

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«УЛЬЯНОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**А.В. Шестернинов**

**ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА  
ЭЛЕМЕНТОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Учебное пособие

Ульяновск

УлГТУ

2018

УДК 621.9.06 (075.8)  
ББК 34.63-5я (075.8)  
Ш 51

Рецензенты:

доктор техн. наук, профессор кафедры «Авиационная техника» УИГА им. Главного маршала авиации Б.П.Бугаева, Антонец И.В.;

канд. техн. наук, генеральный директор ООО «МИКРО» Игонин Г.А.

*Утверждено редакционно-издательским советом университета  
в качестве учебного пособия*

**Шестернинов, Александр Владимирович**

Ш 51 Основы конструирования и расчета элементов технологического оборудования: учебное пособие / А.В. Шестернинов. – Ульяновск: УлГТУ, 2018. – с

ISBN

Учебное пособие предназначено для бакалавров и магистров, обучающихся по направлению «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», выполняющих практические занятия по курсу «Основы конструирования элементов технологического оборудования», а также курсовые проекты по дисциплинам «Металлорежущие станки» и «Методология проектирования технологического оборудования механических систем».

В нем изложены теоретические, справочные и руководящие материалы необходимые для разработки или модернизации шпиндельных узлов и направляющих станков; описаны их разновидности и конструктивные особенности, даны рекомендации по улучшению технических показателей, рассмотрены вопросы необходимых регулировок. На конкретных численных примерах изложены методики выполнения конструкторских расчетов при проектировании вышеуказанных элементов станков.

Работа подготовлена на кафедре «Металлорежущие станки и инструменты».

**УДК 621.9.06 (075.8)  
ББК 34.63-5я (075.8)**

© Шестернинов А.В., 2018

ISBN©Оформление. УлГТУ, 2018

**ОГЛАВЛЕНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ .....	
1. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТАНКОВ .....	
1.1. Основные сведения .....	
1.2. Конструктивные формы и размеры направляющих .....	

смешанного трения .....	
1.3. Основы расчета направляющих смешанного трения .....	
1.4. Методика расчета направляющих смешанного трения на износостойкость .....	
1.5. Контрольные вопросы .....	
<b>2. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 1. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ .....</b>	
2.1. Общие сведения и указания .....	
2.2. Пример расчета направляющих .....	
2.3. Контрольные вопросы .....	
<b>3. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 2. ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА НАПРАВЛЯЮЩИХ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ СТАНКА .....</b>	
3.1. Общие сведения .....	
3.2. Влияние износа направляющих на точность обработки .....	
3.3. Примеры определения погрешностей обработки заготовок обусловленных износом направляющих .....	
3.4. Контрольные вопросы .....	
<b>4. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 3. РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ НА ЖЕСТКОСТЬ .....</b>	
4.1. Общие сведения .....	
4.2. Контактная жесткость стыков .....	
4.3. Влияние упругих деформаций в направляющих на точность обработки .....	
4.4. Примеры расчета направляющих на жесткость .....	
4.5. Контрольные вопросы .....	
<b>5. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛАХ СТАНКОВ .....</b>	
5.1. Назначение шпиндельных узлов и предъявляемые к ним требования .....	
5.2. Подшипники качения для опор шпинделей .....	
5.3. Конструкции шпиндельных узлов и их элементов .....	
5.4. Выбор и регулирование величины зазора-натяга в подшипниках .....	
5.5. Примеры описания конструкций шпиндельных узлов .....	
5.6. Контрольные вопросы .....	
<b>6. РАСЧЕТЫ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПРИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИИ .....</b>	
6.1. Расчет шпиндельных узлов на жесткость .....	
6.2. Расчет точности шпиндельного узла .....	
<b>7. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ НА ЖЕСТКОСТЬ .....</b>	
7.1. Общие сведения .....	
7.2. Пример проектирования и расчета шпиндельного узла на жесткость .....	
7.3. Контрольные вопросы .....	
<b>8. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 5. ВЛИЯНИЕ ПРИВОДНОГО ЭЛЕМЕНТА НА УПРУГУЮ ДЕФОРМАЦИЮ ШПИНДЕЛЯ .....</b>	
8.1. Общие сведения .....	
8.2. Пример расчета смещений переднего конца шпинделя .....	
8.3. Контрольные вопросы .....	
<b>9. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ № 6. РАСЧЕТ ТОЧНОСТИ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА .....</b>	
9.1. Общие сведения .....	

9.2. Пример расчета точности вращения шпиндельного узла токарного станка .....	
9.3. Контрольные вопросы .....	
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ А. Примеры конструкций опор шпиндельных узлов .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. Конструктивное оформление и размеры передних концов шпинделей .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ В. Шпиндельные узлы токарных станков .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ Г. Шпиндельные узлы фрезерных станков .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ Д. Шпиндельные узлы шлифовальных станков .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ Е. Шпиндельные узлы станков с ЧПУ .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж. Шпиндельные узлы разных станков .....	
ПРИЛОЖЕНИЕ И. Размеры и радиальная жесткость шпиндельных подшипников .....	
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	

## ВВЕДЕНИЕ

В рамках направления «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств» конструирование металлорежущих станков, с разной глубиной проработки и обоснования технических решений, охватывается тремя последовательно изучаемыми дисциплинами: «Металлорежущие станки», «Основы конструирования элементов технологического оборудования», «Методология проектирования технологического оборудования механических систем».

По дисциплине «Металлорежущие станки» выполняется курсовой проект, направленный на разработку быстроходного привода главного движения универсального станка оснащенного современным регулируемым электродвигателем. Конечным звеном такого привода является шпиндельный узел, который студенты, как правило, заимствуют из

базового станка без особых изменений. При этом возникают трудности с пониманием технических решений, положенных в основу конструкции этого весьма сложного и ответственного устройства. Сведения изложенные в пособии помогут студентам разобраться с конструктивными особенностями базового узла, приобрести начальные знания в области его проектирования, осознанно и грамотно составить техническое описание.

При изучении дисциплины «Основы конструирования элементов технологического оборудования» 80 % учебной нагрузки отводится практически занятиям, направленным на приобретение практических навыков проектирования и выполнения конструкторских расчетов при разработке или модернизации основных элементов станка. В пособии, на основе рассмотрения реальных численных примеров, приводятся методики проектирования направляющих станков и шпиндельных узлов, исходя из требуемых показателей износостойкости, жесткости, точности. Для решения практических задач в пособии разработаны варианты заданий охватывающие станки разных типоразмеров с различными исходными данными для проектирования.

При выполнении курсового проекта по дисциплине «Методология проектирования технологического оборудования механических систем» один из его ключевых разделов обычно посвящается разработке скоростного шпиндельного узла для станка с ЧПУ, превосходящего по своим техническим характеристикам существующие аналоги. В этом случае успешное проектирование может состояться только на основе глубокого понимания принципов работы шпиндельных узлов, знания конструктивных особенностей и областей применения шпиндельных подшипников, умения выполнять проектные расчеты повышенной сложности и разной направленности. В пособии содержится значительный объем теоретических, справочных и руководящих материалов, которые помогут магистрантам справиться с решением вышеперечисленных задач при проектировании шпиндельного узла.

Кроме того, сведения изложенные в пособии, могут использоваться при выполнении выпускных бакалаврских работ и магистерских диссертаций связанных со станочной тематикой.

## **1. НАПРАВЛЯЮЩИЕ СТАНКОВ**

### **1.1. Основные сведения**

Направляющие станков должны обеспечивать правильность траектории движения подвижного узла станка, несущего инструмент или обрабатываемую заготовку.

К ним предъявляют следующие основные требования:

- 1) точность перемещения подвижного узла, определяемая геометрической точностью изготовления направляющих, жесткостью корпусных деталей и подвижных стыков;
- 2) эксплуатационная долговечность определяемая износостойкостью направляющих (пары трения) и выбором конструкции направляющих, обеспечивающих малое влияние их износа на точность обработки;
- 3) малая величина и постоянство сил трения на направляющих от которых зависит точность позиционирования подвижного узла, мощность двигателя и габариты элементов привода подач, усилия при ручных перемещениях;
- 4) жесткость направляющих, характеризуемая упругими деформациями в подвижных

стыках под действием внешних сил;

5) высокие демпфирующие свойства.

В станках применяются направляющие скольжения, качения и комбинированные. По характеру трения направляющие скольжения делятся на три вида:

- направляющие смешанного трения (полужидкостного трения);
- направляющие жидкостного трения;
- аэростатические направляющие.

Наибольшее распространение в станках (более 85% станочного парка) получили направляющие смешанного трения. Смешанное трение возникает на смазанных маслом направляющих станков; при этом суммируется сила от сухого взаимодействия микронеровностей контактирующих поверхностей деталей и сила вязкого сопротивления смазки, не разделяющая полностью эти поверхности. Если смазка в виде очень тонкой пленки разделяет поверхности полностью, то трение становится жидкостным.

**Направляющие смешанного трения** характеризуются высоким и непостоянным по величине трением. Сила трения при страгивании подвижного узла из положения покоя существенно отличается от силы трения движения, которая, в свою очередь, сильно зависит от скорости скольжения. Например, для трущейся пары чугуна-чугун сила трения покоя может превосходить силу трения движения в 4 ... 5 раз. Это приводит к скачкообразному движению узлов при малых скоростях, что крайне нежелательно.

Значительное трение в направляющих смешанного трения вызывает износ и снижение долговечности направляющих этого типа. Главные достоинства направляющих смешанного трения – высокая контактная жесткость и хорошие демпфирующие свойства. Кроме того, эти направляющие обеспечивают надежную фиксацию подвижного узла станка после его перемещения в заданную позицию.

Материал направляющих в значительной мере определяет их износостойкость. Направляющие неподвижной базовой детали, имеющие большую длину чем длина подвижного узла должны быть более твердыми и износостойкими. Этим обеспечивается длительное сохранение точности, так как короткая деталь изнашивается достаточно равномерно. Наиболее распространенным материалом для направляющих подвижного узла (столов, салазок и т.п.) выполненных как одно целое с корпусом является серый чугун марки С415, а для ответных направляющих отлитых заодно с телом неподвижной детали (станины, стойки и т.п.) чугун марки С421, реже С432 или С436.

Для повышения износостойкости направляющих в настоящее время разработано большое количество различных методов и средств. Это достигается термической обработкой, напылением износостойких материалов, использованием стальных накладных направляющих, цветных сплавов, наполненного фторопласта, подбором смазочных материалов, совершенствованием защитных устройств и т.п. [ 1, 2, 3].

## **1.2. Конструктивные формы и размеры направляющих смешанного трения**

**Формы сечений направляющих** прямолинейного движения в станках следующие: прямоугольные (плоские), треугольные (призматические), трапециевидные (ласточкин хвост) (рис.1.1). Каждую из этих форм можно применять в виде охватывающих и охватываемых направляющих. Кроме того, часто комбинируют сочетание направляющих разной формы, когда одна из направляющих выполнена прямоугольной, другая треугольной.

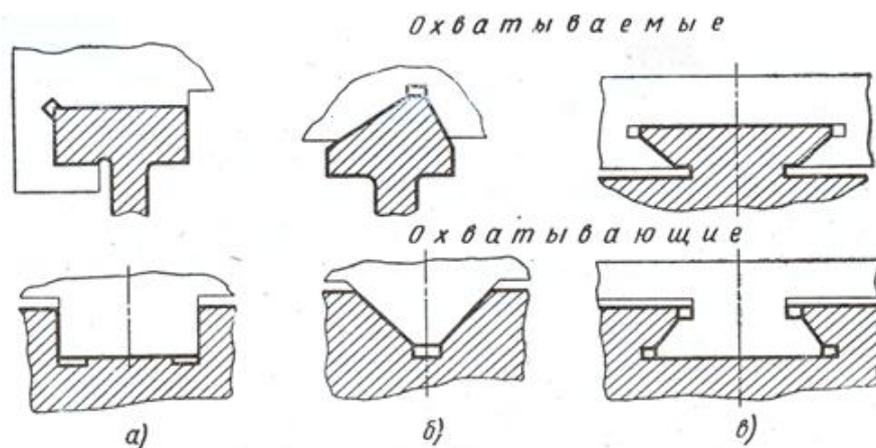


Рис.1.1. Основные формы направляющих :

*а* – прямоугольные; *б* – треугольные; *в* – трапециевидные

Прямоугольные направляющие отличаются технологичностью изготовления и простотой контроля геометрической точности. В охватываемом варианте исполнения эти направляющие, как и все другие формы, плохо удерживают смазку, а в охватывающем варианте хорошо удерживают смазку, но нуждаются в надежной защите от загрязнений.

Треугольные направляющие обеспечивают автоматическое центрирование подвижного узла под действием собственного веса. Однако угловое расположение рабочих граней треугольных направляющих усложняет их изготовление и контроль.

Трапециевидные направляющие отличаются компактностью конструкции, но сложны в изготовлении и контроле. Устройства для регулирования зазора относительно просты, но не обеспечивают высокой точности сопряжений.

**Сечения направляющих смешанного трения** нормализованы (нормаль станкостроения Н20-1). В качестве основного размера принята **высота  $H$**  (рис.1.2). Конструктивные соотношения размеров сечений даны в табл.1.1.

**Длину подвижного узла  $L$**  обычно принимают [ 1 ]

$$L = (1,5 \div 2) B, (1.1)$$

где  $B$  – габаритная ширина направляющих, определяемая расстоянием между центрами сечений передней и задней направляющей.

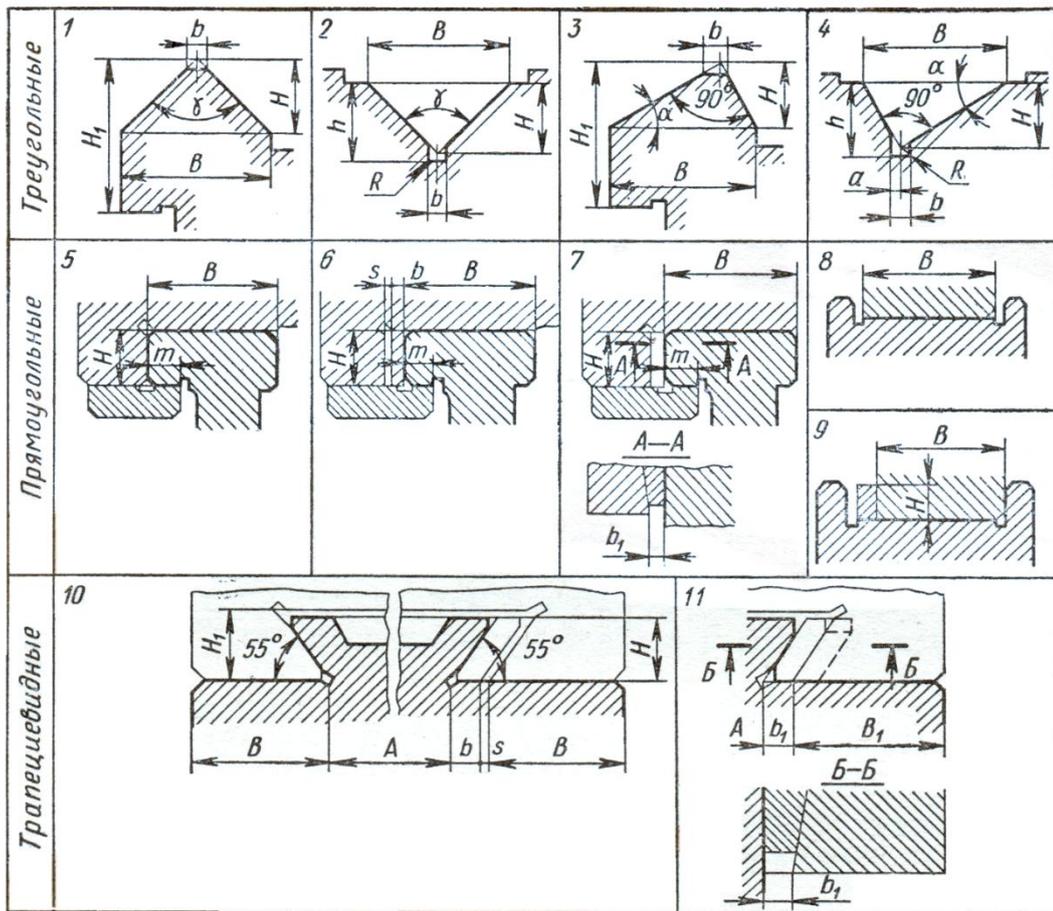


Рис.1.2. Конструктивные параметры направляющих (значения см. в табл.1.1) :  
 1,2 – симметричные; 3,4 – несимметричные; 5,8 – без регулировки зазора; 6,9,10 – с  
 регулировочной планкой; 7,11 – с клином

Таблица 1.1

Размеры сечений направляющих в мм  
 (обозначения размеров см. на рис.1.2)

Тип направляющих	$H$	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50	60	80	100
Треугольные симметричные и несимметричные	$H_1$	$\approx 2H$			$(2,2 - 2,3)H$			$(2,5 - 2,7)H$				-	-	
	$b$	$\approx 0,2H$												
	$h$	$H + 1$						$H + 2$		$H + 3$		$H + 4$		
	$R$	0,3		0,5		1		1,5		2	3		4	
Прямоугольные	$B$	-	$(1,5 - 1,7)H$			$\approx 2H$		$\approx 2,5H$		$(3 - 3,2)H$			$\approx 4H$	
	$m$	$\approx 0,4H$						$\approx 0,5H$		$\approx 0,6H$				
	$b$	-	$\approx 0,3H$						$\approx 0,25H$					
	$b_1$	-	$\approx 0,3H$		$\approx 0,25H$		$\approx 0,25H$		$\approx 0,2H$		$\approx 0,15H$			
	$S$	-	0,5						1					

Для токарных станков наиболее распространена комбинированная схема с треугольной передней со стороны рабочего и плоской задней направляющими (рис.1.3, а). Реже применяют конструкции с прямоугольными гранями (рис.1.3, б) и двумя треугольными гранями (рис.1.3, в).

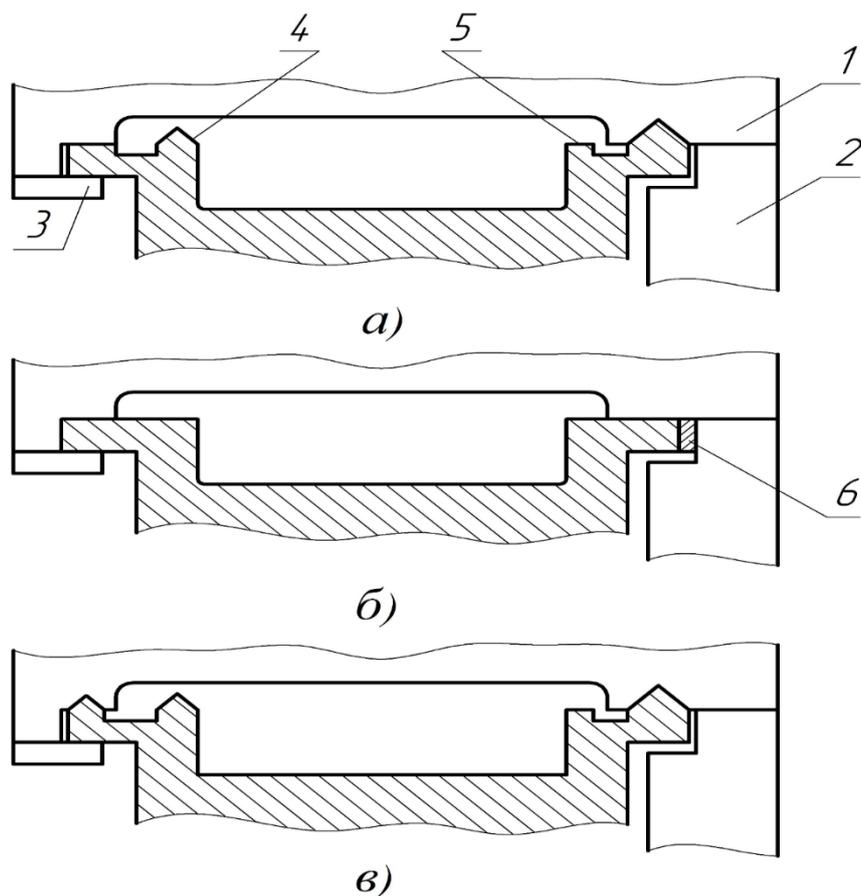


Рис.1.3. Направляющие смешанного трения токарных станков :  
*а* – комбинированные, *б* – прямоугольные, *в* – треугольные; 1- салазки;  
 2 – фартук; 3 – прижимная планка; 4,5 – направляющие задней бабки;  
 6 – клин

#### Устройства для регулирования направляющих

Важным условием нормальной работы направляющих скольжения является наличие между их сопряженными поверхностями зазоров определенной величины. Для осуществления требуемых зазоров в процессе эксплуатации станка применяют прижимные и регулировочные планки, а также клинья [ 2 ].

**Прижимные планки** (рис.1.4) замыкают направляющие в вертикальном направлении и обеспечивают в них заданные зазоры. Величину зазора по размеру *H* обеспечивают методом пригонки (обычно подшлифовкой) базовой поверхности 1 планки (рис.1.4, *а*) при сборке станка. В незамкнутых направляющих, например передние направляющие токарных станков традиционной компоновки, надежный контакт в сопрягаемых поверхностях обеспечивается силами резания и весом узла (см.рис.1.3). Поэтому прижимные планки в таких случаях обычно не применяют или устанавливают с большим зазором (0,2 ... 0,5 мм), чтобы предохранить перемещаемый узел от недопустимого смещения при действии аварийных нагрузок.

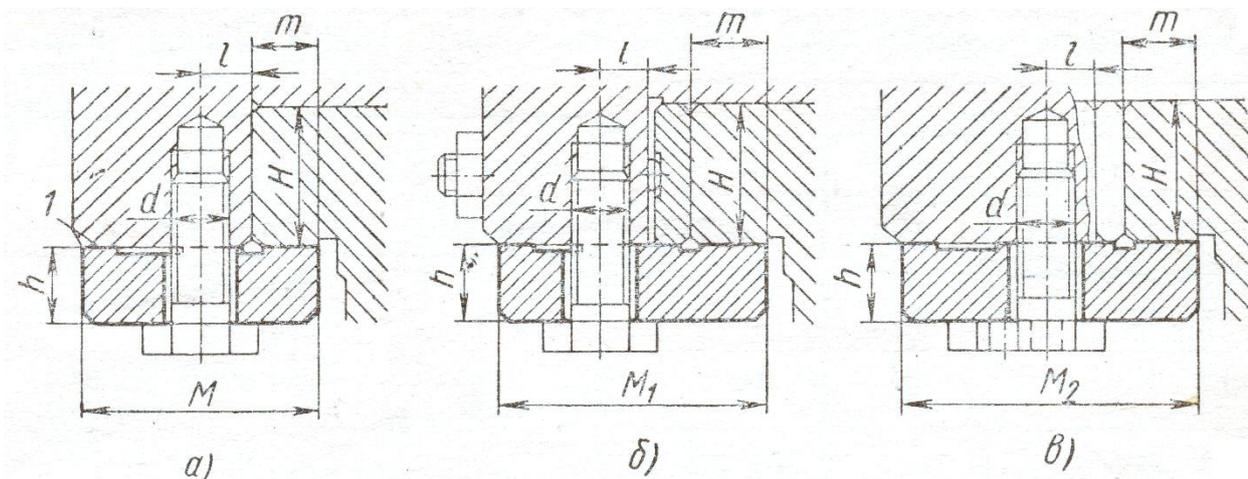


Рис.1.4. Прижимные планки для направляющих станков :  
 а – устанавливаемых без регулировочных планок и клиньев;  
 б – устанавливаемые вместе с регулировочными планками;  
 в – устанавливаемые вместе с клиньями

Регулировочные планки шириной  $b$  на рис.1.5 служат для регулирования зазора в боковых плоскостях прямоугольных и трапециевидных направляющих. Регулирование производят винтами, а для фиксации планок в продольном направлении иногда применяют цилиндрические штифты.

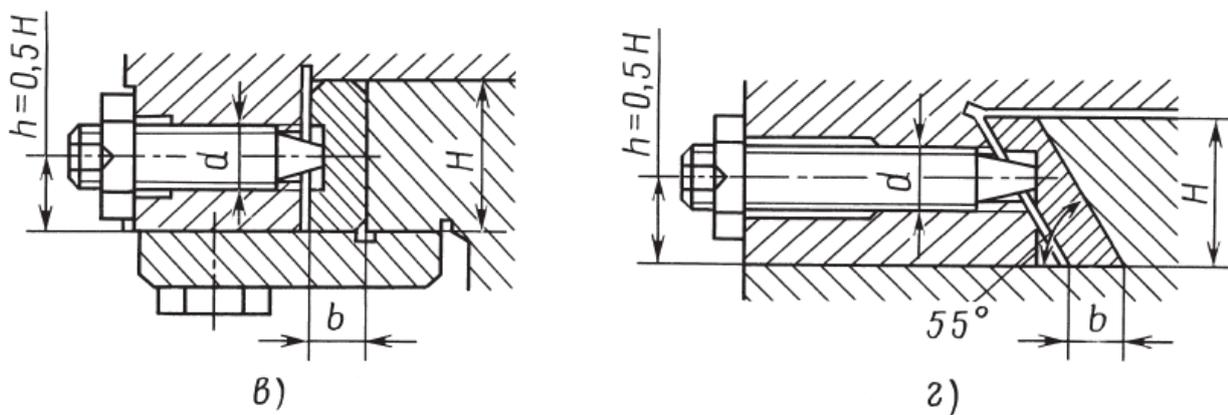


Рис.1.5. Регулировочные планки :  
 а – для прямоугольных направляющих ; б – для трапециевидных направляющих

**Клинья** (рис.1.6) применяют для той же цели, что и регулировочные планки, но в более ответственных случаях: при действии больших усилий, необходимости тонкого регулирования, повышенных требованиях к жесткости, стесненных габаритах. Клинья обычно имеют уклон в пределах от 1:40 до 1:100. Зазоры регулируют продольным перемещением клина при помощи винтов или гаек.

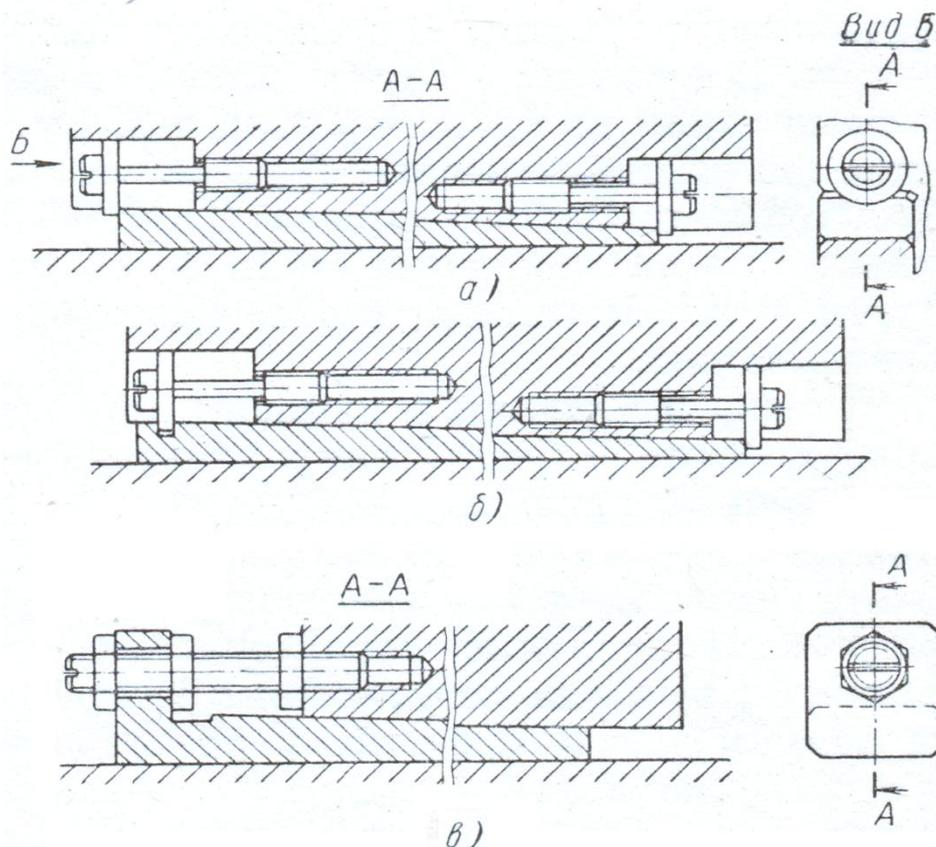


Рис.1.6. Клинья для регулирования зазоров в направляющих станков :  
*a* – перемещаемые двумя винтами, для прямоугольных направляющих;  
*б* – с пазом, перемещаемые одним винтом, для прямоугольных и трапецевидных направляющих (винт стопорится правым винтом); *в* - с цельным ухом, перемещаемые с помощью шпильки и гаек, для прямоугольных направляющих

### 1.3. Основы расчета направляющих смешанного трения

Строгий и надежный способ расчета направляющих был разработан впервые в СССР доктором технических наук Д.Н. Решетовым (Москва, ЭНИМС, 1942 г.) и достаточно полно изложен в работе [ 4 ]. Этот способ с тех пор не претерпел существенных изменений и используется в настоящее время.

Расчет направляющих смешанного трения сводится к определению их размеров, удовлетворяющих критериям износостойкости и жесткости.

Для обеспечения износостойкости размеры направляющих должны быть такими, чтобы **максимальные давления** на их рабочих гранях были ниже допустимых.

Для обеспечения жесткости их размеры должны ограничивать **упругие перемещения** в подвижных стыках.

#### Расчет направляющих на износостойкость

**Износостойкость** является основным критерием работоспособности направляющих. Износ направляющих, помимо давления, определяет еще целый ряд факторов: материалы трущихся пар, тип смазки, защита от загрязнений, скорость перемещения подвижного узла и другие.

В самом упрощенном виде суть расчета на износостойкость можно пояснить на примере ползуна 1 нагруженного по **центру** силой  $F$  (рис.1.7) и перемещаемого по направляющей 2 со скоростью  $V$ . Давление при таком нагружении ползуна распределяется равномерно по всей площади его основания.

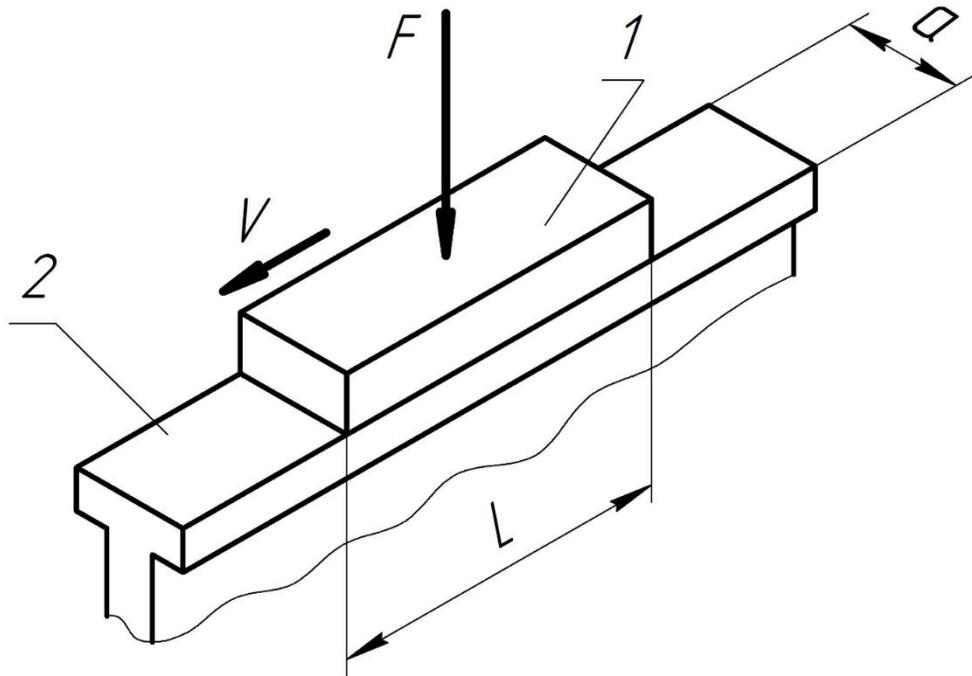


Рис. 1.7. Схема поясняющая суть расчёта направляющих на износостойкость

Очевидно, что чем меньше давление  $P$  в подвижном стыке, тем меньше будет износ направляющих, т.е. при

$$P = \frac{F}{S} = \min, (1.2)$$

где  $F$  – сила приложенная по центру ползуна,  $S = a \cdot L$  – площадь основания ползуна.

Практикой станкостроения [ 1 ... 5 ] определены величины **допустимых средних** и **максимальных** давлений на направляющих различных станков в зависимости от скорости подачи подвижного узла (табл.1.2).

Меньшие значения давления, из приведенных в табл. 1.2 величин, принимаются при бóльших скоростях подачи.

Исходя из величины допустимого среднего давления  $[P_{cp}]$  и располагая силой  $F$  можно определить искомую площадь основания ползуна

$$S = \frac{F}{[P_{cp}]} (1.3)$$

или задавшись площадью (используя чертежи станка-прототипа и рекомендации в табл.1.1) определить расчетную величину  $P$  по формуле 1.2 обеспечив условие

$$P < [P_{cp}]. (1.4)$$

Таблица 1.2

Допустимые величины давления в направляющих смешанного трения для пары чугун-чугун

Типы станков	Средние давления $[P_{cp}]$ , даН/см <sup>2</sup>	Максимальные давления $[P_{max}]$ , даН/см <sup>2</sup>

Универсальные, средних размеров	1,5 ... 4,0	10 ... 30
Тяжелые	2,0 ... 6,0	4,0 ... 14
Прецизионные	2,0 ... 5,0	4,0 ... 10

### Формы эпюр давления в направляющих станков

Рассмотренный выше пример справедлив лишь только для редкого случая, когда нагружающая сила приложена по центру подвижного узла и давление равномерно распределено как по ширине, так и длине направляющей. На практике нагружающая сила  $F$  по длине ползуна обычно приложена с большим или меньшим смещением от его центра. Это, естественно, нарушает равномерность распределения давления и обуславливает возникновение максимальных давлений которые в основном и определяют износ. При этом предполагают, что по ширине направляющей давление распределяется равномерно, а по длине изменяется **по линейному закону**.

Для расчета направляющих смешанного трения на износостойкость необходимо в первую очередь знать законы линейного распределения давления на их гранях, однозначно определяющих формы эпюр давления.

**Форма эпюры давления** на направляющей (рис.1.8) зависит от соотношения

$$\frac{X}{L}, (1.5)$$

где  $X$  – величина смещения точки приложения реактивной силы  $R$  от центра направляющей;  $L$  – длина направляющей.

Как известно, реакция  $R$  совпадает по величине и месту приложения с нагружающей силой, но направлена в противоположную сторону.

Всего возможны четыре формы распределения давления по длине направляющей [ 4 ]:

– трапециевидная (рис.1.8, а), наиболее распространена и имеет место быть при соблюдении неравенства

$$0 < \frac{X}{L} < \frac{1}{6} \quad \text{или} \quad 0 < \frac{X}{L} < 0,167; \quad (1.6)$$

– прямоугольная (рис1.8, б), встречается редко, реакция  $R$  приложена по центру направляющей,  $X = 0$  и соответственно

$$\frac{X}{L} = 0; \quad (1.7)$$

– треугольная на всей длине направляющей (рис.1.8, в), возможна при соблюдении

$$\frac{X}{L} = \frac{1}{6} \quad \text{или} \quad \frac{X}{L} = 0,167; \quad (1.8)$$

– треугольная на части длины направляющей (рис.1.8, г), определяется неравенством

$$\frac{X}{L} > \frac{1}{6} \quad \text{или} \quad \frac{X}{L} > 0,167; \quad (1.9)$$

Формы эпюр позволят определить нужные зависимости для вычисления предельных величин давления на гранях направляющих (см.ниже).

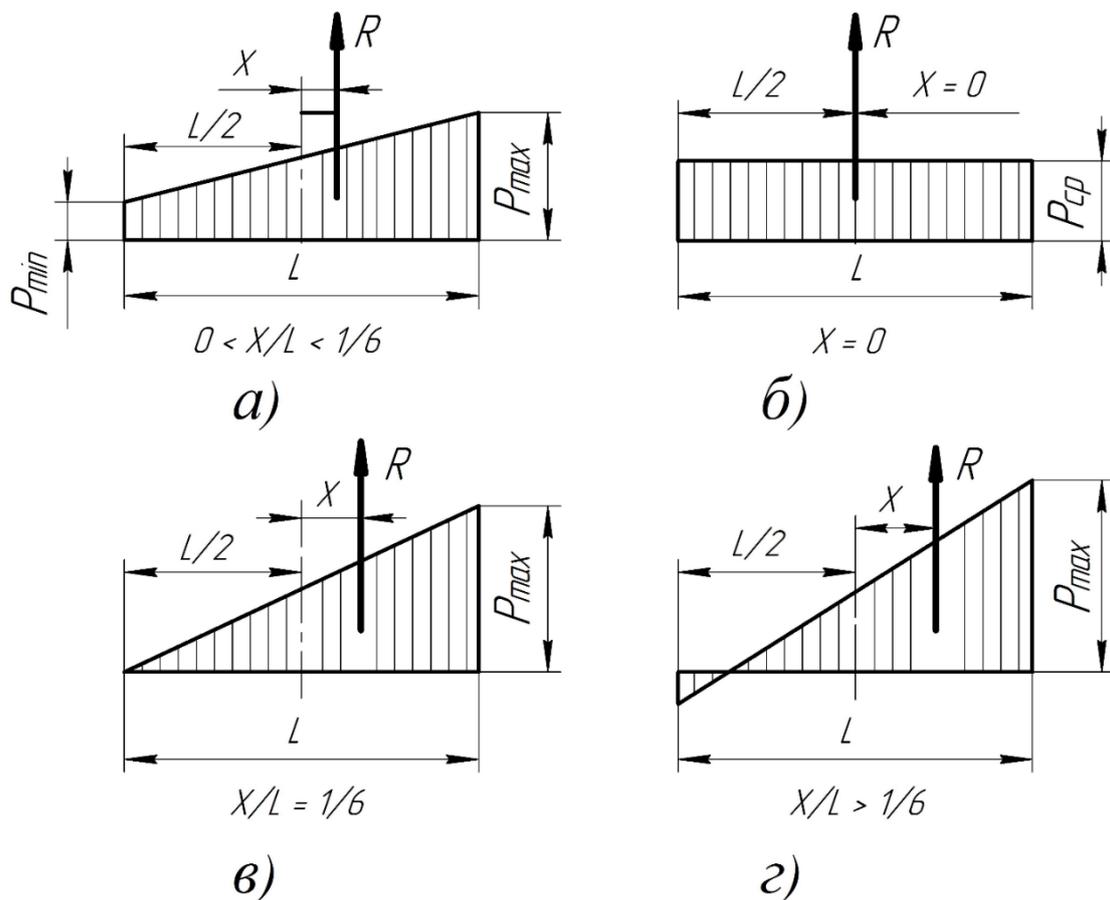


Рис.1.8. Формы эпюр давления на направляющих :  
*а* – трапецевидная; *б* – прямоугольная; *в* – треугольная полная;  
*г* – треугольная неполная.

### Расчет направляющих на жесткость

Расчет на жесткость заключается в определении контактных деформаций их рабочих граней в предположении, что они пропорциональны давлениям  $P$  на этих гранях [ 4 ]:

$$U=k \cdot P, \quad (1.10)$$

где  $k$  – коэффициент контактной податливости, который устанавливают экспериментально или ориентировочно принимают  $k = 1 \dots 5$  мкм·см<sup>2</sup>/даН.

Контактные деформации приводят к точке приложения сил резания и учитывают по тому направлению, которое влияет на точность обработки.

### 1.4. Методика расчета направляющих смешанного трения на износостойкость

Расчетную схему целесообразно выполнять в трех проекциях (рис.1.9, 1.10). На ней изображается подвижный узел перемещаемый по направляющим выбранной формы, в данном случае прямоугольным.

На схему наносят и обозначают:

- ширину передней (*с*), задней (*а*) и боковой (*в*) направляющих;
- габаритную ширину направляющих  $B$ , определяемую расстоянием между серединами граней (*а*) и (*с*);
- начало координат  $0$ , которое выбирается так, чтобы ось  $Z$  проходила через центр

одной из граней и делила пополам длину узла  $L$ ;

– высоту центров станка  $H=Z_p$ ;

– составляющие силы резания  $P_z, P_x, P_y$  с координатами  $X_p, Y_p, Z_p = H$ ;

– силу тяжести подвижного узла  $G$  с координатами  $X_G, Y_G$ ;

– реакции на рабочих гранях направляющих  $R_a, R_b, R_c$  с координатами  $X_a, X_b, X_c$ ;

– тяговую силу  $Q$  с координатами  $Z_Q, Y_Q$ ;

– силы трения в направляющих  $T_a=f \cdot R_a, T_b = f \cdot R_b, T_c = f \cdot R_c$ , где  $f$  – коэффициент трения.

### Уравнения равновесия подвижного узла и определение реакций $R_a, R_b, R_c$

На первом этапе расчета с помощью схемы определяются искомые реакции  $R_a, R_b, R_c$  действующие на рабочих гранях направляющих и тяговая сила  $Q$ . Для этого составляются шесть уравнений равновесия

$$\begin{aligned} \sum X = 0 \quad \sum M_x = 0 \\ \sum Y = 0 \quad \sum M_y = 0 \\ \sum Z = 0 \quad \sum M_z = 0 \end{aligned}$$

из которых в левом столбце – суммы проекций всех сил на соответствующие оси координат, а в правом – суммы моментов этих сил относительно осей координат.

Для рассматриваемого примера:

$$\sum X = 0; Q - P_x - f \cdot R_a - f \cdot R_b - f \cdot R_c = 0$$

$$\sum Y = 0; R_b - P_y = 0;$$

$$\sum Z = 0; R_a + R_c - P_z - G = 0;$$

(1.11)

$$\sum M_x = 0; P_y \cdot H - P_z \cdot Y_p - G \cdot Y_G + R_a \cdot B = 0;$$

$$\sum M_y = 0; P_x \cdot H - P_z \cdot X_p + R_c \cdot X_c + R_a \cdot X_a - G \cdot X_G + Q \cdot Z_Q \approx 0;$$

$$\sum M_z = 0; P_x \cdot Y_p - P_y \cdot X_p + Q \cdot Y_Q + R_b \cdot X_b + f \cdot R_b \cdot (B + \frac{a}{2}) + f \cdot R_a \cdot B = 0.$$

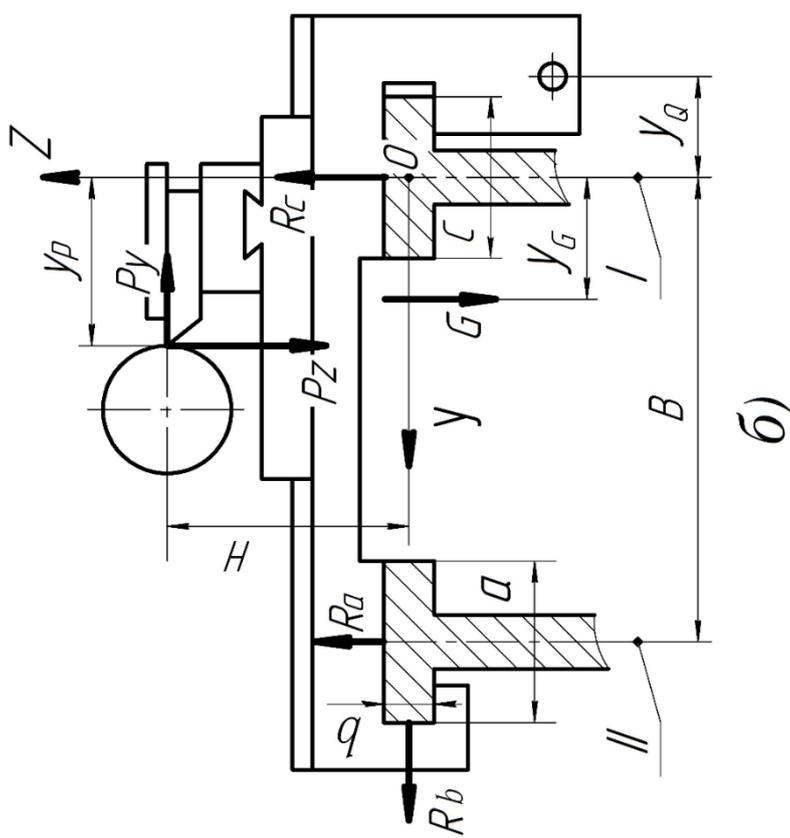


Рис.1.9.  
Расчетная  
схема

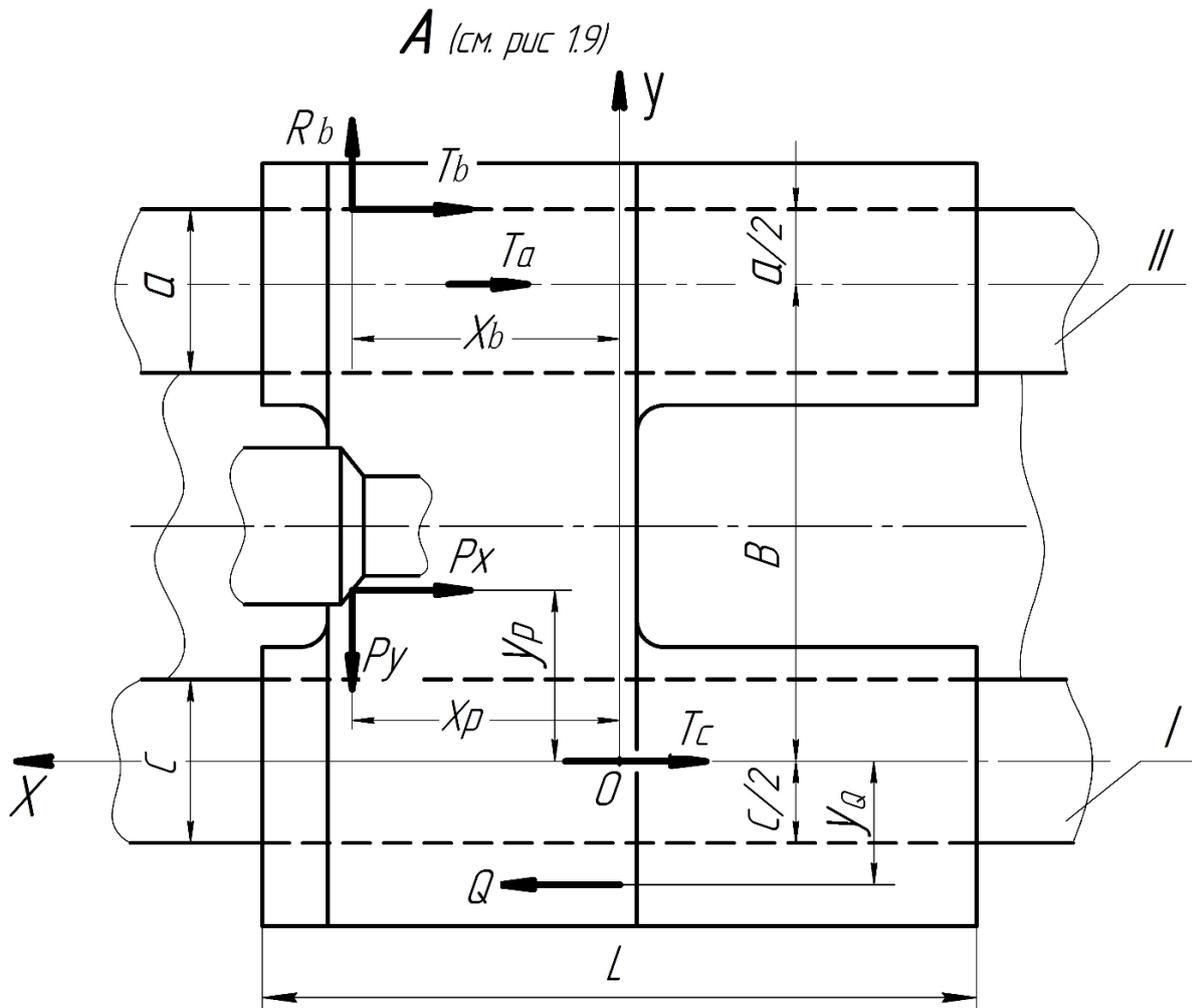


Рис. 1.10. Расчетная схема направляющих токарного станка – вид сверху

В системе уравнений (1.11) семь неизвестных  $R_a$ ,  $R_b$ ,  $R_c$ ,  $X_a$ ,  $X_b$ ,  $X_c$ ,  $Q$ . Однако первые четыре уравнения дают возможность определить реакции и тяговую силу:

$$\begin{aligned}
 R_b &= P_y; \\
 R_a &= (G \cdot Y_G - P_y \cdot H + P_z \cdot Y_p) \cdot 1/B; \\
 R_c &= P_z + G - R_a = P_z + G - (G \cdot Y_G - P_y \cdot H + P_z \cdot Y_p) \cdot 1/B; \\
 Q &= P_x + f(R_a + R_b + R_c) = P_x + f(P_y + P_z + G).
 \end{aligned}
 \tag{1.12}$$

### Определение ширины граней направляющих по средним давлениям

Как следует из вышесказанного в п.1.3 классический расчет направляющих смешанного трения на износостойкость выполняют в два этапа. Сначала выполняют приближенный (проектный) расчет по средним давлениям, а затем проверочный расчет по максимальным давлениям.

На начальном этапе проектирования, ориентируясь на станок-аналог, можно задаться длиной подвижного узла  $L$ . Тогда, при известной длине  $L$ , найденных  $R_a$ ,  $R_b$ ,  $R_c$  и допустимой величине среднего давления  $[P_{cp}]$  приведенного в табл.1.2, можно приближенно на основе формул (1.2, 1.3) определить ширину боковой грани задней направляющей

$$b = \frac{R_b}{L \cdot [P_{cp}]}.
 \tag{1.13}$$

В зависимости от ее ширины и известном типе направляющих (прямоугольные) можно с

помощью рис.1.2 и табл.1.1 определить ширину задней направляющей [2]

$$a \approx (1,5 \dots 1,7) \cdot b. \quad (1.14)$$

На рисунке и в таблице грань ( $b$ ) обозначена буквой  $H$ , а грань ( $a$ ) – буквой  $B$ .

Очевидно (см.рис.1.9,  $b$ ), что передняя направляющая ( $c$ ) воспринимает наибольшую долю нагрузки, приложенной к подвижному узлу. Поэтому эта направляющая в токарных станках имеет бóльшую ширину чем задняя ( $a$ ) и ее целесообразно определять по формуле

$$C = \frac{R_c}{L \cdot [P_{cp}]}. \quad (1.15)$$

С другой стороны, как уже отмечалось выше, задавшись шириной и длиной направляющей из конструктивных соображений можно по формуле (1.2) определить расчетную величину среднего давления и сравнить ее с допустимым значением  $[P_{cp}]$ . При выполнении неравенства  $P < [P_{cp}]$  принятые размеры направляющей можно считать вполне приемлемыми и на этой основе выполнить проверочный расчет по максимальным давлениям.

### Определение координат $X_a, X_b, X_c$

Эти координаты (см.рис.1.9, 1.10), в первую очередь, необходимы для вычисления максимальных давлений  $P_{max}$  на направляющих. Также они нужны и для определения минимальных давлений  $P_{min}$ . Для определения координат  $X_a, X_b, X_c$  используются два последних уравнения системы (1.11) и дополнительное уравнение перемещений, являющегося результатом упругого деформирования поверхностей рабочих граней. Это уравнение следует из предположения, что момент всех внешних сил относительно оси  $Y$

$$M'_y = P_x \cdot H - P_z \cdot X_p - G \cdot X_G + Q \cdot Z_Q.$$

уравновешиваются моментом реакций направляющих относительно той же оси

$$M'_y = R_c \cdot X_c - R_a \cdot X_a.$$

При этом считается, что реактивные моменты распределяются между передней  $I$  и задней  $II$  направляющими пропорционально их упругим деформациям, которые сами пропорциональны их ширине.

$$\frac{M'_{yI}}{M'_{yII}} = \frac{c}{a}.$$

Следовательно уравнение перемещений имеет вид

$$\frac{R_c \cdot X_c}{R_a \cdot X_a} = \frac{c}{a}. \quad (1.16)$$

По существу это уравнение позволяет установить распределение момента внешних сил между передней и задней направляющими и определить координаты  $X_a, X_b, X_c$ .

Координата  $X_a$  определяется из пятого уравнения системы (1.11) и уравнения перемещений. Из уравнения (1.16) имеем

$$R_c \cdot X_c = \frac{R_a \cdot X_a \cdot c}{a}.$$

Подставляя  $R_c \cdot X_c$  в пятое уравнение системы получим

$$R_a \cdot X_a \left( \frac{c}{a} + 1 \right) = P_z \cdot X_p - P_x \cdot H + G \cdot X_G - Q \cdot Z_Q,$$

откуда

$$X_a = (P_z \cdot X_p - P_x \cdot H + G \cdot X_G - Q \cdot Z_Q) / \left( \frac{c}{a} + 1 \right) \cdot R_a. \quad (1.17)$$

При известной величине  $X_a$  координата  $X_c$  легко вычисляется из уравнения перемещений:

$$X_c = \frac{R_a \cdot X_a \cdot c}{R_c \cdot a}. \quad (1.18)$$

Координата  $X_b$  определяется из шестого уравнения системы (1.11)

$$X_b = [(P_y \cdot X_p - P_x \cdot Y_p - Q \cdot Y_Q - f \cdot R_b \cdot (B + \frac{a}{2}) - f \cdot R_a \cdot B)]:R_b. \quad (1.19)$$

Если передняя направляющая станины имеет треугольную форму (см.рис.1.3, а) то в уравнении (1.16) ее заменяют плоской призматической направляющей с приведенной шириной [ 2 ]

$$c' = b \cdot \cos^2 \beta + d \cdot \cos^2 \alpha, \quad (1.20)$$

где  $b, d$  – размеры рабочих граней треугольной направляющей (рис.1.11);  $\alpha, \beta$  – углы наклона этих граней.

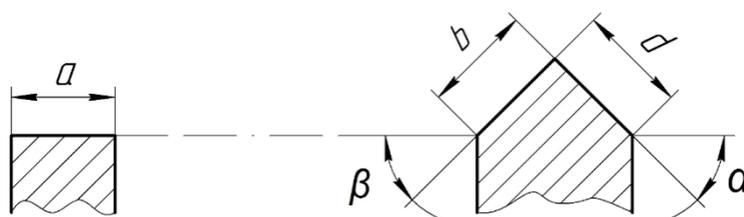


Рис.1.11. Схема к определению приведенной ширины треугольной направляющей

#### Определение максимальных давлений на направляющих

При трапецевидном и треугольном законе распределения давления на направляющих (см.рис.1.8,а, в) их максимальные значения определяют по зависимостям [ 4 ]:

$$P_{amax} = \frac{R_a}{a \cdot L} \cdot (1 + \frac{6X_a}{L}), P_{vmax} = \frac{R_b}{b \cdot L} \cdot (1 + \frac{6X_b}{L}),$$

$$P_{cmax} = \frac{R_c}{c \cdot L} \cdot (1 + \frac{6X_c}{L}). \quad (1.21)$$

Трапецевидная форма эпюры давления на направляющих наиболее распространена.

При прямоугольной форме эпюры (см.рис.1.8, в) реакция  $R$  приложена в середине длины направляющей и давление определяется по формуле (1.2). С точки зрения износа равномерное распределение давления является наилучшим вариантом, но на практике почти не встречающимся.

При неполной треугольной форме распределения давления вдоль направляющей (см.рис.1.8, з) максимальные давления следует определять по зависимостям [ 4 ]:

$$P_{amax} = \frac{R_a}{a \cdot L} \cdot \frac{2L}{1,5L - 3X_a},$$

$$P_{vmax} = \frac{R_b}{b \cdot L} \cdot \frac{2L}{1,5L - 3X_b}, \quad (1.22)$$

$$P_{cmax} = \frac{R_c}{c \cdot L} \cdot \frac{2L}{1,5L - 3X_c}.$$

В токарных станках этот случай характерен для задней направляющей ( $II$  или  $a$ ). Отрыву задней направляющей нижних салазок суппорта от станины в этом случае будет препятствовать прижимная планка (см.рис.1.4,а). При этом в пределах зазора возможно раскрытие основного стыка в задней направляющей, снижение точности обработки и

виброустойчивости.

Рассчитанные значения максимальных давлений на направляющих сравнивают с допустимыми (см.табл.1.2) и при соблюдении условия

$$P < [P_{max}] \quad (1.23)$$

считают найденные (или принятые) размеры направляющих вполне приемлемыми. В противном случае корректируют размеры и повторяют расчет.

### Определение минимальных давлений на направляющих

Определение величины  $P_{min}$  при уже известных  $P_{max}$  позволит построить в масштабе эпюры давления на направляющих и наметить мероприятия по их «оптимизации» с точки зрения износа.

При трапецевидном законе распределения давления (см.рис.1.8, а) их минимальные величины определяют по формуле [ 4 ]:

$$P_{amin} = P_{amax} \frac{6 \cdot X_a}{L} \cdot 2 \frac{R_a}{a \cdot L},$$

$$P_{вmin} = P_{вmax} - \frac{6 \cdot X_B}{L} \cdot 2 \frac{R_B}{B \cdot L}, \quad (1.24)$$

$$P_{сmin} = P_{сmax} - \frac{6 \cdot X_c}{L} \cdot 2 \frac{R_c}{c \cdot L}.$$

При неполной треугольной форме (см.рис.1.8, з) минимальные давления [ 4 ]:

$$P_{amin} = \frac{2R_a}{a} \left( \frac{1}{L} - \frac{1}{1,5L - 3X_a} \right),$$

$$P_{вmin} = \frac{2R_B}{B} \left( \frac{1}{L} - \frac{1}{1,5L - 3X_B} \right), \quad (1.25)$$

$$P_{сmin} = \frac{2R_c}{c} \left( \frac{1}{L} - \frac{1}{1,5L - 3X_c} \right).$$

### Оптимизация конструктивной формы направляющих по износу

Сохранение начальной точности станка является важнейшим критерием, определяющим выбор конструкции направляющих. Соотношение в износе граней направляющих (а) и (с), особенно для токарных станков, должно быть как можно меньше. В этом случае износ минимально влияет на геометрическую точность. Подход к решению этой задачи лучше всего показан в работе [ 2 ] и представляется в виде ряда положений.

1. Для станков нормальной и повышенной точности рекомендуются комбинированные направляющие – передняя треугольная с равными углами наклона граней  $\alpha = \beta = 45^\circ$  и задняя плоская (см.рис.1.11).

2. Для высокоточных станков – две треугольные направляющие с углами наклона граней  $45^\circ$  (см.рис.1.3, в). Эта форма приводит к наименьшей потере точности, однако трудоемкость изготовления таких направляющих значительно больше.

3. Наиболее благоприятное распределение износа между гранями направляющих и между отдельными направляющими достигается:

а) целесообразным выбором ширины граней; для комбинированных направляющих с  $\alpha = \beta = 45^\circ$  (см.рис.1.11) следует принимать  $b > d \geq a$ , в частности  $b = (1,2 \dots 1,4) d$  и  $a = (0,8 \dots 1,0) d$ ;

б) смещением оси шпинделя к задней направляющей, не ухудшая при этом удобства работы на станке; этим обеспечивается увеличение нагрузки на заднюю направляющую, исключается раскрытие стыка и возможность работы прижимной планки по крайней мере

при чистовых режимах;

в) смещением центра тяжести суппорта к оси центров станка в результате облегчения фартука (например, изготовления его из силумина) и утяжеления задней части салазок (например, путем установки конусной линейки) с целью уменьшения разницы в износе передней и задней направляющих.

4. Следует уменьшать величину отношения высоты центров  $H_k$  расстоянию между направляющими  $B$  и увеличивать длину салазок  $L$  (см. рис.1.9).

5. Следует по возможности располагать ось моста, связывающего направляющие, как можно ближе к поперечной оси симметрии салазок с целью обеспечения наиболее равномерного давления вдоль направляющих.

6. Желательно располагать ось ходового винта как можно ближе к зеркалу направляющих с целью минимизации координаты  $Z_Q$  (см.рис.1.9).

### 1.5. Контрольные вопросы

1. Привести назначение направляющих в станках и сформулировать основные требования к ним.

2. От каких факторов зависит эксплуатационная долговечность направляющих и какой из них является доминирующим?

3. Охарактеризовать направляющие смешанного трения, привести их достоинства и недостатки.

4. Из каких материалов выполняются направляющие смешанного трения?

5. Перечислить конструктивные формы сечений направляющих прямолинейного движения и дать их краткую характеристику.

6. Какие формы направляющих используются в суппортных группах токарных станков традиционной компоновки (для нижних продольных салазок, поперечных салазок и верхних продольных салазок) и чем обусловлен их выбор.

7. Какие факторы, помимо давления, влияют на износ направляющих?

8. Почему в универсальных токарных станках для нижних продольных салазок суппорта наиболее применима комбинированная схема направляющих?

9. Для чего и в каких случаях используются прижимные планки?

10. Для чего нужны регулировочные планки и в чем состоит их принципиальное отличие от прижимных планок?

11. Что представляют из себя клинья для регулирования зазоров, в каких случаях они применяются, и как с их помощью обеспечивается регулирование?

12. В чем заключается суть расчета направляющих смешанного трения?

13. Что является основным критерием работоспособности направляющих и какими факторами определяется их работоспособность?

14. В чем заключается суть расчета направляющих смешанного трения на износ? Пояснить при помощи схемы «ползун-направляющая».

15. Из каких соображений принято допущение о равномерном распределении давления по ширине направляющей? При каких условиях такое допущение будет некорректным.

16. От чего зависит форма эпюры давления на направляющей и какие формы наиболее часто встречаются на практике?

17. Для чего необходимо знание характера распределения давления на направляющих при их расчете на износостойкость?

18. Пояснить суть расчета направляющих смешанного трения на жесткость?

19. Изложить методику построения расчетной схемы направляющих для их расчета на износостойкость.

20. Для чего и как составляются уравнения равновесия подвижного узла?

21. Для чего необходимо и на основании каких допущений выводится уравнение перемещений?

22. Изложить методику определения координат точек приложения реакций обуславливающих форму эпюр давления на направляющих.

23. Для чего и как выполняется замена треугольной направляющей на плоскую при расчетах на износостойкость?

24. При каких условиях возможно раскрытие стыка на задней направляющей и какой элемент в этом случае ограничивает это раскрытие?

## 2. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1 РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ НА ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ

**Цель занятия:** изучение конструкции направляющих станков и получение практических навыков их расчета на износостойкость.

### 2.1. Общие сведения и указания

Прежде чем приступить к расчетам необходимо ознакомиться с теоретическим материалом изложенным в разделе 1. Особое внимание следует уделить конструкциям направляющих, способам регулировки зазоров и методике расчета.

В данной работе расчету на износостойкость подлежат прямоугольные направляющие смешанного трения универсальных токарных станков средних размеров.

Исходными данными для расчета являются (см.рис.1.9):

$H$  – высота центов станка, см;

$B$  – габаритная ширина направляющих, см;

$L$  – длина подвижного узла (салазок), см;

$P_{эл}$  – мощность электродвигателя, кВт;

$G$  – вес подвижного узла, даН (декаНьютонах);

$X_G, Y_G$  – координаты центра тяжести подвижного узла, см;

$Y_Q, Z_Q$  – координаты определяющие расположение тягового устройства (ходового винта), см.

Варианты заданий для выполнения практической работы №1 представлены в табл.2.1. Номер варианта указывается студенту преподавателем в начале занятия.

Таблица 2.1

Варианты заданий для расчета  
направляющих на износостойкость

№	$H$ , см	$B$ , см	$L$ , см	$P_{эл}$ , кВт	$G$ , даН	$X_G$ , см	$Y_G$ , см	$Y_Q$ , см	$Z_Q$ , см
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	16	24,4	41,6	5,5	175	4,3	6,8	2,1	7,5
2	20	33,0	58,0	9,5	195	6,6	6,8	2,2	9,6
3	25	35,5	58,0	10,3	225	7,4	12,0	2,2	10,4
4	32	45,0	69,0	18,5	440	8,9	15,6	2,4	12,0
5	40	53,5	73,0	19,0	520	9,7	16,7	2,6	13,5
6	16	24,7	41,8	5,8	178	4,4	6,9	2,0	7,4
7	20	34,0	59,0	9,5	200	6,9	6,9	2,2	9,8

8	25	36,0	59,0	10,7	228	7,6	12,2	2,2	10,8
9	32	45,5	69,5	18,7	445	9,3	15,8	2,5	12,3
10	40	54,0	73,5	19,5	520	9,8	16,9	2,8	13,7
11	16	25,0	42,0	6,0	180	4,0	7,0	2,0	7,5
12	20	35,5	61,0	10,2	210	7,1	7,1	2,3	10,5
13	25	36,5	60,0	11,0	230	8,0	12,5	2,2	11,0
14	32	46,0	70,0	18,8	450	9,0	16,0	2,6	12,5
15	40	55,0	75,0	20,0	520	10,0	17,0	3,0	14,0
16	16	25,3	42,5	6,3	183	4,7	7,2	2,1	7,6
17	20	36,0	62,0	10,3	215	7,2	7,2	2,4	10,5
18	25	36,5	60,0	11,4	235	8,2	12,7	2,3	11,3
19	32	46,5	71,0	19,0	460	9,1	16,3	2,7	12,8
Окончание табл. 2.1									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
20	40	55,5	76,0	20,5	530	10,5	17,5	3,1	14,4
21	16	25,5	43,0	6,5	184	4,8	7,3	2,2	7,7
22	25	36,7	60,5	11,8	240	8,4	12,9	2,4	11,5
23	32	47,0	72,0	19,2	465	9,3	16,5	2,8	12,9
24	40	56,0	76,5	21,0	535	11,0	17,8	3,2	14,6
25	20	35,0	60,0	10,0	205	7,0	7,0	2,2	10,0

При выполнении и оформлении работы следует придерживаться стиля изложения, приведенного в примере (п.2.2).

В работе должны быть представлены:

- этапы расчетов с краткими письменными пояснениями и обоснованиями;
- формулы в общем виде с расшифровкой параметров входящих в них;
- результаты расчетов в численном виде;
- эпюры расчетных давлений на гранях направляющих;
- краткие выводы.

## 2.2. Пример расчета направляющих на износостойкость

ЗАДАНИЕ №25 (см.табл.2.1)

**Исходные данные:**  $H = 20$  см;  $B = 35$  см;  $L = 60$  см;  $P_{эл} = 10$  кВт;  $G = 205$  даН;  $X_G = 7$  см;  $Y_G = 7$  см;  $Y_Q = 2,2$  см;  $Z_Q = 10$  см.

Расчет выполняется в соответствии с методическими указаниями изложенными в п.1.4 и представляется в виде отдельных этапов.

### 1). Составление расчетной схемы и уравнений равновесия

Ввиду высокой трудоемкости изображения схемы допускается не представлять ее в расчетной работе делая ссылку на рис.1.9, а также не приводить уравнения равновесия подвижного узла в виде системы (1.11).

## 2). Определение составляющих силы резания $P_z$ , $P_x$ , $P_y$ и их координат $X_p$ , $Y_p$ , $Z_p$

Располагая мощностью электродвигателя  $P_{эл} = 10$  кВт сначала определяем мощность потребную на резание, как

$$P_{рез} = P_{эл} \cdot \eta,$$

где  $\eta = 0,75 \dots 0,85$  – КПД привода главного движения.

Принимая  $\eta = 0,85$ , имеем  $P_{рез} = 10 \cdot 0,85 = 8,5$  кВт.

Тангенциальную составляющую  $P_z$  общей силы резания проще всего определить используя зависимость [ 6 ]

$$P_{рез} = \frac{P_z \cdot V}{60 \cdot 102}, \text{ откуда } P_z = \frac{P_{рез} \cdot 60 \cdot 102}{V} \text{ (даН)},$$

где  $V$  – скорость резания, м/мин;  $P_z$  – сила, даН.

При черновом и получистовом точении стальных и чугуновых заготовок отечественным твердосплавным инструментом со скоростью  $V = 80$  м/мин будем иметь

$$P_z = \frac{8 \cdot 60 \cdot 102}{80} = 650 \text{ даН}.$$

Осевую  $P_x$  и радиальную  $P_y$  составляющие силы резания при наружном точении определяем из известных соотношений:

$$P_x = (0,3 \dots 0,4) P_z; \quad P_y = (0,4 \dots 0,5) P_z.$$

В нашем случае:

$$P_z = 650 \text{ даН},$$

$$P_x = 0,35 \cdot 650 = 227,5 \text{ даН},$$

$$P_y = 0,45 \cdot 650 = 292,5 \text{ даН}.$$

Координата  $Z_p$  точки приложения составляющих силы резания однозначно определяется высотой центров, т.е.  $Z_p = H$ . В примере

$$Z_p = H = 20 \text{ см}.$$

Координату  $Y_p$  можно определить по среднестатистическому диаметру  $D$  обрабатываемых заготовок на станке данного типоразмера, характеризуемого высотой центров  $H$ .

$$D = 2H \cdot (0,30 \dots 0,35), \quad D = 2 \cdot 20 \cdot 0,325 = 13 \text{ см}.$$

Тогда  $Y_p$  (см .рис.1.9) определится как

$$Y_p = \frac{B-D}{2} = \frac{35-13}{2} = 11 \text{ см}.$$

Координата  $X_p$  зависит от конструктивного оформления подвижного узла и расположения резцедержки относительно левой грани моста, связывающего в единое целое обе направляющие салазок. Для большинства станков при расположении резцедержки заподлицо с левой гранью моста можно принять

$$X_p = (0,275 \dots 0,295) \cdot L, \quad X_p = 0,285 \cdot 60 = 17 \text{ см}.$$

## 3). Определение реакций $R_a, R_b, R_c$ на гранях направляющих и тяговой силы $Q$

Используя зависимости (1.12), а также значения исходных и рассчитанных параметров, имеем:

$$\begin{aligned}
R_v &= P_y = 292,5 \text{ даН}; \\
R_a &= (G \cdot Y_G - P_y \cdot H + P_z \cdot Y_p) \cdot 1 / B = \\
&= (205 \cdot 7 - 292,5 \cdot 20 + 650 \cdot 11) \cdot (1 / 35) = \\
&= 2735 \cdot (1 / 35) = 78,1 \text{ даН}; \\
R_c &= P_z + G - R_a = 650 + 205 - 78,1 = 776,9 \text{ даН}.
\end{aligned}$$

Приняв коэффициент трения на чугунных направляющих суппортов токарных станков в пределах  $f = 0,12 \dots 0,16$  [ 2, 4 ] определяем тяговую силу

$$Q = P_x + f(P_y + P_z + G) = 227,5 + 0,14(292,5 + 650 + 205) = 388 \text{ даН}.$$

#### 4). Определение размеров направляющих по средним давлениям

Приняв допустимое среднее давление на направляющих  $[P_{cp}] = 4 \text{ даН/см}^2$  (см.табл.1.2) и располагая длиной салазок  $L = 60 \text{ см}$  предварительно определяем ширину боковой грани задней направляющей по формуле (1.13)

$$b = \frac{R_v}{L \cdot [P_{cp}]} = \frac{292,5}{60 \cdot 4} = 1,22 \text{ см}.$$

Используя данные на рис.1.2 и в табл.1.1 определяем ширину основной грани задней направляющей (см. зависимость 1.14).

$$a \approx (1,5 \dots 1,7) b, \quad a = 1,6 \cdot 1,22 = 1,95 \text{ см}.$$

Ширину передней направляющей определяем по формуле (1.15)

$$c = \frac{R_c}{L \cdot [P_{cp}]} = \frac{776,9}{60 \cdot 4} = 3,24 \text{ см}.$$

#### 5). Определение координат $X_a, X_b, X_c$

Координаты  $X_a, X_c, X_b$  определяются по формулам (1.17, 1.18, 1.19).

$$\begin{aligned}
X_a &= (P_z \cdot X_p - P_x \cdot H + G \cdot X_G - Q \cdot Z_Q) : R_a \cdot \left(\frac{c}{a} + 1\right) = \\
&= (650 \cdot 17 - 227,5 \cdot 20 + 205 \cdot 7 - 388 \cdot 10) : 78,1 \cdot \left(\frac{3,24}{1,95} + 1\right) = \\
&= 4058 : 208 = 19,5 \text{ см}.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
X_b &= (P_y \cdot X_p - P_x \cdot Y_p - Q \cdot Y_Q - f \cdot R_v \cdot (B + \frac{a}{2}) - f \cdot R_a \cdot B) : R_v = \\
&= (292,5 \cdot 17 - 227,5 \cdot 10 - 388 \cdot 2,2 - 0,14 \cdot 292,5 \cdot (35 + \frac{1,95}{2}) - \\
&\quad - 0,14 \cdot 78,1 \cdot 35) : 292,5 = -11,9 : 292,5 = -0,041 \text{ см}.
\end{aligned}$$

$$X_c = \frac{R_a \cdot X_a \cdot c}{R_c \cdot a} = \frac{78,1 \cdot 19,5 \cdot 3,24}{776,9 \cdot 1,95} = \frac{4934}{1514} = 3,26 \text{ см}.$$

#### 6). Определение форм эпюр давления на направляющих

Знание формы эпюры давления на отдельной направляющей (см.п.1.3, формулы 1,5 ... 1,9) позволяет выбрать нужные зависимости для расчета максимального ( $P_{imax}$ ) и минимального ( $P_{imin}$ ) давления.

Для грани  $a$  отношение  $\frac{X_a}{L} = \frac{19,5}{60} = 0,325 > \frac{1}{6}$  или  $\frac{X_a}{L} = 0,325 > 0,167$ ; значит форма эпюры давления будет в виде неполного треугольника (см.рис.1.8,  $\varepsilon$ ) и расчет  $P_{a \max}$ ,  $P_{a \min}$  необходимо выполнять по формулам (1.22), (1.25).

Для граней **в**, Соотношения  $\frac{X_B}{L} = \frac{0,041}{60} = 0,0006 < 0,167$  и  $\frac{X_C}{L} = \frac{3,26}{60} = 0,054 < 0,167$ , поэтому формы эпюр давления на этих гранях будут в виде трапеции (см.рис.1.8, а) и расчет давлений необходимо выполнять по формулам (1.21) и (1.24).

### 7). Определение максимальных давлений на направляющих

На грани **а** давление  $P_a \max$  определяется по формуле (1.22)

$$P_a \max = \frac{R_a}{a \cdot L} \cdot \frac{2 \cdot L}{1,5 \cdot L - 3 \cdot X_a} = \frac{78,1}{1,95 \cdot 60} \cdot \frac{2 \cdot 60}{1,5 \cdot 60 - 3 \cdot 19,5} = 2,54 \text{ даН/см}^2$$

На гранях **в** и **с** максимальные давления находятся по формуле (1.21):

$$P_{в\max} = \frac{R_B}{B \cdot L} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot X_B}{L}\right) = \frac{292,5}{1,22 \cdot 60} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot 0,041}{60}\right) = 4,01 \text{ даН/см}^2;$$

$$P_{с\max} = \frac{R_C}{C \cdot L} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot X_C}{L}\right) = \frac{776,9}{3,24 \cdot 60} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot 3,26}{60}\right) = 5,32 \text{ даН/см}^2.$$

Полученные в результате расчета максимальные давления на направляющих  $P_a \max = 2,54 \text{ даН/см}^2$ ,  $P_{в\max} = 4,01 \text{ даН/см}^2$  и  $P_{с\max} = 5,32 \text{ даН/см}^2$  не превышают допустимой величины  $[P_{\max}] = 10 \dots 12 \text{ даН/см}^2$ , что свидетельствует о правильности принятых допущений и расчетов.

### 8). Определение минимальных давлений на направляющих

На грани **а** давление  $P_a \min$  определяется по зависимости (1.25)

$$P_a \min = \frac{2 \cdot R_a}{a} \cdot \left(\frac{1}{L} - \frac{1}{1,5 \cdot L - 3 \cdot X_a}\right) =$$

$$= \frac{2 \cdot 78,1}{1,95} \cdot \left(\frac{1}{60} - \frac{1}{1,5 \cdot 60 - 3 \cdot 19,5}\right) = -1,23 \text{ даН/см}^2$$

На гранях **в** и **с** минимальные давления вычисляются по формуле (1.24):

$$P_{в\min} = P_{в\max} - \frac{6 \cdot X_B}{L} \cdot \frac{2 \cdot R_B}{B \cdot L} = 4,01 - \frac{6 \cdot 0,041}{60} \cdot \frac{2 \cdot 292,5}{1,22 \cdot 60} = 3,98 \text{ даН/см}^2$$

$$P_{с\min} = P_{с\max} - \frac{6 \cdot X_C}{L} \cdot \frac{2 \cdot R_C}{C \cdot L} = 5,32 - \frac{6 \cdot 3,26}{60} \cdot \frac{2 \cdot 776,9}{3,24 \cdot 60} = 2,71 \text{ даН/см}^2$$

### 9). Построение эпюр давления на направляющих

Эпюры давления на гранях подвижного узла удобно строить в аксонометрии, придерживаясь масштаба при нанесении на схему значений  $P_{\max}$  и  $P_{\min}$ . На рис.2.1 показаны эпюры давления на направляющих подвижного узла. Следует иметь в виду, что координата  $X_B = -0,041 \text{ см}$  получена в расчетах со знаком (-), в отличие от ее положительного значения в расчетной схеме (см.рис.1.10). Следовательно значение  $P_{в\max}$  располагается с правой стороны от начала координат, делящего длину  $L$  пополам.

Полученное в примере распределение давления на передней направляющей по закону трапеции, а на задней – по неполному треугольнику (см.рис.1.8) является наиболее вероятным для большинства токарных станков. Характер распределения давления наглядно показывает участки направляющих салазок подверженных наиболее интенсивному износу.

### 10). Мероприятия и рекомендации направленные на снижение износа направляющих

Это завершающий этап работы, на котором студент должен самостоятельно обозначить и сформулировать возможные мероприятия и рекомендации по минимизации износа

направляющих. Последнее выполняется на основе анализа схемы эпюр давления (см.рис.1.11) и положений изложенных в разделе 1, особенно в конце подраздела 1.4.

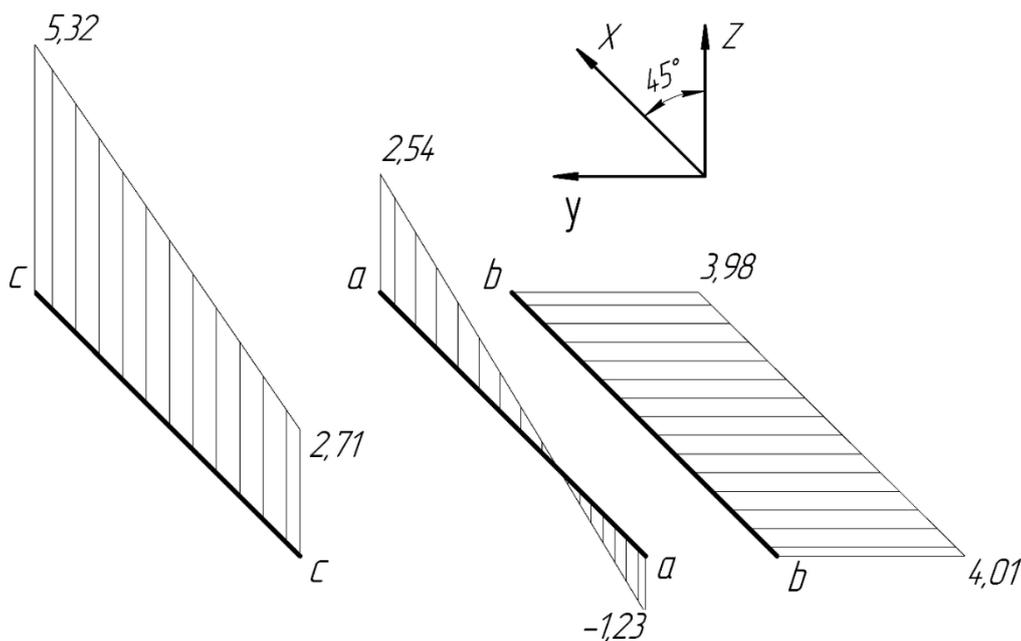


Рис.2.1. Эпюры давлений на направляющих подвижного узла :  
(C-C) – передней, (a - a) – задней, (b - b) – задней боковой

Очевидны следующие положения минимизирующие износ:

- максимальные давления на направляющих должны быть как можно меньше и не превышать допустимых значений;
- форма эпюры давления на любой направляющей должна стремиться к прямоугольной, что обеспечит ее наиболее равномерный износ;
- среднее давление на всех направляющих должно быть примерно одинаковым, что обусловит их одинаковый износ и минимизирует геометрические погрешности станка в процессе его эксплуатации.

После анализа характера распределения давления на направляющих, используя теоретический материал и логику, необходимо письменно изложить наиболее действенные меры направленные на минимизацию износа для данного конкретного случая.

### 2.3. Контрольные вопросы

1. Изложить методику построения схемы для расчета направляющих на износостойкость.
2. Объяснить для чего составляется система из 6-ти уравнений и что она дает?
3. Как определяются составляющие силы резания?
4. Почему при определении тангенциальной составляющей силы резания желательно использовать минимальное значение скорости резания?
5. Возможно ли изменение координаты  $X_p$  в меньшую сторону и что дает это изменение?
6. Как повлияет изменение координаты  $Y_p$  на загрузку передней и задней направляющих?
7. Объяснить, как выводятся зависимости (1.12) для определения реактивных усилий и тяговой силы.
8. Объяснить, из каких соображений и как определяется ширина задней направляющей.
9. На основании какого допущения возможно получение зависимостей для

определения координат  $X_a, X_c$ .

10. Как определяются формы эпюр давления на направляющих?
11. К каким отрицательным последствиям приводит форма эпюры давления в виде неполного треугольника на задней направляющей?
12. За счет чего можно добиться изменение формы эпюры давления на задней направляющей в виде неполного треугольника на трапециевидную?
13. От чего зависит выбор зависимостей для определения максимальных и минимальных давлений на направляющих?
14. При каких условиях будет обеспечиваться наиболее равномерный износ направляющих подвижного узла?
15. Что препятствует симметричному расположению моста и резцедержки по длине салазок?
16. За счет чего можно снизить износ направляющих помимо уменьшения давления?
17. Что препятствует смещению салазок в поперечном горизонтальном направлении при разных формах направляющих?
18. Что дает использование передней прямоугольной направляющей и почему на задней боковой грани форма направляющей всегда плоская?
19. Как следует поступать при расчете направляющих треугольной формы?

### **3. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2 ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА НАПРАВЛЯЮЩИХ НА ГЕОМЕТРИЧЕСКУЮ ТОЧНОСТЬ СТАНКА**

**Цель занятия:** изучение закономерностей изнашивания направляющих и получение практических навыков в оценке влияния износа на точность станка.

#### **3.1. Общие сведения**

Одной из важнейших причин потери точности станков является износ их направляющих. Изучение закономерностей износа особенно актуально для направляющих смешанного трения широко используемых в станках общего назначения, несмотря на их относительно низкую износостойкость. В некоторых станках трудоемкость ремонта направляющих доходит до 40 ... 50 % от общей трудоемкости капитального ремонта станка [ 1 ].

Основной вид изнашивания направляющих смешанного трения большинства станков – абразивное изнашивание. Оно наблюдается при загрязнении направляющих твердыми частицами и является результатом режущего, царапающего действия этих частиц.

С точностью, достаточной для практического использования, можно принимать, что износ  $U$  возрастает прямо пропорционально увеличению давления  $P$  и пути трения  $S$  [ 1 ]

$$U = c \cdot P \cdot S, \quad (3.1)$$

где  $c$  – коэффициент износа материала направляющей.

В качестве показателей изнашивания направляющих станка в эксплуатации приняты: средняя скорость  $i_U$ , средняя интенсивность  $S_U$ , а также средняя удельная интенсивность  $J$  линейного изнашивания:

$$i_U = \frac{U_{\max}}{T_H} \text{ мкм/год}; \quad S_U = \frac{U_{\max}}{S} = \text{мкм/км}; \quad (3.2)$$

$$J = \frac{U_{\max}}{P \cdot S} \text{ мкм} \cdot \text{см}^2 / \text{км} \cdot \text{даН},$$

где  $U_{max}$  – максимальный износ по длине наиболее изношенной грани направляющих за рассматриваемый период в мкм;  $TН$  – приведенный срок службы станка – номинальное время работы станка за вычетом крупных простоев в годах при двухсменной службе;  $S$  – путь трения в км;  $P$  – давление в даН/см<sup>2</sup> (1 даН/см<sup>2</sup> = 0,1 Мпа).

На износ направляющих смешанного трения, помимо давления и длины пути трения, существенное влияние оказывают и следующие факторы: материал направляющих; материал заготовок и вид их обработки (черновая, получистовая, ...); качество уплотнений и защитных устройств от загрязнений; тип смазки и периодичность ее подачи в зону трения; равномерность загрузки станка по длине обрабатываемых заготовок и т.п.

Например, обработка чугуна на токарном станке приводит к многократно большему износу направляющих по сравнению с использованием его только для точения стали. Неоправданная длительная загрузка большого станка обработкой только короткомерных заготовок обусловит неравномерный износ направляющих станины по ее длине и невозможность получения в последующем точных диаметральных размеров при обтачивании длинных заготовок.

Следует особо подчеркнуть, что на точность обработки в основном влияет форма износа направляющих станины по ее длине, т.к. она в процессе эксплуатации станка не поддается никакой коррекции. Износ же направляющих подвижных салазок оказывает существенно меньшее влияние на точность, т.к. он обычно легко компенсируется поднастройкой станка.

На рис.3.1 приведены экспериментально полученные величины износа трех граней направляющих  $U_1$ ,  $U_2$ ,  $U_3$  токарного станка мод.1А62 распределенные по длине салазок  $L$  и станины  $L_c$  [ 2 ].

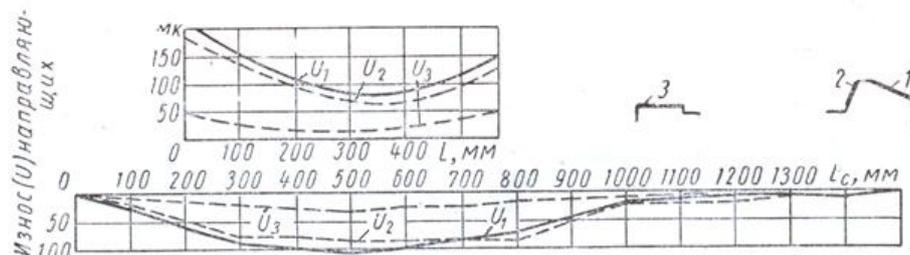


Рис.3.1. Распределение износов по длине направляющих станины  $L_c$  и салазок  $L$  токарного станка мод. 1А62 : 1,2 – грани передней треугольной направляющей; 3 – задняя плоская направляющая [2]

Вверху справа показаны поперечные сечения комбинированных направляющих: 1, 2 – грани треугольной передней направляющей, 3 – плоская грань задней направляющей. Время работы станка до проведения измерений составило 2,33 года. Высота центров станка  $H=200$  мм; станина из чугуна СЧ21, длиной  $L_c = 1500$  мм; салазки из чугуна СЧ15, длиной  $L = 570$  мм.

Особенности эксплуатации: двухсменная работа в условиях единичного и мелкосерийного производства, обработка только стальных заготовок (30 % – обдирка, 70 % – получистовое и чистовое точение).

Представленные на рис.3.1 кривые распределения износа на направляющих салазок и станины станка мод.1А62 являются типичными для большинства токарных станков средних размеров при сходных условиях [ 2 ]. Видно, что как для станины так и салазок износ направляющих неравномерен по длине. Наибольшему износу ( $U_1$ ,  $U_2$ ) в соответствии с интенсивным загрязнением и большей нагрузкой подвергается передняя направляющая станины и салазок. Износ задней плоской направляющей ( $U_3$ ) в 4 ... 5 раз меньше. У направляющих салазок концы изнашиваются значительно больше средней части, причем у левого края (ближе к передней бабке) износ больше, чем у правого края. Это хорошо согласуется с наиболее распространенной формой эпюр давления на направляющих салазок

в виде трапеции или треугольника (см.п.1.3, рис.1.8). Максимальное значение износа направляющих салазок выше соответствующего значения износа направляющих станины в среднем в 2 ... 2,5 раза. У токарных станков работающих в условиях крупносерийного и массового производства, скорость изнашивания направляющих в 2 ... 3 раза выше, чем в единичном и мелкосерийном.

Величина износа и характер его распределения на направляющих салазок и станины могут быть определены и расчетным путем по методике предложенной А.С. Прониковым [ 7 ]. Однако этот метод расчета не нашел особого практического применения вследствие сложности предварительного прогнозирования и учета значительного количества параметров, величины которых в процессе эксплуатации могут изменяться в весьма широких пределах.

В настоящей работе оценка влияния износа направляющих на точность станка производится на основе усредненных экспериментальных данных.

В табл.3.1 приводятся усредненные значения максимальных величин износа чугунных прямоугольных направляющих, полученные на основе соответствующей обработки экспериментальных данных, приведенных в работах [2, 5, 8] для станков средних размеров с направляющими комбинированного типа.

В этой таблице и далее по тексту:  $U_c$  – износ передней направляющей;  $U_a$ – износ задней направляющей;  $U_b$  – износ боковой грани задней направляющей (см.рис.1.9).

Таблица 3.1

Усредненный максимальный износ (мкм) прямоугольных чугунныхнаправляющихтокарных станков за один год эксплуатации при двухсменной работе

№	Вид обработки и обрабатываемые материалы	Единичное, мелкосерийное производство			Массовое производство		
		$U_c$	$U_a$	$U_b$	$U_c$	$U_a$	$U_b$
1	Чистовая, сталь 100 %	50	10	30	100	25	50
2	Чистовая и обдирочная, стали 80%, чугуна 20%	80	20	60	23	40	70
3	Обдирочная, стали 90%, чугуна 10 %	120	30	90	350	70	100

Для выполнения практической оценки влияния износа **прямоугольных** направляющих на точность станка, помимо величин приведенных в табл.3.1, необходимо располагать информацией в виде графиков подобных представленным для комбинированных направляющих на рис.3.1. С этой целью на основе известного экспериментального материала путем пересчета получены графики усредненного суммарного износа чугунных направляющих (салазки – станина) токарных станков в зависимости от высоты центров  $H$  и расстояния между центрами  $L_c$  (рис.3.2). Продолжительность эксплуатации станков – один год при двухсменной работе. Заготовки разной длины обрабатывались в условиях единичного, мелкосерийного производства. Вид обработки – обдирочное и чистовое обтачивание стали (80%) и чугуна (20%).

### 3.2. Влияние износа направляющих на точность обработки

Неравномерность износа направляющих станины по их длине является основной

причиной снижения точности обработки при продольном обтачивании. При выводе зависимостей условно принимаем, что износ салазок равномерен по длине, т.е. не влияет на точность перемещения салазок вдоль станины, и что длина салазок мала.

На рис.3.3, *a* представлена полуконструктивная схема суппортной группы токарного станка во взаимодействии с направляющими станины. На схеме обозначены:  $H$  – высота центров,  $B$  – габаритная ширина направляющих;  $U_a, U_b, U_c$  – износ граней направляющих,  $\delta$  – горизонтальное смещение вершины резца на рабочего обусловленное износом направляющих и определяющее погрешность обработки.

Очевидно, что износ боковой грани задней направляющей приведет к смещению вершины резца вправо на величину  $U_b$ . Одновременно с этим различие в величинах износа  $U_c$  и  $U_a$  ( $U_c > U_a$ ) определит дополнительное смещение вершины резца в том же направлении из-за наклона суппортной группы. Поэтому суммарное смещение резца  $\delta$  будет складываться из двух составляющих

$$\delta = U_b + U_\varphi, \quad (3.3)$$

где  $U_\varphi$  – смещение вершины резца вправо из-за наклона суппортной группы.

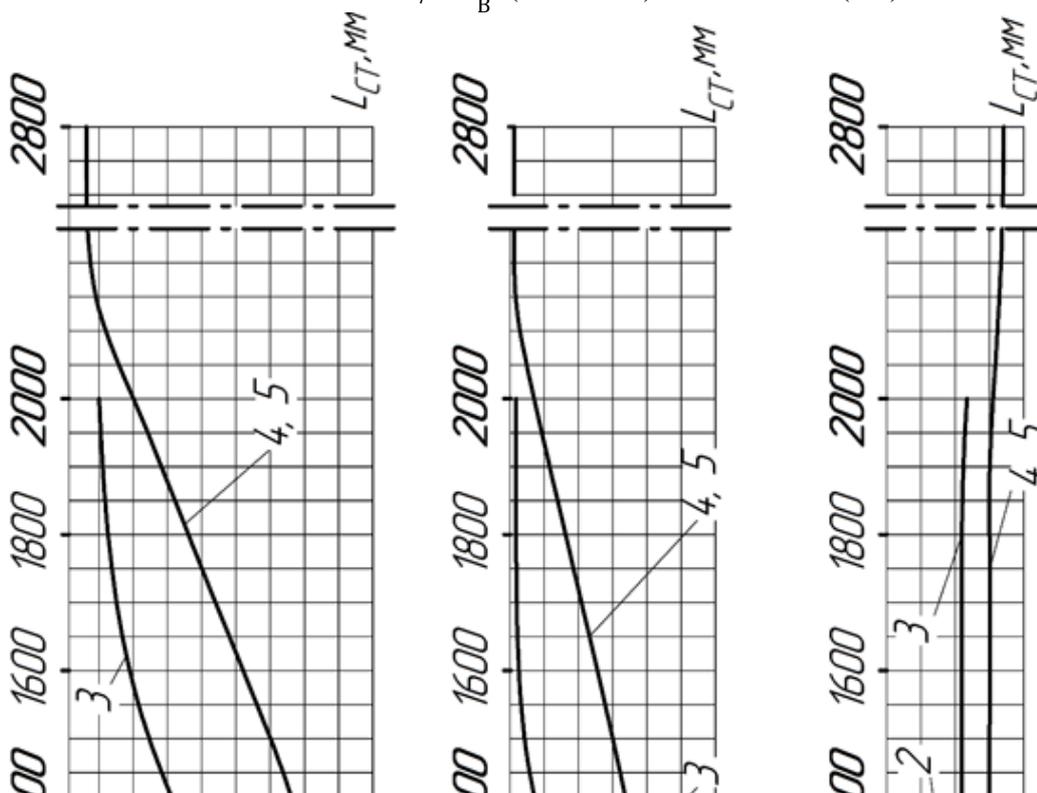
Определить составляющую  $U_\varphi$  проще всего при помощи стержневой расчетной схемы (рис.3.3, *б, в*). Для этого салазки 1 и суппорт с резцедержкой 2 аппроксимируются двумя скрепленными стержнями длиной  $H$  и  $B$ . Вследствии неравенства величин износа ( $U_c > U_a$ ) вся стержневая конструкция получает наклон на угол  $\varphi$  от исходного положения обозначенного более тонкими линиями. При этом верхний конец вертикального стержня (вершина резца) вместится вправо на искомую величину  $U_\varphi$ . Влияние опускания вершины резца  $\delta_0$  в расчетах не учитывается т.к. вносимая им погрешность не превышает 1 ... 3 %.

Представив расчетную схему в виде изображенном на рис.3.2, *в* и рассматривая два подобных треугольника можно записать

$$\frac{B}{U_c - U_a} = \frac{H}{U_\varphi},$$

откуда смещение вершины резца из-за наклона суппортной группы

$$U_\varphi = \frac{H}{B} (U_c - U_a). \quad (3.4)$$



величины суммарного приведенного износа по длинам направляющих станин токарных станков с высотой  $H$ : 1 –  $H = 160$  мм,

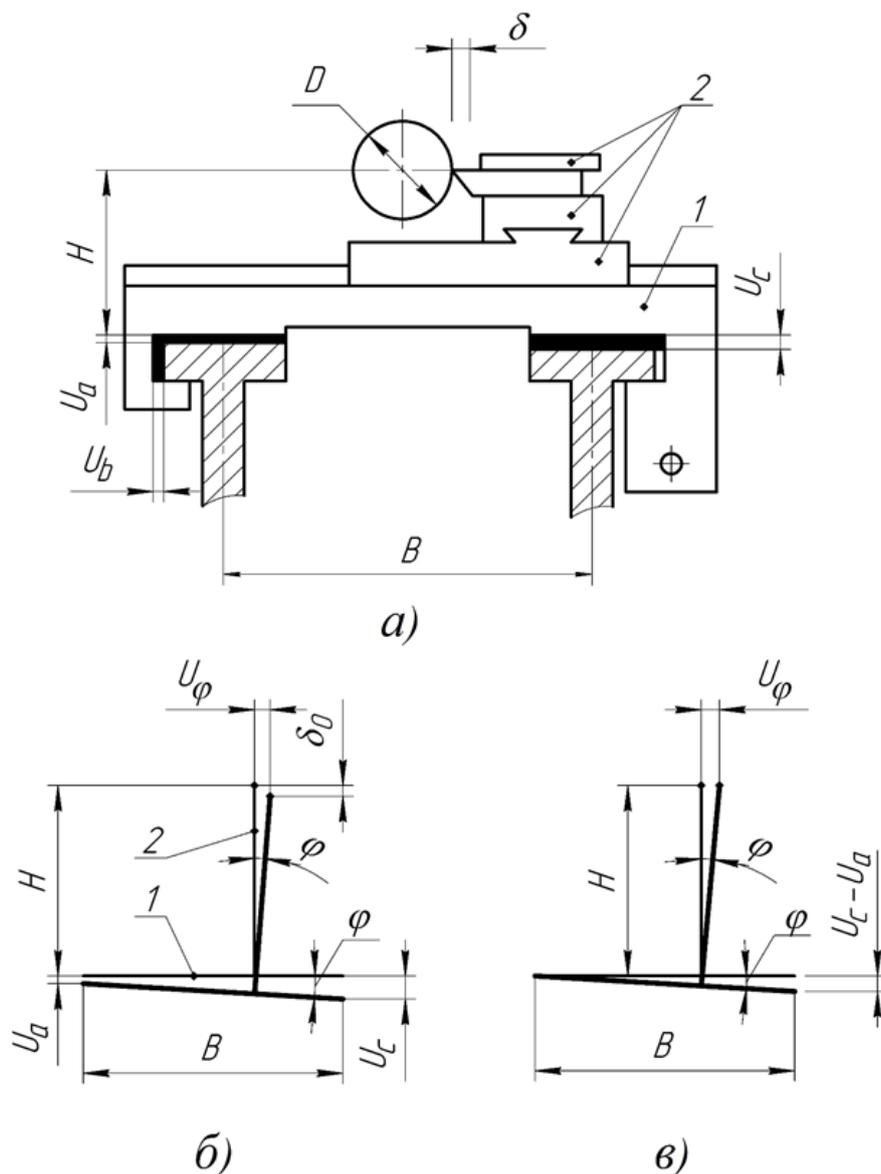


Рис.3.3. Схемы к определению погрешностей обработки, обусловленной износом направляющих : а – полуконструктивная; б, в – расчетные

Полное же смещение вершины резца обусловленное износом всех граней направляющих с учетом зависимостей (3.3) и (3.4) составит

$$\delta = U_{\phi} + \frac{H}{B} (U_c - U_a). \quad (3.5)$$

Погрешность обработки при продольном точении будет равна удвоенному смещению режущей кромки инструмента

$$\Delta = 2\delta, \quad (3.6)$$

и, соответственно, фактический диаметр заготовки определится как

$$D_{\phi} = D + \Delta. \quad (3.7)$$

### 3.3. Примеры определения погрешностей обработки заготовок обусловленных износом направляющих

В практической части работы необходимо определить погрешности обработки валов

изготавливаемых в условиях массового (пример 1) и единичного, мелкосерийного производств (пример 2).

**Массовое производство**, применительно к рассматриваемым в данной работе задачам, характеризуется обработкой на токарном станке большого количества валов неизменной длины в течении длительного промежутка времени. Предполагается, что длина заготовок в первой партии изделий обрабатываемых на станке длительное время существенно меньше чем длина партии валов подлежащих обработке на этом же станке во вторую очередь. Очевидно, что обработка большого количества коротких заготовок обусловит изнашивание станины станка только на одном небольшом участке ее длины. Сведения об усредненных максимальных величинах износа направляющих в зависимости от условий обработки можно найти в табл.3.1.

**Единичное и мелкосерийное производство** характеризуется изготовлением на универсальных токарных станках самых разнообразных деталей. В этом случае распределение длин их обработки происходит по законам теории вероятностей для больших чисел и износ направляющих по длине представляется в виде зависимостей на рис.3.1 и 3.2. Величины износа направляющих приведенные в таблице и на рисунках соответствуют одному году эксплуатации станков при двухсменной работе. Салазки изготовлены из серого чугуна С415, а станина из чугуна С421 (см.п.1.1).

**Варианты заданий** для выполнения практической работы №2 представлены в табл.3.2. Номер варианта должен в обязательном порядке совпадать с номером задания выданного преподавателем при выполнении практической работы №1.

В таблице обозначены:  $H$  – высота центров станка, мм;  $B$  – габаритная ширина направляющих, мм;  $L_ц$  – максимальное расстояние между центрами станка (максимальная длина заготовки), мм.

При выполнении и оформлении работы следует придерживаться порядка изложения приведенного в п.3.3. Должны быть обозначены этапы работы, приведены необходимые формулы в общем и численном виде, таблица с результатами расчетов, необходимые рисунки и заключение.

**Пример 1**, массовое производство.

Задание №25

Требуется определить погрешность обработки вала диаметром  $D_2 = \dots$  мм (см. ниже), длиной  $L_2 = L_ц = 1400$  мм, равной максимальному расстоянию между центрами, на станке с высотой центров  $H = 200$  мм, шириной станины  $B = 350$  мм (см.табл.3.2). Перед этим новый станок в течении года использовался для обдирки коротких стальных (90%) и чугунных (10%) заготовок (см.№3, в табл.3.1) с размерами  $D_1 = \dots$  мм,  $L_1 = \dots$  мм (см.ниже).

**1).Определение диаметров  $D_2, D_1$  и длины  $L_1$**

В связи с отсутствием данных о величинах этих параметров их ориентировочно определяем следующим образом:

$$D_2 = H = 200 \text{ мм}; D_1 = D_2 = 200 \text{ мм}; L_1 = 1,5 \cdot D_1 = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ мм}.$$

Таблица 3.2

Варианты заданий для расчета погрешностей обработки обусловленных износом направляющих

№, варианта	$H$ , мм	$B$ , мм	$L_ц$ , мм	Производство	
				Массовое, см. номер в табл.3.1	Единичное, мелкосерийное

1	160	244	1000	№ 3
2	200	330	1400	№ 1
3	250	355	2000	№ 2
4	320	450	2800	№ 3
5	400	535	2800	№ 1
6	160	247	1000	№ 2
7	200	340	1400	№ 3
8	250	360	2000	№ 1
9	320	455	2800	№ 2
10	400	540	2800	№ 3
11	160	250	1000	№ 1
12	200	355	1400	№ 2
13	250	365	2000	№ 3
14	320	460	2800	№ 1
15	400	550	2800	№ 2
16	160	250	1000	№ 3
17	200	360	1400	№ 1
18	250	365	2000	№ 2
19	320	465	2800	№ 3
20	400	555	2800	№ 1
21	160	255	1000	№ 2
22	250	367	2000	№ 3
23	320	470	2800	№ 1
24	400	560	2800	№ 2
25	200	350	1400	№ 3

см. на рис.3.2  
величины  
суммарного износа  
направляющих ( $U_c$ ,  
 $U_a$ ,  $U_b$ )  
для станка с  
заданной высотой  
центров  $H$ ;  
черновая и  
чистовая обработка  
стали 80 % и  
чугуна 20 %

## 2). Определение величин износа направляющих

При массовом производстве, согласно задания №25 указанного в табл.3.2 находим:

$$U_a = 70 \text{ мкм}, \quad U_b = 100 \text{ мкм}, \quad U_c = 350 \text{ мкм}.$$

## 3). Построение расчетной схемы для определения погрешности $\delta_I$

Выполняется в масштабе по типу схемы представленной на рис.3.3, в с указанием численных значений  $B$ ,  $H$ ,  $(U_c - U_a)$  и угла наклона суппортной группы

$$\varphi = \arctg \frac{(U_c - U_a)}{B}.$$

## 4). Вычисление смещения вершины резца $\delta$

Смещение резца обусловленное износом направляющих после одного года обтачивания одних и тех же коротких валов диаметром  $D_I = 200$  мм и длиной  $L_I = 300$  мм, определяется по формуле (3.5)

$$\delta = U_b + \frac{H}{B} (U_c - U_a) = 100 + \frac{200}{350} (350 - 70) = 260 \text{ мкм} = 0,26 \text{ мм}.$$

## 5). Определение погрешности при обработке заготовок максимальной длины

Погрешность обработки длинных валов  $L_2 = L_{\text{ц}} = 1400$  мм на станке после его длительного применения для обтачивания коротких заготовок  $L_I = 300$  мм составит

$$\Delta = 2\delta = 2 \cdot 0,26 = 0,52 \text{ мм},$$

а фактический диаметр вала на участке износа направляющих будет равен (см. формулы 3.6, 3.7)

$$D\phi = D_2 + \Delta = 200 + 0,52 = 200,52 \text{ мм.}$$

### б).Изображение эскиза длинного вала

Для большей наглядности и осмысления полученного результата необходимо изобразить эскиз длинного вала  $L_2 = 1400$  мм,  $D_2 = 200$  мм обработанного на станке с местным износом направляющих (рис.3.4). Видно, что вал имеет ступенчатую форму ( $\phi 200$  и  $\phi 200,52$  мм) и никакой поднастройкой станка, кроме как вторичных проходов резцом с соответствующими промерами, ее исправить нельзя. Но такие приемы в массовом производстве не практикуются.

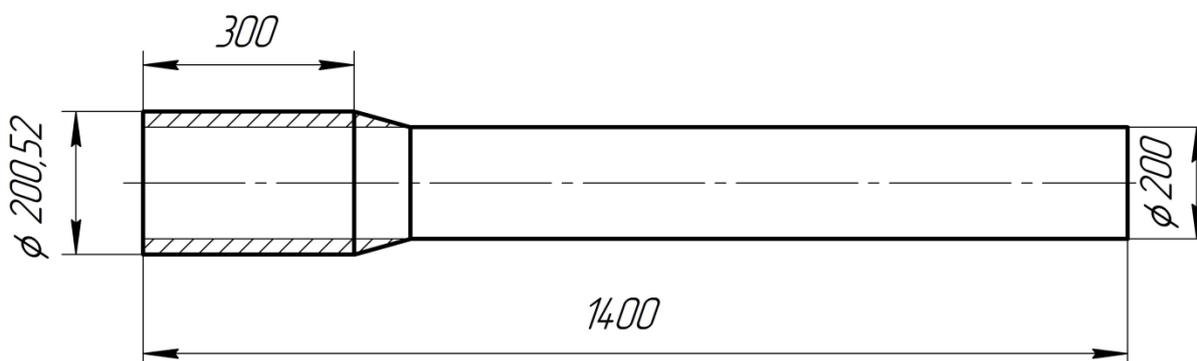


Рис.3.4. Эскиз длинного вала обработанного на станке с местным участком износа направляющих станины

### Пример 2, единичное, мелкосерийное производство Задание №25

Требуется определить погрешность обработки вала максимально возможной длины  $L_2 = L_{\text{ц}} = 1400$  мм, того же диаметра  $D_2 = 200$  мм, что и в примере 1. Перед этим новый станок  $sH = 200$  мм,  $B = 350$  мм в течении года использовался для черновой и чистовой обработки изделий самой различной длины и конфигурации материалами которых являлись: сталь – 80 %, чугун – 20 % (см.табл.3.2).

### 1).Определение величин износа направляющих

При мелкосерийном, единичном производстве износ направляющих следует определять при помощи графиков на рис.3.2. В нашем случае для  $H = 200$  мм и длине заготовки  $L_2 = L_{\text{ц}} = 1400$  мм величины износа  $U_a$ ,  $U_b$ ,  $U_c$  будут определяться при помощи кривых 2 на этих графиках. Найденные значения износа в 10 ... 12 точках расположения резца по длине заготовки следует занести в табл.3.3. При этом отсчет расстояний, определяющих положение резца, проще вести от левого торца заготовки, уменьшая шаг между ними на участках перегиба кривых.

Таблица 3.3

Величины износа направляющих при разных расстояниях резца от левого торца заготовки

№	Расстояния от левого торца заготовки ( $li$ ) до резца, мм	Величины износа, мкм			Погрешности обработки вала ( $\Delta$ ), мкм	Фактические диаметры вала ( $D\phi$ ), мм
		$U_c$	$U_a$	$U_b$		

1	0	165	44	75	288	200,29
2	200	190	47	86	335	200,34
3	400	217	48	86	365	200,37
4	500	220	47	86	370	200,37
5	600	218	46	86	368	200,37
6	700	200	43	86	351	200,35
7	900	135	37	86	284	200,28
8	1000	105	33	86	254	200,25
9	1200	80	32	86	227	200,23
10	1400	72	32	88	222	200,22
11						
12						

## 2).Определение диаметральных погрешностей обработки вала

Вычисление погрешностей обработки вала выполняется для всех 10 (12) положений резца обозначенных в табл.3.3. Для этого используются формулы (3.5) и (3.6) записанные в виде:

$$\Delta = 2\delta = 2 \left[ U_v + \frac{H}{B} (U_c - U_a) \right].$$

Например, при расстоянии  $l_i = 0$  мм погрешность

$$\Delta = 2 \cdot \left[ 75 + \frac{200}{350} (165 - 44) \right] = 288 \text{ мкм} = 0,29 \text{ мм},$$

а расчетный фактический диаметр составит

$$D\phi = D_2 + \Delta = 200 + 0,29 = 200,29 \text{ мм}.$$

Вычисленные погрешности  $\Delta$  и диаметры  $D\phi$  для всех 10 расстояний ( $l_1 = 0$ ,  $l_2 = 200$ , ...  $l_{10} = 1400$  мм) заносятся в табл.3.3.

## 3).Изображение эскиза вала

Выполняется в виде эскиза на рис.3.5 при помощи данных в табл.3.3. Продольное обтачивание вала обычно производится с правого торца заготовки. В условиях единичного, мелкосерийного производства рабочий путем перемещения резца в поперечном направлении исключает систематическую погрешность  $\Delta C = 0,22$  мм (при  $l_{10} = 1400$  мм), обеспечивая условно точный размер вала с правого торца  $D\phi = 200,00$  мм. Поэтому, при проставлении на эскизе вала расчетных диаметров, записанных в табл.3.3, уменьшаем их значения на величину систематической погрешности  $\Delta C$ .

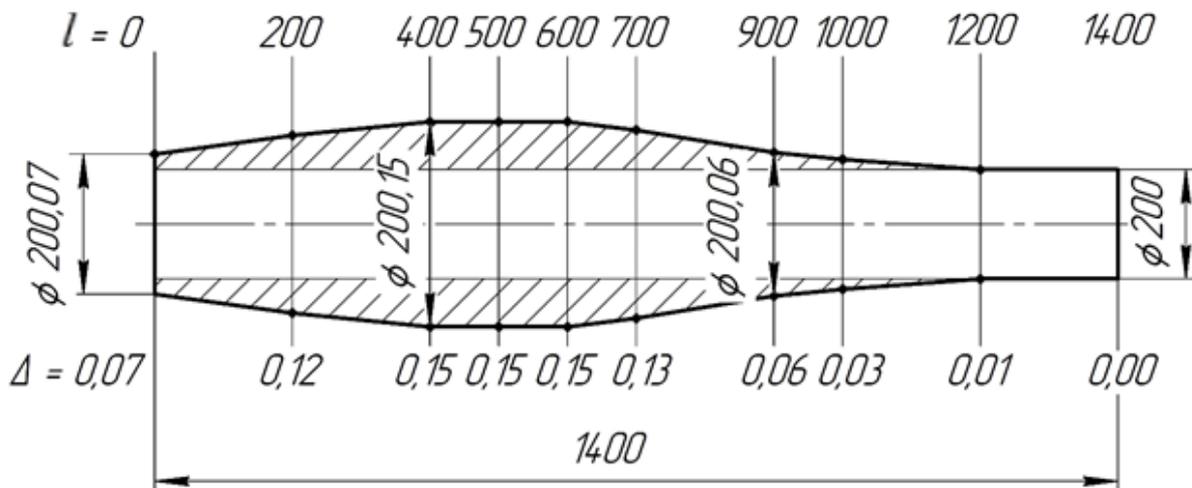


Рис.3.5. Эскиз вала обработанного на станке после года его эксплуатации в условиях единичного, мелкосерийного производства :  
 $l$  – расстояния от левого торца заготовок;  $\Delta$  – погрешности обработки за вычетом систематической составляющей

#### 4). Заключение

Используя теоретический материал изложенный в разделах 1, 2, 3 настоящего пособия и полученный опыт при решении задач в примерах 1, 2 необходимо наметить возможные пути снижения погрешностей обработки заготовок обусловленных износом направляющих. При этом форма письменного изложения заключения может быть любой.

### 3.4. Контрольные вопросы

1. Какие факторы определяют износ направляющих смешанного трения и какие из них являются доминирующими?
2. Какие показатели используются для количественной оценки износа и в чем состоит их физический смысл?
3. Охарактеризовать общие закономерности износа направляющих станины и салазок на основе экспериментальных зависимостей представленных на рис.3.1.
4. Какими исходными данными необходимо располагать для оценки влияния износа направляющих на точность обработки в условиях массового и единичного производств?
5. Почему на точность обработки основное влияние оказывает износ направляющих станины, а существенно больший по величине износ салазок сказывается значительно меньше (см.рис.3.1)?
6. Каким образом износ отдельных граней направляющих токарного станка определяет погрешность обработки?
7. На основании чего и как выводится формула для определения смещения вершины резца обусловленного износом направляющих?
8. Объяснить, каким образом отношение  $H/ B$  влияет на точность обработки и какое противоречие с позиций точности и технологических возможностей оно содержит?
9. В чем состоит основное отличие изнашивания направляющих станка в условиях массового и единичного производств и как это может сказываться на форме обрабатываемых заготовок?
10. За счет чего может быть уменьшена погрешность обработки заготовок, обусловленная износом направляющих, при использовании станка в условиях единичного производства?

## 4. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3

## РАСЧЕТ НАПРАВЛЯЮЩИХ СМЕШАННОГО ТРЕНИЯ НА ЖЕСТКОСТЬ

**Цель занятия:** изучение особенностей упругих деформаций в направляющих станков, освоение методики их определения и оценка влияния деформаций на точность обработки.

### 4.1. Общие сведения

Точность обработки на станке во многом определяется его жесткостью.

**Жесткость станка** – это его свойство упруго сопротивляться действиям внешних нагрузок. Упругая (несущая) система станка состоит из отдельных деталей, узлов и стыков между ними, которые могут быть подвижными или неподвижными.

**Жесткость детали** или узла в общем случае определяется по формуле (рис.4.1, а):

$$j = \frac{P_y}{y}, \quad (4.1)$$

где  $j$  – жесткость, даН/мкм;  $P_y$  – сила, даН;  $y$  – упругая деформация в направлении действия силы.

**Контактная жесткость стыков** зависит от давления между сопрягаемыми поверхностями (рис.4.1, б)

$$j = \frac{P}{U}, \quad (4.2)$$

где  $j$  – контактная жесткость, даН/см<sup>2</sup>· мкм;  $P$  – давление в стыке, даН/см<sup>2</sup>;  $U$  – упругое сближение контактирующих поверхностей, мкм.

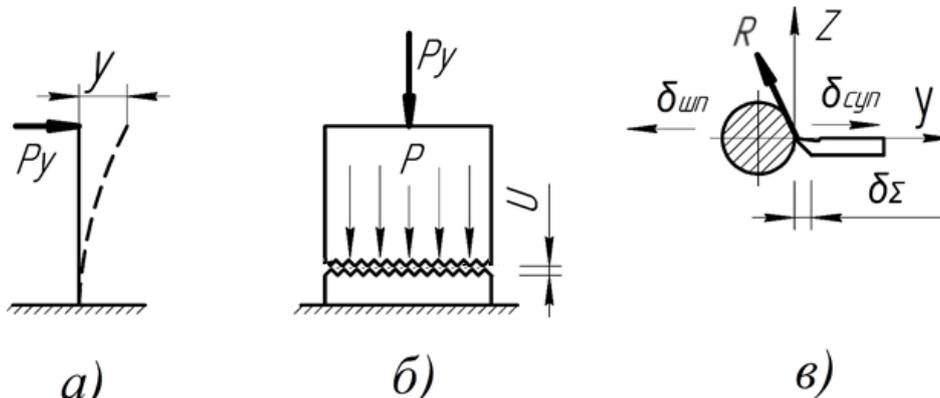


Рис.4.1. Схемы к определению жесткости в станках :  
а – в общем случае; б – в стыках между деталями; в – суммарной

В то же время для оценки контактной жесткости возможно и использование формулы (4.1).

**Суммарная жесткость** несущей системы станка [ 2 ] определяется по формуле (рис. 4.1, в)

$$j_{\Sigma} = \frac{R}{\delta_{\Sigma}}, \quad (4.3)$$

где  $j_{\Sigma}$  – суммарная жесткость, даН/мкм;  $R$  – внешняя сила совпадающая по направлению с силой резания, даН;  $\delta_{\Sigma}$  – относительное перемещение резца и заготовки в направлении оси  $Y$  (по нормали к обрабатываемой поверхности), мкм.

Заготовка при этом считается абсолютно жесткой, а относительное перемещение является суммой двух упругих отжатий направленных в противоположные стороны

$$\delta_{\Sigma} = \delta_{cyn} + \delta_{шпн},$$

где  $\delta_{cyn}$  – отжатие резца обусловленное упругой деформацией суппортного узла;  $\delta_{шпн}$  – отжатие заготовки обусловленное упругой деформацией шпиндельного узла.

Здесь следует обратить внимание на то, что сила и перемещение не совпадают по направлению. Суммарная жесткость используется при экспериментальной оценке качества изготавливаемых станков и в расчетах, целью которых является прогнозирование суммарной погрешности обработки на стадии проектирования нового станка.

Величину обратную жесткости называют **податливостью** и ее используют в расчетах на жесткость. При расчетах общего характера податливость представляется как

$$C = 1 / j = Y / P_y, \text{ мкм/даН.} \quad (4.4)$$

При этом элементы упругой системы станка (детали, узлы, стыки) представляются в виде набора пружин, которые в расчетной схеме на жесткость могут быть соединены последовательно, параллельно или смешанным образом (рис.4.2). Целью расчета обычно является определение суммарной податливости или жесткости исследуемого узла или станка в целом.

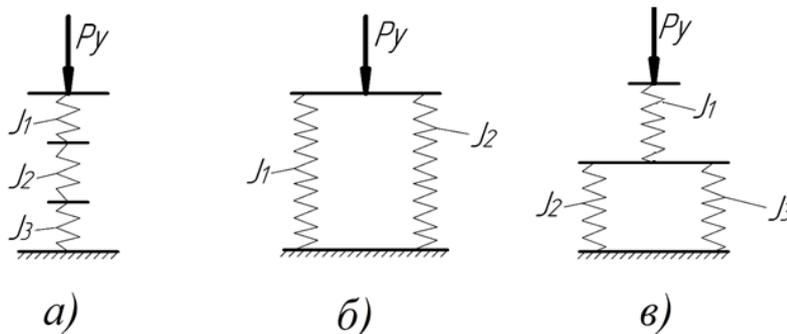


Рис.4.2. Виды соединений упругих элементов в расчетных схемах при определении суммарной жесткости :

*a* – последовательное; *б* – параллельное; *в* – смешанное

**При последовательном соединении** (см.рис.4.2, *a*)

$$C_{\Sigma} = 1 / j_{\Sigma} = 1 / j_1 + 1 / j_2 + \dots + 1 / j_i, \quad (4.5)$$

$$j_{\Sigma} = 1 / C_{\Sigma}.$$

Из формулы (4.5) следует, что суммарная жесткость узла  $j_{\Sigma}$  (например суппорта токарного станка) состоящего из нескольких элементов, будет всегда меньше жесткости наиболее податливого звена входящего в его состав.

Пусть  $j_1 = 10$ ;  $j_2 = 20$ ;  $j_3 = 25$  даН/мкм. Тогда  $C_{\Sigma} = 1 / j_{\Sigma} = 1 / 10 + 1 / 20 + 1 / 25 = 0,19$  мкм/даН, откуда  $j_{\Sigma} = 1 / 0,19 = 5,3$  даН/мкм, что почти в 2 раза меньше жесткости наиболее податливого звена  $j_1 = 10$  даН/мкм!

При параллельном соединении (см.рис.4.2, *б*)

$$j_{\Sigma} = j_1 + j_2 + \dots + j_i, \quad (4.6)$$

$$C_{\Sigma} = 1 / j_{\Sigma}.$$

**При смешанном соединении** для узла из трех упругих элементов (см.рис.4.2, *в*)

$$j_{2-3} = j_2 + j_3,$$

$$G_{\Sigma} = 1 / j_{\Sigma} = 1 / j_1 + 1 / j_{2-3}, \quad (4.7)$$

$$j_{\Sigma} = 1 / C_{\Sigma}.$$

где  $j_{2-3}$  – суммарная жесткость пружин  $j_2$  и  $j_3$  установленных параллельно.

#### 4.2. Контактная жесткость стыков

В связи с необходимостью выполнения практических расчетов направляющих на контактную жесткость этому вопросу следует уделить несколько большее внимание.

Контактная жесткость подвижных (направляющие станков) и неподвижных (жесткие соединения элементов) стыков зависит от давления в них, качества обработки сопрягаемых поверхностей и размеров этих поверхностей (масштабный фактор). Для технических расчетов на контактную жесткость принимают, что упругие деформации в стыках прямо пропорциональны **средним** давлениям (см.рис.4,1 б)

$$U = k \cdot P \text{ мкм}, \quad (4.8)$$

где  $k$  – коэффициент контактной податливости, мкм · см<sup>2</sup>/даН;  $P$  – среднее давление в стыке, даН/см<sup>2</sup>.

Обратная величина коэффициента  $k$  по сути определяет контактную жесткость стыка  $j = 1 / k$ . Значения коэффициента  $k$  имеют весьма большой разброс. Например, коэффициент контактной податливости в применении к направляющим смешанного трения может меняться от 0,3 до 4 мкм · см<sup>2</sup>/даН. При этом для станков средних размеров, которые рассматриваются в настоящем пособии, коэффициент контактной податливости в учебной литературе [ 1, 3, 7 ] рекомендуется принимать  $k = 1 \dots 1,5$  мкм · см<sup>2</sup>/даН.

Следует отметить, что для направляющих токарных станков эти значения весьма занижены. Дело в том, что контактные деформации в стыках органически связаны с местными отгибами направляющих. Влияние отгибов направляющих сказывается в виде:

- смещения узла вместе с упругодеформированными направляющими станины;
- увеличения контактных деформаций вследствие ухудшения условия контакта из-за искривления направляющих. Отгибы особенно существенны для направляющих, соединенных со станиной одной стенкой (как в станинах токарных станков). В результате искривления направляющих контактная податливость возрастает в несколько раз.

При проведении предварительных расчетов местные деформации направляющих не определяют, и оценивают их величину, проводя расчет по более увеличенным коэффициентам контактной податливости. Так в работе З.М. Левиной [ 9 ] рекомендуется при определении перемещений в направляющих токарных станков средних размеров обычного исполнения значения коэффициентов контактной податливости принимать

$$k = 2 \dots 3 \text{ мкм} \cdot \text{см}^2/\text{даН},$$

что в два раза больше значений  $k$  приводимых в учебниках.

#### 4.3. Влияние упругих деформаций в направляющих на точность обработки

Для оценки влияния упругих деформаций в стыках направляющих нижних салазок суппорта и станины на точность обработки можно без всяких изменений использовать схемы на рис.3.3. Предположим, что  $U_a$ ,  $U_b$  и  $U_c$  на этих схемах являются упругими перемещениями определяемыми в соответствии с формулой (4.8) как

$$U_a = k \cdot P_a, \quad U_b = k \cdot P_b, \quad U_c = k \cdot P_c, \quad (4.9)$$

где  $k$  – коэффициент контактной податливости;  $P_a$ ,  $P_b$ ,  $P_c$  – средние давления на гранях

направляющих  $a, b, c$ .

Тогда по аналогии с формулами (3.3, 3.4, 3.5) можно определить смещение вершины резца

$$\delta = k \cdot P_v + (k \cdot P_c - k \cdot P_a) \cdot \frac{H}{B}. \quad (4.10)$$

Это смещение, как и в предыдущем случае (см. формулу 3.3), является суммой двух составляющих – линейного смещения вершины резца на рабочем вследствие упругого перемещения  $U_b$  и смещения резца  $U_\varphi$  из-за наклона суппортной группы обусловленного разной величиной перемещений на гранях  $c$  и  $a$  ( $U_c > U_a$ ).

Погрешность обработки обусловленная только упругими деформациями в нижнем подвижном стыке суппорта определяется как

$$\Delta = 2\delta, \quad (4.11)$$

а фактический диаметр обработанной заготовки будет отличаться от заданного на величину  $\Delta$ , т.е.

$$D_\phi = D + \Delta.$$

Следует отчетливо представлять, что суппортная группа токарного станка состоит из нескольких корпусных деталей сопрягаемых между собой подвижными направляющими и неподвижными жесткими стыками. На рис.4.3, *a* полуконструктивно изображен этот узел состоящий из нижних продольных салазок 1, скользящих по плоским направляющим станины, поперечных салазок 2, перемещаемых по трапецевидной направляющей нижних салазок, верхних продольных салазок 3 с резцедержкой, смещаемых в свою очередь по трапецевидной направляющей поперечных салазок. Отдельные детали и неподвижные соединения между ними (например, резцедержка скрепленная с верхними салазками 3) при составлении суммарного баланса упругих перемещений узла принимаются абсолютно жесткими.

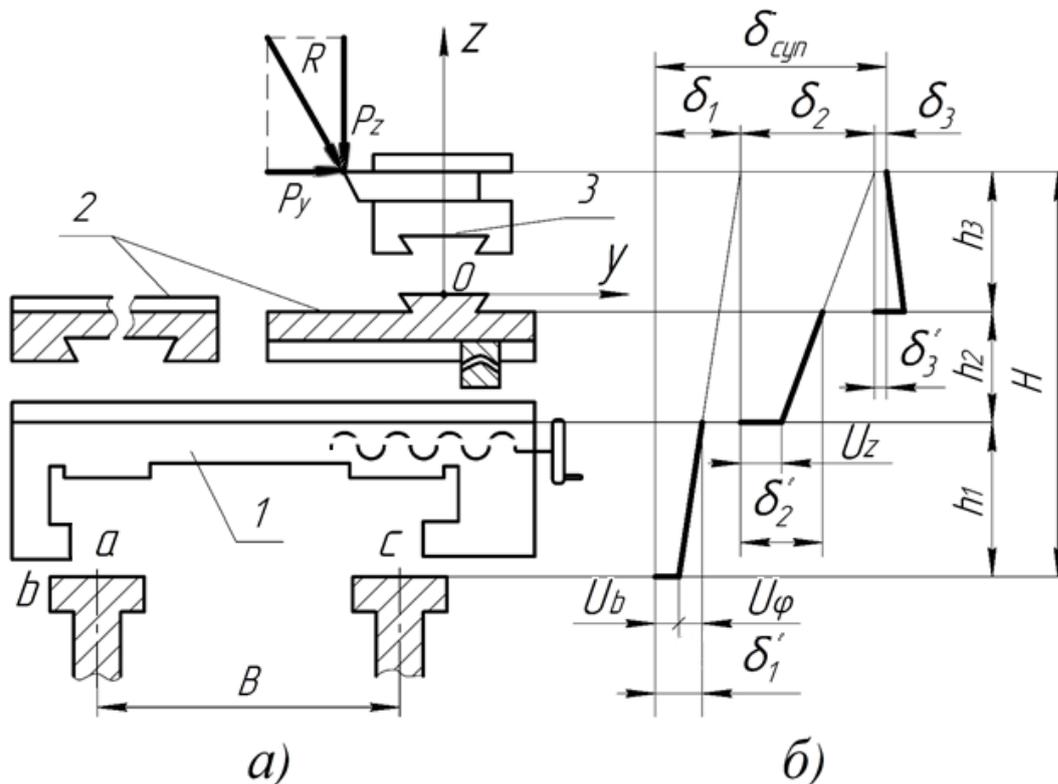


Рис.4.3. Схемы суппортной группы токарного станка :

$a$  – полуконструктивная,  $b$  – баланса упругих перемещений

Рядом, на рис.4.3,  $b$  утолщенными горизонтальными и наклонными линиями показаны перемещения корпусов салазок  $\delta'_1, \delta'_2, \delta'_3$  обусловленные упругими деформациями в стыках направляющих. Эти перемещения графически приведены к вершине резца и обозначены  $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ .

Суммарное упругое отжатие резца, определяющее точность обработки, представляется в виде трех слагаемых

$$\delta_{\text{суп}} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3. \quad (4.12)$$

Наличие коротких **горизонтальных** участков в составе упругих перемещений  $\delta'_1, \delta'_2, \delta'_3$  для каждой салазок объясняется разными причинами. Для нижних салазок 1 – это контактные перемещения  $U_{\theta}$  перпендикулярно грани  $\theta$  (см.рис.3.3). Для верхних салазок 3 – горизонтальные контактные перемещения в стыке левых наклонных граней трапециевидных направляющих от действия силы  $P_y$ . Для поперечных салазок 2 – суммарная упругая деформация  $U_{\Sigma}$  отдельных элементов механизма ходового винта. Механизм состоит из 4-х упругих элементов соединенных последовательно:

- тела винта подверженного сжатию - растяжению;
- резьбового соединения винт - гайка с относительно невысокой жесткостью;
- упорного подшипника упругодеформируемого в осевом направлении;
- стыка подшипника с корпусом салазок.

Из-за последовательного соединения элементов в винтовом механизме его суммарная податливость весьма значительна (см. формулу 4.5) и этот механизм является наиболее слабым звеном в конструкции суппорта.

Утолщенные **наклонные** линии в составе деформаций  $\delta'_1, \delta'_2, \delta'_3$  определяют горизонтальные смещения верхних точек корпусов салазок высотой  $h_1, h_2, h_3$  из-за их угловых поворотов (наклонов). Наклон салазок обусловлен следующими причинами. Нижние салазки 1 поворачиваются на угол  $\varphi$  (см.рис.3.3) из-за разницы давлений на гранях  $C$  и  $a$  ( $P_c > P_a$ ) и горизонтальная величина смещения их верхних точек определяется величиной  $U_{\varphi}$ . Поперечные салазки 2 наклоняются вследствие трапециевидного или треугольного характера распределения давления вдоль направляющих (см.рис.1.8). Очевидно, что при равнодействующей силе  $R$  приложенной к вершине резца в направлении показанном на рис.4.3 максимальные давления будут приложены на правом конце этих салазок, и определять их наклон вправо.

Верхние салазки 3 с резцедержкой под действием опрокидывающих моментов от сил  $P_z$  и  $P_y$  относительно т. 0 ( $M_{P_z} > M_{P_y}$ ) поворачиваются против часовой стрелки и резец перемещается на деталь [ 9 ]. Это отрицательное упругое перемещение верхних салазок с резцом благоприятно, т.к. уменьшает суммарное смещение  $\delta_{\text{суп}}$  и приводит к увеличению жесткости суппортной группы.

Суммарная жесткость суппортного узла может быть определена по аналогии с вычислением суммарной жесткости несущей системы станка (см. формулу 4.3)

$$j_{\text{суп}} = R / \delta_{\text{суп}}, \quad (4.13)$$

где сила  $R$  – сила резания не совпадающая по направлению с осью  $Y$ , даН (см.рис.4.3);  $\delta_{\text{суп}} = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$  – суммарное упругое отжатие резца в направлении оси  $Y$ , мкм. Здесь, как и в формуле 4.3, сила и перемещение не совпадают по направлению.

С другой стороны, жесткость суппортного узла включающего три упругих элемента

может быть вычислена по аналогии с формулой (4.5) как

$$1 / j_{\text{сум}} = 1 / j_1 + 1 / j_2 + 1 / j_3 , \quad (4.14)$$

где  $j_1 = R / \delta_1$ ;  $j_2 = R / \delta_2$ ;  $j_3 = R / \delta_3$ .

Жесткость основных узлов современных станков имеет весьма различные значения. Жесткость шпинделей отечественных станков находится в пределах 5 ... 20 даН/мкм жесткость суппортов токарных станков при хорошей регулировке достигает 5 ... 7 даН/мкм, а в цеховых условиях может снизиться до 2 даН/мкм и ниже [ 7 ]. Эти цифры показывают что упругие перемещения суппортов составляют 50 % и более в общем балансе жесткости несущих систем токарных станков.

Следует иметь в виду, что при постоянной жесткости суппортной группы и неизменности силы резания  $R$  приращение диаметра по сравнению с заданным его значением ( $D\phi = D + \Delta$ ) будет сохраняться по всей длине заготовки и не вызовет погрешности ее формы.

Приращение диаметра будет постоянным для всех заготовок партии (систематическая погрешность) и поэтому может быть легко скорректировано при настройке станка соответствующим уменьшением настроечного размера. Если же сила резания будет изменяться по величине и направлению при перемещении резца вдоль заготовки, то это приведет к погрешностям ее формы и размеров, обусловленных разной величиной отжатий резца. Изменение силы резания на практике часто происходит из-за переменности припуска и твердости по длине заготовки, переменности припуска в поперечном сечении при эксцентричном закреплении заготовки, затупления резца и других причин.

#### 4.4. Примеры расчета направляющих на жесткость

Расчет направляющих на жесткость производится в соответствии с заданием выданном на первом практическом занятии. Значительная часть исходных данных для этого расчета получена в процессе выполнения первого задания и используется для решения настоящего примера.

При выполнении и оформлении работы следует придерживаться требований изложенных в п.2.1, а также должны быть представлены таблицы с результатами вычислений и графики.

В данной работе необходимо количественно оценить влияние упругих перемещений в стыках направляющих нижних салазок суппорта и станины на точность обработки изделий. Эту оценку необходимо выполнить для двух случаев:

**первый** – для базовых значений высоты центров  $H$  и ширины станины  $B$  приведенных в табл.2.1;

**второй** – для базового значения  $H$  и изменяемой ширины  $B$ , что позволит оценить влияние отношения  $H / B$  на точность обработки путем построения зависимости  $\Delta = f(H / B)$ .

Кроме этого для первого случая необходимо определить суммарную жесткость суппортной группы включающей три подвижных стыка.

##### 1).Исходные данные для первого случая

Из табл.2.1 для задания №25 имеем:  $H = 20$  см;  $B = 35$  см;  $L = 60$  см. Другие необходимые параметры заимствуем из подраздела 2.2.

**Реакции** на гранях направляющих:

$$R_a = 78,1 \text{ даН}; R_b = 292,5 \text{ даН}; R_c = 776,9 \text{ даН}.$$

Размеры направляющих: длина всех граней  $L = 60$  см; ширина граней  $a = 1,95$  см;  $b =$

1,22 см;  $c = 3,24$  см.

**Средние давления на гранях:**

$$P_a = \frac{R_a}{a \cdot L} = \frac{78,1}{1,95 \cdot 60} = 0,668 = 0,67 \text{ даН/см}^2;$$

$$P_b = \frac{R_b}{b \cdot L} = \frac{292,5}{1,22 \cdot 60} = 3,996 = 4 \text{ даН/см}^2;$$

$$P_c = \frac{R_c}{c \cdot L} = \frac{776,9}{3,24 \cdot 60} = 3,996 = 4 \text{ даН/см}^2.$$

Коэффициент контактной податливости  $k = 2,5$  мкм · см<sup>2</sup>/даН принимаем равным среднему значению из рекомендуемого диапазона его величин ( $k = 2 \dots 3$  мкм · см<sup>2</sup>/даН [ 9 ]).

## 2). Определение погрешности обработки в первом случае

Подставляя исходные величины в формулу (4.10) сначала находим величину смещения резца обусловленную контактными деформациями в направляющих нижних салазок суппорта

$$\delta_1 = k \cdot P_b + (P_c - P_a) \cdot \frac{H}{B} = 2,5 \cdot 4 + 2,5 (4 - 0,67) \frac{20}{35} = 10 + 4,8 = 14,8 \text{ мкм.}$$

Частичная погрешность обработки из-за этого смещения резца будет равна  $\Delta_1 = 2 \delta_1 = 2 \cdot 14,8 = 29,6$  мкм. Для определения полной погрешности обработки необходимо располагать еще значениями  $\delta_2$  и  $\delta_3$  или величинами  $j_1, j_2, j_3$ .

## 3). Определение жесткости суппортной группы при базовых значениях $B$ и $H$

Суммарная жесткость суппортной группы определяется по формуле (4.14) для чего необходимо располагать равнодействующей силой  $R$  и суммарным отжатием вершины резца  $\delta_{суп}$  в направлении оси  $Y$  (см.рис.4.2).

Располагая значениями составляющих  $P_z = 650$  даН и  $P_y = 292$  даН (см.п.2.2, этап 2) можно определить равнодействующую

$$R = \sqrt{P_z^2 + P_y^2} = \sqrt{650^2 + 292^2} = 712,6 \text{ даН.}$$

Зная величину  $\delta_1 = 14,8$  мкм, вычисленную на предыдущем этапе расчетов можно по формуле (4.14) определить жесткость суппорта  $j_1$  зависящую только от деформации  $\delta_1$

$$j_1 = \frac{R}{\delta_1} = \frac{712,6}{14,8} = 48 \text{ даН/мкм.}$$

Для того, чтобы определить значение суммарной жесткости суппортной группы необходимо располагать величинами перемещений  $\delta_2$  и  $\delta_3$  (см. формулы 4.12, 4.13). Величина  $\delta_3$  в общем балансе упругих перемещений суппорта (см.рис.4.3, б) весьма мала и ею на этапе прикидочных расчетов можно пренебречь. Смещение  $\delta_2 > \delta_1$  и обычно составляет 60 ... 80 % от  $\delta_{суп}$  или  $\delta_2 = (0,6 \dots 0,8) \delta_{суп}$ . Тогда  $\delta_1 = (0,2 \dots 0,4) \delta_{суп}$ . Приняв  $\delta_1 = 0,2 \delta_{суп}$  можно ориентировочно определить  $\delta_{суп} = \delta_1 / 0,2 = 14,8 / 0,2 = 74$  мкм.

Суммарная жесткость суппортной группы

$$j_{суп} = \frac{R}{\delta_{суп}} = \frac{712,6}{74} = 9,6 \text{ даН/см}^2,$$

что весьма близко к значениям жесткости суппортов токарных станков полученных экспериментально  $j = 5 \dots 7$  даН/см<sup>2</sup> (см.п.4.2).

Жесткость подвижного стыка между нижними и поперечными салазками определяем

при помощи формулы (4.14), располагая значением  $\delta_2 = \delta_{суп} - \delta_1 = 74 - 14,8 = 59,2$  мкм. Тогда  $j_2 = R / \delta_2 = 712,6 / 59,2 = 12$  даН/мкм, а суммарная жесткость суппортной группы  $1 / j_{суп} = 1 / j_1 + 1 / j_2 = 1 / 48 + 1 / 12 = 0,0208 + 0,0833 = 0,104$ .

Отсюда  $j_{суп} = 1 / 0,104 = 9,6$  даН/см<sup>2</sup>, что совпадает с предыдущими вычислениями.

#### 4). Исходные данные для второго случая

Прежде всего при условии заданной и неизменной высоты центров  $H$  необходимо определить значения габаритной ширины направляющих, которые могут иметь место при проектировании станка. Согласно существующих рекомендаций станкостроения отношение  $H / B = 0,55 \dots 0,8$ . Для более наглядного представления будущих результатов принимаем  $H / B = 0,5 \dots 1,0$ . В рассматриваемом примере  $H = 1,0; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5$ :  $B_1 = 20 : 1,0 = 20$  см;  $B_2 = 20 : 0,9 = 22,2$  см;  $B_3 = 25$  см;  $B_4 = 28,6$  см;  $B_5 = 33,3$  см;  $B_6 = 40$  см.

**Реакции** на гранях направляющих при разных значениях  $B$  определяем по аналогии с этапом 3 приведенном в п.2.2. В нем для базовой ширины  $B = 35$  см вычислены:

$$R_b = P_y = 292,5 \text{ даН};$$

$$\begin{aligned} R_a &= (G \cdot Y_G - P_y \cdot H + P_z \cdot Y_p) \cdot 1 / B = \\ &= (205 \cdot 7 - 292,5 \cdot 20 + 650 \cdot 11) \cdot 1 / 35 = \\ &= 2735 : 35 = 78,1 \text{ даН}; \end{aligned}$$

$$R_c = P_z + G - R_a = 650 + 205 - 78,1 = 776,9 \text{ даН}.$$

Видно, что реакция  $R_b$  не зависит от ширины  $B$ , а в уравнениях для определения  $R_a$  и  $R_c$  жирным шрифтом выделены параметры влияющие на величины реакций. Так при  $B_1 = 20$  см реакция  $R_a = 2735 : 20 = 136,8$  даН,  $R_c = 650 + 205 - 136,8 = 718,2$  даН; при  $B_2 = 22,2$  см,  $R_a = 2735 : 22,2 = 123,2$  даН,  $R_c = 650 + 205 - 123,2 = 731,8$  даН. Аналогичным образом определяем реакции для других  $B$  и заносим их значения в табл.4.1.

**Средние давления** на гранях направляющих ( $a = 1,95$  см,  $b = 1,22$  см,  $c = 3,24$  см,  $L = 60$  см) для шести разных значений  $B$  и величин реакций (см.табл.4.1) определяем как и в первом случае.

При ширине  $B_1 = 20$  см:

$$P_a = \frac{R_a}{a \cdot L} = \frac{136,8}{1,95 \cdot 60} = 1,169 = 1,17 \text{ даН/см}^2;$$

$$P_b = \frac{R_b}{b \cdot L} = \frac{292,5}{1,22 \cdot 60} = 3,996 = 4 \text{ даН/см}^2;$$

$$P_c = \frac{R_c}{c \cdot L} = \frac{718,2}{3,24 \cdot 60} = 3,694 = 3,69 \text{ даН/см}^2.$$

Таблица 4.1

Величины реакций на гранях направляющих  
разной габаритной ширины  $B$

№ п/п	Габаритная ширина $B$ , см	Величины реакций, даН		
		$R_a$	$R_b$	$R_c$
1	20	136,8	292,5	718,2
2	22,2	123,2	292,5	731,8

3	25	109,4	292,5	745,6
4	28,6	95,6	292,5	759,4
5	33,3	82,1	292,5	772,9
6	40	68,4	292,5	786,6

Далее рассчитываем средние давления для оставшихся пяти условий и заносим их в табл.4.2.

Таблица 4.2

Величины среднего давления на гранях направляющих разной габаритной ширины  $B$

№ п/п	Габаритная ширина $B$ , см	Величина среднего давления, даН/см <sup>2</sup>		
		$P_a$	$P_e$	$P_c$
1	20	1,17	4,0	3,69
2	22,2	1,05	4,0	3,76
3	25	0,94	4,0	3,84
4	28,6	0,82	4,0	3,91
5	33,3	0,70	4,0	3,98
6	40	0,58	4,0	4,05

### 5). Определение погрешности обработки во втором случае

Используя формулу (4.10) и данные табл.4.2 сначала определяем величины смещения резца при разной ширине направляющих.

При габаритной ширине  $B_I = 20$  см и заданной (неизменной) высоте центров  $H = 20$  см

$$\delta_I = k \cdot P_e + k \cdot (P_c - P_a) \cdot \frac{H}{B} = 2,5 \cdot 4 + 2,5 (3,69 - 1,17) \cdot \frac{20}{20} = 16,3 \text{ мкм.}$$

По аналогии рассчитываем величины  $\delta$  при других значениях параметров и результаты заносим в табл.4.3.

Таблица 4.3

Результаты вычислений смещения резца и погрешностей обработки при разной ширине  $B$  и отношении  $H/B$

№ п/п	Габаритная ширина $B$ , см	Отношение $H/B$	Смещение резца $\delta$ , мкм	Погрешность обработки $\Delta$ , мкм
1	20	1	16,3	32,6
2	22,2	0,9	16,1	32,1
3	25	0,8	15,8	31,6
4	28,6	0,7	15,4	30,8
5	33,3	0,6	14,9	29,8
6	40	0,5	14,3	28,6

В завершение определяем величины погрешностей обработки  $\Delta = 2\delta$  и заносим их в ту же табл.4.3.

#### б). Построение зависимости погрешности обработки $\Delta$ от отношения $H/B$

Эта зависимость (рис.4.4) строится по шести точкам на основе данных в табл.4.3. Она позволяет оценить степень влияния ширины станины при неизменной высоте центров на точность обработки. Из графика видно, что упругие перемещения в стыках направляющих нижних салазок и станины при разном отношении  $H/B$  оказывают весьма слабое влияние на точность обработки. Так, в пределах рекомендуемого диапазона  $H/B = 0,55 \dots 0,8$  погрешность  $\Delta$  в нашем случае составляет немногим больше 2 мкм.

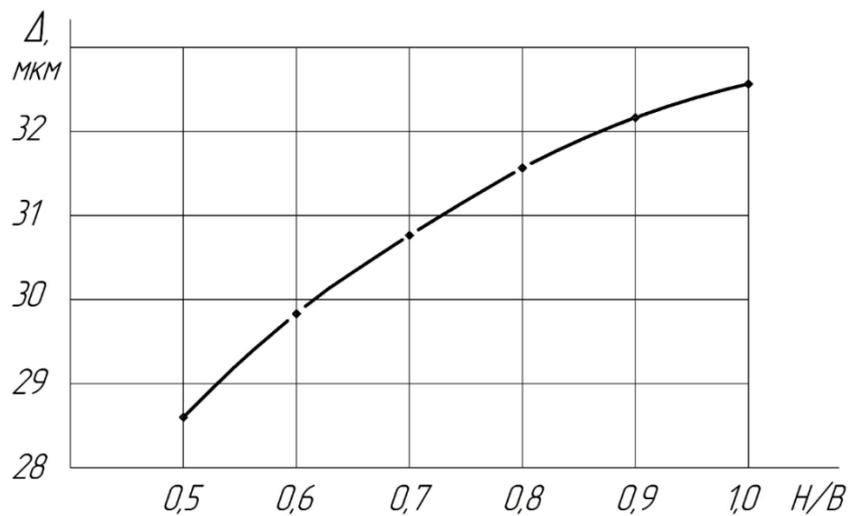


Рис.4.4. Погрешность обработки определяемая отношением высоты центров к ширине станины

#### 4.5. Контрольные вопросы

1. Дать определения суммарной жесткости станка и суппортной группы; привести схемы и формулы для их вычисления.
2. Привести формулы для определения суммарной жесткости при последовательном, параллельном и смешанном соединении звеньев упругой системы. Объяснить, чем вызвано различие в структуре формул?
3. Привести зависимость для вычисления общей жесткости последовательно соединенных упругих элементов и объяснить почему она меньше жесткости наиболее податливого звена.
4. Дать определение контактной жесткости и контактной податливости. Записать формулы для их вычисления и перечислить основные факторы влияющие на искомые величины.
5. От каких параметров зависит величина коэффициента податливости? Какие факторы определяют необходимость увеличения его значения при выполнении расчетов?
6. Изложить последовательность вывода формулы для определения упругого смещения вершины резца, обусловленного контактными деформациями в стыке направляющих станины и нижних салазок суппорта.
7. С помощью схем на рис.4.2 пояснить механизм образования упругих отжатый резца при токарной обработке.
8. Перечислить элементы суппортной группы токарного станка оказывающих наибольшее влияние на упругое смещение резца и погрешность обработки.
9. Объяснить, почему упругие деформации в трапециевидных направляющих верхних салазок суппорта благоприятным образом сказываются на точности обработки?

10. Выполнить расчетную схему (в виде пружин) для определения суммарной жесткости передачи винт-гайка и записать формулу для вычисления этой жесткости.

11. Как определяется жесткость суппортной группы токарного станка?

12. Какие переменные факторы влияют на точность обработки в связи с упругими деформациями несущей системы станка?

13. Каким образом на погрешность обработки влияет отношение высоты центров станка к габаритной ширине направляющих и что препятствует увеличению этого параметра свыше рекомендуемых значений?