9. Расчет тяговой силы привода подач с направляющими качения

1. Тяговые усилия при рабочем ходе в процессе обработки для приводов подач с направляющими качения в общем случае определяются по формуле

$$F_a = F_p + n \cdot F_{то} + F_{тн} + F_{mg},$$

где  $F_p$  – проекции составляющих сил резания на направление движения подачи;

$n$  – число дорожек направляющих качения;

$F_{то}$  – начальная сила трения:  $F_{то} = 4\text{--}5$  Н;

$F_{тн}$  – сила трения в направляющих качения рабочего органа;

$F_{mg}$  – неуравновешенная сила тяжести перемещаемых частей привода.

В соответствии с расчетными схемами тяговые усилия  $F_a$ , например, при токарной обработке с продольной подачей привода подач с направляющими со свободным перекачиванием тел качения (рис. 1.13, а) и при встречном фрезеровании цилиндрической фрезой приводом с рельсовыми направляющими с циркулирующей тел качения (рис. 1.13, б) определяются по формулам

$$F_a = P_x + F_{тн} + m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

и

$$F_a = P_x + n \cdot F_{то} + \frac{R \cdot f_k}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$F_a = P_h + \sum F_{\text{тн}} + m \cdot g \cdot \sin \alpha$$

и

$$F_a = P_h + f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha,$$

где  $P_x$  и  $P_h$  – составляющие силы резания параллельные подаче;

$R$  – нормальные реакции направляющих качения на рабочий орган привода:

$$R = P_y + P_z + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (\text{рис. 1.13, а});$$

$f_k$  – коэффициент трения качения направляющих:  $f_k = 0,01$  мм для стальных и  $f_k = 0,025$  мм для чугунных направляющих;

$\rho$  – приведенный радиус тела качения;

$m$  – масса перемещаемых частей привода с заготовкой или бабкой;

$\sum R$  – суммарная нормальная реакция рельсовых направляющих с циркуляцией тел качения на каретки рабочего органа:

$$\sum R = P_x - P_v + m \cdot g \cdot \cos \alpha \quad (\text{рис. 1.13, б});$$

$f$  – коэффициент трения рельсовых направляющих качения:  $f = 0,003-0,004$ .

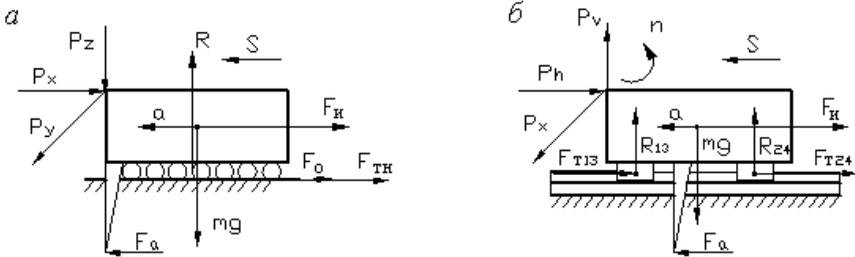


Рис. 1.13. Расчетные схемы тяговых усилий приводов подач с направляющими качения со свободным перекатыванием тел качения при точении (а) и рельсовыми направляющими с циркуляцией тел качения при встречном фрезеровании (б)

2. Тяговые усилия при холостом ходе привода для токарной обработки (см. рис. 1.13, а) и при фрезеровании (см. рис. 1.13, б) определяются по формулам

$$F_a = F_{\text{тн}} + F_{mg};$$

$$F_a = n \cdot F_{\text{то}} + \frac{R \cdot f_{\text{к}}}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha;$$

$$F_a = \sum F_{\text{тн}} + F_{mg};$$

$$F_a = f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$\sum R = m \cdot g \cdot \cos \alpha.$$

3. Тяговые усилия при неустановившемся режиме разгона привода при пуске станка определяются по формулам

$$F_a = F_{\text{и}} + F_{\text{тн}} + F_{mg};$$

$$F_a = m \cdot a_{\text{п}} + n \cdot F_{\text{то}} + \frac{R \cdot f_{\text{к}}}{\rho} + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$R = m \cdot g \cdot \cos \alpha;$$

$$F_a = F_{\text{и}} + \sum F_{\text{тн}} + F_{mg};$$

$$F_a = m \cdot a_{\text{п}} + f \cdot \sum R + m \cdot g \cdot \sin \alpha;$$

$$\sum R = m \cdot g \cdot \cos \alpha.$$

### **1.10. Рабочие зоны станков с силами резания, действующими на рабочий орган приводов подач**

При составлении расчетных схем приводов подач различных станков с ЧПУ необходимо правильно выбрать типовую операцию, выполняемую на данном станке, при этом указываются составляющие силы резания, действующие на рабочий орган привода в виде суппорта, стола и т. д.

1. При токарной обработке на горизонтальном токарном станке с ЧПУ цилиндрических поверхностей с продольной подачей  $s_{пр}$  (рис. 1.14) и торцевых поверхностей с поперечной подачей  $s_{поп}$  (рис. 1.15) к суппорту прикладываются составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$  и  $P_z$ .

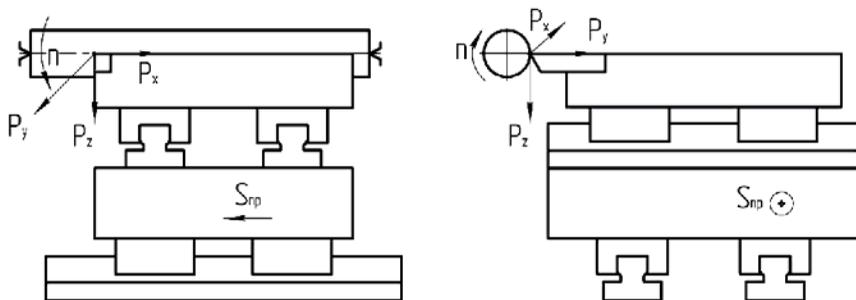


Рис. 1.14. Рабочая зона токарного станка с ЧПУ и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке цилиндрических поверхностей с продольной подачей  $s_{пр}$

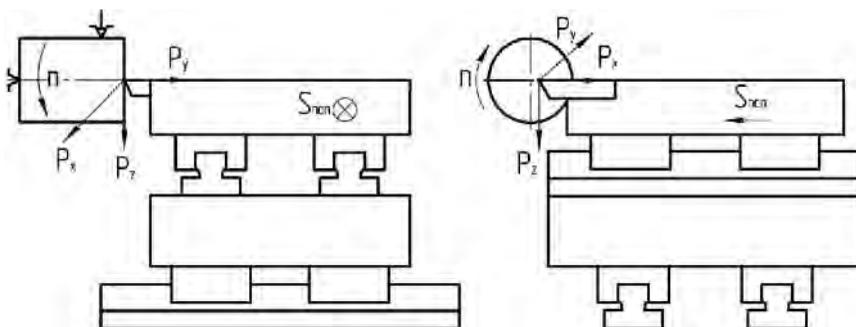


Рис. 1.15. Рабочая зона токарного станка с ЧПУ и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке торцевых поверхностей с поперечной подачей  $s_{поп}$

2. При токарной обработке на вертикальном токарном станке с ЧПУ цилиндрических поверхностей с продольной вертикальной подачей  $s_b$  (рис. 1.16) и торцевых поверхностей с поперечной горизонтальной подачей  $s_r$  (рис. 1.17) к суппорту прикладываются составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$  и  $P_z$ .

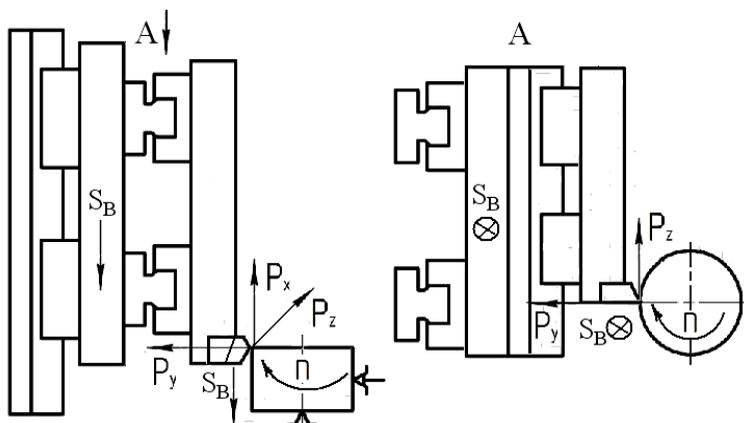


Рис. 1.16. Рабочая зона вертикального токарного станка с ЧПУ и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке цилиндрических поверхностей с вертикальной подачей  $s_b$

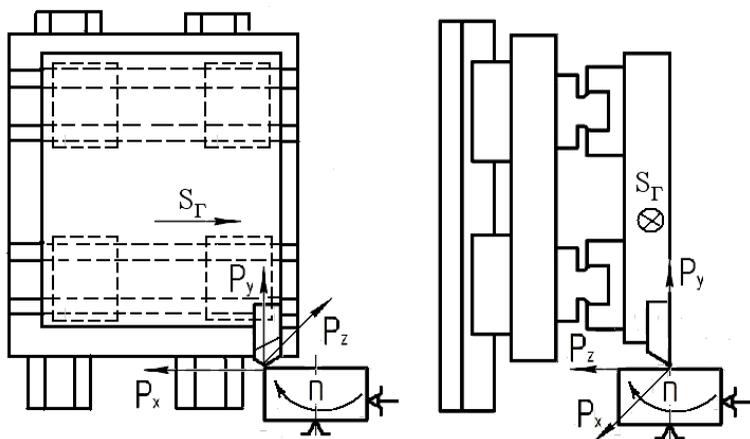


Рис. 1.17. Рабочая зона вертикального токарного станка с ЧПУ и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке торцевых поверхностей с горизонтальной подачей  $s_T$

3. При токарной обработке на токарном станке с ЧПУ с наклонной компоновкой цилиндрических поверхностей с продольной подачей  $s_{пр}$  (рис. 1.18) и торцевых поверхностей с поперечной наклонной подачей  $s_{пн}$  (рис. 1.19) к суппорту прикладываются составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$  и  $P_z$ .

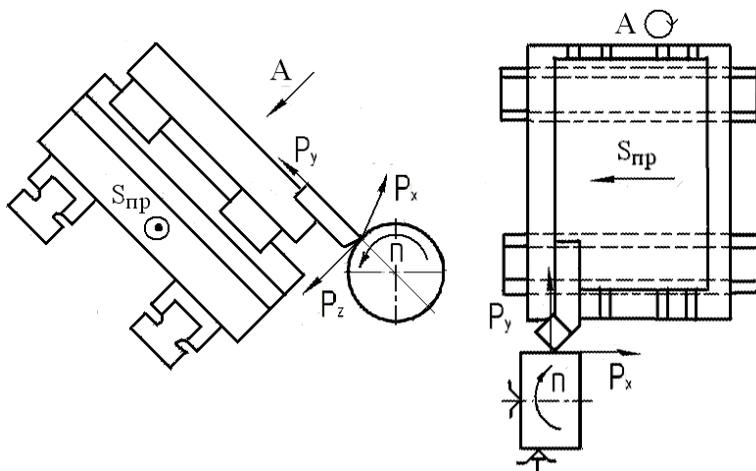


Рис. 1.18. Рабочая зона токарного станка с ЧПУ с наклонной компоновкой и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке цилиндрических поверхностей с продольной подачей  $s_{пр}$

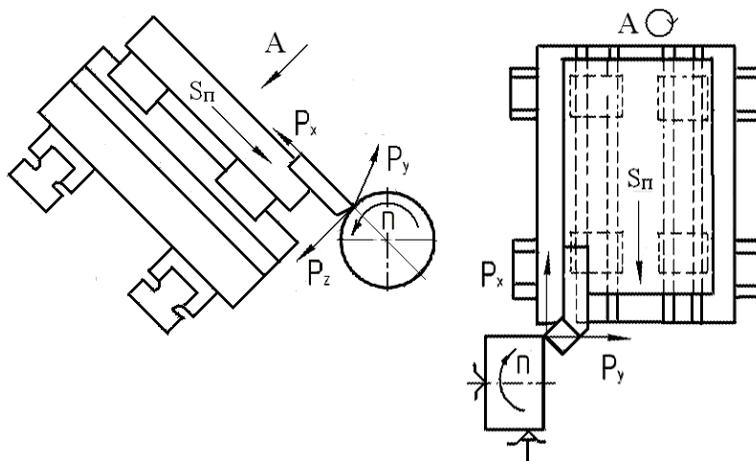


Рис. 1.19. Рабочая зона токарного станка с ЧПУ с наклонной компоновкой и схемы действия на суппорт составляющих сил резания при токарной обработке торцевых поверхностей с поперечной подачей  $s_{п}$

4. При растачивании отверстий с поперечной подачей стола  $s_{ноп}$  на горизонтальном многоцелевом станке (рис. 1.20) и с вертикаль-

ной подачи шпиндельной бабки  $s_b$  на вертикальном многоцелевом станке (рис. 1.21) соответственно на стол через заготовку и на шпиндельную бабку через режущий инструмент и шпиндель действуют составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$  и  $P_z$ .

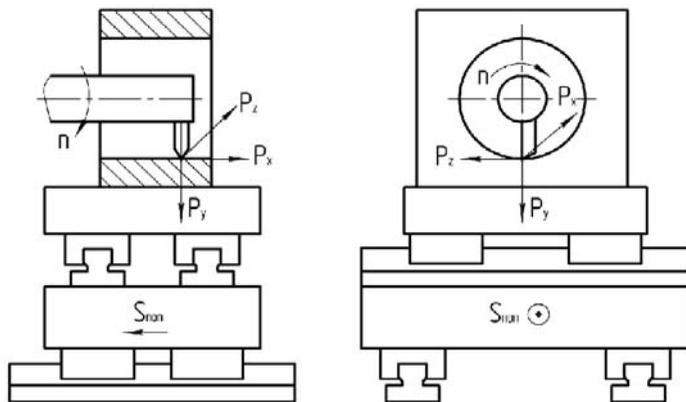


Рис. 1.20. Рабочая зона горизонтального многоцелевого станка с ЧПУ и схемы действия на стол составляющих сил резания при растачивании отверстия с поперечной подачей  $s_n$

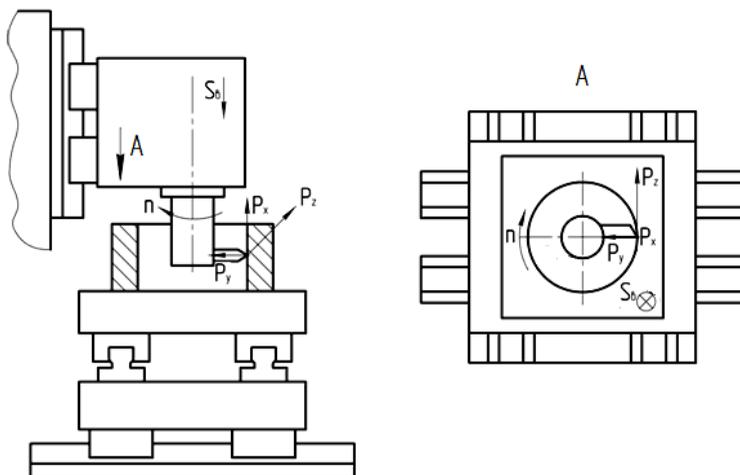


Рис. 1.21. Рабочая зона вертикального многоцелевого станка с ЧПУ и схемы действия на шпиндельную бабку составляющих сил резания при растачивании с вертикальной подачей  $s_b$

5. При фрезеровании цилиндрической фрезой с продольной подачей стола  $s_{пр}$  (рис. 1.22) и с вертикальной подачей шпиндельной бабки  $s_b$  (рис. 1.23) на горизонтальном многоцелевом станке на стол через заготовку и на шпиндельную бабку через шпиндель действуют составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_h$  и  $P_\vartheta$ .

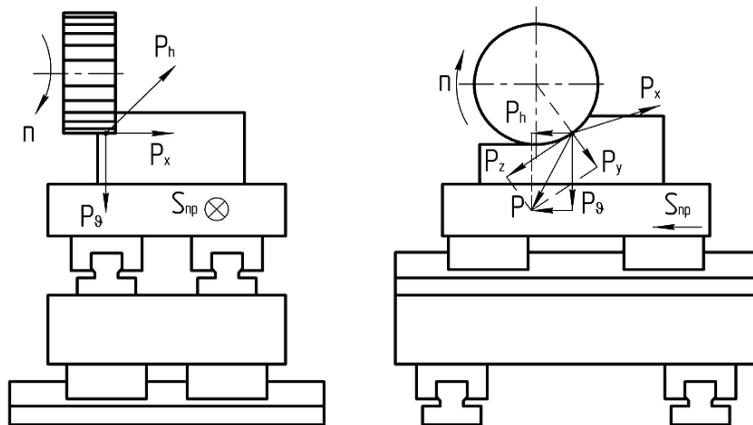


Рис. 1.22. Рабочая зона горизонтального многоцелевого станка с ЧПУ и схемы действия на стол составляющих сил резания при попутном фрезеровании с продольной подачей  $s_{пр}$

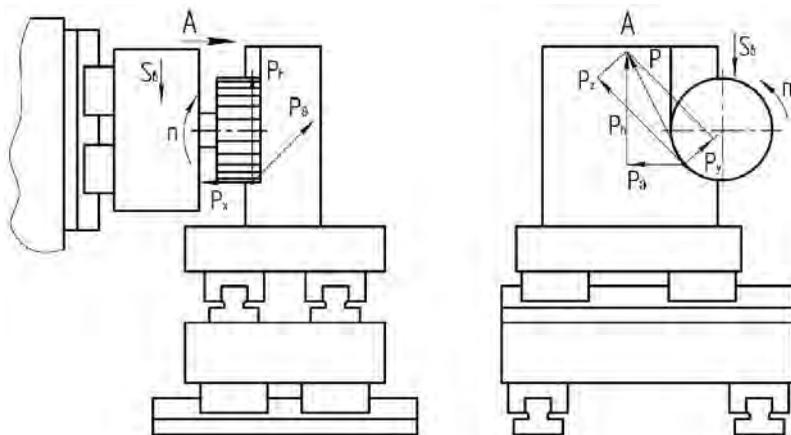


Рис. 1.23. Рабочая зона горизонтального многоцелевого станка с ЧПУ и схемы действия на шпиндельную бабку сил резания при попутном фрезеровании с вертикальной подачей  $s_b$

б. При фрезеровании торцевой фрезой с поперечной подачей  $s_{\text{поп}}$  (рис. 1.24, а) или с продольной его подачей  $s_{\text{пр}}$  (рис. 1.24, б) на вертикальном многоцелевом станке на него через заготовку действуют составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_h$  и  $P_v$ , при этом сила  $P_h$  параллельна подаче, а  $P_v$  – перпендикулярна к ней.

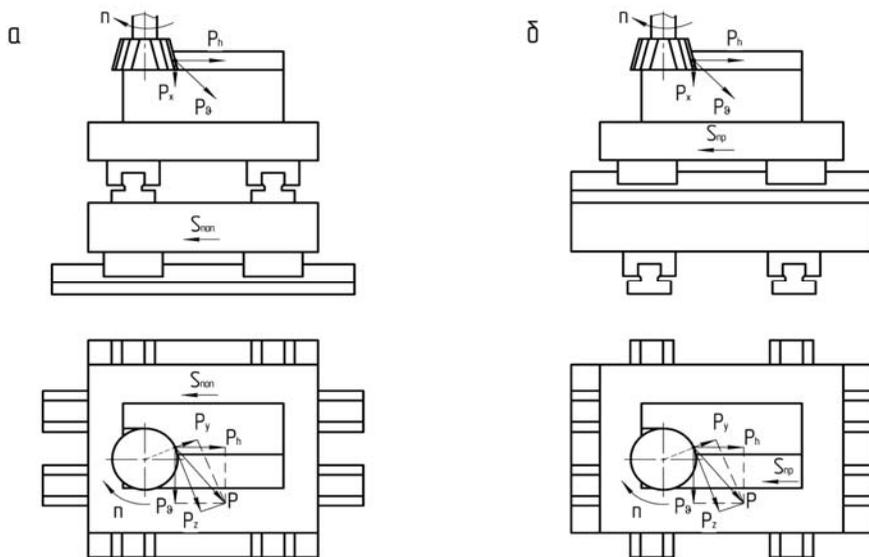


Рис. 1.24. Рабочая зона вертикального многоцелевого станка с ЧПУ и схемы действия на стол сил резания при встречном фрезеровании с поперечной  $s_{\text{поп}}$  (а) и продольной  $s_{\text{пр}}$  (б) подачей

## 1.11. Расчет приведенных моментов нагрузок привода подач и выбор электродвигателя

### 1.11.1. Определение приведенных моментов нагрузок при рабочем ходе

При силовом расчете приводов подач станков с ЧПУ, например, привода продольной подачи токарного станка с ЧПУ при обработке цилиндрической поверхности составляется расчетная схема (рис. 1.25, а) с рабочей зоной (рис. 1.25, б). При этом может создаваться его динамическая модель с приведенными моментами всех действующих нагрузок и с приведенными моментами инерции всех

движущихся масс к валу электродвигателя (рис. 1.25, в). *Приведенным моментом действующих нагрузок* называется момент, который, будучи условно приложенным к звену приведения, развивает мощность, равную сумме мощностей всех действующих нагрузок.

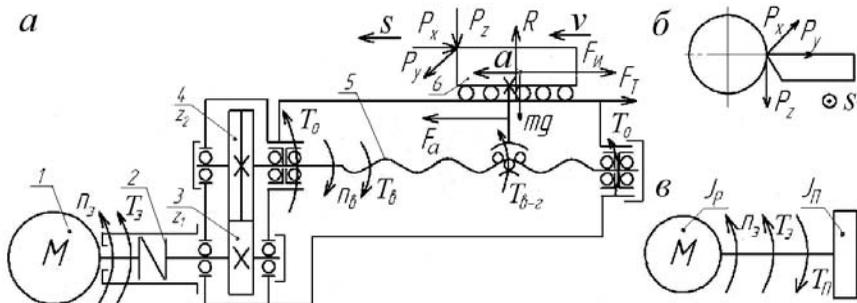


Рис. 1.25. Расчетная схема привода продольной подачи суппорта токарного станка с ЧПУ при обработке цилиндрической поверхности (а), рабочая зона станка с силами резания (б) и динамическая модель привода (в)

В общем случае электродвигатель привода подач должен развивать статический крутящий момент, обеспечивающий необходимую мощность при установившемся движении, и динамический момент, обеспечивающий требуемое повышение мощности при переходных процессах пуска и торможения.

Статический момент при рабочем ходе определяется тяговым усилием  $F_a$ , передаваемым в направлении подачи при установившемся движении рабочего органа станка, которое в общем случае будет

$$F_a = k_p \cdot P_p + \sum F_T + F_H + F_{mg},$$

где  $k_p$  – коэффициент запаса;

$P_p$  – составляющая от усилия резания в направлении подачи;

$\sum F_T$  – суммарная сила трения в направляющих;

$F_H$  – усилие от предварительного натяга, не учтенное в  $\sum F_T$ ;

$F_{mg}$  – составляющая силы тяжести подвижной части рабочего органа вместе с деталью на направление подачи от неуравновешенной массы.

Приведенный момент к валу электродвигателя  $T_n$  от тягового усилия  $F_a$  привода подачи с передачей винт-гайка определяется для рабочего и холостого хода по формулам

$$T_{\text{п}} = \frac{F_a \cdot H}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_p} = \frac{F_a \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_p}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $F_a$  – тяговое усилия привода, Н;

$H$  и  $p$  – ход передачи винт-гайка и шаг ходового винта, мм;

$k$  – число заходов ходового винта;

$u$  и  $i$  – передаточные число и отношение механического редуктора;

$\eta_p$  – КПД редуктора и тягового механизма привода подач.

При рабочем ходе привода в процессе резания с подачей  $s$  требуемый статический момент  $T_{\text{ст}} = T_{\text{зс}}$ , развиваемый двигателем, должен быть не больше номинального  $T_{\text{эн}}$  и равен сумме приведенных моментов, обеспечивающих преодоление составляющих сил резания по направлению подачи  $T_p$ , сил трения в подвижных звеньях механизма  $T_{\text{т}}$  и полной или неуравновешенной части силы тяжести перемещаемых узлов при вертикальных или наклонных подачах  $T_{\text{mg}}$ :

$$T_{\text{зс}} = T_p + T_{\text{т}} + T_{\text{mg}} \leq T_{\text{эн}}.$$

Приведенный момент к валу электродвигателя от составляющих сил резания по направлению подачи определяется для приводов подач с передачей винт-гайка по формулам

$$T_p = \frac{k_p \cdot P_x \cdot H}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_s} = \frac{k_p \cdot P_x \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s}, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где  $k_p$  – коэффициент запаса:  $k_p = 1,2-1,5$ ;

$P_x$  – составляющая силы резания по направлению подачи, Н;

$H$  и  $p$  – ход передачи винт-гайка и шаг ходового винта, мм;

$u$  и  $i$  – передаточные число и отношение механического редуктора;

$\eta_s$  – КПД привода подач (при этом принимается КПД передачи винт-гайка качения без натяга  $\eta_{\text{вг}} = 0,90-0,95$  и с натягом  $\eta_{\text{вг}} = 0,80-0,85$ , зубчатой передачи  $\eta_{\text{зп}} = 0,95-0,98$ , ременной переда-

чи  $\eta_{\text{рп}} = 0,94\text{--}0,96$ , пары подшипников  $\eta_{\text{п}} = 0,98\text{--}0,99$  и муфты  $\eta_{\text{м}} = 0,96\text{--}0,98$ ).

Приведенный момент к валу двигателя от сил трения складывается из суммы приведенных моментов  $T_{\text{тн}}$ ,  $T_{\text{твг}}$ ,  $T_{\text{тп}}$ , определяемых силами трения в направляющих привода, в паре винт-гайка и подшипниках ходового винта, т. е.

$$T_{\text{т}} = T_{\text{тн}} + T_{\text{твг}} + T_{\text{тп}}.$$

Момент от сил трения в направляющих, приведенный к валу двигателя, определяется для приводов подач с передачей винт-гайка по формуле

$$T_{\text{тн}} = \frac{F_{\text{т}} \cdot k \cdot p}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_{\text{s}}} = \frac{F_{\text{т}} \cdot k \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{s}}}.$$

Сила трения  $F_{\text{т}}$  определяется суммой нормальных давлений  $\sum R_N$ , действующих на направляющие, т. е.

$$F_{\text{т}} = f \cdot \sum R_N,$$

где  $f$  – приведенный коэффициент трения; для направляющих скольжения со смазкой при смешанном трении  $f = 0,1$ ; для направляющих качения с небольшими диаметрами тел качения  $f = 0,005\text{--}0,010$  и с каретками  $f = 0,003\text{--}0,005$ .

Сила трения от перемещаемых масс узлов привода подач станка  $m_1$  и установленной на нем массы детали  $m_2$  и от составляющих сил резания, перпендикулярных направлению подачи, в общем случае определяется по формулам

$$F_{\text{т}} = f \cdot (P_y + P_z + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \cos \alpha)$$

и

$$F_{\text{т}} = f \cdot (P_x + P_v + (m_1 + m_2) \cdot g \cdot \cos \alpha),$$

где  $\alpha$  – угол между направлением подач и горизонтальной плоскостью.

При холостом ходе  $\alpha = 0$ , сила

$$F_T = f \cdot g \cdot (m_1 + m_2),$$

а при  $\alpha = 90^\circ$   $F_T \approx 0$ .

Момент от сил трения, приведенный к валу двигателя в шариковой передаче винт-гайка при наличии предварительного натяга, определяется по формуле

$$T_{\text{ТВГ}} = \frac{32 \cdot 10^{-6} \cdot P_p \cdot p \cdot i}{3 \cdot \eta_p},$$

а в подшипниках опор ходового винта

$$T_{\text{ТП}} = \frac{22,1 \cdot 10^{-8} \cdot P_p \cdot k_{\text{п}} \cdot d_{\text{п}} \cdot i}{3 \cdot \eta_p},$$

где  $P_p$  – составляющая силы резания, параллельная направлению подачи, Н;

$p$  и  $d_n$  – шаг резьбы и диаметр шеек подшипников ходового винта, мм;

$k_{\text{п}}$  – количество подшипников в опорах ходового винта;

$i$  и  $\eta_p$  – передаточное отношение и КПД механического редуктора.

Приведенный момент от неуравновешенных перемещаемых масс привода подач определяется силой их тяжести, т. е.

$$T_{mg} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot p}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot u \cdot \eta_s} = \frac{m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot p \cdot i}{2 \cdot 10^3 \cdot \pi \cdot \eta_s}.$$

### ***1.11.2. Определение приведенных моментов нагрузок при быстром ходе***

На холостом ходе при быстром перемещении рабочего органа статический момент  $T_{\text{ст}}$  равен моменту, развиваемому двигателем,

при соответствующей скорости быстрого хода  $T_{\text{эв}}$ , т. е.  $T_{\text{ст}} = T_{\text{эв}}$ . При этом он равен сумме приведенных моментов, обеспечивающих преодоление сил трения в подвижных звеньях механизма  $T_{\text{т}}$  и полной или неуравновешенной части силы тяжести перемещаемых узлов  $T_{\text{mg}}$  и не должен быть больше номинального момента электродвигателя  $T_{\text{эн}}$  или при максимальной частоте вращения  $T_{\text{эпmax}}$ , т. е.

$$T_{\text{эв}} = T_{\text{т}} + T_{\text{mg}} \leq T_{\text{эн}} \quad \text{или} \quad T_{\text{эв}} = T_{\text{т}} + T_{\text{mg}} \leq T_{\text{эпmax}}.$$

### ***1.11.3. Предварительный выбор электродвигателя привода подач***

По рассчитанным приведенным статическим моментам рабочего и быстрого холостого хода  $T_{\text{эс}}$  и  $T_{\text{эв}}$  и по расчетным частотам вращения электродвигателя при рабочих подачах

$$n_{\text{эсmin}} \leq n_{\text{эсj}} \leq n_{\text{эсmax}}$$

и максимальной частоте вращения при быстром ходе

$$n_{\text{эсmax}} \leq n_{\text{эв}} \leq n_{\text{эпmax}}$$

производится предварительный выбор высокомоментного или вентильного синхронного электродвигателя из условий

$$T_{\text{эс}} \leq T_{\text{эн}}, \quad T_{\text{эв}} \leq T_{\text{эпmax}} \quad \text{или} \quad T_{\text{эв}} \leq T_{\text{эн}} \quad \text{и}$$

$$n_{\text{эсmin}} \geq n_{\text{эmin}}, \quad n_{\text{эсmax}} \leq n_{\text{эн}}, \quad n_{\text{эсmax}} \leq n_{\text{эв}}, \quad n_{\text{эв}} \leq n_{\text{эпmax}},$$

где  $T_{\text{эн}}$  и  $n_{\text{эн}}$  – номинальные момент и частота вращения электродвигателя;

$T_{\text{эпmax}}$  – момент электродвигателя при максимальной частоте вращения;

$n_{\text{эmin}}$  и  $n_{\text{эпmax}}$  – предельные частоты вращения электродвигателя.

Затем по каталогу определяются технические характеристики и параметры двигателя, необходимые для дальнейших расчетов.

#### ***1.11.4. Определение динамического момента сил инерции привода***

При неустановившихся режимах привода при разгоне и электрическом торможении требуемый момент двигателя  $T_{\text{эа}}$  равен сумме приведенного динамического момента сил инерции  $T_{\text{и}}$ , сообщающего инерционным массам заданное ускорение  $a$ , и моментов преодоления сил трения  $T_{\text{т}}$  и нагрузок от неуравновешенных масс  $T_{\text{mg}}$  и должен быть не больше максимального момента  $T_{\text{эмакс}}$ , т. е.

$$T_{\text{эа}} = T_{\text{и}} + T_{\text{т}} + T_{\text{mg}} \leq T_{\text{эмакс}}.$$

Для определения приведенного динамического момента сил инерции рассчитывается суммарный момент инерции  $J_{\Sigma}$ , равный сумме приведенных моментов инерции подвижных инерционных масс привода подач, приведенных к валу электродвигателя  $J_{\text{п}}$ , и момента инерции ротора двигателя  $J_{\text{д}}$ :

$$J_{\Sigma} = J_{\text{п}} + J_{\text{д}}.$$

Приведенный динамический момент сил инерции  $T_{\text{и}}$  определяется через суммарный приведенный момент инерции привода подач к валу электродвигателя, собственный момент инерции ротора электродвигателя и угловое ускорение разгона электродвигателя по формуле

$$T_{\text{и}} = (J_{\text{п}} + J_{\text{д}}) \cdot \varepsilon,$$

где  $\varepsilon$  – угловое ускорение разгона электродвигателя привода подачи.

#### ***1.11.5. Расчет приведенных моментов инерции всех движущихся масс***

Приведенным моментом инерции движущихся масс называется момент инерции массы, которая, будучи условно установленной на звене приведения, обладает кинетической энергией равной сумме кинетических энергий всех движущихся масс.

Приведенный момент инерции к валу электродвигателя поступательно перемещаемых элементов массой  $m$  привода подач с переда-

чей винт-гайка определяется передаточным отношением редуктора  $i$  и шагом ходового винта  $p$ :

$$J_m = \frac{m \cdot i^2 \cdot p^2}{4 \cdot \pi^2}.$$

Приведенный момент инерции ходового винта к валу двигателя

$$J_{\text{хв}} = \frac{m_{\text{в}} \cdot r_0^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_0^4 \cdot l \cdot \rho \cdot i^2}{32},$$

где  $J_{\text{хв}}$  и  $m_{\text{в}}$  – приведенный момент инерции и масса винта, кг·м<sup>2</sup> и кг;

$\rho$  – плотность материала ходового винта, кг/м<sup>3</sup>;

$r_0$ ,  $d_0$  и  $l$  – средний радиус, диаметр и длина ходового винта, м;

$i$  – передаточное отношение механического редуктора:  $i = 1/u$ .

Момент инерции зубчатой передачи механического редуктора, приведенный к валу двигателя, определяется суммой

$$J_p = J_1 + J_2 \cdot i^2,$$

где  $J_1$  и  $J_2$  – моменты инерции зубчатых колес, соответственно имеющих скорость, равную скорости двигателя, и вращающихся с угловой скоростью, определяемой передаточным отношением редуктора  $i$ .

Приведенный момент инерции зубчатого колеса к валу электродвигателя в общем случае без учета его конкретного расположения

$$J_{\text{зк}} = \frac{m_{\text{к}} \cdot r_w^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_w^4 \cdot b \cdot \rho \cdot i^2}{32},$$

где  $J_{\text{зк}}$  и  $m_{\text{к}}$  – приведенный момент инерции и масса колеса, кг·м<sup>2</sup> и кг;

$\rho$  – плотность материала зубчатого колеса, кг/м<sup>3</sup>;

$r_w$ ,  $d_w$ ,  $b$  – радиус, диаметр делительной окружности и ширина колеса, м;

$i$  – передаточное отношение механического редуктора:  $i = 1/u$ .

Тогда приведенный момент инерции механического редуктора

$$J_p = \frac{m_{\text{к1}} \cdot r_{w1}^2}{2} + \frac{m_{\text{к2}} \cdot r_{w2}^2 \cdot i^2}{2} = \frac{\pi \cdot d_{w1}^4 \cdot b_1 \cdot \rho}{32} + \frac{\pi \cdot d_{w2}^4 \cdot b_2 \cdot \rho \cdot i^2}{32}.$$

Приведенный момент инерции муфт к валу электродвигателя  $J_{\text{пм}}$  определяется по их моменту инерции в соответствии с технической характеристикой  $J_{\text{м}}$  и по передаточному отношению редуктора  $i$  в зависимости от ее конкретного расположения, т. е. до редуктора или после него:

$$J_{\text{пм}} = J_{\text{м}} \quad \text{или} \quad J_{\text{пм}} = J_{\text{м}} \cdot i_j^2.$$

Общий приведенный момент инерции движущихся масс привода подач к валу двигателя  $J_{\text{п}}$  в общем случае определяется как сумма приведенных моментов инерции отдельных звеньев  $J_{j\text{п}}$ , а именно каретки, салазок, ходового винта, муфт, зубчатых колес, валов, т. е.

$$J_{\text{п}} = \sum J_{j\text{п}} = \sum J_j \cdot i_j^2,$$

где  $J_j$  – собственно моменты инерции отдельных звеньев привода подач  $j$ ;

$i_j$  – передаточное отношение привода от  $j$  звена до электродвигателя.

### **1.11.6. Определение углового ускорения вала электродвигателя**

Угловое ускорение электродвигателя  $\varepsilon$  определяется временем изменения переходных процессов  $t$ , заданным законом и диапазоном изменения скорости. При изменении скорости движения в неустановившемся режиме по линейному закону угловое ускорение  $\varepsilon$  может определяться по формулам

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{эв}}}{30 \cdot t \cdot \eta_s} \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{\pi \cdot n_{\text{эв}} \cdot a}{30 \cdot v \cdot \eta_s},$$

где  $n_{\text{эв}}$  – частота вращения электродвигателя при быстром ходе, мин<sup>-1</sup>;

$t$  – время изменения переходных процессов, с;

$\eta_s$  – КПД привода подач;

$v$  и  $a$  – скорость быстрого перемещения и линейное ускорение разгона рабочего органа, м/с и м/с<sup>2</sup>; для станков нормальной точности  $a = 0,8-1,5$  м/с<sup>2</sup>.

При изменении угловой скорости двигателя с экспоненциальным характером кривой на величину  $\Delta\omega_3$ , за время  $t$  он должен развить ускорение

$$\varepsilon = \frac{0,63 \cdot \Delta\omega_3}{T},$$

где  $T$  – постоянная времени экспоненциальной кривой скорости:  
 $T = t/3$ .

Приращение угловой скорости  $\Delta\omega_3$  определяется приращением линейной скорости рабочего органа  $\Delta v$  в приводах с передачей винт-гайка по формуле

$$\Delta\omega_\varepsilon = \frac{10^2 \cdot \pi \cdot \Delta v}{3 \cdot p \cdot i},$$

где  $\Delta\omega_3$  и  $\Delta v$  – приращения угловой скорости электродвигателя и линейной скорости рабочего органа, рад/с и м/мин;

$p$  – шаг ходового винта тягового механизма, мм;

$i$  – передаточное отношение механического редуктора.

В этом случае угловое ускорение электродвигателя  $\varepsilon$  при разгоне рабочего органа до скорости быстрого хода определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{63 \cdot \pi \cdot v}{p \cdot i \cdot t},$$

где  $v$  – линейная скорость быстрого перемещения рабочего органа, м/мин;

$t$  – время разгона рабочего органа до скорости быстрого хода, с.

### ***1.11.7. Окончательный выбор двигателя привода подачи станков с ЧПУ***

Выбор электродвигателя привода подачи станков с ЧПУ осуществляется по рассчитанным крутящим моментам  $T_{33}$ ,  $T_{3v}$  и  $T_{3a}$  и частотам вращения  $n_{33\min}$ ,  $n_{33\max}$  и  $n_{3v}$ , требуемым при различных режимах

работы для данного привода. Эти моменты и частоты сопоставляются с развиваемыми вентильным синхронным или высокомоментным электродвигателем крутящими моментами  $T_{эн}$ ,  $T_{элmax}$  и  $T_{эmax}$  и частотами вращения  $n_{эmin}$ ,  $n_{эmax}$  и  $n_{эн}$ .

Статический крутящий момент электродвигателя, требуемый для рабочего хода при максимальной подаче  $T_{эс}$ , должен быть меньше или равен длительному номинальному моменту двигателя  $T_{эн}$ , т. е.

$$T_{эс} \leq T_{эн}.$$

Статический крутящий момент электродвигателя на холостом ходу  $T_{эв}$ , требуемый для быстрого перемещения, должен быть не больше номинального момента двигателя  $T_{эн}$  или при максимальной частоте вращения  $T_{элmax}$ , т. е.

$$T_{эв} \leq T_{эн} \quad \text{или} \quad T_{эв} \leq T_{элmax}.$$

Динамический момент электродвигателя при неустановившемся режиме разгона  $T_{эа}$  до частоты вращения  $n_{эв}$ , соответствующей скорости быстрого перемещения  $v$ , не должен быть больше максимального момента двигателя  $T_{эmax}$ , т. е.

$$T_{эа} \leq T_{эmax}.$$

Минимальная  $n_{эsmin}$  и максимальная  $n_{эsmax}$  частоты вращения электродвигателя ( $n_{эsmin} \leq n_{эsj} \leq n_{эsmax}$ ), требуемые для рабочего хода с подачами  $s_{min}$  и  $s_{max}$ , должны быть для данного привода соответственно не меньше минимальной частоты  $n_{эmin}$  и не больше номинальной частоты вращения двигателя  $n_{эн}$ , т. е.

$$n_{эsmin} \geq n_{эmin}, \quad n_{эsmax} \leq n_{эн} \quad \text{и} \quad n_{эsmax} \leq n_{эв} \leq n_{эmax}.$$

Частота вращения электродвигателя  $n_{эв}$ , соответствующая скорости быстрого перемещения  $v$  для данного привода подач, должна быть не больше максимальной частоты вращения электродвигателя  $n_{эmax}$ , т. е.

$$n_{эв} \leq n_{эmax}.$$

## 1.12. Задания для расчета крутящих моментов и выбора электродвигателя привода подач

Исходные данные для расчета								
1. Привод продольной подачи суппорта токарного станка с ЧПУ (см. рис. 1.9)								
$D$ , мм	$s$ , мм/мин	$v$ , м/мин	$P_x; P_z$ , кН	$m$ , кг	$d_o; p$ , мм	$\eta_{в-г}; \eta_p$	$f_k$ , мм	$H$ , мм
250	1–6000	16	6,0; 8,0	200	40; 10	0,9; 0,7	0,005	630
2. Привод продольной подачи стола многоцелевого горизонтального станка (см. рис. 1.1)								
$B \times L$	$s$	$v$	$P_x; P_z$	$m$	$d_o; p$	$\eta_{в-г}; \eta_p$	$f_k$	$H$
400×710	1–12000	26	9,0; 12,0	400	63; 20	0,7; 0,8	0,01	800
3. Привод поперечной подачи стола многоцелевого горизонтального станка (см. рис. 1.2)								
500×800	1–9600	16	4,0; 6,0	250	50; 16	0,8; 0,7	0,012	500
4. Привод вертикальной подачи бабки вертикального многоцелевого станка (см. рис. 1.3, а)								
630×800	1–8000	20	5,0; 7,0	300	40; 10	0,9; 0,8	0,02	400
<p>Обозначения: <math>D</math> – наибольший диаметр обрабатываемой заготовки;  <math>s</math> и <math>v</math> – минутная подача и скорость быстрого перемещения стола;  <math>P_x</math> и <math>P_z</math> – составляющие силы резания при точении и фрезеровании;  <math>m</math> – масса подвижной части рабочего органа с инструментом или заготовкой;  <math>d_o</math> и <math>p</math> – расчетный диаметр и шаг ходового винта привода;  <math>\eta_{в-г}</math> и <math>\eta_p</math> – КПД передачи винт-гайка качения и механического редуктора;  <math>f_k</math> и <math>H</math> – коэффициент трения качения и ход рабочего органа;  <math>B \times L</math> – размеры рабочей поверхности стола станка.</p>								

## 1.13. Контрольные вопросы

1. Назначение приводов подач металлорежущих станков.
2. Какие особенности и как осуществляются принципы ступенчатого и бесступенчатого регулирования приводов подач?
3. Какие бывают виды режимов работы приводов подач и их особенности?

4. Кинематические схемы, типовые основные элементы и их особенности приводов подач с бесступенчатым регулированием станков с ЧПУ.

5. Этапы кинематического расчета и особенности определения требуемых частот вращения электродвигателя приводов подач станков с ЧПУ.

6. Методика расчета тяговых усилий с различными видами направляющих.

7. Рабочие зоны станков с ЧПУ и схемы действия сил резания на рабочий орган привода подач при выполнении различных технологических операций.

8. Расчетные схемы и виды действующих нагрузок приводов подач.

9. Динамическая модель привода подач и понятие приведенных моментов действующих нагрузок и моментов инерции движущихся масс.

10. Методика расчета моментов инерции движущихся масс привода подач.

11. Расчет приведенных моментов действующих нагрузок и требуемых моментов электродвигателя привода подач станка с ЧПУ.

12. Особенности условий выбора электродвигателя привода подач станков с ЧПУ по требуемым частотам вращения и крутящим моментам.

## **2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ И КАЧЕНИЯ**

### **2.1. Программа практического занятия**

1. Назначение тяговых механизмов приводов подач.
2. Виды тяговых механизмов приводов подач.
3. Основные параметры передач винт-гайка скольжения.
4. Расчет передачи винт-гайка скольжения на износостойкость.
5. Расчет ходового винта на прочность, жесткость и устойчивость.
6. Основные параметры передачи винт-гайка качения.
7. Основные расчеты механизма привода подач станков с ЧПУ.
8. Основные показатели долговечности передачи винт-гайка качения.
9. Расчет на долговечность передачи винт-гайка качения.
10. Расчет ходового винта на продольную и динамическую устойчивость.
11. Расчет на жесткость механизма привода подач.

### **2.2. План практического занятия**

1. Изучить назначение и виды тяговых механизмов приводов подач.
2. Рассчитать передачу винт-гайка скольжения на износостойкость и ходовой винт на прочность, жесткость и продольную устойчивость.
3. Ознакомиться с видами расчетов основных составных частей тягового механизма привода подач с передачей винт-гайка качения станков с ЧПУ.
4. Изучить основные этапы расчета на долговечность передачи винт-гайка качения и рассчитать ее эксплуатационную динамическую нагрузку.
5. Выбрать шариковинтовую передачу соответствующего типоразмера по допустимой динамической нагрузке и проверить правильность выбора.
6. Ознакомиться с методами аналитического расчета и выбора по номограммам допустимой осевой нагрузки и критической частоты вращения ходового винта по условиям его продольной и динамической устойчивости.

7. Изучить методику расчета механизма привода подач на жесткость.

8. Составить отчет о выполненной работе по расчету передачи винт-гайка качения на долговечность и ходового винта на устойчивость.

### **2.3. Назначение тяговых механизмов и основные требования**

Тяговые механизмы предназначены для сообщения движения подачи и перемещений рабочему органу станка по направляющим и являются ответственными звеньями кинематической цепи подач станка. Для обеспечения требуемой производительности, точности, надежности и других технико-экономических показателей станка к тяговым механизмам предъявляются соответствующие требования. Эти механизмы должны:

- а) обеспечивать заданный закон перемещения и скорости;
- б) обладать высокой жесткостью и чувствительностью к малым перемещениям;
- в) иметь малый момент инерции и высокий КПД;
- г) быть износостойкими и долговечными в эксплуатации.

### **2.4. Тяговые механизмы винт-гайка скольжения**

В приводах подач могут применяться различные виды тяговых механизмов, обычно обеспечивающих поступательное движение рабочих органов станка. В станках получили применение тяговые механизмы типа ходовой винт-гайка, зубчатое колесо-рейка, кулачковые и др.

Наиболее распространенными тяговыми механизмами являются передачи винт-гайка, которые могут иметь винтовые пары скольжения, качения и гидростатические. Передачи винт-гайка скольжения получили широкое применение в приводах подач металлорежущих станков, в том числе силовых столах агрегатных станков. Они могут обеспечивать медленные движения, высокую плавность и точность перемещений и самоторможение, необходимое при вертикальных перемещениях. Недостатком является наличие смешанного трения и связанное с ним изнашивание, а также низкий КПД.

## 2.5. Расчет тяговых механизмов с передачей винт-гайка скольжения

### 2.5.1. Расчет среднего диаметра резьбы передачи при проектном расчете

Средний диаметр резьбы передачи винт-гайка скольжения приводов подач рассчитывается по допускаемому среднему давлению на рабочих поверхностях резьбы винта и гайки по формуле

$$d_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_l \cdot \psi_h \cdot [p_{\text{ср}}]}}$$

где  $F_a$  – тяговое усилие передачи винт-гайка;

$\psi_l$  – коэффициент длины гайки:  $\psi_l = \frac{l_{\Gamma}}{d_{\text{ср}}}$  ( $\psi_l = 1,5-2,5$ );

$l_{\Gamma}$  – длина гайки передачи:  $l_{\Gamma} = (1,5-2,5) \cdot d_{\text{ср}}$ ;

$\psi_h$  – коэффициент высоты рабочей поверхности резьбы,  $\psi_h = \frac{h}{p}$

( $\psi_h = 0,5$ );

$h$  – высота рабочей поверхности резьбы:  $h = 0,5 \cdot p$ ;

$p$  – шаг резьбы передачи;

$[p_{\text{ср}}]$  – допустимое среднее давление на рабочих поверхностях резьбы:  $[p_{\text{ср}}] = 8$  МПа при чугунной гайке;  $[p_{\text{ср}}] = 12$  МПа – при бронзовой.

### 2.5.2. Выбор размеров передачи винт-гайка скольжения

После расчета среднего диаметра резьбы  $d_{\text{ср}}$  по стандарту подбираются все размеры резьбы винта и гайки: внутренний и наружный диаметры резьбы винта  $d_1$  и  $d_2$ , внутренний и наружный диаметр резьбы гайки  $D_1$  и  $D_2$  и шаг резьбы  $p$  передачи винт-гайка скольжения (рис. 2.1).

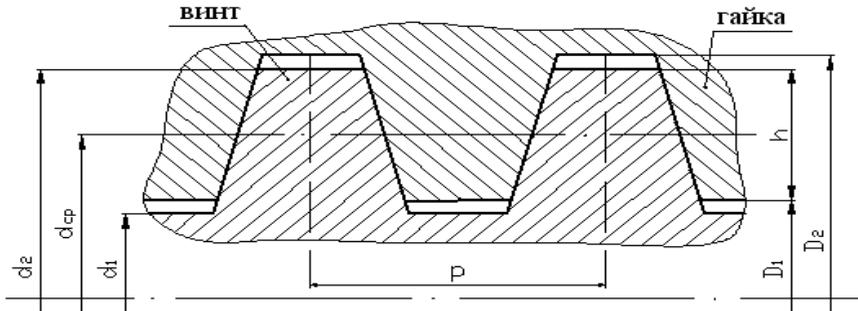


Рис. 2.1. Основные размеры резьбы передачи винт-гайка скольжения

### 2.5.3. Проверочный расчет передачи винт-гайка скольжения на износостойкость

Расчет и оценка износостойкости передачи винт-гайка скольжения производится по среднему давлению на рабочих поверхностях резьбы  $p_{cp}$ , которое сравнивается с допускаемы значением  $[p_{cp}]$ :

$$p_{cp} = \frac{F_a}{S_{pr}} \leq [p_{cp}],$$

где  $S_{pr}$  – рабочая площадь резьбы гайки:  $S_{pr} = S_{p1} \cdot k_b$ ;

$S_{p1}$  – рабочая площадь резьбы одного витка:  $S_{p1} = \pi \cdot d_{cp} \cdot h$ ;

$k_b$  – количество витков резьбы в гайке:  $k_b = \frac{l_{\Gamma}}{p}$ ;

$$p_{cp} = \frac{F_a \cdot p}{\pi \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l_{\Gamma}} \leq [p_{cp}].$$

### 2.5.4. Расчет ходового винта на жесткость

Этот расчет заключается в определении изменения шага резьбы  $\Delta p$  и сравнении его с допускаемым значением  $[\Delta p]$  (рис. 2.2, а):

$$\Delta p = \frac{F_a \cdot p}{E \cdot S_1} \leq [\Delta p],$$

где  $F_a$  – тяговое усилие передачи винт-гайка;

$p$  – шаг резьбы передачи;

$E$  – модуль упругости материала ходового винта:  $E = 1,8 \cdot 10^5$  МПа;

$S_1$  – площадь наименьшего поперечного сечения резьбы винта:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4};$$

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы винта.

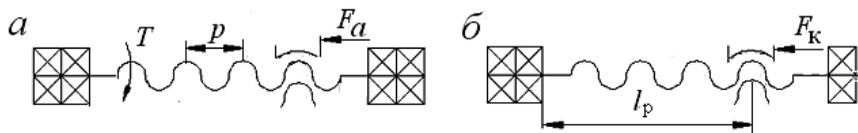


Рис. 2.2. Расчетные схемы ходового винта передачи винт-гайка скольжения на жесткость, прочность (а) и на продольную устойчивость (б)

### 2.5.5. Расчет ходового винта на прочность

Ходовой винт на прочность рассчитывается по эквивалентному напряжению  $\sigma_3$  и ведется по нормальным и касательным напряжениям (см. рис. 2.2, а)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 4 \cdot \tau^2} \leq [\sigma] = (0,28-0,33) \cdot \sigma_T,$$

где  $\sigma$  – нормальное напряжение винта:  $\sigma = \frac{F_a}{S_1}$ ;  $S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ ;

$\tau$  – касательное напряжение винта:  $\tau = \frac{T}{W_1}$ ;

$T$  – крутящий момент на ходовом винте;

$W_1$  – момент сопротивления сечения винта при кручении:

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16};$$

$\sigma_T$  – предел текучести материала винта: для стали  $45 \sigma_T = 550$  МПа.

### 2.5.6. Расчет ходового винта на продольную устойчивость

Расчет осуществляется по критической допускаемой продольной силе и коэффициенту запаса устойчивости. Рассчитывается осевая тяговая сила  $F_a$  на передаче винт-гайка и сравнивается с допускаемой продольной осевой силой  $[F_a]$  на ходовом винте, которая определяется через критическую допускаемую продольную силу  $F_k$  и коэффициент запаса устойчивости  $k_F$  (см. рис. 2.2, б), т. е.

$$F_a \leq [F_a] = \frac{F_k}{k_F} \quad \text{и} \quad F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_1}{(\mu \cdot l_p)^2},$$

где  $k_F$  – коэффициент запаса устойчивости винта, принимается  $k_F = 2,5-4,0$ ;

$E$  – модуль упругости материала винта:  $E = 1,8 \cdot 10^5$  МПа;

$I_1$  – приведенный момент инерции сечения винта:  $I_1 = 0,1 \cdot d_1^4$ ;

$\mu \cdot l_p$  – приведенная длина рабочего участка винта; принимается  $\mu = 0,5$  при обеих фиксированных опорах ходового винта,  $\mu = 0,7$  при одной фиксированной и второй плавающей опоре и  $\mu = 1,0$  – при двух плавающих опорах;

$l_p$  – длина рабочего участка винта от его опоры до гайки тягового механизма.

### 2.6. Задания для расчета на износостойкость передачи винт-гайка скольжения

Исходные данные для расчета							
№	$F_a$ , кН	$d_{cp}$ , мм	$d_1$ , мм	$p$ , мм	$h$ , мм	$l_T$ , мм	$l$ , мм
1	10	32	21	10	5	80	800
2	20	40	29	10	5	100	1000
3	30	50	37	12	6	120	1200

Обозначения:  $F_a$  – действующее тяговое усилие привода подачи;  
 $d_{cp}$  и  $d_1$  – средний диаметр резьбы и внутренний диаметр ходового винта;  
 $p$  и  $h$  – шаг и рабочая высота профиля резьбы;  
 $l_T$  – длина гайки тягового механизма винт-гайка скольжения;  
 $l$  – расчетная длина ходового винта привода подачи.

## 2.7. Передачи винт-гайка качения и их особенности

Винтовые пары качения имеют низкие потери на трение, достаточно высокую жесткость и технологическую надежность. Устранение зазоров в резьбовом шариковом соединении между рабочими поверхностями резьбы винта и гайки и шариками и создание предварительного натяга производится за счет взаимного сближения полугаек, их осевого перемещения или взаимного поворота. Высокая работоспособность и точность передачи винт-гайка качения обеспечивается высокой твердостью рабочих поверхностей.

Передача винт-гайка качения широко применяется в приводах подачи станков с ЧПУ. Шариковинтовой механизм представляет собой замкнутую кинематическую цепь, в которой между рабочими винтовыми поверхностями помещены стальные шарики и для обеспечения непрерывной циркуляции шариков концы рабочей части резьбы соединены возвратным каналом (рис. 2.3).

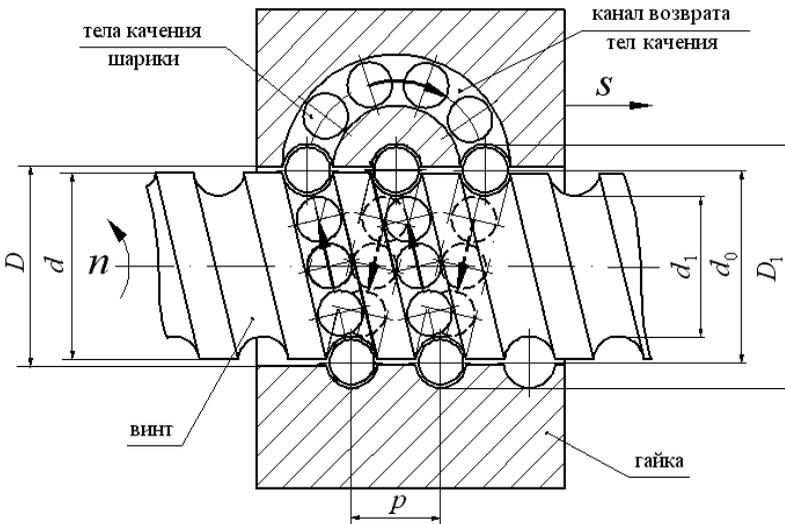


Рис. 2.3. Схема работы передачи винт-гайка качения с циркуляцией шариков

Замкнутая кинематическая цепь имеет активную и пассивную рабочую часть в виде канала возврата тел качения. При вращении ходового винта с частотой  $n$  тела качения, расположенные между

рабочими поверхностями резьбы винта и гайки, будут циркулировать через канал возврата по всей замкнутой цепи. Эти тела качения будут сообщать гайке перемещение  $s$  и соответственно – подачу рабочему органу. Основными параметрами передачи винт-гайка качения, которые имеют стандартные значения, являются диаметр окружности по центрам шариков  $d_0$  и шаг  $p$ , а также диаметры резьбы винта и гайки  $d, d_1$  и  $D, D_1$ .

## **2.8. Особенности расчета тягового механизма с передачей винт-гайка качения**

В приводах подач станков с ЧПУ производятся следующие виды расчетов:

а) передачи винт-гайка качения на долговечность по допустимой динамической нагрузке, при этом выбор винтового механизма с нужным диаметром винта производится по каталогу по динамической  $C$  и статической  $C_0$  грузоподъемности рабочих витков резьбы, для чего определяются эквивалентная нагрузка  $F_3$  и эквивалентная частота вращения  $n_3$ ;

б) ходового винта на продольную устойчивость по допустимой критической осевой нагрузке  $F_k$  и на динамическую устойчивость по допустимой критической частоте вращения  $n_k$  в связи с тем, что ходовой винт может иметь высокие частоты вращения и не исключается появление вибраций;

в) механизма привода подач на жесткость  $j_m$  по жесткости опор ходового винта  $j_o$ , собственно самого ходового винта  $j_v$  и передачи винт-гайка  $j_{вг}$ .

## **2.9. Расчет передачи винт-гайка качения на долговечность**

### **2.9.1. Особенности расчета передачи винт-гайка качения на долговечность**

Показателями долговечности передачи винт-гайка качения являются допустимая динамическая нагрузка  $C$  и ресурсы работы в часах  $L_h$  и в оборотах  $L$ . Поэтому при расчете ее на долговечность определяется эксплуатационная динамическая нагрузка и сопоставляется с номинальным допустимым значением нагрузки передачи.

Под допустимой динамической нагрузкой понимается постоянная осевая нагрузка  $C$ , при которой приводы с передачей винт-гайка качения достигают номинального ресурса работы в 1 млн оборотов, т. е.  $L = 10^6$  оборотов. Исходной формулой для расчета динамической нагрузки является

$$L = \left( \frac{C}{F_c} \right)^3 \cdot 10^6,$$

где  $L$  – ресурс передачи винт-гайка, обороты;

$C$  – динамическая нагрузка, Н;

$F_c$  – средняя рабочая нагрузка привода, Н.

Следовательно, допустимая динамическая нагрузка передачи винт-гайка качения определяется по формуле

$$C = F_c \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}, \text{ Н.}$$

### **2.9.2. Исходные данные для расчета передачи винт-гайка качения**

1. Ресурс работы станка  $L_{\text{ст}}$ , ч.
2. Длительность работы станка  $t_{\text{ст}}$ , %:  $t_{\text{ст}} = 100$  %.
3. Длительность работы привода по циклу работы станка  $t_{\text{пр}}$ , %.
4. Длительность работы привода  $t_i$ , %, при соответствующих действующих нагрузках  $F_i$  и частотах вращения ходового винта передачи винт-гайка качения  $n_i$ ;  $\sum t_i = 100$  %.

### **2.9.3. Этапы расчета на долговечность передачи винт-гайка качения**

1. Расчет средней рабочей частоты вращения ходового винта  $n_c$  передачи винт-гайка качения привода подач производится по формуле

$$n_c = \frac{\sum n_i \cdot t_i}{\sum t_i} = \frac{\sum n_i \cdot t_i}{100} = n_1 \cdot \frac{t_1}{100} + n_2 \cdot \frac{t_2}{100} + n_3 \cdot \frac{t_3}{100} + \dots + n_i \cdot \frac{t_i}{100}.$$

2. Расчет средней осевой рабочей эксплуатационной нагрузки передачи винт-гайка качения  $F_c$  привода подач производится по формуле

$$F_c = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}} = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{100 \cdot n_c}} =$$

$$= \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{n_1}{n_c} \cdot \frac{t_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{n_2}{n_c} \cdot \frac{t_2}{100} + \dots + F_i^3 \cdot \frac{n_i}{n_c} \cdot \frac{t_i}{100}}.$$

3. Расчет ресурса передачи винт-гайка привода подач в часах  $L_h$ :

$$L_h = L_{hст} \cdot \frac{t_{np}}{t_{ст}} = L_{hст} \cdot \frac{t_{np}}{100}.$$

4. Расчет эксплуатационного ресурса передачи винт-гайка в оборотах  $L$ :

$$L = L_h \cdot n_c \cdot 60.$$

5. Расчет эксплуатационной допустимой динамической нагрузки на передачу винт-гайка качения производится по формуле

$$C = F_c \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^6}}.$$

6. Выбор типа передачи винт-гайка качения по каталогу и ее размеров, исходя из условия, чтобы эксплуатационная допустимая динамическая нагрузка  $C$  была не больше номинального допустимого значения нагрузки передачи  $C_k$  из каталога, т. е.  $C \leq C_k$ .

7. Расчет фактического ресурса работы выбранной передачи винт-гайка качения  $L_\Phi$  в оборотах:

$$L_\Phi = \left( \frac{C_k}{F_c} \right)^3 \cdot 10^6.$$

8. Расчет фактического ресурса выбранной передачи винт-гайка  $L_{h\phi}$  в часах и проверка правильности ее выбора из условия, чтобы фактический ресурс был не меньше расчетного, т. е.  $L_{h\phi} \geq L_h$ :

$$L_{h\phi} = \frac{L_{\phi}}{n_c \cdot 60} \geq L_h \quad \text{или} \quad L_{h\phi} = \frac{10^5}{6 \cdot n_c} \left( \frac{C_k}{F_c} \right) \geq L_h.$$

## **2.10. Виды компоновок и способы установки ходовых винтов в опорах ходовых винтов**

### **2.10.1. Виды подшипников опор ходового винта**

В опорах ходовых винтов могут применяться:

- а) шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники;
- б) упорные шариковые и роликовые подшипники;
- в) комбинированные радиально-упорные роликовые подшипники.

Шариковые подшипники применяются для более скоростных приводов подач и при меньших тяговых усилиях. Если приводы требуют больших тяговых усилий, то применяются роликовые подшипники, а для особенно нагруженных приводов в двух опорах применяются комбинированные радиально-упорные роликовые подшипники. Обычно в опорах ходовых винтов применяются комплекты подшипников, в том числе с использованием одновременно и шариковых и роликовых подшипников.

### **2.10.2. Виды компоновок и осевого крепления ходового винта**

В приводах подач могут применяться разные подшипники и способы установки подшипников в опорах ходового винта.

1. Схема ходового винта с одной опорой, воспринимающей нагрузку в обоих направлениях, и с консольным расположением его второго конца, показана на рис. 2.4, а, б. В этом случае в передней опоре может быть комплект радиально-упорных шариковых подшипников *I* (см. рис. 2.4, а) или комбинированный радиально-упорный роликовый *I* (см. рис. 2.4, б). Эта схема имеет одностороннее крепление винта и свободный второй конец и допускает небольшую

сжимающую нагрузку и не допускает высоких частот вращения. Такая схема применяется в вертикальных приводах, при небольшом ходе и при затруднениях с установкой второй опоры.

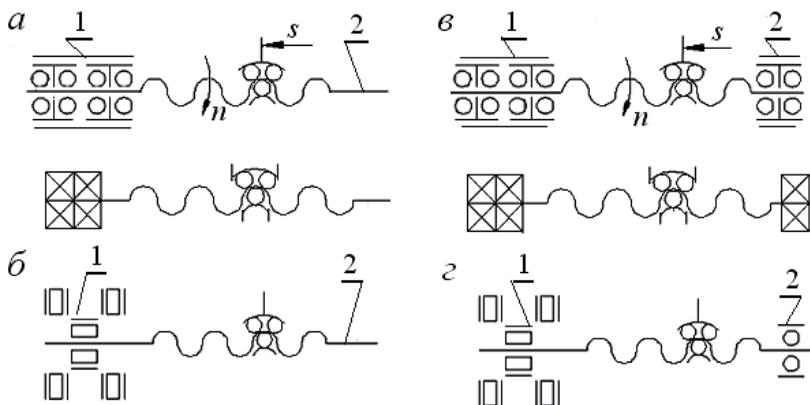


Рис. 2.4. Схемы ходового винта с одной фиксирующей опорой 1 (а, б, в, г) и со свободным вторым концом 2 (а, б) или с плавающей второй опорой 2 (в, г)

2. Схема ходового винта с одной фиксирующей опорой, воспринимающей осевую нагрузку в обоих направлениях, и второй – плавающей представлена на рис. 2.4, в, г. В передней фиксирующей опоре может быть комплект радиально-упорных шариковых подшипников 1 (см. рис. 2.4, в) или комбинированный радиально-упорный роликовый подшипник 1 (см. рис. 2.4, г), а в задней плавающей опоре – радиально-упорный двухрядный подшипник 2 (см. рис. 2.4, в) или радиальный подшипник 2 (см. рис. 2.4, г). В этом случае привод имеет более высокий запас устойчивости по критической частоте вращения и осевой силе. Применяются такие приводы при средних тяговых усилиях.

3. Схема ходового винта с двумя фиксированными опорами, воспринимающими осевую нагрузку в обоих направлениях, дана на рис. 2.5, а, б, в. Эта схема применяется в приводах с большим ходом и обеспечивает высокий запас устойчивости по критической частоте вращения и по продольной сжимающей нагрузке и высокую осевую жесткость.

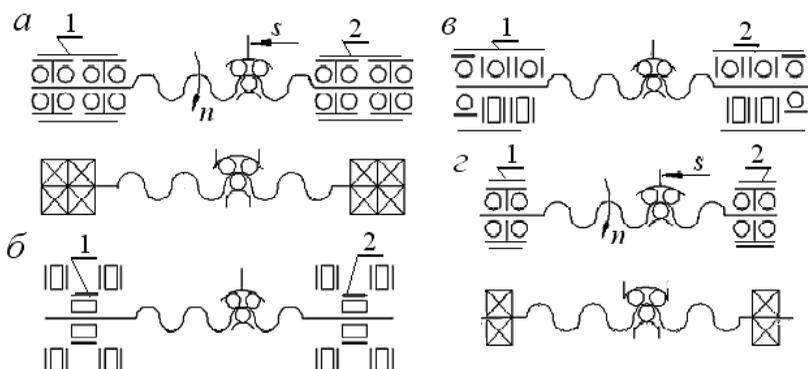


Рис. 2.5. Схемы ходового винта с двумя фиксирующими опорами 1 и 2 (а, б, в) и с двумя плавающими опорами 1 и 2 (z)

В обеих фиксирующих опорах могут устанавливаться комплекты радиально-упорных шариковых подшипников 1 и 2 (см. рис. 2.5, а), комбинированные радиально-упорные роликовые подшипники 1 и 2 (см. рис. 2.5, б) и комплекты упорных шариковых или роликовых подшипников с радиальным шариковым 1 и 2 (см. рис. 2.5, в).

4. Схема ходового винта с двумя плавающими опорами, которые могут смещаться в обоих направлениях (рис. 2.5, z), применяется в приводах подач, где необходимо компенсировать температурные деформации ходового винта в процессе обработки. В обеих плавающих опорах могут устанавливаться радиально-упорные шариковые подшипники 1 и 2 (см. рис. 2.5, z).

Также на рис. 2.4 и 2.5 приведены схемы с условными обозначениями различных видов установки подшипников в опорах ходового винта.

## 2.11. Расчет ходового винта привода на продольную устойчивость

Для расчета винта на продольную устойчивость должна быть определена допускаемая осевая нагрузка  $[F_a]$  по критической допускаемой силе  $F_k$  и коэффициенту запаса продольной устойчивости  $n_F$  (рис. 2.6, а) из условия

$$F_a \leq [F_a] = \frac{F_k}{n_F},$$

где  $F_a$  – действующая осевая тяговая нагрузка;

$[F_a]$  – допускаемая продольная осевая нагрузка;

$F_k$  – критическая продольная осевая нагрузка;

$n_F$  – коэффициент запаса продольной устойчивости, принимается  $n_F = 2-3$ .

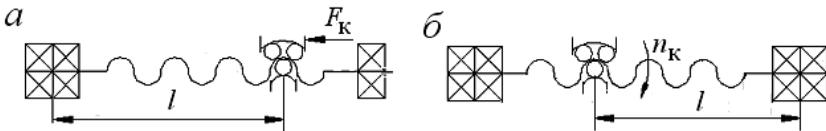


Рис. 2.6. Расчетные схемы ходового винта на продольную (а) и динамическую (б) устойчивость

Критическая допускаемая осевая сила  $F_k$  может определяться по формулам

$$F_k = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_0}{(\mu \cdot l)^2} \quad \text{или} \quad F_k = f_{F_k} \cdot \frac{d_1^4}{l^2} \cdot 10^4,$$

где  $E$  – модуль упругости материала ходового винта;

$I_0$  – момент инерции сечения ходового винта:  $I_0 = 0,05 \cdot d_0^4$ ;

$d_0$  – условный диаметр ходового винта;

$l$  – критическое расстояние между гайкой и опорой винта;

$\mu \cdot l$  – приведенная длина ходового винта;

$\mu$  – коэффициент, зависящий от вида установки опор винта;

$\mu = 2,0$  при одной фиксированной и свободном конце;  $\mu = 0,71$  при фиксированной и плавающей;  $\mu = 0,5$  при обеих фиксирующих;  $\mu = 1,0$  при обеих плавающих;

$f_{F_k}$  – коэффициент, зависящий от вида установки опор;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы ходового винта.

## 2.12. Расчет ходового винта привода на динамическую устойчивость

В приводах подач станков с ЧПУ при быстром перемещении ходовый винт вращается с большой скоростью и могут возникнуть центробежные силы, что проявляется в виде вибрации и может наступить явление резонанса.

Для расчета динамической устойчивости определяется допускаемая частота вращения ходового винта  $[n]$  по критической частоте вращения  $n_k$  и коэффициенту несовпадения частот  $k_n$  (рис. 2.6, б) для исключения явления резонанса:

$$n \leq [n] = \frac{n_k}{k_n},$$

где  $[n]$  – допускаемая частота вращения ходового винта;

$n_k$  – критическая частота вращения ходового винта;

$k_n$  – коэффициент несовпадения частот:  $k_n = 1,20\text{--}1,25$ .

Критическая частота вращения  $n_k$  может рассчитываться по формулам

$$n_k = \frac{5 \cdot 10^7 d_1 \cdot v \cdot k}{l^2} \quad \text{или} \quad n_k = f_{нк} \cdot \frac{d_1}{l^2} \cdot 10^7,$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы ходового винта;

$v$  – коэффициент вида установки опор винта; коэффициент, зависящий от вида установки опор винта;  $v = 0,7$  при одной фиксированной опоре и свободном конце;  $v = 3,4$  – при фиксированной и плавающей опоре;  $v = 4,9$  – при обеих фиксирующих опорах;  $v = 2,2$  – при обеих плавающих опорах;

$k$  – коэффициент запаса:  $k = 0,5\text{--}0,8$ ;

$l$  – критическое расстояние между гайкой и опорой винта;

$f_{нк}$  – коэффициент, зависящий от вида установки опор.

## 2.13. Расчет на жесткость тягового механизма привода подач

Расчет на жесткость механизма привода подач с передачей винт-гайка качения проводится из условия, что эта жесткость  $j$  является

комплексным показателем, учитывающим жесткость самого ходового винта  $j_{XB}$ , самой передачи винт-гайка качения  $j_{ВГ}$  и опор ходового винта  $j_0$ . Жесткость определяется из условия, что податливость механизма привода подачи будет равна сумме податливостей ходового винта  $\delta_{XB}$ , передачи винт-гайка качения  $\delta_{ВГ}$  и опор ходового винта  $\delta_0$ , т. е.

$$\delta = \delta_{XB} + \delta_{ВГ} + \delta_0$$

и соответственно

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_{XB}} + \frac{1}{j_{ВГ}} + \frac{1}{j_0}.$$

#### 2.14. Задания для расчета на долговечность передачи винт-гайка качения

Исходные данные для расчета					
$F_i$ , кН	$n_i$ , мин <sup>-1</sup>	$t_i$ , %	$t_{пр}$ , %	$t_{ст}$ , %	$L_{hст}$ , ч
$F_1 = 30$	$n_1 = 50$	$t_1 = 10$			
$F_2 = 40$	$n_2 = 100$	$t_2 = 20$			
$F_3 = 10$	$n_3 = 200$	$t_3 = 45$			
$F_4 = 5$	$n_4 = 800$	$t_4 = 25$			
		$\sum t_i = 100$ %	$t_{пр} = 70$	$t_{ст} = 100$	$L_{hст} = 50000$

Обозначения:  $F_i$  – действующие нагрузки при соответствующей длительности работы привода  $t_i$ ;  
 $n_i$  – частоты вращения ходового винта передачи винт-гайка качения при соответствующих действующих нагрузках  $F_i$ ;  
 $t_i$  – длительность работы привода, %, при соответствующих действующих нагрузках  $F_i$  и частотах вращения ходового винта передачи винт-гайка качения  $n_i$ ;  $\sum t_i = 100$  %;  
 $t_{пр}$  – длительность работы привода, %, по циклу работы станка;  
 $t_{ст}$  – длительность работы станка, %;  $t_{ст} = 100$ %;  
 $L_{hст}$  – ресурс работы станка.

## 2.15. Контрольные вопросы

1. Назначение и виды тяговых механизмов приводов подач.
2. Суть расчета передачи винт-гайка скольжения на износостойкость.
3. Какие виды расчетов проводятся для ходового винта привода подач с передачей винт-гайка скольжения?
4. Какие виды расчетов проводятся для передачи винт-гайка качения, ходового винта и механизма в целом привода подач?
5. Какие виды ресурсов работы имеют передачи винт-гайка качения?
6. Суть расчета на долговечность передачи винт-гайка качения и понятие допустимой динамической нагрузки.
7. Основные этапы расчета долговечности передачи винт-гайка качения с определением ресурсов работы и эксплуатационной динамической нагрузки.
8. Каковы условия выбора типоразмера передачи винт-гайка качения?
9. В чем суть расчета ходового винта привода подач станков с ЧПУ на продольную и динамическую устойчивость?
10. Каковы особенности расчета механизма привода подач на жесткость?

### **3. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СКОЛЬЖЕНИЯ**

#### **3.1. Программа практического занятия**

1. Назначение и виды направляющих, их влияние на точность обработки.

2. Проектные критерии направляющих и основные требования к ним.

3. Классификация направляющих скольжения по виду профиля поперечного сечения, особенности их конструкции, их достоинства и недостатки.

4. Расчет тяговых усилий приводов с направляющими скольжения.

5. Расчет направляющих скольжения на износостойкость и ее показатели.

6. Этапы расчета направляющих скольжения на износостойкость.

7. Расчетные схемы направляющих скольжения на износостойкость.

8. Расчет реакций направляющих и координат точек их приложения.

9. Расчет средних и максимальных давлений на рабочих гранях направляющих и сравнение их с допустимыми значениями.

10. Виды эпюр распределения средних давлений по длине направляющих.

#### **3.2. План практического занятия**

1. Ознакомиться с назначением направляющих, их основными видами, проектными критериями и требованиями к ним.

2. Изучить виды направляющих скольжения и их особенности.

3. Ознакомиться с сутью расчета направляющих скольжения на износостойкость и принципами определения ее показателей.

4. Изучить методику составления расчетных схем направляющих при различных видах выполняемых операций на станке.

5. Составить расчетные схемы направляющих скольжения на износостойкость с различными видами их поперечных сечений при точении цилиндрических и торцевых поверхностей, растачивании отверстий и фрезеровании.

6. Составить уравнения равновесия и рассчитать реакции на рабочих гранях направляющих и координаты точек их приложения по длине.

7. Определить средние давления на рабочих гранях направляющих.

8. Дать вывод формулы расчета максимальных давлений, рассчитать и построить эпюры их распределения по длине направляющих.

9. Составить отчет о выполненной работе по расчету направляющих скольжения на износостойкость по средним и максимальным давлениям.

### **3.3. Назначение и основные проектные критерии направляющих**

Направляющие служат для обеспечения прямолинейного и кругового перемещения по станине рабочих органов станка. От точности изготовления направляющих, их износостойкости и долговечности зависит точность работы станка. Имеется ряд основных проектных критериев точности:

1. Геометрическая точность, обеспечивающая перемещение узлов с минимальными отклонениями от заданной траектории и точное положение.

2. Износостойкость и долговечность, обеспечивающие сохранение в течение заданного срока времени первоначальной точности.

3. Жесткость, обеспечивающая сопротивление контактным упругим деформациям на рабочих гранях под действием внешних нагрузок.

4. Направляющие также должны обеспечивать плавность движения, малые силы трения, высокие демпфирующие свойства и др.

### **3.4. Виды направляющих скольжения и их особенности**

Направляющие скольжения по виду профиля поперечного сечения бывают плоские прямоугольные (рис. 3.1, *а*), треугольные призматические (рис. 3.1, *б*) и трапециевидные типа ласточкина хвоста (рис. 3.1, *в*).

Прямоугольные (плоские) направляющие (см. рис. 3.1, *а*) просты в изготовлении и хорошо удерживают смазку, но легко засоряются. Треугольные (призматические) направляющие (см. рис. 3.1, *б*) применяются при симметричной нагрузке и исключают появление за-

зора при изнашивании, но плохо удерживают смазку. Трапецевидные (типа ласточкин хвост) направляющие (см. рис. 3.1, в) отличаются компактностью, простотой регулирования и возможностью воспринимать опрокидывающие моменты, но сложны в изготовлении и имеют недостаточную жесткость.

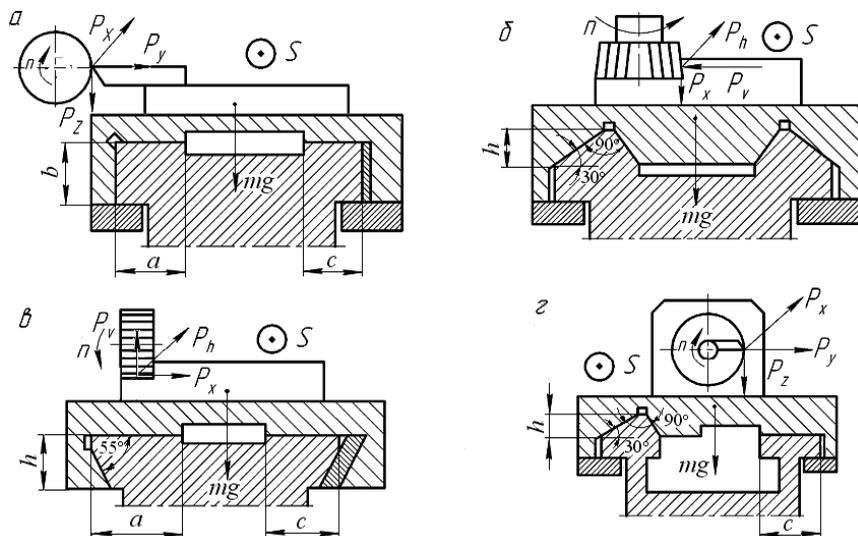


Рис. 3.1. Основные типы направляющих скольжения и силы резания, действующие при различных видах обработки деталей

Направляющие скольжения по сочетанию различных профилей поперечного сечения могут быть комбинированными (рис. 3.1, г и 3.2 а, б) при сохранении своих достоинств и недостатков.



Рис. 3.2. Примеры комбинированных направляющих скольжения с охватываемым и охватывающим профилем поперечного сечения

По расположению указанных профилей опор направляющие базовой детали бывают охватываемыми (см. рис. 3.1, а, б, в, г и 3.2, а) и охватывающими (см. рис. 3.2, б). Охватываемые направляющие

скольжения базовой детали с выпуклым профилем плохо удерживают смазку и применяются при малых скоростях, но просты в изготовлении и на них не удерживается стружка. Охватывающие направляющие с внутренним, например, треугольным V-образным профилем поперечного сечения (см. рис. 3.2, б) хорошо удерживают смазку и применяются при высоких скоростях, однако требуется надежная их защита от попадания стружки.

### 3.5. Расчет направляющих скольжения на износостойкость

Направляющие скольжения рассчитываются на износостойкость по допустимым средним и максимальным давлениям на их рабочие поверхности. Составляется расчетная схема с приложением всех действующих сил на рабочий орган: составляющих сил резания  $P_x, P_y, P_z$ , сил тяжести подвижных частей  $G$ , тяговой силы  $F_a$ , реакций на гранях направляющих  $R$  и сил трения  $F_T$ . Выбирается система координат и составляются уравнения равновесия. Определяются тяговая сила  $F_a$ , реакции на гранях направляющих  $R_A, R_B, R_C$  для расчета средних давлений и координаты их точек приложения  $x_A, x_B, x_C$  по длине направляющих рабочего органа с целью расчета максимальных давлений и всего получается семь неизвестных, т. е.  $F_a, R_A, R_B, R_C$  и  $x_A, x_B, x_C$ .

Ниже рассматривается пример расчета плоских направляющих скольжения токарного станка на износостойкость, для чего составляются расчетная схема (рис. 3.3) и уравнения равновесия суппорта.

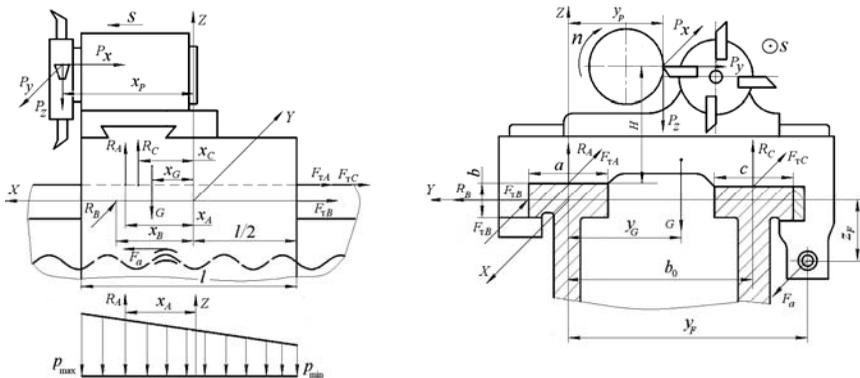


Рис. 3.3. Расчетная схема направляющих скольжения токарного станка на износостойкость

Составляются три уравнения равновесия в виде суммы проекций действующих на суппорт сил  $\sum F_i = 0$  на оси координат  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ :

$$1) \sum F_{ix} = 0: \quad -P_x - f \cdot (R_A + R_B + R_C) + F_a = 0; \quad (3.1)$$

$$2) \sum F_{iy} = 0: \quad -P_y + R_B = 0; \quad (3.2)$$

$$3) \sum F_{iz} = 0: \quad -P_z - G + R_A + R_C = 0. \quad (3.3)$$

Составляются еще три уравнения равновесия в виде суммы моментов действующих на суппорт сил  $\sum M_i = 0$  относительно осей координат  $X$ ,  $Y$  и  $Z$ :

$$4) \sum M_x(F_i) = 0: \quad P_y \cdot (H + b/2) + G \cdot y_G + P_z \cdot y_P - R_C \cdot b_0 = 0; \quad (3.4)$$

$$5) \sum M_y(F_i) = 0: \\ P_z \cdot x_P - P_x \cdot (H + b/2) - F_a \cdot z_F + G \cdot x_G - R_A \cdot x_A - R_C \cdot x_C = 0; \quad (3.5)$$

$$6) \sum M_z(F_i) = 0: \\ P_x \cdot y_P - F_a \cdot y_F + P_y \cdot x_P + f \cdot R_C \cdot b_0 - f \cdot R_B \cdot a/2 - R_B \cdot x_B = 0. \quad (3.6)$$

Для определения всех семи неизвестных дополнительно используется седьмое уравнение в соответствии с условием распределения между двумя направляющими рабочего органа моментов внутренних сил, т. е. от реакций в направляющих, равных моментам внешних сил относительно оси  $Y$ , пропорционально их жесткости и соответственно ширине, т. е.

$$\sum M_{iy} = -P_x \cdot (H + b/2) + P_z \cdot x_P - F_a \cdot z_F + G \cdot x_G = -R_A \cdot x_A - R_C \cdot x_C; \\ 7) R_A \cdot x_A / R_C \cdot x_C = a/c \quad \text{или} \quad R_A \cdot x_A \cdot c - R_C \cdot x_C \cdot a = 0. \quad (3.7)$$

В приведенных выше уравнениях (3.1)–(3.7) приняты следующие обозначения:

$P_x, P_y, P_z$  – составляющие силы резания при токарной обработке;

$f$  – коэффициент трения скольжения направляющих;

$R_A, R_B, R_C$  – реакции на гранях направляющих рабочего органа;

$F_a$  – тяговая сила передачи винт-гайка привода подач;

$G$  – сила тяжести подвижных частей рабочего органа, т. е. суппорта;

$H$  – высота центров шпиндельной бабки, т. е. расстояние от оси шпинделя до рабочей поверхности направляющих;

$a, b, c$  – ширина рабочих поверхностей направляющих;

$x_G, y_G, x_P, y_P, y_F, z_F$  – координаты точек приложения силы тяжести подвижных частей суппорта, составляющих силы резания и тяговой силы;

$b_o$  – расстояние между серединами рабочих поверхностей направляющих;

$x_A, x_B, x_C$  – координаты точек приложения реакций по длине направляющих рабочего органа, т. е. суппорта.

Из первых четырех уравнений находятся реакции  $R_A, R_B, R_C$  и тяговая сила  $F_a$ :

$$R_B = P_y \text{ (уравнение (3.2));}$$

$$R_C = [P_y \cdot (H + b/2) + G \cdot y_G + P_z \cdot y_p] / b_o, \text{ (уравнение (3.4));}$$

$$R_A = P_z + G - [P_y \cdot (H + b/2) + G \cdot y_G + P_z \cdot y_p] / b_o, \text{ (уравнение (3.3));}$$

$$F_a = P_x + f \cdot (R_A + R_B + R_C) \text{ (уравнение (3.1)).}$$

Для определения координат точек приложения реакций по длине направляющих рабочего органа  $x_A, x_B, x_C$  используются уравнения (3.5)–(3.7), т. е.

$$x_B = (P_x \cdot y_p - F_a \cdot y_F + P_y \cdot x_p + f \cdot R_C \cdot b_o - f \cdot R_B \cdot a/2) / R_B \text{ (уравнение (3.6));}$$

$$x_A = [-P_x \cdot (H + b/2) + P_z \cdot x_p - F_a \cdot z_F + G \cdot x_G] / R_A \cdot (c/a + 1) \text{ (уравнения (3.5), (3.7));}$$

$$x_C = [-P_x \cdot (H + b/2) + P_z \cdot x_p - F_a \cdot z_F + G \cdot x_G] / R_C \cdot (a/c + 1) \text{ (уравнения (3.5), (3.7)).}$$

Определяются средние давления  $p_A, p_B, p_C$  на рабочих гранях на площади контакта направляющих рабочего органа, т. е. суппорта, и базовой детали, т. е. станины, и сравниваются с допускаемыми значениями средних давлений  $[p_{cp}]$ :

$$p_A = \frac{R_A}{a \cdot l} \leq [p_{cp}], \quad p_B = \frac{R_B}{b \cdot l} \leq [p_{cp}], \quad p_C = \frac{R_C}{c \cdot l} \leq [p_{cp}],$$

где  $R_A, R_B, R_C$  – реакции на гранях направляющих суппорта;

$a \cdot l; b \cdot l; c \cdot l$  – площади контакта направляющих суппорта;

$l$  – длина направляющих рабочего органа, т. е. суппорта, привода подачи;

$[p_{cp}]$  – допускаемое среднее давление:  $[p_{cp}] = 1,2-1,5$  МПа.

Затем определяются максимальные давления  $p_{maxA}$ ,  $p_{maxB}$ ,  $p_{maxC}$  на рабочих гранях контакта направляющих суппорта и станины и с допускаемыми значениями максимальных давлений  $[p_{max}]$  сравниваются по формулам

$$p_{maxA} = p_A \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot x_A}{l}\right) \leq [p_{max}], \quad p_{maxB} = p_B \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot x_B}{l}\right) \leq [p_{max}],$$

$$p_{maxC} = p_C \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot x_C}{l}\right) \leq [p_{max}],$$

где  $p_A$ ,  $p_B$ ,  $p_C$  – средние давления на рабочих гранях направляющих суппорта;

$x_A$ ,  $x_B$ ,  $x_C$  – координаты точек приложения реакций по длине направляющих;

$l$  – длина направляющих суппорта привода подачи;

$[p_{max}]$  – допускаемое максимальное давление:  $[p_{max}] = 2,5-3,0$  МПа.

Расчетные формулы максимальных  $p_{max}$  и минимальных  $p_{min}$  давлений на рабочих гранях направляющих суппорта и станины выводятся из условий равновесия давлений на площадь их контакта и реакций. Составляются расчетная схема (рис. 3.4) и уравнения равновесия давлений на направляющие и реакций направляющих в виде суммы их проекций на ось  $Z$  и суммы их моментов относительно оси  $Y$  и, в результате решения системы уравнений, получаются выражения  $p_{max}$  и  $p_{min}$ .

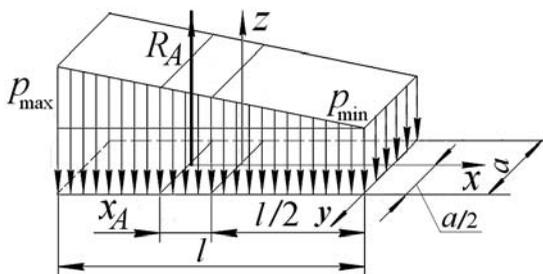


Рис. 3.4. Расчетная схема для определения максимальных и минимальных давлений и эпюра распределения давления по длине на рабочей поверхности направляющей скольжения

Уравнения равновесия давления и реакции направляющей в виде суммы их проекций на ось  $Z$  и суммы моментов относительно оси  $Y$

$$\sum F_{iz} = 0; \quad R_A - \frac{(p_{\max} + p_{\min}) \cdot l \cdot a}{2} = 0;$$

$$p_{\max} + p_{\min} = \frac{2 \cdot R_A}{a \cdot l} = 2 \cdot p_{\text{cp}};$$

$$p_{\min} = 2p_{\text{cp}} - p_{\max} \quad \text{и} \quad p_{\max} = 2p_{\text{cp}} - p_{\min};$$

$$\sum M_y(F_i) = 0; \quad R_A \cdot \left(x_A + \frac{l}{2}\right) - \frac{p_{\min} \cdot a \cdot l^2}{2} - \frac{(p_{\max} - p_{\min}) \cdot a \cdot l^2}{3} = 0;$$

$$R_A \cdot (6 \cdot x_A + 3 \cdot l) - (2 \cdot p_{\max} + p_{\min}) \cdot a \cdot l^2 = 0;$$

$$R_A \cdot (6 \cdot x_A + 3 \cdot l) - (2 \cdot p_{\max} + 2 \cdot p_{\text{cp}} - p_{\max}) \cdot a \cdot l^2 = 0;$$

$$p_{\max} = \frac{R_A}{a \cdot l^2} (6 \cdot x_A + 3 \cdot l) - 2 \cdot p_{\text{cp}} \quad \text{и} \quad p_{\max} = p_{\text{cp}} \left(1 + \frac{6 \cdot x_A}{l}\right);$$

$$p_{\min} = 2 \cdot p_{\text{cp}} - p_{\max} = 2 \cdot p_{\text{cp}} - p_{\text{cp}} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot x_A}{l}\right)$$

и

$$p_{\min} = p_{\text{cp}} \left(1 - \frac{6 \cdot x_A}{l}\right).$$

Если  $x_A = 0$ , то распределение давления вдоль направляющей суппорта равномерное; при  $0 < x_A < l/6$  – трапециевидное; при  $x_A = l/6$  – треугольное и при  $x_A > l/6$  – давление приложено не по всей длине направляющей рабочего органа и имеет место раскрытие стыка (рис. 3.5).

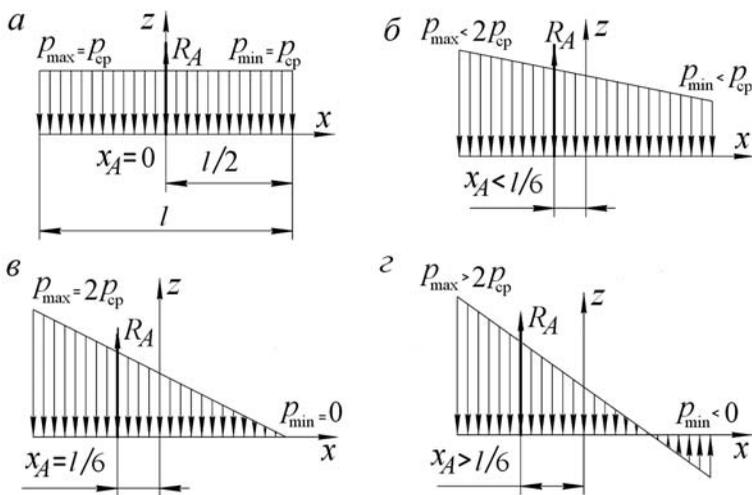


Рис. 3.5. Эпюры распределения давлений по длине на рабочих поверхностях направляющих скольжения суппорта

### 3.6. Задания для расчета на износостойкость направляющих скольжения

Исходные данные для расчета направляющих на износостойкость										
№	Номер рисунка	$P_x$ , кН	$P_y$ ; $P_z$ , кН	$P_v$ ; $P_h$ , кН	$m$ , кг	$a$ , мм	$b$ , мм	$c$ , мм	$h$ , мм	$l$ , мм
1	3.1, а	3,0	2,0; 4,0	— —	250	40	20	36	20	400
2	3.1, б	4,0	— —	3,0; 6,0	500	*	*	*	25	710
3	3.1, в	3,5	— —	2,5; 5,0	400	50	*	45	25	630
4	3.1, з	2,5	1,8; 3,6	— —	300	*	*	40	20	500

Обозначения:  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  и  $P_v$ ,  $P_h$  – составляющие силы резания при токарной обработке или растачивании и при фрезерной обработке;

$m$  – масса подвижной части рабочего органа с заготовкой;

$a$ ,  $b$ ,  $c$  – ширина рабочих поверхностей направляющих;

\* – неуказанная ширина направляющих рассчитывается по высоте  $h$ ;

$h$  – высота рабочей части направляющих;

$l$  – длина направляющих рабочего органа (стола, суппорта, каретки и т. д).

Остальные данные необходимые для расчета выбрать конструктивно.

### 3.7. Контрольные вопросы

1. Назначение и особенности основных видов направляющих станков.
2. Влияние направляющих на точность обработки заготовок на станке, их проектные критерии и основные предъявляемые к ним требования.
3. Какие имеются виды профилей поперечных сечений направляющих скольжения и каковы их достоинства и недостатки?
4. В чем суть расчета направляющих скольжения на износостойкость и какие имеются показатели и критерии ее оценки?
5. Методика составления расчетных схем направляющих скольжения и виды действующих нагрузок при различных видах выполняемых операций.
6. С какой целью определяются реакции на гранях направляющих и координаты точек их приложения по длине направляющих рабочего органа?
7. Основные этапы и последовательность расчета направляющих скольжения на износостойкость по средним и максимальным давлениям.
8. Как определяются средние и максимальные давления направляющих?

## **4. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ**

### **4.1. Программа практического занятия**

1. Виды направляющих качения и особенности их конструкции.
2. Открытые и замкнутые направляющие качения и их применение.
3. Особенность конструкции направляющих с циркуляцией тел качения.
4. Основные показатели долговечности работы направляющих качения.
5. Основные этапы расчета на долговечность направляющих качения.
6. Расчетные схемы действующих нагрузок на каретки направляющих с циркуляцией тел качения и особенности их расчета в двух плоскостях.
7. Расчет действующих нагрузок на каретки направляющих качения и выбор их типоразмера по допустимой динамической нагрузке и ресурсу в часах.

### **4.2. План практического занятия**

1. Ознакомиться с видами направляющих качения и их особенностями.
2. Изучить виды открытых и замкнутых направляющих качения, особенности их конструкции и область применения.
3. Изучить конструкцию и область применения в приводах подачи с большим ходом направляющих с циркуляцией тел качения.
4. Ознакомиться с сутью расчета направляющих качения на долговечность и ее показателями – допустимой динамической нагрузкой и ресурсом.
5. Рассчитать эксплуатационную динамическую нагрузку на каретки направляющих с циркуляцией тел качения.
6. Выбрать каретки направляющих соответствующего типоразмера по допустимой динамической нагрузке и проверить правильность выбора.
7. Составить расчетную схему и определить действующие нагрузки на каретки направляющих с циркуляцией тел качения.
8. Составить отчет о выполненной работе по расчету направляющих качения на долговечность по допустимой динамической нагрузке.

### **4.3. Виды направляющих качения и их особенности**

В общем случае направляющие качения имеют закаленные планки с различным профилем поперечного сечения, прикрепленные к рабочим органам или станине, тела качения, сепараторы и устройства для создания предварительного натяга и защиты их от загрязнений. Направляющие качения по виду тел качения могут быть шариковые и роликовые. При этом направляющие качения подразделяются на открытые, замкнутые и с циркулирующей тел качения. Получили применение направляющие со свободным прокатыванием тел качения и сепараторами. Открытые направляющие применяются только для горизонтальных приводов, так как они не воспринимают опрокидывающий момент. Замкнутые направляющие позволяют регулировать предварительный натяг между рабочими поверхностями направляющих и телами качения и обеспечивать высокую жесткость и могут применяться при любом расположении привода. При малых ходах применяются направляющие без возврата тел качения, а при больших – с их циркулирующей обычно через каналы возврата.

Направляющие качения имеют меньшие силы сопротивления и мощность привода, высокий КПД, высокую долговечность при хорошей защите, равномерность и плавность движений, точность установочных перемещений и позиционирования и длительное сохранение точности. При этом отмечаются сложность конструкции, трудоемкость изготовления, высокая стоимость, пониженное демпфирование и повышенная чувствительность к загрязнениям.

### **4.4. Открытые направляющие качения**

Открытые направляющие качения не могут воспринимать опрокидывающий момент, и отрыву направляющей рабочего органа от направляющей станины препятствуют только сила тяжести рабочего органа и вертикальная составляющая силы резания. Они могут иметь профили поперечных сечений такие же, как и направляющие скольжения.

Открытые шариковые двухдорожечные направляющие качения (рис. 4.1, *a*) имеют прямоугольный (плоский) и треугольный (V-образный) профили сечений. Эти направляющие обладают сравнительно простой конструкцией, однако не могут воспринимать боль-

ших нагрузок и легко повреждаются. Поэтому при выборе шариковых направляющих необходимо анализировать направление и величины действующих нагрузок.

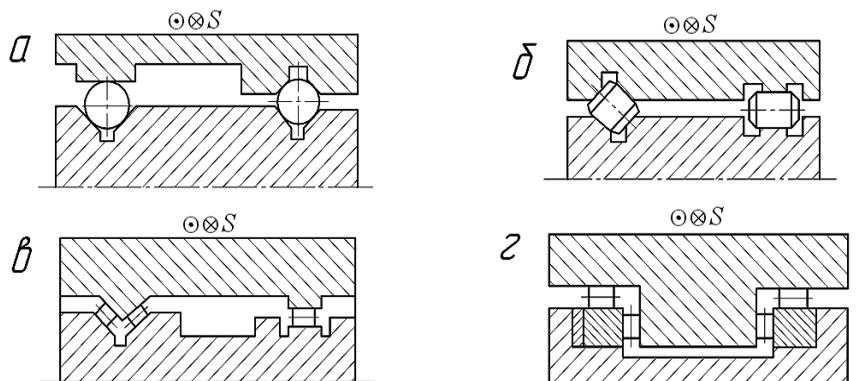


Рис. 4.1. Основные типовые схемы открытых направляющих качения

Открытые роликовые двухдорожечные направляющие качения (рис. 4.1, б) имеют прямоугольный (плоский) и треугольный (V-образный) профили сечений. Эти роликовые направляющие допускают в 10–20 раз большие нагрузки, чем шариковые.

Открытые роликовые трехдорожечные направляющие качения (рис. 4.1, в) имеют прямоугольный (плоский) и треугольный (V-образный и призматический) профили сечений, при этом левая двухдорожечная направляющая является фиксирующей, а правая – плавающей. Для этих направляющих характерно, что из-за малого диаметра роликов они могут проскальзывать, а это приводит к повышению сил трения. При этом на их работоспособность оказывает сильное влияние точность изготовления угла призматического и V-образного профиля.

Открытые роликовые четырехдорожечные направляющие качения (рис. 4.1, з) имеют прямоугольный (плоский) профиль сечения, при этом со стороны левой направляющей имеется регулировочная планка для регулирования зазора. Прямоугольные роликовые направляющие просты по конструкции и в изготовлении, обладают высокой жесткостью, но имеют большие габариты.

## 4.5. Замкнутые направляющие качения

Закрытые направляющие качения обладают высокой точностью, обеспечивают высокую жесткость, позволяют регулировать зазор и создавать натяг. Кроме того, эти направляющие воспринимают опрокидывающий момент и могут применяться для горизонтальных, наклонных и вертикальных приводов. Недостатком является то, что конструкция более сложная и более дорогостоящая. Они могут иметь различные профили поперечных сечений, так же как открытые направляющие качения и направляющие скольжения.

Закрытые шариковые двухдорожечные направляющие качения (рис. 4.2, *a*) имеют треугольные (V-образные) профили поперечных сечений и применяются в средних станках со средними действующими нагрузками. Для регулирования зазора в рабочей зоне и создания натяга между рабочими поверхностями направляющих и телами качения, рабочие планки направляющих смещаются навстречу друг другу регулировочной планкой с помощью регулировочного винта силой предварительного натяга  $F$ . Эти направляющие хорошо воспринимают опрокидывающий момент, однако встречные призмы не могут воспринимать больших нагрузок и легко повреждаются.

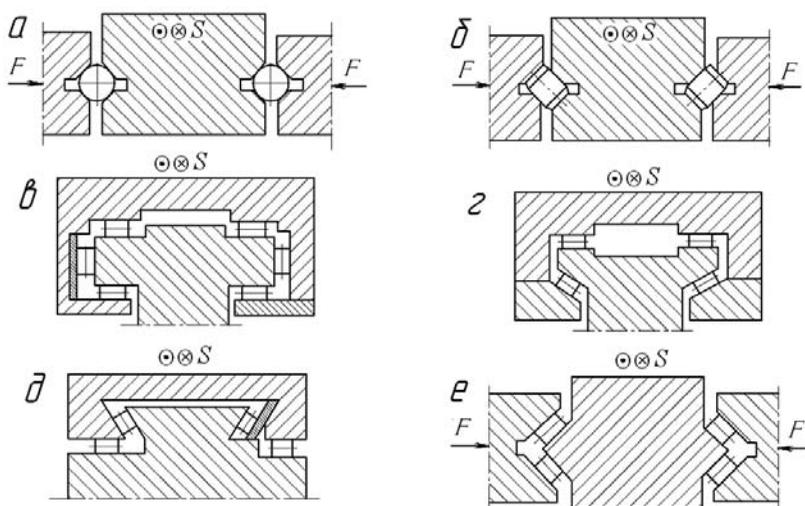


Рис. 4.2. Основные типовые схемы закрытых направляющих качения

Закрытые роликовые двухдорожечные направляющие с V-образным профилем (рис. 4.2, б) применяются для высоких нагрузок, воспринимают большой опрокидывающий момент и позволяют регулировать натяг между телами качения и рабочими поверхностями направляющих.

Также применяются замкнутые четырехдорожечные роликовые направляющие качения, которые имеют различные виды профиля поперечного сечения: прямоугольный (плоский) (рис. 4.2, в), трапециевидный (типа «ласточкин хвост») (рис. 4.2, г, д) и треугольный (призматический и V-образный),

#### **4.6. Направляющие с циркуляцией тел качения**

Направляющие с циркуляцией тел качения представляют собой опоры в виде отдельных узлов с замкнутыми кинематическими цепями и могут быть шариковыми и роликовыми. Эти цепи обеспечивают циркуляцию тел качения, поэтому такие направляющие применяются при большом ходе рабочего органа и при значительных нагрузках. Направляющие с циркуляцией тел качения могут быть открытыми и замкнутыми. Замкнутые направляющие с циркуляцией тел качения состоят из кареток 1 и шин 2 (рис. 4.3, 4.4 и 4.5), и для каждого рабочего органа необходимо не менее четырех кареток. Каретка 1 несет тела качения, в данном случае шарики 3, и имеет каналы для циркуляции тел качения 4. Плоскости циркуляции тел качения шариковых направляющих располагаются параллельно, а роликовых – перпендикулярно между собой.

Каретки 1 и шины 2 могут крепиться соответственно к рабочему органу и к базовой детали (см. рис. 4.4) или наоборот (см. рис. 4.5). При этом их крепление может быть соответственно винтами снизу и сверху (см. рис. 4.4, а и 4.5, б) или наоборот (см. рис. 4.4, б и 4.5, а), поэтому рабочий орган будет перемещаться с каретками по неподвижным шинам или с шинами относительно закрепленных кареток. При движении рабочего органа с каретками тела качения 3 обкатываются по рабочим поверхностям кареток 1 и шин 2 и циркулируют по каналам возврата.

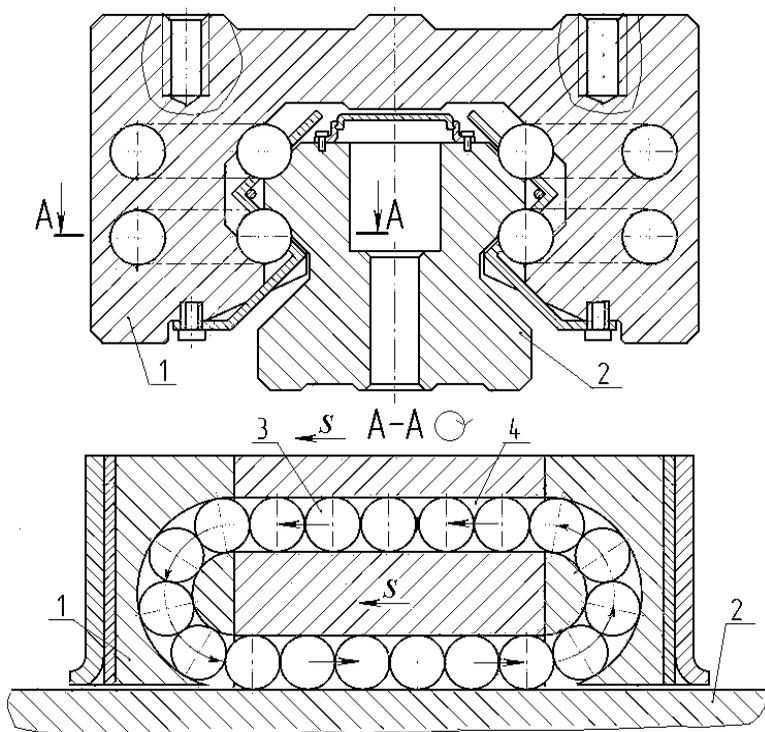


Рис. 4.3. Рельсовые шариковые замкнутые направляющие качения с циркуляцией шариков с подвижными каретками

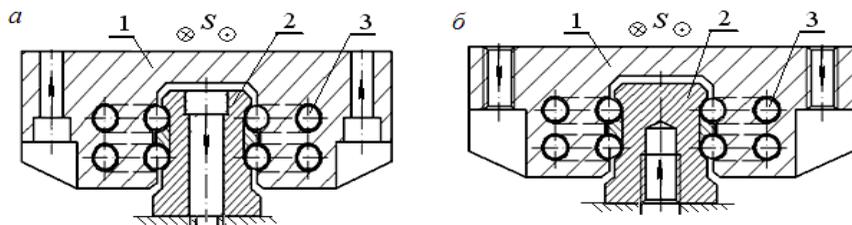


Рис. 4.4. Рельсовые шариковые направляющие качения с подвижными каретками и с креплением их и шин соответственно винтами снизу и сверху (а) и наоборот (б)

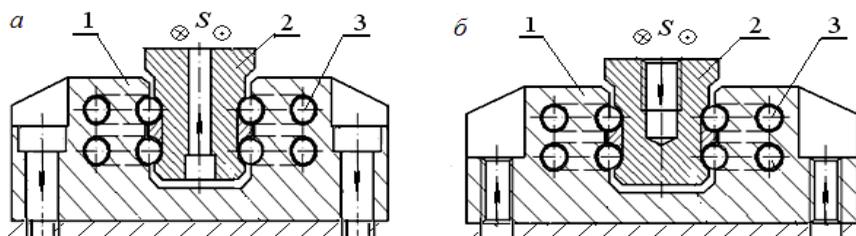


Рис. 4.5. Рельсовые шариковые направляющие качения с подвижными шинами и с креплением кареток и шин соответственно винтами сверху и снизу (а) и наоборот (б)

Рельсовые направляющие с циркуляцией тел качения имеют различные способы установки кареток и шин на базовые поверхности рабочего органа и базовой детали. Это зависит от требуемого направления подачи и действующих нагрузок.

При горизонтальной подаче  $S_{\Gamma}$  каретки и шины могут устанавливаться на горизонтальные базовые поверхности и располагаться горизонтально, обеспечивая горизонтальное перемещение (рис. 4.6).

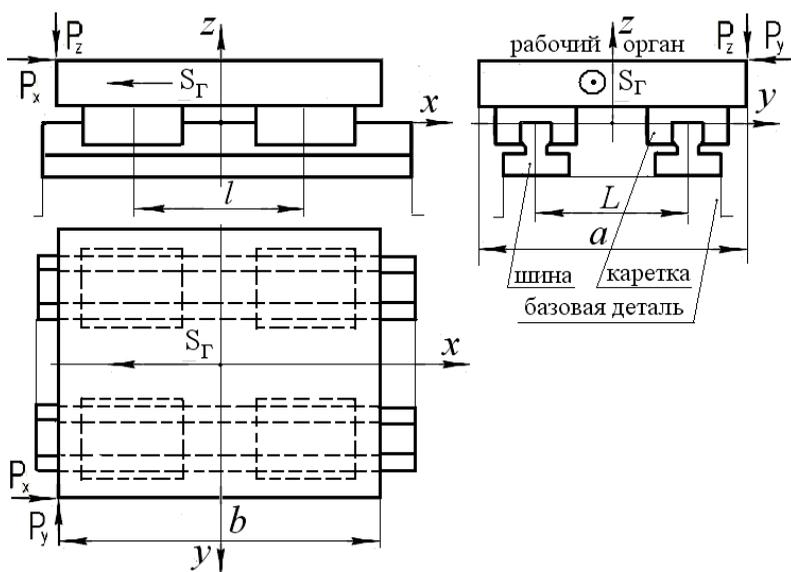


Рис. 4.6. Схема установки рельсовых направляющих для горизонтальной подачи рабочего органа с расположением шин и кареток в горизонтальной плоскости

Однако горизонтальная подача рабочего органа  $S_r$  также может обеспечиваться при расположении кареток и шин в вертикальной плоскости. При этом могут быть использованы, например, три нижеприведенных варианта различной установки кареток и шин в вертикальной плоскости на базовые поверхности. В частности, каретки и шины своими базовыми поверхностями могут устанавливаться на соответствующие вертикальные базовые плоскости таким образом, чтобы обеспечивалась горизонтальная подача  $S_r$  (рис. 4.7, а). Кроме того, шины и каретки могут устанавливаться горизонтально в вертикальной плоскости на противоположные горизонтальные базовые плоскости. При этом применяются варианты наружных (рис. 4.7, б) и внутренних (рис. 4.7, в) установок шин с регулировочными проставками.

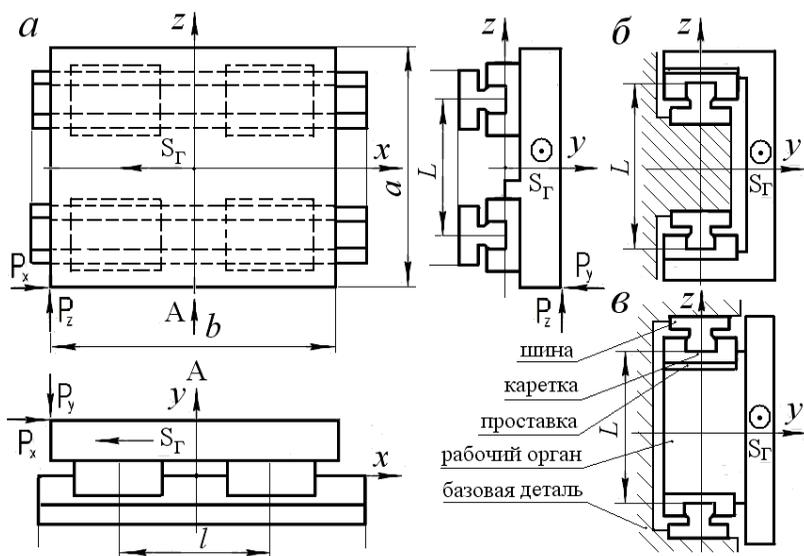


Рис. 4.7. Схемы установки рельсовых направляющих для горизонтальной подачи рабочего органа с горизонтальным расположением шин в вертикальной плоскости на одной базовой поверхности (а) или наружных (б) и внутренних (в) шин на двух поверхностях

Для обеспечения вертикальной подачи рабочего органа  $S_v$  каретки и шины устанавливаются на вертикальные базовые поверхности. При этом каретки и шины могут устанавливаться соответственно на

одну вертикальную плоскость, обеспечивая вертикальное перемещение (рис. 4.8, а). Кроме того, шины и каретки устанавливаются на противоположные вертикальные базовые поверхности с применением схемы установки в виде наружных (рис. 4.8, б) и внутренних шин (рис. 4.8, в).

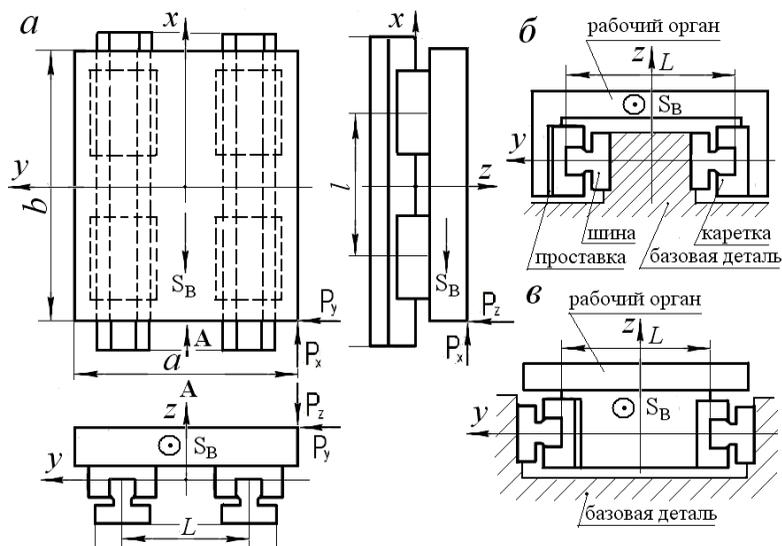


Рис. 4.8. Схемы установки рельсовых направляющих для вертикальной подачи рабочего органа с вертикальным расположением шин в вертикальной плоскости на одной базовой поверхности (а) или наружных (б) и внутренних (в) шин на двух плоскостях

## 4.7. Расчет рельсовых направляющих качения на долговечность

### 4.7.1. Особенности расчета направляющих качения на долговечность

Направляющие качения рассчитываются на долговечность по допустимой динамической нагрузке. Показателями долговечности направляющих качения являются допустимая динамическая нагрузка  $C$  и ресурс работы в часах  $L_h$  и в метрах  $L$ . Поэтому при расчете

направляющих на долговечность определяется эксплуатационная динамическая нагрузка наиболее нагруженной каретки, затем эта нагрузка сопоставляется с номинальным допустимым значением нагрузки кареток направляющих.

Под *допустимой динамической нагрузкой* понимается постоянная радиальная нагрузка  $C$ , при которой опора качения теоретически может работать с номинальным ресурсом сто тысяч метров хода, т. е.  $L = 100000$  м. Исходной формулой для расчета динамической нагрузки является

$$L = \left( \frac{C}{F_c} \right)^3 \cdot 10^5,$$

где  $L$  – ресурс кареток направляющих качения в метрах;

$C$  – динамическая нагрузка направляющих, Н;

$F_c$  – средняя рабочая нагрузка направляющих, Н.

Следовательно, допустимая динамическая нагрузка кареток направляющих качения определяется по формуле

$$C = F_c \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^5}}, \text{ Н.}$$

#### **4.7.2. Исходные данные для расчета рельсовых направляющих**

1. Ресурс работы станка в часах  $L_{\text{нст}}$ .
2. Длительность работы станка  $t_{\text{ст}}$ , %:  $t_{\text{ст}} = 100$  %.
3. Длительность работы привода, %, по циклу работы станка  $t_{\text{пр}}$ .
4. Длительность работы привода  $t_i$ , %, при соответствующих переменных скоростях движения рабочего органа  $v_i$ :  $\sum t_i = 100\%$ .
5. Величина хода  $s$  и число двойных ходов  $n$  при постоянной скорости движения рабочего органа ( $v = \text{const}$ ).
6. Длина определенных участков пути движения рабочего органа  $s_i$ , %, на которых действуют соответствующие нагрузки  $F_i$ :  $\sum s_i = 100$  %.

### 4.7.3. Этапы расчета направляющих качения на долговечность

1. Определение средней рабочей скорости рабочего органа  $v_c$  с направляющими качения привода подач:

$$v_c = \frac{\sum v_i \cdot t_i}{\sum t_i} = \frac{\sum v_i \cdot t_i}{100} = v_1 \cdot \frac{t_1}{100} + v_2 \cdot \frac{t_2}{100} + v_3 \cdot \frac{t_3}{100} + \dots + v_i \cdot \frac{t_i}{100}.$$

2. Расчет средней радиальной рабочей эксплуатационной нагрузки на направляющие  $F_c$  привода подач:

$$F_c = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot s_i}{\sum s_i}} = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot s_i}{100}} = \sqrt[3]{F_1^3 \cdot \frac{s_1}{100} + F_2^3 \cdot \frac{s_2}{100} + \dots + F_i^3 \cdot \frac{s_i}{100}}.$$

Суммарная радиальная поперечная нагрузка определяется по формуле

$$F = F_v + F_h,$$

где  $F_v$  и  $F_h$  – вертикальные и горизонтальные нагрузки кареток.

3. Расчет ресурса направляющих качения привода подач  $L_h$  в часах:

$$L_h = L_{hст} \cdot \frac{t_{пр}}{t_{ст}} = L_{hст} \cdot \frac{t_{пр}}{100}.$$

4. Определение эксплуатационного ресурса направляющих качения  $L$  в метрах по формулам соответственно для режима работы привода подачи с переменными скоростями перемещения на отдельных участках  $v_i$  или с постоянной скоростью  $v$ :

$$L = L_h \cdot v_c \cdot 60 \quad \text{или} \quad L = L_h \cdot 2 \cdot n \cdot s \cdot 60.$$

5. Расчет эксплуатационной допустимой динамической нагрузки на каретки направляющих качения

$$C = F_c \cdot \sqrt[3]{\frac{L}{10^5}}.$$

6. Выбор по каталогу типа кареток направляющих качения и их размеров, исходя из условия, чтобы эксплуатационная допустимая динамическая нагрузка  $C$  была не больше номинального допустимого значения нагрузки каретки  $C_k$  из каталога, т. е.  $C \leq C_k$ .

7. Расчет фактического ресурса работы выбранных кареток направляющих качения  $L_\phi$  в метрах:

$$L_\phi = \left( \frac{C_k}{F_c} \right)^3 \cdot 10^5.$$

8. Расчет фактического ресурса выбранных кареток направляющих качения  $L_{h\phi}$  в часах и проверка правильности их выбора из условия, чтобы фактический ресурс был не меньше расчетного, т. е.  $L_{h\phi} \geq L_h$ :

$$L_{h\phi} = \frac{L_\phi}{n_c \cdot 60} \geq L_h \quad \text{или} \quad L_{hс\phi} = \frac{10^4}{6 \cdot n_c} \left( \frac{C_k}{F_c} \right) \geq L_h.$$

#### **4.8. Расчетная схема и определение действующих нагрузок на каретки рельсовых направляющих качения**

Рельсовые направляющие с каретками с циркуляцией тел качения рассчитываются на долговечность с учетом критериев возникновения пластических деформаций и усталости рабочих поверхностей дорожек и тел качения. Долговечность зависит от нагрузочной способности направляющих, которая характеризуется статической и динамической грузоподъемностью. Для расчета эксплуатационной грузоподъемности кареток определяются действующие на них нагрузки. При расчете нагрузок на каретки рельсовых направляющих качения принимается ряд допущений с целью упрощения расчета:

а) силами трения можно пренебречь в связи с тем, что коэффициент трения для рельсовых направляющих составляет примерно 0,003–0,004 и силы трения имеют небольшие значения, в пределах около 20–30 Н;

б) деформации в рельсовых направляющих качения обуславливаются только деформированием рабочих дорожек и тел качения в связи с тем, что базовые детали, на которых закрепляются каретки и шины направляющих, считаются абсолютно жесткими;

в) контактные деформации кареток качения пропорциональны их реакциям в двух плоскостях, так как каретки воспринимают нагрузки одновременно в нескольких направлениях;

г) каретки качения считаются точечными опорами в связи с тем, что расстояние между каретками по длине направляющих рабочего органа значительно больше длины самих кареток;

д) реакции кареток с циркуляцией тел качения прикладываются в их центре, так как принимается, что все рабочие тела качения в каждой каретке по соседним дорожкам нагружены одинаково.

Для расчета действующих нагрузок на каретки направляющих, например стола при продольной подаче горизонтального многоцелевого станка, составляется расчетная схема с приложением всех действующих на него сил. Такими силами являются составляющие силы резания  $P_x$ ,  $P_y$ ,  $P_z$  и  $P_h$ ,  $P_v$ , сила тяжести подвижной части рабочего органа с заготовкой  $mg$ , тяговая сила привода  $F_a$  и реакции на каретки качения в двух плоскостях  $R_{1x}$ ,  $R_{2x}$ ,  $R_{3x}$ ,  $R_{4x}$  и  $R_{1z}$ ,  $R_{2z}$ ,  $R_{3z}$ ,  $R_{4z}$  (рис. 4.9). Затем составляются уравнения равновесия стола и записываются выражения пропорциональности распределения внутренних моментов реакции кареток соседних шин их жесткости, а контактных деформаций – реакциям, по которым определяются реакции кареток  $R_i$  в двух плоскостях и тяговая сила  $F_a$ .

Для определения реакций  $R_i$  в каретках направляющих качения и тяговой силы  $F_a$  составляется шесть уравнений равновесия в виде суммы проекций всех сил на оси координат  $\sum F_i = 0$  и суммы моментов всех сил относительно этих осей  $\sum M(F_i) = 0$ . В связи с тем что в составленной системе из шести уравнений равновесия девять неизвестных, а именно, восемь реакций кареток направляющих качения в двух плоскостях  $R_i$  и тяговая сила  $F_a$ , то дополнительно составляются три уравнения. Экспериментально установлено, что моменты внутренних сил  $M_i(R)$ , равные моментам внешних сил  $M_i(F)$ , распределяются между каретками соседних шин направляющих пропорционально их жесткости  $j_i$ . Так как направляющие качения имеют каретки одинакового типоразмера и их жесткости  $j_i$  одинаковы, то седьмое и восьмое уравнения получаются из выражений пропорциональности распределения внутренних моментов реакций  $M_i(R)$  жесткости кареток  $j_i$ , составленных для горизонтальной и вертикальной плоскости. Также из условия, что деформации кареток  $\delta_i$  пропорциональны их жесткости  $j_i$ , получается следующее, девятое,

выражение, необходимое для определения реакций всех кареток качения  $R_i$  и тяговой силы  $F_a$ .

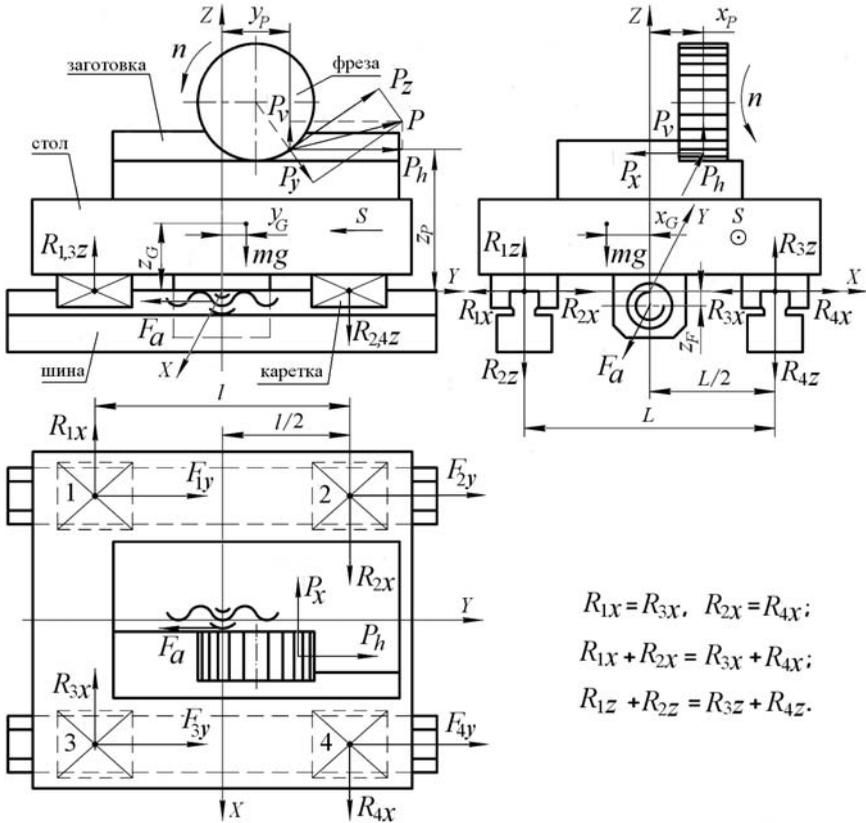


Рис. 4.9. Расчетная схема для определения нагрузок на каретки рельсовых направляющих с циркуляцией тел качения стола с продольной подачей горизонтального многоцелевого станка

Уравнения равновесия стола без учета сил трения из-за них незначительных значений имеют следующие выражения  $F_a$ :

$$1) \sum F_{xi} = 0: \quad -P_x - R_{1x} + R_{2x} - R_{3x} + R_{4x} = 0; \quad (4.1)$$

$$2) \sum F_{yi} = 0: \quad P_h - F_a = 0; \quad (4.2)$$

$$3) \sum F_{zi} = 0: \quad P_v - mg + R_{1z} - R_{2z} + R_{3z} - R_{4z} = 0; \quad (4.3)$$

$$4) \sum M_x(F_i) = 0:$$

$$P_h \cdot z_P - P_v \cdot y_P + mg \cdot y_G + F_a \cdot z_F + (R_{1z} + R_{2z} + R_{3z} + R_{4z}) \cdot l/2 = 0; \quad (4.4)$$

$$5) \sum M_y(F_i) = 0:$$

$$P_x \cdot z_P + P_v \cdot x_P + mg \cdot x_G + (-R_{1z} + R_{2z} + R_{3z} - R_{4z}) \cdot L/2 = 0; \quad (4.5)$$

$$6) \sum M_z(F_i) = 0:$$

$$-P_h \cdot x_P - P_x \cdot y_P + (R_{1x} + R_{2x} + R_{3x} + R_{4x}) \cdot l/2 = 0. \quad (4.6)$$

Выражения распределения внутренних моментов реакций  $M_i(R)$  между каретками направляющих качения соседних шин 1–2 и 3–4 пропорционально жесткости этих кареток  $j_i$  составляются для вертикальной и горизонтальной плоскости относительно осей X и Z, т. е.  $M_x(R_{iz})$  и  $M_z(R_{ix})$ . При этом жесткости кареток принимаются равными, как для направляющих одной конструкции, т. е.

$$j_{1x} = j_{2x} = j_{3x} = j_{4x} \quad \text{и} \quad j_{1z} = j_{2z} = j_{3z} = j_{4z},$$

и получаются следующие выражения распределения внутренних моментов:

$$M_x(R_{iz}) = (R_{1z} + R_{2z} + R_{3z} + R_{4z}) \cdot l/2;$$

$$M_z(R_{ix}) = (R_{1x} + R_{2x} + R_{3x} + R_{4x}) \cdot l/2;$$

$$\frac{(R_{1z} + R_{2z}) \cdot l/2}{(R_{3z} + R_{4z}) \cdot l/2} = \frac{j_{12z}}{j_{34z}} = 1;$$

$$\frac{(R_{1x} + R_{2x}) \cdot l/2}{(R_{3x} + R_{4x}) \cdot l/2} = \frac{j_{12x}}{j_{34x}} = 1,$$

которые преобразуются в нижеприведенные уравнения:

$$7) R_{1z} + R_{2z} - R_{3z} - R_{4z} = 0; \quad (4.7)$$

$$8) R_{1x} + R_{2x} - R_{3x} - R_{4x} = 0. \quad (4.8)$$

Из условия одинаковой жесткости всех кареток стола  $j_i$  и равенства контактных деформаций  $\delta_i$  симметрично расположенных кареток на соседних шинах

$$j_{1x} = j_{2x} = j_{3x} = j_{4x}; \quad \delta_{1x} = \delta_{3x}; \quad \delta_{2x} = \delta_{4x}$$

и их пропорциональности действующим реакциям  $R_i$  получаются следующие соотношения деформаций  $\delta_i$  и реакций кареток  $R_i$  в горизонтальной плоскости:

$$\delta_{1x} = \delta_{3x} = \frac{R_{1x}}{j_{1x}} = \frac{R_{3x}}{j_{3x}}; \quad \delta_{2x} = \delta_{4x} = \frac{R_{2x}}{j_{2x}} = \frac{R_{4x}}{j_{4x}};$$

$$R_{1x} = R_{3x} \quad \text{и} \quad R_{2x} = R_{4x},$$

которые преобразуются в нижеприведенные уравнения:

$$9) \quad R_{1x} - R_{3x} = 0 \quad \text{или} \quad R_{2x} - R_{4x} = 0. \quad (4.9)$$

В приведенных выше уравнениях (4.1)–(4.9) приняты следующие обозначения:

$P_x, P_y, P_h$  – составляющие силы резания при фрезерной обработке;

$R_{1x}, R_{2x}, R_{3x}, R_{4x}$  и  $R_{1z}, R_{2z}, R_{3z}, R_{4z}$  – горизонтальные и вертикальные реакции кареток рельсовых направляющих качения стола;

$F_a$  – тяговая сила передачи винт-гайка привода подач;

$mg$  – сила тяжести подвижных частей стола с заготовкой;

$x_P, y_P, z_P, x_G, y_G, z_G, x_F$  – координаты точек приложения составляющих силы резания, силы тяжести подвижных частей стола с заготовкой и тяговой силы;

$l$  и  $L$  – расстояния между центрами кареток как точечных опор стола, расположенных на нем по длине на одной и по ширине – на соседних шинах.

Из уравнений (4.1)–(4.9) определяются реакции кареток  $R_i$  и тяговая сила  $F_a$ . Так, из уравнения (4.2) определяется тяговая сила

$$F_a = P_h \quad (\text{уравнение (4.2)}).$$

Расчет реакции кареток стола  $R_{1x}, R_{2x}, R_{3x}$  и  $R_{4x}$ , действующих в горизонтальной плоскости, производится по уравнениям (4.1), (4.6), (4.8) и (4.9). Из уравнений (4.1) и (4.6) получаются следующие удобные для расчета реакции выражения:

$$R_{1x} - R_{2x} + R_{3x} - R_{4x} = -P_x \quad (\text{уравнение (4.1)});$$

$$R_{1x} + R_{2x} + R_{3x} + R_{4x} = 2(P_h \cdot x_P + P_x \cdot y_P) / l \quad (\text{уравнение (4.6)}),$$

которые исходя из уравнений (4.8) и (4.9)

$$R_{1x} + R_{2x} - R_{3x} - R_{4x} = 0 \text{ (уравнение (4.8));}$$

$$R_{1x} - R_{3x} = 0 \text{ (уравнение (4.9)),}$$

т. е. условий  $R_{1x} + R_{2x} = R_{3x} + R_{4x}$  и  $R_{1x} = R_{3x}$ ,

преобразуются в систему двух уравнений:

$$R_{1x} - R_{2x} = -P_x / 2;$$

$$R_{1x} + R_{2x} = -(P_h \cdot x_P + P_x \cdot y_P) / l.$$

Из системы двух уравнений определяются реакции кареток  $R_{1x}$ ,  $R_{2x}$ ,  $R_{3x}$  и  $R_{4x}$ :

$$R_{1x} = R_{3x} = \frac{2P_h \cdot x_P + P_x(2y_P - l)}{4 \cdot l};$$

$$R_{2x} = R_{4x} = \frac{2P_h \cdot x_P + P_x(2y_P + l)}{4 \cdot l}.$$

Расчет реакции кареток стола  $R_{1z}$ ,  $R_{2z}$ ,  $R_{3z}$  и  $R_{4z}$ , действующих в вертикальной плоскости, производится по уравнениям (4.3), (4.4), (4.5) и (4.7), из которых получаются следующие зависимости этих реакций от внешних нагрузок:

$$R_{1z} - R_{2z} + R_{3z} - R_{4z} = mg - P_v \text{ (уравнение 4.9);}$$

$$R_{1z} + R_{2z} + R_{3z} + R_{4z} = 2 \cdot (P_v \cdot y_P - P_h \cdot z_P - mg \cdot y_G - F_a \cdot z_F) / l$$

(уравнение (4.4));

$$R_{1z} - R_{2z} - R_{3z} + R_{4z} = 2 \cdot (P_x \cdot z_P + P_v \cdot x_P + mg \cdot x_G) / L \text{ (уравнение (4.5));}$$

$$R_{1z} + R_{2z} - R_{3z} - R_{4z} = 0 \text{ (уравнение (4.7)).}$$

Эти зависимости преобразуются в удобные для расчета реакций уравнения:

$$R_{1z} + R_{3z} = [P_v \cdot (2y_p - l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G - l) - 2F_a \cdot z_F] / 2l;$$

$$R_{1z} - R_{3z} = (P_x \cdot z_p + P_v \cdot x_p + mg \cdot x_G) / L;$$

$$R_{2z} + R_{4z} = [P_v \cdot (2y_p + l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G + l) - 2F_a \cdot z_F] / 2l;$$

$$R_{2z} - R_{4z} = -(P_x \cdot z_p + P_v \cdot x_p + mg \cdot x_G) / L.$$

Из системы четырех уравнений определяются реакции  $R_{1z}$ ,  $R_{2z}$ ,  $R_{3z}$  и  $R_{4z}$ :

$$R_{1z} = \frac{P_v \cdot (2y_p - l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G - l) - 2F_a \cdot z_F}{4 \cdot l} + \frac{P_x \cdot z_p + P_y \cdot x_p + mg \cdot x_G}{4 \cdot L};$$

$$R_{3z} = \frac{P_v \cdot (2y_p - l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G - l) - 2F_a \cdot z_F}{4 \cdot l} - \frac{P_x \cdot z_p + P_y \cdot x_p + mg \cdot x_G}{4 \cdot L};$$

$$R_{2z} = \frac{P_v \cdot (2y_p + l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G + l) - 2F_a \cdot z_F}{4 \cdot l} - \frac{P_x \cdot z_p + P_y \cdot x_p + mg \cdot x_G}{4 \cdot L};$$

$$R_{4z} = \frac{P_v \cdot (2y_p + l) - 2P_h \cdot z_p - mg \cdot (2y_G + l) - 2F_a \cdot z_F}{4 \cdot l} + \frac{P_x \cdot z_p + P_y \cdot x_p + mg \cdot x_G}{4 \cdot L}.$$

После расчета реакций кареток направляющих качения стола устанавливаются наиболее нагруженные каретки, на которые действуют наибольшие горизонтальные и вертикальные реакции  $R_{ix}$  и  $R_{iz}$ . Для этих кареток, воспринимающих одновременно равнозначные нагрузки в двух направлениях, эквивалентная нагрузка  $F_3$  в общем случае определяется по формуле

$$F_3 = R_{ix} + R_{iz}.$$

Требуемая эксплуатационная динамическая грузоподъемность кареток стола определяется по наиболее нагруженной каретке по формуле

$$C = F_3 \cdot \sqrt[3]{\frac{L_h \cdot 2 \cdot S \cdot n \cdot 60}{10^5}},$$

где  $C$  – требуемая динамическая грузоподъемность кареток, Н;

$F_3$  – эквивалентная нагрузка на наиболее нагруженную каретку, Н;

$L_h$  – требуемый ресурс работы направляющих качения привода подач, ч;

$S$  – величина хода стола, м;

$n$  – частота двойных ходов стола, мин<sup>-1</sup>.

По рассчитанной требуемой динамической грузоподъемности кареток  $C$  по каталогу выбираются четыре каретки с одинаковой базовой грузоподъемностью  $C_k$  исходя из условия  $C \leq C_k$ . При этом принимаются четыре каретки одного типоразмера и класса точности с одинаковым предварительным натягом и две направляющие шины также одного типоразмера с расчетной длиной.

#### 4.9. Задания для расчета направляющих качения на долговечность

Исходные данные расчета						
$F_i$ , кН	$s_i$ , %	$n$ , дв. х./мин	$s$ , м	$t_{пр}$ , %	$t_{ст}$ , %	$L_{нст}$ , ч
$F_1 = 20$	$s_1 = 10$					
$F_2 = 16$	$s_2 = 20$					
$F_3 = 10$	$s_3 = 30$					
$F_4 = 8$	$s_4 = 40$					
	$\sum s_i = 100\%$	$n = 30$	$s = 0,5$	$t_{пр} = 40$	$t_{ст} = 100$	$L_{нст} = 30000$
<p>Обозначения: <math>F_i</math> – действующие нагрузки на определенных участках пути движения рабочего органа <math>s_i</math>;</p> <p><math>s_i</math> – длина определенных участков пути движения рабочего органа, %, на которых действуют соответствующие нагрузки <math>F_i</math>: <math>\sum s_i = 100\%</math>;</p> <p><math>n</math> и <math>s</math> – число двойных ходов и величина хода рабочего органа при постоянной скорости (<math>v = const</math>);</p> <p><math>t_{пр}</math> – длительность работы привода, %, по циклу работы станка;</p> <p><math>t_{ст}</math> – длительность работы станка, %; <math>t_{ст} = 100\%</math>;</p> <p><math>L_{нст}</math> – ресурс работы станка.</p>						

#### 4.10. Контрольные вопросы

1. Какие достоинства и недостатки имеют направляющие качения?
2. Каковы особенности конструкций открытых и замкнутых направляющих качения и возможности их применения для перемещения рабочих органов?
3. Конструкция, возможные способы установки, достоинства и недостатки и область применения направляющих с циркуляцией тел качения.
4. Виды ресурсов работы направляющих качения и принцип их расчета.
5. Суть расчета направляющих качения на долговечность и понятие допустимой динамической нагрузки.
6. Основные этапы расчета направляющих качения на долговечность по допустимой динамической нагрузке и условия выбора типоразмера кареток.
7. Методика составления расчетной схемы и принципы расчета действующих нагрузок на каретки направляющих с циркуляцией тел качения.

## Л и т е р а т у р а

1. Бушуев, В. В. Основы конструирования станков / В. В. Бушуев. – М. : Станкин, 1992. – 520 с.
2. Бушуев, В. В. Практика конструирования машин / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.
3. Васильков, Д. В. Электромеханические приводы металлообрабатывающих станков / Д. В. Васильков, В. Л. Вейц, А. Г. Схиртладзе. – СПб. : Политехника, 2010. – 759 с.
4. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Приводы станков с ЧПУ и агрегатных станков / В. И. Глубокий. – Минск : БПИ, 1986. – 48 с.
5. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Проектирование приводов станка / В. И. Глубокий, А. И. Кочергин. – Минск : БПИ, 1987. – 120 с.
6. Глубокий, В. И. Металлорежущие станки и промышленные роботы : Конструирование металлорежущих станков / В. И. Глубокий. – Минск : БПИ, 1988. – 68 с.
7. Дунаев, П. В. Конструирование узлов и деталей машин / П. В. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 1985. – 416 с.
8. Ермаков, Ю. М. Металлорежущие станки / Ю. М. Ермаков, Б. А. Фролов. – М. : Машиностроение, 1985. – 320 с.
9. Конструкция и наладка станков с программным управлением и роботизированных комплексов / Л. И. Грачев [и др.]. – М. : Высшая школа, 1989. – 271 с.
10. Кочергин, А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
11. Маеров, А. Г. Устройство, основы конструирования и расчет металлообрабатывающих станков и автоматических линий / А. Г. Маеров. – М. : Машиностроение, 1986. – 367 с.
12. Металлорежущие станки / под ред. В. Э. Пуша. – М. : Машиностроение, 1986. – 575 с.
13. Металлорежущие станки : в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Машиностроение, 2011. – Т. 1. – 608 с.; Т. 2. – 584 с.
14. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.

15. Металлорежущие станки / Н. С. Колев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1980. – 500 с.

16. Модзелевский, А. А. Многооперационные станки : Основы проектирования и эксплуатации / А. А. Модзелевский, А. В. Соловьев, В. А. Лонг. – М. : Машиностроение, 1981. – 365 с.

17. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под ред. А. С. Проникова. – М. : МГТУ, 1994. – Т. 1. – 444 с.; 1995. – Т. 2, ч. 1. – 368 с.; Ч. 2. – 319 с.

18. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении / под ред. Ю. М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 190 с.

19. Справочник по автоматизированному электроприводу / под ред. В. А. Елисеева, А. В. Шинянского. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 616 с.

20. Справочник технолога-машиностроителя : в 2 т. / под ред. Е. Я. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – Т. 2. – 655 с.

21. Станки с числовым программным управлением / под ред. В. А. Лещенко. – М. : Машиностроение, 1988. – 568 с.

22. Станочное оборудование автоматизированного производства : в 2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Станкин, 1994. – Т. 1. – 580 с.; Т. 2. – 656 с.

23. Тарзиманов, Г. А. Проектирование металлорежущих станков / Г. А. Тарзиманов. – М. : Машиностроение, 1980. – 288 с.

24. Трифонов, О. Н. Приводы автоматизированного оборудования / О. Н. Трифонов. – М. : Машиностроение, 1991. – 334 с.

## О г л а в л е н и е

В в е д е н и е .....	3
1. РАСЧЕТ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ И ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДОВ ПОДАЧ СТАНКОВ С ЧПУ .....	5
1.1. Программа практического занятия .....	5
1.2. План практического занятия .....	5
1.3. Принцип проектирования приводов подач .....	6
1.4. Структура бесступенчатых приводов подач .....	7
1.5. Кинематический расчет и определение частот вращения электродвигателя привода подач .....	16
1.6. Особенности выбора электродвигателя привода подач .....	19
1.7. Расчетная схема для определения крутящих моментов электродвигателя привода подач станков с ЧПУ .....	21
1.8. Расчет тяговой силы привода подач с направляющими скольжения .....	23
1.9. Расчет тяговой силы привода подач с направляющими качения .....	25
1.10. Рабочие зоны станков с силами резания, действующими на рабочий орган приводов подач .....	27
1.11. Расчет приведенных моментов нагрузок приводов подач и выбор электродвигателя .....	33
1.12. Задания для расчета крутящих моментов и выбора электродвигателя привода подач .....	44
1.13. Контрольные вопросы .....	44
2. РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ ВИНТ-ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ И КАЧЕНИЯ .....	46
2.1. Программа практического занятия .....	46
2.2. План практического занятия .....	46
2.3. Назначение тяговых механизмов и основные требования ...	47
2.4. Тяговые механизмы винт-гайка скольжения .....	47
2.5. Расчет тяговых механизмов с передачей винт-гайка скольжения .....	48
2.6. Задания для расчета на износостойкость передачи винт-гайка скольжения .....	51
2.7. Передачи винт-гайка качения и их особенности .....	52
2.8. Особенности расчета тягового механизма с передачей винт-гайка качения .....	53

2.9. Расчет передачи винт-гайка качения на долговечность .....	53
2.10. Виды компоновок и способы установки в опорах ходовых винтов .....	56
2.11. Расчет ходового винта привода на продольную устойчивость .....	58
2.12. Расчет ходового винта привода на динамическую устойчивость .....	60
2.13. Расчет на жесткость тягового механизма привода подач .....	60
2.14. Задания для расчета качения на долговечность передачи винт-гайка .....	61
2.15. Контрольные вопросы .....	62
3. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СКОЛЬЖЕНИЯ .....	63
3.1. Программа практического занятия .....	63
3.2. План практического занятия .....	63
3.3. Назначение и основные проектные критерии направляющих .....	64
3.4. Виды направляющих скольжения и их особенности .....	64
3.5. Расчет направляющих скольжения на износостойкость .....	66
3.6. Задания для расчета на износостойкость направляющих скольжения .....	71
3.7. Контрольные вопросы .....	72
4. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ КАЧЕНИЯ .....	73
4.1. Программа практического занятия .....	73
4.2. План практического занятия .....	73
4.3. Виды направляющих качения и их особенности .....	74
4.4. Открытые направляющие качения .....	74
4.5. Замкнутые направляющие качения .....	76
4.6. Направляющие с циркуляцией тел качения .....	77
4.7. Расчет рельсовых направляющих качения на долговечность .....	81
4.8. Расчетная схема и определение действующих нагрузок на каретки рельсовых направляющих качения .....	84
4.9. Задания для расчета направляющих качения на долговечность .....	91
4.10. Контрольные вопросы .....	92
Литература .....	93

Учебное издание

**ГЛУБОКИЙ** Владимир Игнатьевич  
**ЯКИМОВИЧ** Александр Максимович  
**ГЛУБОКИЙ** Артем Сергеевич

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ СТАНКОВ**  
**РАСЧЕТ ПРИВОДОВ ПОДАЧ И НАПРАВЛЯЮЩИХ**

Методическое пособие  
к практическим занятиям  
для студентов машиностроительных специальностей

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *Н. А. Школьниковой*

Подписано в печать 13.06.2013. Формат 60×84 1/16. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 5,64. Уч.-изд. л. 4,41. Тираж 200. Заказ 1386.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.