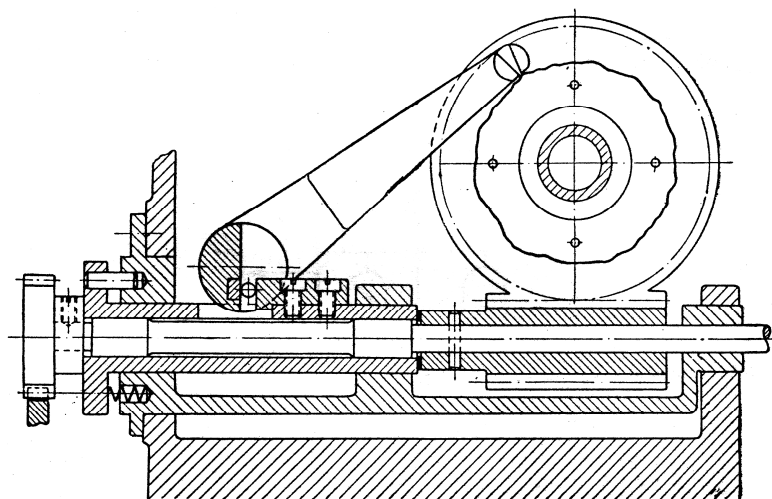


В.А. ВАНИН, А.Н. КОЛОДИН, В.Х. ФИДАРОВ

# ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ



Учебное издание

ВАНИН Василий Агафонович,  
КОЛОДИН Андрей Николаевич,  
ФИДАРОВ Валерий Хазбиевич

# ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ

Учебное пособие

Редактор Е.С. Мордасова  
Инженер по компьютерному макетированию Т.Ю. Зотова

Подписано в печать 18.10.2011  
Формат 60 × 84/16. 10,93 усл. печ. л. Тираж 100 экз. Заказ № 448

Издательско-полиграфический центр ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
392000, г. Тамбов, ул. Советская, д. 106, к. 14

Министерство образования и науки Российской Федерации  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Тамбовский государственный технический университет»**

**В.А. ВАНИН, А.Н. КОЛОДИН, В.Х. ФИДАРОВ**

# **ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ МЕТАЛЛОРЕЖУЩИХ СТАНКОВ**

*Рекомендовано Учёным советом университета  
в качестве учебного пособия*



---

Тамбов  
Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
2011

УДК 621.9(075.8)  
ББК К63-52-04я73  
В172

Рецензенты:

Начальник КБ редукторов и специальных приводов  
ЗАО «Тамбовполимермаш», член Всероссийской ассоциации  
инженеров механических трансмиссий  
*К.С. Козлов*

Доктор технических наук,  
профессор кафедры «Управление качеством» ФГБОУ ВПО «ТГТУ»  
*А.А. Чуриков*

**Ванин, В.А.**

В172 Точность кинематических цепей металлорежущих станков :  
учебное пособие / В.А. Ванин, А.Н. Колодин, В.Х. Фидаров. –  
Тамбов : Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2011. – 188 с. – 150 экз.  
ISBN 978-5-8265-1014-8

Дана методика расчёта точности кинематических цепей металлорежущих станков (зубо- и резьбообрабатывающих) и её влияние на параметры точности обрабатываемых изделий (зубчатых и червячных колёс).

Предназначено для студентов всех форм обучения, направления подготовки бакалавров, специалистов и магистров 151000, 151900 «Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств», 150900 «Технология оборудование и автоматизация машиностроительных производств» и 150700 «Машиностроение» при изучении дисциплин «Металлорежущие станки», «Расчёт, моделирование и конструирование оборудования с компьютерным управлением», «Математическое моделирование в машиностроении», выполнении дипломного проектирования, курсового проекта по дисциплине «Металлорежущие станки», написании магистерской диссертации.

УДК 621.9(075.8)  
ББК К63-52-04я73

**ISBN 978-5-8265-1014-8**

© Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет» (ФГБОУ ВПО «ТГТУ»), 2011

## ВВЕДЕНИЕ

---

Машиностроение является основой научно-технического прогресса в различных отраслях народного хозяйства. Непрерывное совершенствование и развитие машиностроения связано с прогрессом станкостроения, поскольку металлорежущие станки вместе с некоторыми другими видами технологических машин обеспечивают изготовление любых новых видов оборудования.

С развитием человеческого общества непрерывно повышаются требования к качеству изготавливаемых машин, без которых невозможна современная жизнь. Основными показателями качества машин являются: точность, производительность, надёжность, экономичность, материалоемкость, безопасность эксплуатации и т.д.

Современные металлорежущие станки обеспечивают исключительно высокую точность обработанных деталей. Ответственные поверхности наиболее важных деталей машин и приборов обрабатывают на станках с погрешностью в долях микрометров, а шероховатость поверхности при алмазном точении не превышает сотых долей микрометра. Требования к точности в машиностроении постоянно растут, и это, в свою очередь, ставит новые задачи перед прецизионным станкостроением.

Специалисты в области технологии машиностроения, металлорежущих станков и инструментов находятся на одном из самых ответственных участков всего научно-технического прогресса. Задача заключается в том, чтобы в результате коренного совершенствования технологии обработки, создания новых металлорежущих станков, станочных модулей для гибких производственных систем обеспечить техническое и организационное перевооружение всех отраслей машиностроения и на этой основе обеспечить существенное повышение производительности труда и качества изготавливаемых машин.

Большинство показателей качества машин в значительной мере зависят от качества их приводов. Качество же приводов во многом определяется точностью механических передач (зубчатых, червячных, винтовых), передающих движение от двигателя рабочим органам машины. Эти механические передачи – зубчатые и червячные колёса, червяки, ходовые винты и гайки – изготавливаются на металлорежущих станках – зубо- и резьбообрабатывающих.

Одним из важнейших условий изготовления на металлорежущих станках зубчатых, червячных и винтовых передач, с заданной точностью, требующих сложных взаимосвязанных движений рабочих органов станка, является точность и оптимальная структура кинематических цепей станков.

Точность кинематической цепи зависит от точности звеньев кинематической цепи и точности их сборки. Изготовить детали и собрать из них изделие с абсолютной точностью невозможно, так как и в процессе изготовления и в процессе сборки действуют множество факторов случайного и систематического характера, препятствуют достижению абсолютной точности и всегда возникают отклонения от требуемой точности. С этим приходится считаться и накладывать ограничения на эти отклонения, т.е. назначить допуски.

Для того, чтобы станок был экономичным, необходимо, чтобы точность его кинематических цепей соответствовала необходимой точности изготавливаемого изделия. Назначение чрезмерно жёстких допусков на элементы кинематической схемы ведёт к удорожанию станка, а при больших допусках можно не обеспечивать требуемой точности изготавливаемого на станке изделия.

Для того чтобы установить рациональные допуски на элементы кинематической схемы станка необходимо выявить погрешности изготовления каждого элемента и степень их влияния на точность обрабатываемого на станке изделия.

Это достигается расчётом погрешностей кинематических цепей станка и степени их влияния на точность параметров обрабатываемых изделий, методика которого изложена в предложенном учебном пособии.

Основы этого расчёта разработаны рядом авторов: Н.А. Калашниковым, А.И. Плужниковым, А.М. Фарбером, А.В. Левашовым и др.

При разработке эскизного проекта точного зубо- или резьбообрабатывающего станка рекомендуется производить сначала примерный расчёт его кинематической точности и только тогда, когда результат расчётов покажет, что выбранная кинематическая схема обеспечивает требуемую оптимальную точность станка, приступают к разработке технического и рабочего проекта станка с составлением уже подробного поддетального расчёта.

# 1. ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ОБКАТКИ–ДЕЛЕНИЯ

## 1.1. ТОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС И ЕЁ ПОКАЗАТЕЛИ

Качество зубчатых передач машины оказывает существенное влияние на эксплуатационные и технико-экономические показатели её работы.

Равномерность, плавность и точность движения рабочих органов машины, КПД, бесшумность, величина динамических нагрузок в её узлах, долговечность конструкции, экономичность эксплуатации – все эти показатели в значительной степени зависят от работы зубчатых передач.

Стремление повысить технико-экономические показатели машин, особенно в связи с ростом их быстроходности, мощности и точности, требует изыскания и применения наиболее эффективных способов обеспечения требуемого качества зубчатых колёс.

В этой связи конструктор должен выбрать и рассчитать необходимую и достаточную точность изготовления и сборки деталей передачи, не усложняя процесс производства и не удорожая стоимость деталей чрезмерными требованиями к точности изготовления.

Технолог должен обеспечить высокопроизводительный процесс изготовления зубчатых колёс требуемой точности с минимальной затратой средств. В соответствии с технологическими задачами основного производства инструментальщики и механики должны подготовить инструмент и оборудование необходимого качества.

С этой задачей связана и проверка качества изготовленных зубчатых колёс, что требует применения высокопроизводительных и точных методов, приборов и инструментов для контроля изделий и средств производства.

Таким образом, точность зубчатых колёс с различных точек зрения – конструкторской (какая нужна точность), производственно-технологической (как обеспечить эту точность), метрологической (что, как и чем измерить) – затрагивает все звенья производственного процесса.

Эксплуатационное качество зубчатой передачи характеризуется следующими показателями.

1. Кинематической точностью передачи, определяемой степенью постоянства мгновенного передаточного отношения и плавностью передачи движения. Плавность движения может быть охарактеризована величиной ускорения избыточного перемещения, происходящего вследствие колебания передаточного отношения.

2. Нагрузочной способностью, т.е. способностью передавать требуемую мощность и усилия.

3. Долговечностью (прочностью и износостойкостью).
4. Коэффициентом полезного действия, экономичностью.
5. Бесшумностью.

Значимость каждого из этих показателей зависит от назначения передачи. Например, для силовых передач важнейшее значение имеют нагрузочная способность и КПД. Для быстроходных передач приобретает первостепенное значение кинематическая точность, так как величина дополнительных динамических нагрузок, вызываемых кинематическими ошибками, с увеличением скорости приближается к полезным нагрузкам. Для точных делительных передач решающим фактором является кинематическая точность, в то время как нагрузочная способность и, обычно, КПД не имеют решающего значения.

Эксплуатационные показатели передачи зависят от многих факторов. Так, например, нагрузочная способность передачи при данной окружной скорости зависит от качества материала колёс и его термической обработки; от конструкции колёс и их зубьев; от величины и расположения контактной поверхности зубьев, определяемой точностью изготовления зубчатых колёс и их монтажа.

Долговечность и КПД также зависят от качества материала, обработки и точности изготовления колёс.

Интенсивность шума работающих колёс зависит от конструктивных, силовых и скоростных параметров передачи и от точности колёс. Таким образом, точность колёс оказывает влияние на все эксплуатационные показатели передачи.

Точность передачи определяется качеством монтажа, жёсткостью конструкции и точностью самих зубчатых колёс. Точность каждого колеса определяется точностью формы, размеров, расположения рабочих поверхностей зубьев относительно друг друга и относительно оси вращения.

Необходимую точность зубчатых колёс устанавливают при конструировании, исходя из назначения передачи. Достижимая точность зависит от способа изготовления и соблюдения необходимых норм технологического процесса, точности и жёсткости средств производства (инструмента, приспособлений и зуборезного станка).

Чтобы обеспечить требуемую точность зубчатых колёс надо знать причины возникновения ошибок изделия и функциональные зависимости между этими ошибками и вызывающими их причинами. Зная погрешности средств производства и их влияние на точность изделий при данном способе профилирования, режиме и условиях обработки, возможно составить уравнение баланса точности и предопределить расчётно-аналитическим путём точность изделий.

Зная, какие элементы станка влияют на возникновение ошибок и меру их влияния, можно установить необходимые нормы точности и жёсткости станка и наиболее эффективные способы их реализации.

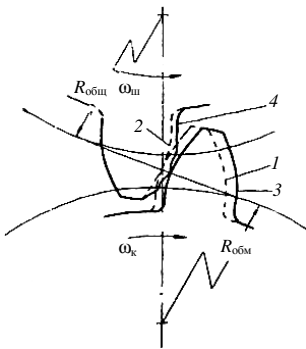


Очевидно, что критерии для оценки точности и жёсткости зуборезных станков следует основывать на показателях точности зубчатых колёс.

Решение вопроса было бы наиболее удобным, если бы точность зубчатых колёс можно было оценить одним единственным показателем. Если такой показатель вычислить по уравнению баланса точности как сумму составляющих, зависящих каждая от одного из элементов производства (например, точности инструмента, точности станка и др.), то он показал бы непосредственно зависимость точности колеса от процесса его изготовления. Вместе с тем такой единственный показатель точности зубчатых колёс как деталей работающего механизма, должен быть показателем, характеризующим процесс работы, т.е. передачу вращения при заданной нагрузке в отличие от геометрических показателей, достаточных для многих неподвижных деталей машин. Поэтому наиболее общий показатель точности зубчатых колёс следовало бы назвать «действующей динамической ошибкой», являющейся результатом совместного действия геометрических ошибок самих колёс, ошибок монтажа, силовых и температурных деформаций и прочих факторов, влияющих на эксплуатационные показатели передачи.

В теории реальных механизмов установлено понятие «действующей кинематической ошибки», которая определяется величиной и направлением избыточного перемещения ведомого элемента, происходящего вследствие ошибки ведущего элемента. При этом оба колеса рассматриваются как идеальные, не деформируемые детали машин. «Действующая кинематическая ошибка» характеризует только кинематический процесс движений в реальном механизме без учёта действительных условий работы нагруженных деталей. Однако методика такого анализа позволяет ввести поправки, например, на влияние нагрузок, если рассматривать деформации как ошибки формы размеров и положения элементов колеса.

Погрешность перемещения (поворота) при зацеплении зубчатого колеса с идеальным колесом может быть измерена в угловых или в линейных единицах (на определённом радиусе). Влияние ошибок формы, размеров, положения рабочих профилей зубьев, являющихся причиной погрешности перемещения, проявляется непрерывно по мере вращения колеса. При этом в каждый момент времени проявляется влияние ошибки положения именно той точки профиля, которая в данный момент вышла на линию зацепления и находится в контакте с профилем парного колеса (рис. 1.1). Относительное угловое положение контактирующих профилей определяется положением точки контакта на общей нормали к профилям, т.е. для эвольвентных профилей теоретически – на прямой линии зацепления. Следовательно, кинематическую ошибку можно измерить как линейное перемещение на основной окружности.



**Рис. 1.1. Ошибка положения ведомого колеса:**

- 1 – идеальное положение ведомого колеса;
- 2 – теоретически точное ведущее колесо;
- 3 – действительное положение ведомого колеса вследствие ошибок профиля;
- 4 – профиль ведущего колеса

формы, размеров и положения рабочих профилей, измеряемые каждая в соответствующем направлении, могут быть приведены на направление линии действия кинематической ошибки, вследствие чего последнюю и называют приведённой ошибкой.

Таким образом, точность колёс, а также другие показатели их эксплуатационного качества (нагрузочная способность, шумность) могут быть определённым образом охарактеризованы ошибками отдельных элементов колёс, вызванными погрешностями процесса изготовления. Следовательно, если известны соответствующие функциональные зависимости между ошибками и вызванными ими явлениями в работающей передаче, то представляется возможным установить связь между погрешностями процесса изготовления зубчатых колёс и процессом их работы.

Принятые методы контроля точности колёс предусматривают поэлементный метрологический контроль.

Такими поэлементными показателями, по действующим ГОСТ, являются точность эвольвентного профиля, основного шага, равномерность окружного шага, точность направления зубьев и расположения зубчатого венца.

Величина некоторых поэлементных показателей зависит от обработки заготовки ещё до нарезания зубьев и имеет существенное значение для правильной установки заготовки на зуборезном станке, при контроле зубьев, а в дальнейшем – при монтаже передачи.

Математически действующую кинематическую ошибку представляют как:

$$\Delta y = \int_0^x \delta r p dx, \quad (1.1)$$

где  $y$  – перемещение ведомого звена, происходящее от перемещения  $x$  ведущего;  $\delta r$  – ошибка радиуса окружности, на которой измеряют  $y$ .

Существующие методы измерения кинематической ошибки ещё не приняты по ряду причин в широкой производственной практике. Действующая кинематическая ошибка зависит от точности профилей, от размера зубьев, их расположения относительно друг друга и относительно оси вращения. Поэтому эту ошибку рассматривают как комплексную, которую можно разложить на ряд составляющих, зависящих от перечисленных выше ошибок элементов колеса. Ошибки

К таким показателям относятся:

1. Точность посадочной поверхности – отверстия или шейки.
2. Отклонения от перпендикулярности опорных торцов к оси посадочной поверхности, являющиеся причиной торцевого биения.
3. Отклонение от концентричности окружности головок зубчатого венца и посадочной поверхности.

Этот последний показатель обычно имеет значение для нарезания зубьев в том случае, если окружность головок является базой для радиальной установки инструмента и для измерения зубомером. Для работы передачи в машине этот показатель в большинстве случаев не существенен (кроме, например, шестерённых насосов).

Величина остальных показателей точности нарезанного колеса определяется в процессе зубонарезания. Такими показателями, относящимися собственно к зубчатому венцу, являются (рис. 1.2):

1. Погрешность формы зубьев, определяемая величиной отклонения  $\delta f$  профиля от теоретической эвольвенты, измеренного по нормали между граничными эвольвентами (рис. 1.2, а).

2. Погрешность взаимного расположения одноименных профилей, определяемая величиной отклонения  $\Delta t_0$  действительного основного шага от номинального (рис. 1.2, б).

3. Погрешность взаимного расположения разноименных профилей и размеров зуба, определяемая: а) неравномерностью толщины зуба, измеряемой отклонением  $\Delta S_{лх}$  (рис. 1.2, в) постоянной хорды; б) величиной смещения  $\Delta h$  исходного контура (рис. 1.2, з).

4. Погрешность расположения зубчатого венца относительно оси вращения, определяемая: а) неравномерностью окружных шагов, измеряемой по разности соседних окружных шагов, т.е. ошибкой шага  $\Delta t$  (рис. 1.2, д); б) накопленной погрешностью шага  $\Delta t_{\Sigma}$  (рис. 1.2, е, в) величиной биения  $\Delta E_0$  зубчатого венца (рис. 1.2, ж).

5. Погрешность расположения боковых поверхностей зубьев относительно номинального расположения, измеряемая как линейная величина сдвига  $\Delta B_0$  профиля на торце колеса (рис. 1.2, з) или как отклонение  $\Delta \beta$  угла наклона винтовой линии косозубых колёс.

Для червячных колёс показатели, приведённые в п. 1 и 5, отсутствуют; допуск на сдвиг контура определяется допусками на межосевое расстояние при изготовлении колеса и на смещение средней плоскости колеса. Для конических колёс показатель, приведённый в п. 1, отсутствует, а в п. 5 введён допуск на смещение базового торца от вершины конуса.

Все вместе эти допуски определяют не только точность передачи, но и ограничивают уровень тех дополнительных динамических нагрузок в машине, которые зависят от качества зацепления.

О величинах допустимых отклонений можно судить по допускам на цилиндрические колеса по ГОСТ 1643–81, приведённым в табл. 1.

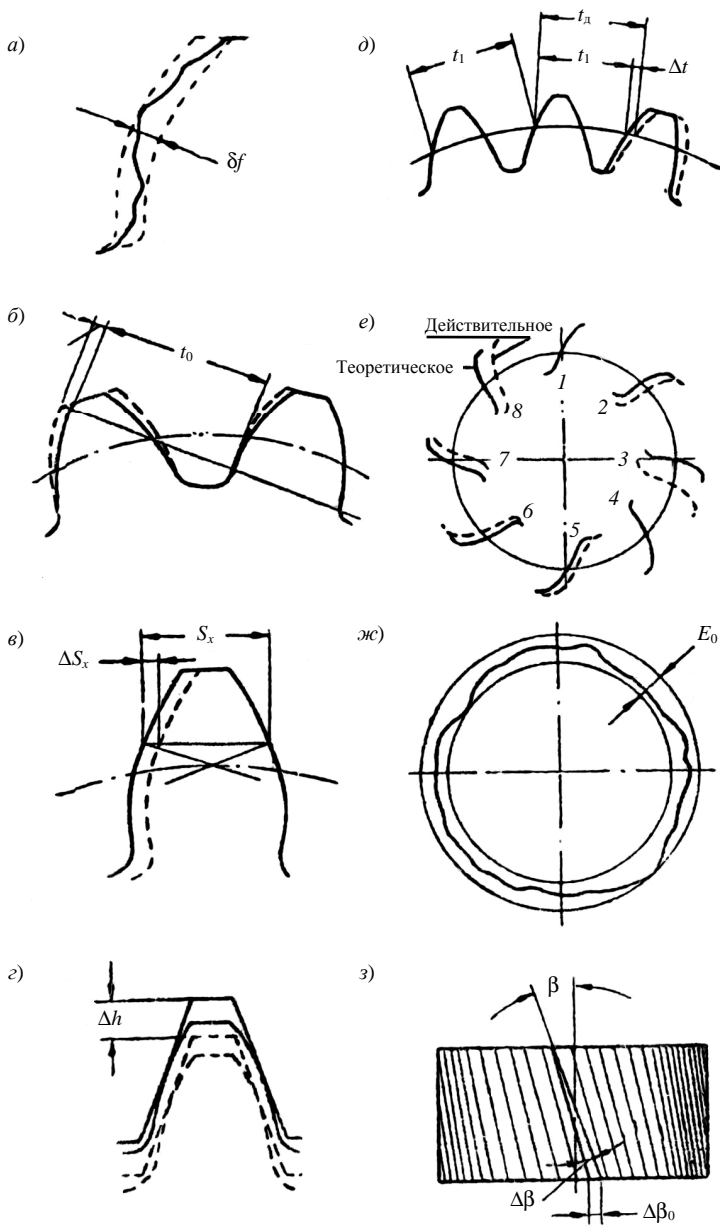


Рис. 1.2. Ошибки элементов зубчатых колёс



Продолжение табл. 1

Элементы	Обозначения	Модуль $m$ нормальный, в мм	Класс точности													
			1-й			2-й			3-й			4-й				
			Диаметр колёс в мм													
Предельное отклонение направления зуба	$\Delta B_0$	1...2,25 2,25...4 4...6 6...8 8...10	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400		
			Для $b \leq 15$ м	9	8	8	10	12	15	18	20	10	12	15	18	20
			Для $b > 15$ м	15	12	10	12	15	18	20	10	12	15	18	20	15
			Для $b > 15$ м	15	12	10	12	15	18	20	10	12	15	18	20	15
Допуск на смещение исходного контура	$\delta g$	1...2,25 2,25...4 4...6 6...8 8...10	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400		
			Для $b \leq 15$ м	35	40	40	50	50	50	60	60	70	70	90	90	
			Для $b > 15$ м	30	35	40	50	50	60	70	80	80	90	100	100	
			Для $b > 15$ м	30	35	40	50	50	60	70	80	80	90	100	100	
Реальное биение венца	$E_0$	-	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400		
			Для $b \leq 15$ м	25	30	35	45	50	60	80	90	100	140	150		
			Для $b > 15$ м	25	30	35	45	50	60	80	90	100	140	150		
			Для $b > 15$ м	25	30	35	45	50	60	80	90	100	140	150		
Колебание длины общей нормали	$\delta \varphi L$	1...8 8...20	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400	40...100	100...200	200...400		
			Для $b \leq 15$ м	-	20	30	20	30	40	50	60	80	70	100		
			Для $b > 15$ м	-	20	30	20	30	40	50	60	80	70	100		
			Для $b > 15$ м	-	20	30	20	30	40	50	60	80	70	100		

Допуски различны для каждого класса точности зубчатых колёс и зависят от модуля и диаметра колеса.

Следует отметить, что эти допуски в некоторых случаях уже не удовлетворяют требованиям работы зубчатых передач в высокоточных и быстрходных машинах и ужесточены на многих передовых заводах, в связи с чем к выполнению и работе зубообрабатывающих станков и инструментов предъявляют всё более строгие требования.

Устанавливая зависимости между ошибками изделий и точностью станка, следует учесть, что не все методы оценки и показатели точности изделий, применяемые на производстве, могут быть непосредственно использованы для выявления причин ошибок.

Производственный контроль изделий часто заключается не в проверке многих отдельных элементов, а в проверке двух–трёх комплексных, более общих показателей, охватывающих ошибки отдельных элементов:

$$L = m \cos\alpha_0 [\pi(n - 0,5) + 2\xi \operatorname{tg}\alpha_0 + z \operatorname{inv}\alpha],$$

где  $n$  – число охватываемых зубьев;  $\xi$  – коэффициент сдвига;  $z$  – число зубьев;  $\operatorname{inv}\alpha$  – эвольвентный угол;  $\operatorname{tg}\alpha_0 - \alpha_0 = \theta$ .

В настоящее время распространённым методом комплексного контроля точности изделий является контроль межосевого расстояния при двухпрофильном беззазорном зацеплении изделия с эталонным колесом. Величина межосевого расстояния зависит от сдвига исходного контура, колебание его – от ошибок профиля и направления зубьев и биения основной окружности, т.е. зависит в большой степени от точности установки инструмента и заготовки, от качества заготовки, от настройки станка на размер, следовательно, и от рабочего, обслуживающего станок, а не только от точности станка.

Например, колебание межосевого расстояния во время поворота фрезерованного колеса на один зуб при его контроле позволяет лишь судить о точности профиля фрезы и её биении, а колебание в течение одного оборота – о точности установки заготовки относительно оси вращения стола при нарезании. Для оценки эксплуатационного качества передачи такой метод контроля точности колеса весьма эффективен, но его показатель не может быть использован для выявления влияния точности станка.

Комплексной проверкой цилиндрических зубчатых колёс является также контроль длины общей нормали  $L$  (рис. 1.3). При этом имеется в виду, что величина  $L$  зависит от ошибок толщины зубьев, разности соседних окружных шагов,

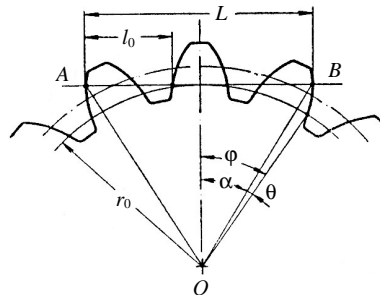


Рис. 1.3. Длина общей нормали:  $\phi$  – угол развёрнутости

ошибок профиля, накопленной ошибки шага. При зубодолблении сравнительные величины  $L$  для разных участков по окружности колеса зависят от ошибок зубьев долбяка и его биения. При фрезеровании, на колебание величины  $L$ , при её измерении на разных углах развёрнутости одной и той же пары зубьев (например, при покачивании скобы), влияют ошибки шага  $\delta t$  профиля  $\delta f$  направления зуба  $\Delta B_0$  и погрешности фрезы.

Таким образом, отклонение длины общей нормали получается как результат погрешности инструмента и его установки и кинематической погрешности станка. Последняя может быть выявлена лишь по колебанию длины общей нормали при её измерении в тождественных положениях на разных парах фрезерованных зубьев.

Следовательно, лишь в последнем случае измерение длины общей нормали может быть использовано как показатель, характеризующий кинематическую точность станка.

Окончательный контроль колёс по шуму, который в последнее время все шире внедряется в массовом производстве, характеризует качество зацепления, величину и частоту периодических ошибок, динамических нагрузок при работе передачи. Критерием для оценки качества колёс принят допустимый уровень силы звука, создаваемого работающей передачей. Уровень силы звука определяет в децибелах превышение силы звука над порогом слышимости. Для некоторых передач (например, автомобильных) установлены нормативы шумности.

Однако, при плохом качестве передачи дополнительные динамические нагрузки могут быть значительными, а звуковое давление в силу конструктивных и акустических особенностей механизма – небольшим. В связи со сложностью зависимостей уровня шума от целого ряда причин, контроль колёс по шуму трудно использовать для установления прямых зависимостей между ошибками изделий и точностью зуборезных станков.

Из сказанного следует, что комплексные показатели точности зубчатых колёс, удобные для оценки эксплуатационного качества колёс, не могут служить непосредственной базой для установления однозначной связи между точностью станков и изделий. Для этой цели наиболее удобным является установление прямых функциональных зависимостей отдельных ошибок элементов зубчатых колёс от вызывающих их погрешностей станка. На основании этих зависимостей могут быть установлены пути обеспечения точности обработки зубчатых колёс, выявлены те узлы и детали станка, от которых эта точность зависит, и намечены нужные величины показателей точности и жёсткости станка. Такая методика имеет тем большее значение, что в некоторых случаях – при отсутствии соответствующих измерительных средств или невозможности непосредственного измерения (например,



крупногабаритных колёс) – вместо непосредственного контроля изделий ограничиваются тщательным контролем средств производства. При этом проверяют точность станка, его наладки, инструмента, приспособлений, заготовки и их установки, косвенно судя по найденным показателям о достижимой точности изделий.

Неоценимым достоинством косвенного контроля является возможность профилактики и, в некоторых случаях, меньшая трудоёмкость этого контроля по сравнению с непосредственным контролем всех изделий. При этом, однако, необходимо знать зависимости между погрешностями средств производства и ошибками изделия, чтобы установить, какие элементы станка надо контролировать, чем и при каких условиях: например, какие перемещения контролировать, в каких направлениях, под какой нагрузкой или без нагрузки; проверять относительную точность узлов в состоянии покоя или при рабочих движениях и др. В некоторых случаях контролируют состояние станков путём обмера специально нарезанных пробных колёс. Если при этом нет правильных представлений о зависимости между показателями точности станка и причинами ошибок колёс, то получают недостаточные или неправильные выводы о качестве станка. Развитие автоматики и применение встроенных в станки измерительных и счётно-решающих механизмов активного контроля создают возможность автоматической подналадки станков в процессе работы и, следовательно, дальнейшего повышения точности и производительности обработки зубчатых колёс. При этом для создания необходимых устройств также нужно знание указанных зависимостей.

Каждой схеме профилирования зубчатого венца присущи свои источники ошибок. Следовательно, зависимости между ошибками изделий и причинами, их вызывающими, должны быть установлены в связи с особенностями конкретных схем зубонарезания и устройством станков.

Всё изложенное позволяет утверждать, что:

1. Требования к точности и жёсткости зубообрабатывающих станков основываются на величине показателей точности зубчатых колёс.

2. Для установления номенклатуры и величины показателей точности и жёсткости станков надо знать причины возникновения ошибок изделий и зависимости между ними при данном принципе работы и устройстве механизмов станка.

3. Для установления указанных зависимостей целесообразно принять основными показателями точности колёс действующую ошибку и поэлементные показатели точности: ошибки профиля, шага, накопленную ошибку шага, биение начальной окружности, отклонение направления зуба.

4. Знание упомянутых зависимостей позволяет применить расчётно-аналитический метод оценки ожидаемой точности изделий, косвенный контроль изделий и является одной из необходимых предпосылок для полной автоматизации станков, включающей активный контроль изделий в процессе их изготовления и подналадку станков.

## **1.2. ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ТОЧНОСТЬ ЗУБОРЕЗНЫХ СТАНКОВ**

### **ПРИНЦИПЫ РАБОТЫ СТАНКОВ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА ТОЧНОСТЬ ИЗДЕЛИЯ**

В результате движений, сообщаемых заготовке и инструменту друг относительно друга, боковые поверхности зубьев получаются как огибающая режущего производящего контура.

Как известно, в зависимости от способа образования производящего контура различают два метода зубонарезания – метод копирования профиля инструмента и метод обкатки.

По первому методу профиль режущих кромок инструмента имеет форму и размеры, тождественные форме и размерам профиля нарезаемых зубьев. Профиль винтовых зубьев изделия получается как огибающая, а прямых зубьев – как копия профиля режущих кромок инструмента. Образование профиля по всей длине зуба происходит в результате перемещения инструмента вдоль оси заготовки, причём для получения винтовых зубьев одновременно производится согласованное вращение заготовки. Если конструкция инструмента обеспечивает образование только одной впадины между зубьями (резец, дисковые и пальцевые модульные фрезы), то для нарезания всех впадин заготовка периодически поворачивается при помощи делительного устройства станка.

Очевидно, способом копирования профиля могут быть правильно образованы только линейчатые поверхности зубьев цилиндрических прамозубых колёс.

Точность формы и размеров отдельных зубьев в основном зависят от точности инструмента, точности направляющих, по которым совершают движения профилирующие органы станка, от точности настройки станка на размер и (имея в виду деформации системы под нагрузкой) от жёсткости элементов системы. Точность расположения зубьев зависит в основном от точности делительного механизма, точности направляющих вращательного и поступательного движения и точности установки заготовки относительно инструмента (смещений поперек оси заготовки).

Для обеспечения точности профилирования главные требования должны быть предъявлены к геометрической точности станков и жёсткости их узлов (в направлении радиальной подачи) и к точности делительного механизма. Основные кинематические цепи станков могут

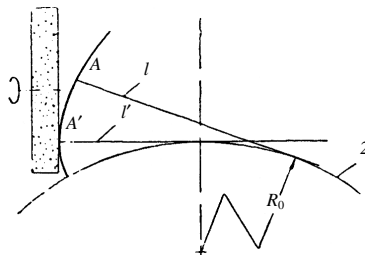
быть неточными. Учитывая сказанное, представляется возможным предъявлять независимые требования к отдельным показателям точности зубчатых колёс, изготавливаемых по описанному способу, поскольку эти показатели зависят от кинематически самостоятельных движений процесса профилирования (например, на профиль и шаг).

По второму методу профиль зубьев образуется как линия, огибающая ряд последовательных геометрических положений режущих кромок инструмента, создающих при движении производящий контур. Инструмент и заготовка обкатываются относительно друг друга, и производящий контур и профилируемый им контур зубчатого венца сопряжены друг с другом в процессе обработки.

Эвольвентный профиль зубьев получается двумя способами.

По одному способу точка производящего контура, профилирующая зубья, располагается так, что она принадлежит прямой, перекатывающейся по основной окружности изделия (рис. 1.4). Режущая кромка  $A$  расположена на прямой  $l$ , касательной к основной окружности 2. При качении прямой в позицию  $l'$  будет обработана эвольвента  $AA'$ . Станок выполняет движение взаимного обкатывания этой воображаемой кинематической пары и, следовательно, поверхность зуба образуется непосредственно как эвольвента основного цилиндра (шлифовальные станки, зубофрезерные станки при фрезах с нулевым углом давления).

При втором способе режущий инструмент и заготовка представляют собой как бы два принудительно сопряжённых элемента зубчатого зацепления. В качестве моделей передачи, зацепление которой воспроизводится станком, используются: а) зацепление двух шестерён (зубодолбежные станки, станки для конических колёс, шевинговальные и притирочные станки); б) зацепление шестерни и рейки (зубострогальные, зубошлифовальные станки); в) зацепление червячной шестерни и червяка (зубофрезерные станки, шлифовальные станки, на которых обработка колёс производится червячным абразивным кругом). Для создания необходимой относительной траектории движения режущих кромок, образующих производящий контур в процессе обкатки, и для профилирования по всей длине зуба сочетаемых движений должно быть не менее трёх, из которых два движения при обкатке строго взаимосвязаны (два вращательных или одно вращательное и поступательное) и выполняются станком принудительно. Характерной особенностью работы отделочных станков является то, что ста-



**Рис. 1.4. Образование профиля зубьев по методу обкатки путём непосредственного развёртывания эвольвенты**

нок принудительно создаёт только одно вращательное движение, второе получается за счёт зацепления инструмента с изделием.

Для профилирования всех зубьев изделия необходимо сопряжение инструмента с заготовкой в течение полного оборота последней. В зависимости от конструкции инструмента это сопряжение осуществляется непрерывно, или, в случае ограниченного числа режущих зубьев, циклически, для профилирования каждого зуба (или впадины). Таким образом, в первом случае деление происходит непрерывно и полностью совпадает с движением обкатки (фрезерование цилиндрических колёс, шевингование). При циклической работе деление производится периодически, для чего на время деления надо нарушить кинематическую связь между инструментом и заготовкой, установленную для выполнения обкатки (станки для нарезания конических колёс, зубострогальные станки, зубошлифовальные станки, кроме тех, на которых обработка производится червячным абразивом).

Периодическое деление производится разными способами. После окончания цикла реверсируется движение обкатки, выполняемое инструментом. Заготовка в это время либо останавливается до нового подвода инструмента, либо вращается в обратную сторону, на удвоенный угол, либо продолжает вращаться вперёд, поворачиваясь за время деления на несколько угловых шагов зуба.

Непрерывное вращение заготовки в одну и ту же сторону гарантирует более высокую точность деления и устраняет необходимость в механизмах для компенсации зазоров в моменты реверсирования.

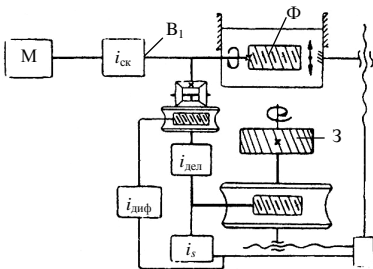
Кроме механизмов для рассмотренных движений профилирования, в станках должны быть механизмы и рабочие органы настройки на размер (межосевое расстояние или аналогичный ему), для развода инструмента и заготовки при холостых ходах и др. Принципиальная кинематическая структура станков, работающих по методу обкатки, определяется характером работы и конструкций инструмента и способом деления.

Органы настройки передаточных отношений каждой кинематической цепи и места ответвления могут быть расположены только на участках, показанных на схемах рис. 1.5 – 1.8.

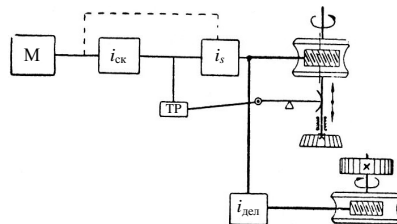
Так, в принципиальной схеме зубодолбёжного станка (рис. 1.6), за органом настройки скорости главного движения и перед всеми остальными должен быть помещён механизм настройки величины круговой подачи; за этим механизмом кинематические цепи разветвляются на две ветви – одна для вращения долбяка и вторая – для вращения заготовки при помощи механизма, согласовывающего скорость вращения заготовки относительно долбяка. В принципиальной схеме зубофрезерного станка приводы движений рабочих органов кинематически связаны в соответствии со способом профилирования (рис. 1.5).

В принципиальной схеме шевинговального станка (рис. 1.7) кинематические цепи независимые. Сопоставление структурных схем, например зубофрезерного и зубодолбёжного станков, позволяет установить, что в первом случае скорость главного движения – вращения фрезы, совпадающего с движением обкатки, строго согласуется с вращением изделия, вследствие чего круговая подача не может быть отрегулирована произвольно. В зубодолбёжных или зубострогальных (рис. 1.8) станках скорость движений обкатки не зависит от скорости главного движения, круговая подача может быть отрегулирована в известных пределах произвольно. Кинематические цепи станков, работающих по методу обкатки, делятся на точные и неточные. К первым относятся кинематические цепи, участвующие в делении и обкатке, ко вторым – все остальные.

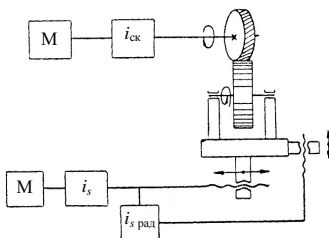
Анализ схем нарезания зубьев по методу обкатки позволяет сделать определённые выводы о тех факторах процесса, от которых в принципе зависит обеспечение точности изделий.



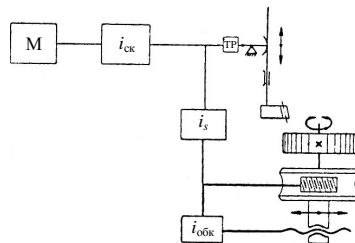
**Рис. 1.5.** Принципиальная кинематическая схема зубофрезерного станка



**Рис. 1.6.** Принципиальная кинематическая схема зубодолбёжного станка



**Рис. 1.7.** Принципиальная кинематическая структура шевинговального станка



**Рис. 1.8.** Принципиальная кинематическая структура зубострогального станка

Точность формы, размеров и расположения боковых поверхностей зубьев определяется точностью и постоянством взаимных положений производящего контура и изделия в каждый момент времени. Погрешности этого взаимного положения каждой сопряжённой точки производящего и обрабатываемого контуров складываются из: а) погрешностей относительного положения инструмента и заготовки в пространстве; б) из погрешностей самого профиля производящего контура и в) погрешностей его положения относительно заготовки, создаваемых неточными движениями обкатки.

Правильное относительное расположение инструмента и заготовки определяется геометрической правильностью их формы: точностью их установки на станке (базирования); точностью относительной установки рабочих органов станка, несущих инструмент и заготовку (настройки); точностью их относительного перемещения (абсолютного движения рабочих органов или сохранения неподвижности) при резании.

На точность относительного перемещения инструмента и заготовки влияет точность направляющих прямолинейного и вращательного движений шпинделей, столов, суппортов и точность относительного расположения, т.е. геометрическая точность станка.

Но геометрическая точность станка измеряется без нагрузки и, свидетельствуя о качестве изготовления станка, ещё не определяет полностью точность его работы: под нагрузкой при резании рабочие органы станка могут изменять своё положение вследствие упругих деформаций и благодаря зазорам. В результате появляются дополнительные относительные смещения заготовки и инструмента.

Таким образом, точность взаимного расположения инструмента и заготовки во время резания зависит и от жёсткости станка.

Точность производящего контура и его движения относительно заготовки обусловлены точностью режущих кромок и их расположения на инструменте, а также правильностью движений обкатки.

Несоответствие взаимных мгновенных положений режущего профиля инструмента и заготовки, зависящая от движений обкатки, есть показатель кинематической точности станка. Кинематическая точность станка зависит от точности или постоянства передаточного отношения кинематических цепей обкатки–деления.

На точность кинематических цепей станка влияет точность всех элементов этих цепей зубчатых передач (шлицевых, шпоночных соединений и др.) и их сопряжения. Все геометрические погрешности передач, вызывающие колебания мгновенного передаточного отношения, в определённом масштабе передаются по кинематической цепи заготовке.

Кинематическая точность обычно рассматривается в предположении, что скорость ведущего звена кинематической цепи постоянна, а все её элементы – абсолютно жёсткие, следовательно, из рассмотрения исключаются неравномерность движения привода, упругие деформации, крутильные колебания валопроводов и влияние процесса

резания. Но очевидно, что ограничиваться рассмотрением погрешностей кинематических цепей оторвано от функций механизма и условий его работы нельзя; необходимо учесть влияние нагрузки.

Следовательно, и ошибки изделия, создаваемые работающим механизмом, надо рассматривать, учитывая реальные условия взаимодействия его узлов и деталей в процессе эксплуатации (резания заготовки). Опыты показывают, что усилия резания, отличающиеся периодическим колебанием при зубонарезании, создают переменные динамические нагрузки в механизмах станка. Кроме того, дефекты передач станка вызывают дополнительные динамические нагрузки в валопроводах. В результате этого возникают переменное закручивание и крутильные колебания валопроводов кинематических цепей обкатки-деления, отражающиеся на согласованности относительных положений производящего и обрабатываемого контуров.

Таким образом, точность изделия зависит и от точности кинематических цепей обкатки-деления (дифференциальной цепи и цепи подачи при изготовлении косозубых колёс), и от крутильной жёсткости и виброустойчивости валопроводов этих кинематических цепей.

Очевидно, что кинематическая точность не имеет значения в шевинговальных станках, поскольку движение обкатки происходит в результате непосредственного зацепления инструмента и изделия.

Сказанное позволяет проанализировать влияние отдельных элементов станка на точность изделий и выявить конкретные источники ошибок изделий.

### ИСТОЧНИКИ ОШИБОК ИЗДЕЛИЙ

Ранее было сказано, что ошибки изделий, обрабатываемых на зуборезных станках, являются следствием погрешностей инструмента и станка в их взаимодействии. Значимость той или иной причины зависит от способа профилирования и соответствующих конструкций инструмента и станка. При изготовлении колёс по способу копирования профиля первостепенное значение приобретают погрешности самого инструмента и базирования инструмента и заготовки на станке, геометрическая точность и жёсткость станка. При изготовлении колёс по способу обкатки возрастает значение геометрической и кинематической точности станка под нагрузкой.

Рассмотрим основные факторы, от которых зависят показатели точности зубчатых колёс.

1. При изготовлении колёс по способу обкатки на зубодолбёжных, зубострогальных и зубофрезерных станках эвольвентный профиль образуется в процессе обкатки непрерывной ломаной линией, каждый участок которой получается при прохождении очередной режущей

кромки через зону её контакта с изделием. На рисунке 1.9 показана схема образования одного профиля при резании в процессе обкатки инструментом с прямолинейной режущей кромкой. Цифрами  $I - XI$  обозначены последовательные положения режущих кромок, при которых они режут соответствующие участки  $I - II$  профиля зуба.

Схема позволяет уяснить, что любое изменение теоретической формы профиля и угла наклона режущей кромки, колебание шага резцов, угла  $\psi$  поворота заготовки за время одного реза, а также смещение всего производящего контура искажают теоретическую форму обрабатываемого профиля, изменяют положение отдельных участков его или положение всего профиля зуба изделия.

Анализ схемы и использование уравнения (1.1) применительно к конкретным типам станков и инструментов позволяют установить непосредственные причины ошибок элементов изделия.

Линейная ошибка эвольвентного зубчатого колеса, измеренная по основной окружности при повороте колеса на некоторый угол  $\varphi$  равна [7]

$$\delta L = \int_0^{\varphi} \delta r_0 d\varphi, \quad (1.2)$$

где  $r_0$  – радиус основной окружности.

Исходя из линейной ошибки, можно вычислить ошибки элементов, удобные для измерения.

Ошибка профиля, измеряемая по нормали к профилю, равна

$$\delta f = \int_0^z \delta r_0 d\varphi = \delta r_0 \frac{2\pi\varepsilon}{z}, \quad (1.3)$$

где  $\frac{2\pi\varepsilon}{z}$  – угол поворота изделия с  $z$  зубьями, соответствующий продолжительности зацепления;  $\varepsilon$  – коэффициент перекрытия инструмента и изделия.

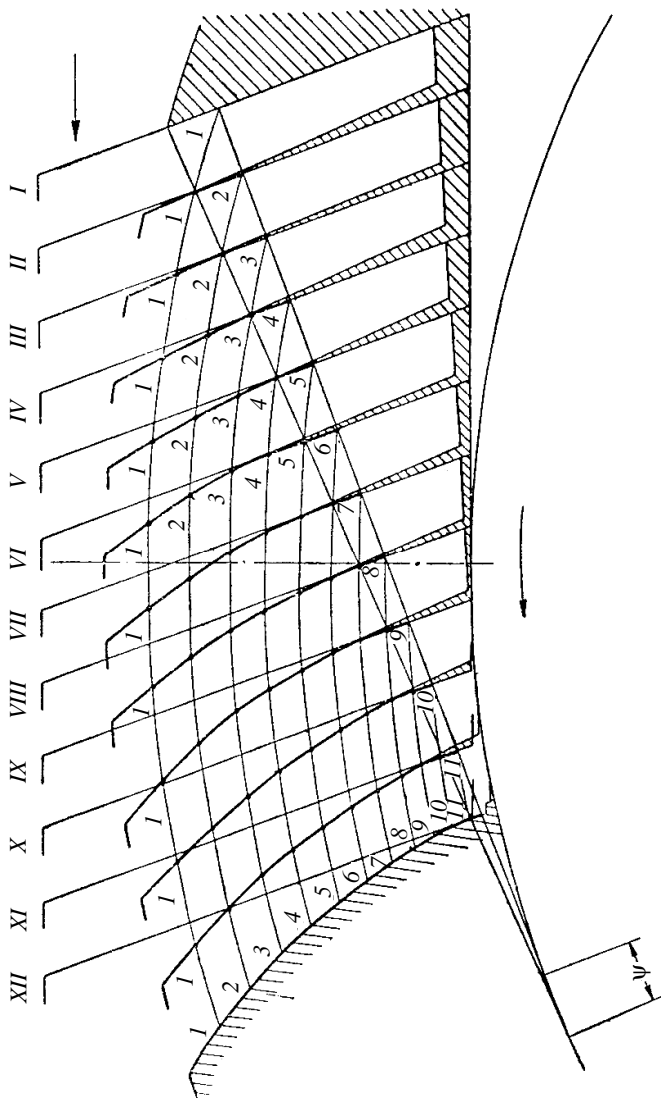
Ошибка шага

$$\delta t_0 = \int_0^z \delta r_0 d\varphi = \delta r_0 \frac{2\pi\varepsilon}{z}. \quad (1.4)$$

Накопленная ошибка шага

$$\Delta t_{\Sigma} = \int_0^{2\pi} \delta r_0 d\varphi = 2\pi\delta r_0. \quad (1.5)$$





**Рис. 1.9. Схема образования профиля зуба при нарезании по способу обкатки:**

*I – XI* – последовательные положения режущей кромки, соответствующие поворотам заготовки на углы  $\psi$ , в каждом положении режущая кромка образует соответствующие участки *I–II* профиля зуба.

Заштрихованные участки – слои, снимаемые при каждом резе

Следовательно, для каждого типа станка и инструмента задача сводится к нахождению величины  $\delta r_0$ . В торцевом сечении получим

$$r_0 = \frac{v}{\omega} \cos \alpha_0 \cos \beta,$$

где  $v$  – окружная скорость;  $\omega$  – угловая скорость заготовки;  $\alpha_0$  – угол исходного контура инструмента в нормальном сечении;  $\beta$  – угол наклона зуба. Следовательно, линейная ошибка при повороте изделия на угол равна  $\frac{2\pi}{z}$

$$\delta L = \int_0^{\frac{2\pi}{z}} \delta \left( \frac{v}{\omega} \cos \alpha_0 \cos \beta \right) d\varphi. \quad (1.6)$$

Величина  $\left( \frac{v}{\omega} \cos \alpha_0 \cos \beta \right)$  может быть найдена как полный дифференциал функции. Заменяя дифференциалы конечными приращениями, получаем величину линейной ошибки (а, значит, и ошибок профиля и шага), в зависимости от погрешностей станка и инструмента.

*При зубофрезеровании* линейная скорость производящей рейки в торцевой плоскости изделия находится как отношение пути, проходимого режущей рейкой в торцевой плоскости заготовки, ко времени перемещения.

Путь, проходимый червячной фрезой вдоль своей оси за один её оборот, равен  $k_\phi t_{oc}$ , где  $t_{oc}$  – осевой шаг фрезы;  $k_\phi$  – число её заходов.

Путь, проходимый по нормали к направлению зубьев, находится

$$t_n = k_\phi t_{oc} \cos \lambda.$$

Путь в торцевой плоскости можно определить

$$t_s = t_{oc} k_\phi \cos \lambda \cos \beta.$$

Время одного оборота

$$T = \frac{2\pi}{\omega_\phi},$$

где  $\omega_\phi$  – угловая скорость фрезы.

Тогда скорость перемещения рейки (червячной фрезы)

$$v = \frac{k_\phi t_{oc} \omega_\phi \cos \lambda \cos \beta}{2\pi}.$$

Полагая  $a_0 = a$ , получим

$$r_0 = \frac{v}{\omega} \cos \alpha \cos \beta = \frac{k_\phi t_{oc} \omega_\phi}{2\pi\omega} \cos \lambda \cos^2 \beta \cos \alpha .$$

На основании уравнения (1.6) линейная ошибка при повороте заготовки на угол  $\frac{2\pi}{z}$  равна при фрезеровании:

$$\delta L = \frac{k_\phi}{z} \left[ \cos \alpha \cos^2 \beta \cos \lambda \left( \frac{\omega_\phi}{\omega} \Delta \omega + \Delta \omega_\beta + \Delta t_{oc} \omega_\phi \right) - \omega_\phi t_{oc} \times \right. \\ \left. \times \left( \Delta \alpha \sin \alpha \cos^2 \beta \cos \lambda + \Delta \lambda \cos \alpha \cos^2 \beta \sin \lambda + \Delta \beta \cos \alpha \sin 2\beta \cos \lambda \right) \right]. \quad (1.7)$$

При зубодолблении прямозубых колёс линейная скорость равна

$$v = r_d \omega_d = \frac{z_d t}{2\pi} \omega_d ,$$

где  $r_d$  – радиус;  $\omega_d$  – угловая скорость;  $z_d$  – шаг по начальной окружности и число зубьев долбяка.

Тогда

$$r_0 = \frac{v}{\omega} = \cos \alpha = \frac{\omega_d z_d t \cos \alpha}{2\pi\omega} .$$

При повороте заготовки на угол  $\frac{2\pi}{z}$  линейная ошибка при долблении равна

$$\delta L_d = \int_0^{\frac{2\pi}{z}} \delta r_0 d\varphi = \frac{z_d}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{z}} d \left( \frac{\omega_d t \cos \alpha}{\omega} \right) d\varphi .$$

Дифференцируя и заменяя дифференциалы конечными приращениями, получаем

$$\delta L_d = \frac{z_d}{z\omega} \left( \Delta \omega_d \cos \alpha + \Delta t \omega_d \cos \alpha - \Delta \alpha \omega_d t \sin \alpha + \frac{\Delta \omega}{\omega} \omega_d t \cos \alpha \right), \quad (1.8)$$

где  $z$  – число зубьев;  $\omega$  – угловая скорость заготовки.

Из уравнения (1.7) и (1.8) видно, что линейная ошибка изделия есть результат ошибок  $\Delta t$ ,  $\Delta \alpha$ ,  $\Delta \beta$ ,  $\Delta \lambda$ ,  $\Delta \omega_\phi$ ,  $\Delta$ ,  $\Delta \omega_d$  и  $\Delta \omega$ , которые могут быть обусловлены разнообразными причинами.

Основные причины ошибок цилиндрических зубчатых колёс, изготовливаемых по методу обкатки, представлены в табл. 2.

## 2. Ошибки зубчатых колёс и причины их образования при изготовлении колёс по методу обкатки

Ошибки изделия	Основные причины ошибок изделия			Примечания
	Погрешность инструмента	Погрешность станка	Погрешность наладки (установки, настройки и т.е. процесса)	
Ошибка основного шага $A_0$ (I)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Погрешность основного шага.</li> <li>2. Погрешность профиля долбяка</li> </ol>	<p>Погрешность кинематической цепи обкатки зубодолбежного станка*</p>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Перекос гребенки относительно направления обкатки.</li> <li>2. Температурная деформация инструмента</li> </ol>	Примечания  * Проявляется в зоне смыкания первого и последнего нарезанных зубьев
Ошибка профиля $\delta$ (II)	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Погрешность профиля при плохой шлифовке и заточке (в том числе тангенциальный сдвиг профилей долбяка).</li> <li>2. Погрешность угла исходного контура.</li> <li>3. Погрешность основного шага фрезы.</li> <li>4. Погрешность шага и угла стружечных канавок фрезы.</li> <li>5. Погрешность шага долбяка, гребенки*, фрезы.</li> <li>6. Конусность фрезы.</li> <li>7. Эксцентричность делительного цилиндра относительно оси вращения.</li> <li>8. Неточность посадочного отверстия.</li> <li>9. Неперпендикулярность опорных торцов относительно осей отверстия, не параллельность опорной грани гребенки относительно делительной прямой</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Не параллельность оси штопселя или направляющих долбежного суппорта, неперпендикулярность направляющих фрезерного суппорта к оси стола.</li> <li>2. Осевое биение стола** перекос стола.</li> <li>3. Отжатие и прогиб фрезерной оправки, вызывающие её биение.</li> <li>4. Радиальное биение долбежного штопселя, шпинделя.</li> <li>5. Кинематические и динамические погрешности кинематической цепи обкатки—деления.</li> <li>6. Отжатие шпинделя, суппорта, колонны стола, оправки изделия.</li> <li>7. Осевое биение фрезерного шпинделя</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Радиальное и торцевое биение заготовки и её оправки.</li> <li>2. Прогиб и отжатие крепежного приспособления, дающие биение.</li> <li>3. Радиальное, торцевое биение фрезы и долбяка, перекос гребенки</li> </ol>	** Для зубодолбежных станков – только при нарезании косозубых колёс

Накопленная – ошибка $\Delta \delta_0$ (V)	1. Погрешность шага долбяка, гребёнки. 2. Эксцентricность начальной окружности долбяка относительно оси отверстия. 3. Неперпендикулярность торцов долбяка к оси. 4. Неточность посадочного отверстия долбяка	1. Битение шейки шпинделя. 2. Осевая игра фрезерного шпинделя. 3. Отжатие долбежного суппорта, шпинделя, неточность шпиндринического участка кулака. 4. Осевое битение стола *. 5. Погрешности кинематической цепи обкатки–деления, дифференциала под нагрузкой. 6. Битение центра, несоосность центров зубофрезерного станка	1. Битение долбяка при перекосе. 2. Осевая игра фрезы и её оправки. 3. Радиальное, торцевое битение заготовки и её оправки. 4. Протиб и отжатие крепёжного приспособления, дающие битение заготовки. 5. Неточная настройка пилар. 6. Осевое битение заготовки	* При нарезании косозубых колёс ошибки шага и профиля имеют одинаковый порядок величины и зависят главным образом от погрешности кинематических цепей, дефектов установки и радиального биения шпинделей и столов
Накопленная – ошибка $\Delta \delta_0$ (V)	Те же, которые вызывают циклические ошибки профиля и окружного шага			Накопленная погрешность шага долбяка, гребёнки непосредственно переносится на изделие. Но при работе гребёнкой общее накопление меньше, так как происходит только на участке, нарезанном за один цикл, повторяясь на каждом участке
Ошибка направленного зуба $\Delta \delta_0$ (V)	1. Эксцентricность основного цилиндра и посадочного отверстия долбяка. 2. Неправильность посадочного отверстия долбяка и перпендикулярность его торца к оси	1. Осевое битение стола *. 2. Осевая игра фрезерного шпинделя. 3. Зазоры и ошибки направляющих шпинделя *. 4. Непараллельность перемещения суппорта, шпинделя относительно оси стола. 5. «Плавание» стола *. 6. Погрешности кинематической цепи обкатки–деления *. 7. Погрешности шага холодного выгата и цепи подачи зубофрезерного станка. 8. Переменные отжатая и слития стола, суппорта, фрезерного шпинделя	1. Радиальное и торцевое битение заготовки и её оправки. 2. Температурные и силовые деформации заготовки. 3. Битение долбяка из-за перекоса. 4. Осевая игра фрезы оправки *. 5. Неточность передаточного числа гитары, дифференциальной кинематической цепи при её использовании *. 6. Неточность передаточного числа пары деления при бездифференциальной настройке. 7. Загугление фрезы во время работы	1. Пункты, кроме отмеченных звездочками, относятся только к косозубым колёсам. 2. Причины ошибок, отмеченные **, вызывают местные ошибки, т.е. ошибки формы контактной линии вдоль зуба. 3. Погрешности станка, вызванные статически действующими причинами, создают одинаковую ошибку на всех зубьях изделия; погрешности базирования заготовки дадут разнонаправленную ошибку диаметрально противоположных зубьев

## Продолжение табл. 2

Ошибки изделия	Основные причины ошибок изделия			Примечания
	Погрешность инструмента см. II	Погрешность станка см. II	Погрешность наладки (установки, настройки и техпроцесса) см. II	
Неправильное пятно контакта	по высоте	см. I, V, VI	см. I, V, VI	Неправильное положение пятна по высоте есть следствие ошибки профиля
	по длине зуба	см. I, V, VI	см. I, V, VI	Неправильное положение пятна по длине вследствие ошибок направления, конусности зуба и ошибки основного шага (последнее – только для косозубых колёс)
	погочастый контакт	1. Радиальное биение профиля нитки делительного червяка и его опор. 2. Осевое биение делительного червяка и его опор. 3. Биение шестерни, ведущей вал червяка. 4. Погрешность шага и профиля червяка. 5. Погрешность зацепления делительной пары	1. Радиальное биение профиля нитки делительного червяка и его опор. 2. Осевое биение делительного червяка и его опор. 3. Биение шестерни, ведущей вал червяка. 4. Погрешность шага и профиля червяка. 5. Погрешность зацепления делительной пары	1. Ошибки зацепления иногда возникают вследствие неодинакового межосевого расстояния при изготовлении и монтаже червячной делительной пары стола. 2. Частота полос соответствует числу зубьев делительного колеса станка
Колёбание длины ΔL общей нормы ΔL	При долблении: 1. Эксцентricичность долбика. 2. Погрешность профиля. 3. Накопленная погрешность шага.  При фрезеровании: 1. Погрешность профиля. 2. Погрешность осевого шага. 3. Погрешность шага винтовых каналов. 4. Неразличительность передней грани. 5. Конусность фрезы. 6. Радиальное и торцевое биение	1. Кинематическая погрешность цепи обкатки-деления	I. Биение инструмента из-за зазоров посадки	Величина ΔL складывается из ошибки профиля, накопленной ошибки шага на данном участке, вызванных кинематической погрешностью станка и погрешностями инструмента и его установки. Погрешности фрезы дают одинаковые ошибки на каждом зубе изделия. Колёбание величины M на разных зубьях зависит от кинематической погрешности станка

Копбание межосевого расстояния при проверке с эталоном $\delta_0$	Величина $S_A$ , зависит от биения делительной окружности, колебания длины общей нормали, ошибок профиля и направления зубьев и их конусности	Величина $\Delta L$ складывается из ошибки профиля, накопленной ошибки шага на данном участке, вызванных кинематической погрешностью станка и погрешностями инструмента и его установки. Погрешности фрезы дают одинаковые ошибки на каждом зубе изделия. Колебание величины $M$ на разных зубьях зависит от кинематической погрешности станка	
Копбание поверхности зубьев	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Малое число винтовых канавок фрезы.</li> <li>2. Малый диаметр фрезы при большой подаче</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Загущение инструмента.</li> <li>2. Малое число резцов для образования впадины (круговая подача большая).</li> <li>3. Подача фрезы при фрезеровании.</li> <li>4. Малая жесткость детали и инструмента и их крепления</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Высота гребешков по профилю тем большая, чем меньше резцов затрачивается на изготовление впадины.</li> <li>2. Высота гребешков по длине зуба зависит от подачи фрезы и её размеров.</li> <li>3. Чистота не имеет самостоятельного значения для точности зацепления, так как микронеровности есть погрешности второго порядка по сравнению с другими. При скоплении поверхностей зубьев микронеровности создают только силы трения, уменьшающиеся по мере обработки зубьев. При отделке колес для улучшения зацепления попутно улучшается качество поверхности</li> </ol>
Конусность зуба ( $V_1$ )	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Несносность центров.</li> <li>2. Переменное отжатие стола, суппорта.</li> <li>3. Параллельность перемены стола, штоса после относительно оси стола или перекося стола</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Торцевое биение заготовки.</li> <li>2. Загущение фрезы по мере её перемещения вдоль оси заготовки</li> </ol>	
Примечание: источники ошибок, общие для всех типов инструмента и станков, указаны без упоминания типа, в остальных случаях указано к какому именно инструменту или станку данный источник ошибок относится).			

2. При изготовлении зубчатых колёс модульным инструментом по способу копирования его профиля на станках, обрабатывающих поочередно каждый зуб, основные причины таковы.

*Ошибки профиля  $\delta f$*  – полностью зависят от: 1) точности профиля инструмента, нерадиальности передней грани, биения фрезы и шпинделя; 2) правильности установки инструмента относительно изделия, т.е. совпадения плоскости симметрии профиля инструмента и диаметральной плоскости заготовки (ошибка профиля не зависит от размеров зуба–модуля); 3) совпадения направления перемещения инструмента вдоль заготовки с плоскостью симметрии профиля инструмента (перекосы направляющих).

*Ошибки шага  $\delta t$  и их накопление* – в основном определяются кинематической точностью механизма деления, точностью делительной передачи и её привода, точностью делительного диска и жёсткостью фиксации положения. В некоторой степени влияет также точность центрирования заготовки относительно оси делительного механизма и жёсткость крепления заготовки.

*Ошибки направления зуба  $\Delta B_0$*  – зависят от: 1) точности установки оси заготовки в плоскости симметрии профиля инструмента; 2) параллельности направления перемещения инструмента вдоль оси изделия и плоскости симметрии профиля инструмента, т.е. от точности направляющих и их перпендикулярности относительно оси инструмента; 3) для косозубых колёс – от точности кинематической цепи, связывающей продольное перемещение инструмента вдоль оси изделия и поворот изделия, от точности и жёсткости соответствующих направляющих; 4) от торцевого и радиального биения заготовки при её вращении, жёсткости крепления заготовки и её оправки.

Так называемая *конусность зуба и сдвиг контура  $\delta h_0$*  – зависят от: 1) точности расстояния профиля инструмента от оси изделия; 2) сохранения этого расстояния при перемещении инструмента вдоль оси изделия, т.е. от точности, жёсткости и положения направляющих, по которым происходит указанное движение.

*Биение начальной окружности  $E_0$  при зацеплении с эталонным колесом* – определяется: 1) точностью базирования заготовки, если установка инструмента на высоту зуба производится от периферии заготовки; 2) биением оправки изделия и шпинделя делительного механизма.

Некоторые особые причины ошибок зубчатых колёс возникают при изготовлении колёс на станках, обрабатывающих одновременно все впадины.

При изготовлении зубчатых колёс зубодолбёжными резцовыми головками, цилиндрическими охватывающими протяжками, основные причины погрешностей следующие.



*Разность окружных шагов  $\delta t$*  – зависит от: 1) симметричности профилей всех резцов или зубьев протяжки; 2) точности радиального направления пазов для резцов в корпусе головки или параллельности ножей к оси корпуса протяжки; 3) точности угловых шагов резцов или зубьев протяжки; 4) посадки режущих элементов в корпусе; 5) равномерности длины резцов или высоты калибрующих зубьев протяжки; 6) концентричности оси заготовки и оси протяжки или подающего конуса станка типа 5110; 7) жёсткости осевой фиксации всех резцов во время резания.

*Накопленная ошибка шага  $\Delta t_{\Sigma}$*  – зависит от: 1) точности угловых шагов инструмента; 2) несовпадения точки пересечения радиальных осей режущих элементов с осью заготовки или с осью конуса, подающего резцы. Если ось заготовки совпадает с осью конуса, а центр пересечения осей инструмента сдвинут, то накопленная ошибка шага будет иметь место при отсутствии биения делительной окружности.

*Ошибка профиля  $\delta f$*  – зависит от: 1) точности профиля инструмента; 2) отклонения шага, получающихся от указанных выше причин.

Кроме того, при несовпадении осей головки и подающего конуса может получиться несимметричный профиль зубьев изделия.

При неперпендикулярности плоскости резцов и оси изделия получится искажение профиля и конусность зубьев.

*Биение делительной окружности  $E_0$*  – вызывается такими причинами: 1) различной длиной резцов или высотой расположенных по окружности протяжки зубьев; 2) неперпендикулярностью базового торца заготовки к её оси; 3) несовпадением оси заготовки и оси подающего конуса (у станков типа 5110); 4) овальностью подающего конуса или овальностью протяжки.

Приведённый перечень источников погрешностей свидетельствует о многообразии причин, вызывающих отклонение формы, размеров и положения зубьев от номинальных, теоретических значений. В целом, достижимая точность изделия зависит от следующих факторов:

- 1) геометрической точности станка;
- 2) жёсткости станка, величины относительных деформаций его узлов под нагрузкой;
- 3) кинематической точности механизмов профилирующих движений;
- 4) крутильной жёсткости и виброустойчивости валопроводов кинематических цепей обкатки–деления;
- 5) точности формы, размеров инструмента и его жёсткости;
- 6) точности и жёсткости заготовки;
- 7) точности и жёсткости крепления инструмента и заготовки;
- 8) точности настройки станка на размер.

Влияние некоторых из этих факторов объективно, поскольку соответствующие погрешности являются присущими тем или иным механизмам и зависят от их конструкции и изготовления.

Влияние других факторов более или менее субъективно и зависит от условий работы. Например, точность настройки на размер, точность установки данного инструмента, заготовки, приспособлений зависит в большой степени от рабочего. Влияние жёсткости узлов станка и его кинематических цепей зависит от нагрузки, определяемой режимом резания и т.д.

Кроме того, влияние того или иного фактора зависит и от эксплуатационных условий.

Достижимая точность изделия определяется совместным действием отдельных «причинных» погрешностей средств производства. Степень влияния тех или иных причинных погрешностей зависит от характера и условий их действия. Некоторые из причин действуют в процессе профилирования непрерывно и в неизменной степени (например, одинаковое искажение зубьев фрезы). Влияние некоторых причин изменяется с определённой частотой и амплитудой (например, величина отжатый, зависящая от сил упругости и колебаний усилий резания). Среди причинных погрешностей средств производства можно выделить «статические», являющиеся постоянным отклонением того или иного параметра от идеального. К ним относятся, например, постоянные отклонения узлов станка от идеального положения (перекос направляющих, несоосность валов и др.). Наряду с этим есть причинные погрешности циклические, величина и направление которых изменяются с правильной периодичностью во время работы. К таким погрешностям относятся, например, биение шпинделя, инструмента.

Ошибки изделий по их действию в работающей передаче можно, в свою очередь, разделить на систематические и циклические. К первым можно отнести, например, одинаковые на каждом зубе отклонения профиля или шага от теоретических величин. Они не влияют на накопление ошибки шага, характеризующей неравномерность вращения колёс передачи при повороте на целое число зубьев.

Систематические ошибки отражаются на положении пятна контакта сцепленных зубьев, на плавности зацепления и величине относительного скольжения рабочих поверхностей зубьев, но не влияют непосредственно на колебание передаточного отношения на углах поворота, больших чем  $\frac{360^\circ}{z}$  ( $z$  – число зубьев колеса).

Циклические ошибки изделий (например, эксцентricность делительной окружности относительно оси вращения, накопленная ошибка шага и др.) изменяются по величине один или несколько раз по окружности изделия от минимального до максимального значений и непосред-

венно отражаются на колебании передаточного отношения и связанных с этим динамических нагрузках в течение одного оборота колеса.

В процессе изготовления зубчатого колеса некоторые «статические» погрешности узлов станка с началом движения могут вызывать циклические ошибки изделия различной величины или направления на разных зубьях. Например, перекося стола вызывает разнонаправленную конусность диаметрально противоположных зубьев. Циклические причинные погрешности станка и инструмента могут вызвать как систематические, так и циклические ошибки изделия. Например, биение червячной фрезы, проявляющееся за каждый оборот, одинаково отражается на каждом зубе изделия, т.е. эта погрешность проявляется на изделии систематически, так как за каждый оборот фрезы положение режущего контура тождественно повторяется относительно каждого зуба изделия (все зубья фрезы обрабатывают каждый зуб изделия). В то же время биение долбяка, каждый зуб которого профилирует определённый зуб изделия, или биение заготовки создаёт циклические ошибки профиля и шага.

Характер ошибок зубчатых колёс надо учитывать при вскрытии причин, вызывающих эти ошибки и при выборе метода обмера колёс. Без этого не представляется возможным установление связи между ошибками колёс и причинами их образования.

Сказанное поясняется таким примером: при измерении длины общей нормали, определяемой углом  $AOB$  и инволютным углом  $\theta$  (рис. 1.3), систематические ошибки не дадут разницы показаний при переходе от зуба к зубу; следовательно, таким способом измерения наличие этих ошибок не может быть обнаружено. Вместе с тем, если исключить эти ошибки из результатов обмера, то результаты будут зависеть только от причинных погрешностей, которые создают несистематические ошибки изделия.

Для применения расчётно-аналитического метода при установлении достижимой точности изделий или норм точности станков нужно знать не только качественную, но и количественную стороны явлений, выявить, в каком размере переносятся на изделие причинные погрешности и каким способом их надо суммировать для вычисления полной ошибки изделия.

Станок, инструмент, приспособления и заготовку можно рассматривать как звенья, составляющие общую размерную цепь, замыкающим звеном которой являются зубья изделия. В таком случае величина ошибок размеров (и формы) зубьев является суммой величины ошибок, происходящих от всех звеньев размерной цепи. Но каждая из составляющих входит в суммарную ошибку изделия в своём определённом масштабе, определяемом передаточным отношением от данного элемента до зуба изделия. Уровни величин составляющих ошибок изделия, а следовательно, их значимость определяются не только вели-

чиной причинных погрешностей, но и передаточным отношением и видом функциональной зависимости между причинами и ошибками.

Если бы в каждый момент времени были известны мгновенная величина и знак каждой составляющей ошибки, приведённой на линию действия зубьев изделия, то суммарная ошибка изделия могла бы быть подсчитана как алгебраическая сумма составляющих. Для этого нужно знать фазы каждой циклической ошибки и их сочетание. Определение фаз и начальных сдвигов всех циклических ошибок зачастую составляет трудности, так как начальное положение звеньев – случайно. Например, угловое положение участков максимального биения каждого зубчатого колеса и вала кинематической цепи может быть любым с одинаковой вероятностью. Рассматривая систему в действии, при оценке величины наибольшей суммарной ошибки надо учесть вероятность совпадения предельных величин циклических составляющих ошибок. Алгебраическое суммирование может быть принято как дающее возможный максимальный результат.

Однако, если составляющие ошибки имеют одинаковый порядок величин и одинаковую вероятность появления, а сами они, в свою очередь, зависят каждая от нескольких исходных погрешностей, то такой способ суммирования даст предельный результат, который вряд ли будет иметь место в действительности. В этом случае правильнее искать величину суммарной ошибки как наиболее вероятные максимальное и среднее значения суммы составляющих, т.е. путём квадратичного суммирования.

Если иметь в виду независимость и равную значимость составляющих, подчиненных нормальному закону распределения, то вероятное значение суммарной ошибки  $L_{\Sigma}$  можно было бы считать равным

$$L_{\Sigma} = \sqrt{\sum_1^n L_k^2}, \quad (1.9)$$

где  $L_k$  – каждая из  $n$  составляющих.

Но практика показывает, что и такой результат при подсчёте суммарных ошибок получается обычно выше экспериментального; законы распределения несколько отличаются от нормального закона. Эти распределения несимметричны и по сравнению с нормальным законом характеризуются коэффициентом относительного рассеивания  $k$  и коэффициентом асимметрии  $\alpha$ .

Некоторые экспериментальные данные обмера зубчатых колёс также подтверждают закон несимметричного распределения ошибок, поэтому суммарную ошибку следует подсчитывать, как

$$L_{\Sigma} = p \sqrt{\sum_1^n L_k^2}, \quad (1.10)$$

где  $p$  – коэффициент, учитывающий относительную величину и закон распределения составляющих погрешностей.

Практика показывает, что отклонения размеров и формы изделий от номинальных отличаются некоторым рассеянием величин для каждого изделия, что объясняется в значительной степени влиянием случайного сочетания отдельных факторов, определяющих их взаимодействие в каждом частном случае. Это позволяет выделить в каждой ошибке (в каждом показателе точности) её постоянную величину, которую можно считать непосредственно связанной с причинными погрешностями станка и инструмента определёнными функциональными зависимостями, и случайную величину, зависящую в основном от неизвестных, неучтенных факторов в их взаимодействии (например, от неупорядоченности средств производства и технологического процесса). Постоянная часть ошибки, при упорядоченном производстве и нормальном состоянии средств производства, составляет подавляющую часть общей величины ошибки. Следовательно анализ причинных связей может быть произведён с достаточной для практики достоверностью путём анализа функциональных зависимостей, т.е. на основе рассмотрения ошибок изделия, как функций известных причинных погрешностей. Это даёт достаточные основания для применения расчётно-аналитического метода определения точности изделий или норм точности станка.

Анализ полной величины ошибки с учётом её случайной части может быть выполнен на основе применения методов теории вероятности, путём статистического метода контроля изготавливаемых изделий.

Изложенное позволяет указать, что поскольку ошибки изделия являются результатом взаимодействия многих факторов, то для обеспечения точности изделий нужно стремиться устранить причинные погрешности (или хотя бы максимально уменьшить их абсолютную величину) или создать такие условия взаимодействия причинных факторов, чтобы суммарные ошибки изделия были не больше допустимой величины.

Первое направление требует выбора соответствующих конструктивных решений и непосредственного повышения точности тех элементов станка и инструмента, которые влияют на точность изделия. Второе направление относится в основном к выбору и применению необходимых технологических и эксплуатационных мероприятий, а также к применению специальных дополнительных корректирующих устройств, которые, действуя совместно с основными механизмами станка, компенсировали бы влияние причинных погрешностей.

#### ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ТОЧНОСТЬ СТАНКОВ

Практика показывает, что при нормальных условиях работы (качественный инструмент, приспособления, соблюдение технологических нормативов) главное влияние на точность изделий, обрабатываемых по методу обкатки, оказывает технологическая точность станка.

Технологическая точность станка есть комплексная характеристика, по которой можно оценить пригодность собственно станка (без учёта влияния других факторов) для обработки колёс заданной точности.

Исходя из этого, технологическая точность станка определяется по результатам его работы при соблюдении вышеуказанных условий.

Для работающих станков наиболее общим показателем их технологической точности является показатель точности партии изделий, изготовленных при указанных выше условиях, а её критерием – отклонение этого показателя точности изделия от установленной нормы. Если точность изделий характеризуется несколькими показателями, то средние значения и степень рассеяния этих показателей характеризуют и технологическую точность станка. Нормы технологической точности станков должны соответствовать классу точности изделий, для изготовления которых предназначен станок. На производстве для одного и того же станка или для однотипных станков могут быть установлены разные нормы технологической точности, в зависимости от производственных требований и в зависимости от технических условий для изделия.

Технологическая точность станка зависит от конструктивных особенностей и качественного состояния узлов станка. В процессе эксплуатации технологическая точность изменяется в результате износа деталей, накопления остаточных деформаций, разладки узлов и механизмов и др.

Технологическая точность станков является общей комплексной характеристикой и зависит от многих факторов. Между тем действующие в настоящее время нормы на точность станков недостаточно характеризуют технологическую точность станков. В дополнение к критериям статической геометрической точности необходимо ввести характеристику станков по жёсткости его узлов. Жёсткость узлов измеряется отношением усилия к вызванному им смещению. Зная смещения узлов под нагрузкой и суммируя их алгебраически со смещениями (определяемыми геометрической точностью), измеренными в тех же направлениях, можно получить данные о рабочей точности узлов станка.

Существенно важной характеристикой большинства зуборезных станков является точность взаимосвязанных кинематических цепей, участвующих в профилирующих движениях. Точность кинематических цепей измеряется смещением конечного ведомого звена относительно ведущего. Это смещение является непрерывной функцией погрешностей звеньев ненагруженной кинематической цепи при её движении. Под влиянием действующих нагрузок валопроводы периодически деформируются. Это изменяет кинематическую точность, определяемую только погрешностями деталей механизмов. Таковую точность, по аналогии, можно было бы назвать «динамической точностью» кинематической цепи.

Соответствующая погрешность, характеризующая эту точность, может быть измерена как амплитуда относительного закручивания конечных звеньев кинематической цепи.

Таким образом, комплексная характеристика технологической точности станка, выражаемая показателями точности обработанных изделий, включает такие четыре составляющие: 1) геометрическую точность станка (определяется величиной статических отклонений узлов); 2) жёсткость станка (определяется величиной смещения узлов в зависимости от приложенной нагрузки); 3) кинематическую точность станка (определяется величиной относительных мгновенных смещений конечных звеньев ненагруженных кинематических цепей при их движении) и 4) динамическую точность кинематических цепей (определяется относительной амплитудой крутильных колебаний конечных звеньев под нагрузкой).

Зная зависимости между ошибками изделий и указанными смещениями, можно обосновать расчётом режим резания, определяющий предельные усилия, моменты и соответствующие смещения узлов станка, исходя из требуемой точности изделий. На этом же основании можно рассчитать необходимые размеры и класс точности деталей станка или рассчитать возможные ошибки изделий, исходя из деформаций и погрешностей имеющихся деталей станка.

Для расчётно-аналитического решения вопросов о выборе режимов резания, о достижимой точности изделий, для установления норм точности станков и выбора способов обеспечения этих норм надо установить функциональные зависимости между ошибками изделия и каждой из четырех составляющих технологической точности станка.

Осуществить указанные мероприятия можно при наличии соответствующих методов и аппаратуры для измерения или расчёта всех показателей точности. Реализация изложенных положений представляется возможной следующим образом.

Для обеспечения требуемой технологической точности при проектировании или модернизации станка допустимые погрешности станка рассчитываются по известным функциональным зависимостям между ошибками изделий и погрешностями станка.

Затем выбираются и рассчитываются конструктивные устройства, гарантирующие, что погрешности станка будут не более допустимых.

Указанные мероприятия могут иметь целью или коренное устранение источников возможных ошибок (например, путём придания требуемых размеров и точности деталям станка), или выполнение автоматической подналадки станка в процессе его работы (в массовом производстве) так, чтобы технологическая точность станка автоматически восстанавливалась во время работы. (Последнее может быть обеспечено, например, путём смещений суппорта, инструмента, стола, проис-

ходящих по команде встроенного в станок автоматического измерительного устройства, контролирующего шаг, биение, профиль зубьев нарезаемых или уже сходящих со станка колёс.)

Автоматизация измерения деталей на станке и автоматизация подналадки станка являются самостоятельной большой областью и в настоящей работе не рассматриваются.

Для повышения технологической точности действующего станка:

а) измеряются отдельные показатели геометрической и кинематической точности станка, жёсткости и виброустойчивости узлов и кинематических цепей. Отдельные показатели могут быть не измерены, а рассчитаны;

б) на основе статического контроля основных показателей точности изделий выясняются ошибки изделий.

На основании известных функциональных зависимостей обнаруживаются источники ошибок изделий и элементы станка, которые требуют исправления путём ремонта или регулирования для производства колёс с заданной точностью.

Знание функциональных зависимостей между погрешностями зубчатых колёс и их причинами позволяет определить ожидаемые величины ошибок расчётно-аналитическим методом со степенью приближения, зависящей от правильности учёта действительных законов распределения и сочетания составляющих ошибок.

Требуемые показатели  $\Pi$  точности изделий могут быть рассчитаны путём составления балансов точности, например:

$$\Pi = \Pi_{\text{инстр}} + (\Pi_{\text{геом}} + \Pi_{\text{жѐст}} + \Pi_{\text{кинем}} + \Pi_{\text{динам}}) + \Pi_{\text{загот}} + \Pi_{\text{устан}} + \Pi_{\text{технол.}}$$

Составляющие, зависящие от состояния станка, заключены в скобки. В дальнейшем изложении приведены функциональные зависимости ошибок изделий от причин, вызывающих ошибки, и рассмотрены мероприятия, способствующие уменьшению или устранению этих ошибок.

### **1.3. ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СТАНКОВ**

#### **ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ НА ТОЧНОСТЬ ИЗДЕЛИЯ**

Кинематические цепи обкатки–деления зуборезных станков являются последовательной системой валопроводов, представляющих собой валы с закреплѐнными на них цилиндрическими и коническими шестернями и червячными передачами. Если бы все детали кинематической цепи были выполнены идеально точно и все детали были идеально жѐсткими, то при вращении валопроводов относительные углы поворота конечных звеньев кинематической цепи были бы постоянными во времени.



В действительности же, во время вращения даже идеально жёстких валопроводов, согласованность углов поворота нарушается вследствие неточности самих звеньев, погрешностей их монтажа и наличия зазоров в стыках деталей. Действующая ошибка каждого зубчатого колеса любой передачи валопроводов создаёт неравномерность вращения ведомого звена. Если причиной кинематической неточности являются погрешности профилей колёс, то колебание положения каждого зубчатого колеса валопровода происходит с частотой  $z_k$  раз за оборот колеса ( $z$  – число зубьев).

Неравномерность шага вызывает циклические погрешности положения каждого колеса, достигающие максимального значения за один оборот столько раз, сколько раз достигает максимума накопление погрешности шага по окружности колеса. Неточность монтажа колеса на валу и вала в его подшипниках являются причиной радиального биения, равносильного периодическому колебанию радиуса колеса, и вызывают погрешность положения колеса, достигающую максимума один раз за оборот. Так же влияет осевое биение косозубых колёс. С периодом, соответствующим полуобороту колеса, получают погрешности положения каждого колеса, вызванные торцевым биением вследствие перекоса. Наконец, наличие зазоров в шпоночных и шлицевых соединениях увеличивает погрешности положения каждого звена. Действительная кинематическая точность каждой зубчатой передачи определяется погрешностью перемещения ведомого звена за один его оборот. Погрешность перемещения есть разность между предельными суммарными значениями погрешностей положения каждого из звеньев. Эти суммарные погрешности положения также являются циклическими и передаются по всей кинематической цепи от приводного звена к инструменту и заготовке. В результате возникает смещение относительных положений производящего и обрабатываемого им контуров, которое определяет точность кинематических цепей обкатки–деления.

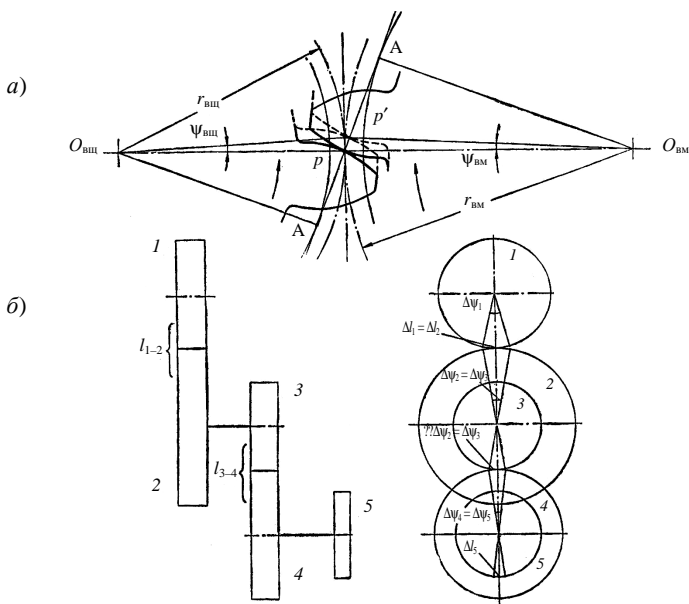
Установим, в какой степени погрешности элементов кинематической цепи обкатки–деления отражаются на точности нарезаемой заготовки.

Согласно теории реальных механизмов, разработанной профессором Н.А. Калашниковым, погрешности ведущего звена передаются на ведомое звено по общей нормали к контактирующим профилям пары. Для эвольвентных профилей этой «линией действия» является линия зацепления (АА, рис. 1.10, а).

Если вектор линейной погрешности не совпадает по направлению с линией действия, то величина погрешности, переданной на ведомое звено, определяется проекцией вектора погрешности на линию действия.

Угловой погрешности ведущего колеса  $\Delta\psi_{вщ}$  (рис. 1.10, а) соответствует линейная погрешность  $pp'$ , равная

$$\Delta l_{вщ} = \Delta\psi_{вщ} r_{вщ}.$$



**Рис. 1.10. Погрешность положения ведомого и ведущего колеса передачи**

Очевидно, такая же по величине линейная погрешность  $\Delta l_{\text{вм}}$  возникает на ведомом колесе. Ей соответствует угловая погрешность, связанная с линейной погрешностью зависимостью

$$\Delta l_{\text{вм}} = \Delta \psi_{\text{вм}} r_{\text{вм}}.$$

Соотношение между угловыми погрешностями определяется угловым передаточным отношением  $i$ , равным отношению числа зубьев (радиуса) ведущего колеса к числу зубьев (радиусу) ведомого колеса (например, 1 и 2, 3 и 4 на рис. 1.10, б):

$$\Delta \psi_{\text{вм}} = \Delta \psi_{\text{вщ}} i.$$

Если два колеса установлены на одной идеально жёсткой оси, то угловые погрешности их положения равны, а линейные – относятся друг к другу как радиусы этих колёс (например, 2 и 3, 4 и 5 на рис. 1.10, б).

Соответственно этим положениям можно установить, в каком масштабе переносятся погрешности любого звена последовательной кинематической цепи на конечное звено цепи. Для этого звена все предыдущие звенья являются ведущими.

Например, линейная погрешность колеса № 1 (рис. 1.10, б)  $\Delta l_1$  вызывает на колесе № 2 погрешность  $\Delta l_2 = \Delta l_1 = \Delta \psi_1 r_1$ . Угловая погрешность колеса 2  $\Delta \psi_2 = \Delta \psi_1 i_{1,2} = \Delta \psi_1 (r_1/r_2)$ , а угловая погрешность

колеса 3 будет равна  $\Delta\psi_3 = \Delta\psi_2 = \Delta\psi_1(r_1/r_2)$ . Соответственно, линейная погрешность колеса 3 равна

$$\Delta l_3 = \Delta\psi_3 r_3 = \Delta\psi_1 r_3 \frac{r_1}{r_2} = \Delta l_1 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_1}.$$

Эта линейная погрешность вызывает такую же линейную погрешность колеса 4,  $\Delta l_4 = \Delta l_3$ . Соответствующая угловая погрешность

$$\Delta\psi_4 = \frac{\Delta l_4}{r_4} = \Delta l_1 \frac{r_1}{r_2} \frac{r_3}{r_4} \frac{1}{r_1} = \frac{\Delta l_1 i_{1,2} i_{3,4}}{r_1}.$$

Последнее звено 5 получает такую же угловую погрешность, как и колесо 4, равную  $\Delta\psi_5 = \Delta\psi_4$ , а его линейная погрешность, вызванная погрешностью  $\Delta l_1$  колеса 1, равна  $\Delta l_5 = \Delta\psi_5 r_5$ .

В итоге

$$\Delta l_5 = \Delta l_1 i_{1,2} i_{3,4} \frac{r_5}{r_1} = \Delta l_1 i_{1-5} \frac{r_5}{r_1}.$$

Аналогично могут быть вычислены погрешности звена 5 от любого из предыдущих. Следовательно, в любом случае

$$\Delta l_{\text{вм}} = \Delta l_{\text{вщ}} i \frac{r_{\text{вм}}}{r_{\text{вщ}}}. \quad (1.11)$$

Величина  $i \frac{r_{\text{вм}}}{r_{\text{вщ}}} = \frac{\Delta l_{\text{вм}}}{\Delta l_{\text{вщ}}}$  является линейным передаточным отношением и определяет масштаб, в котором переносятся погрешности ведущих звеньев на ведомые, удалённые на угловое передаточное отношение  $i$ .

Если ведущим звеном является последнее звено кинематической цепи, то  $i = 1$ .

При таком способе подсчёта погрешности ведомого звена рассматриваются только в функции от геометрических параметров и могут быть вычислены в зависимости от любого частного значения. Результаты вычисления по этой метрологической методике вполне удовлетворительны при измерении геометрических форм и размеров отдельных деталей, но недостаточны для оценки текущих погрешностей в реальных механизмах, так как при движении звеньев погрешности могут изменяться во времени. Кинематическая погрешность, рассматриваемая при движении звеньев, является функцией перемещения, которое, в свою очередь, определяется во времени. Необходимость такого подхода к оценке погрешностей особенно наглядна в случае определения точности зубчатых передач, накопленные погрешности шага, профиля, биения которых являются циклическими и переменными в течение оборота. Рассматривая движение звена в функции пе-

ремещения или времени, т.е. в процессе действия, можно представить погрешность как избыточное или недостаточное перемещение данного звена по отношению к сопряжённому. Погрешность, определённая таким способом, охватывает погрешности, учитываемые метрологической методикой.

В общем случае погрешность можно рассматривать по аргументу  $T$  (время). Но при наличии какого-либо равномерно движущегося звена в механизме в качестве независимого аргумента может быть использовано перемещение этого звена, так как имеет место пропорциональность между перемещением и временем. Базирование на линейные или угловые координаты пути представляет удобство, например, при подсчёте погрешностей ведомого звена от биения, от накопленной погрешности шага и других циклических погрешностей ведущих звеньев.

Так, если учесть изменение погрешности в процессе движения звеньев, то её величина в каждый момент времени может быть представлена в функции мгновенного угла относительного положения звеньев. Такой способ представляет известные удобства при анализе механизма ещё и потому, что путём последовательного дифференцирования по времени представляется возможным найти скорости и ускорения звеньев, позволяющие оценить динамические нагрузки в механизме, возникающие вследствие неточности звеньев.

Рассмотрим зависимость между ошибками изделия в функции погрешностей и положением зубчатых колёс кинематической цепи вращения изделия, закреплённого на столе зуборезного станка.

Выше было указано, что к погрешностям зубчатых колёс и червяков, входящих в состав кинематической цепи, относятся радиальное биение начальной окружности с допуском  $E_0$ , торцевое и осевое биение; погрешности шага и профиля; перекося вследствие посадки с зазором, создающий дополнительное биение колеса. Значимость каждой из этих погрешностей в образовании ошибок изделия различна, например, учитывая, что, кроме делительного червячного колеса станка все остальные промежуточные колёса кинематической цепи обкатки деления вращаются значительно быстрее, чем изделие, можно отметить, что погрешности каждого данного отдельного шага промежуточного колеса находят отражение на каком-то небольшом участке каждого зуба изделия и имеют относительное несущественное значение. Поэтому достаточно принять во внимание накопленную погрешность шага промежуточных колёс, охватывающую погрешности отдельных шагов. Ещё менее значительно влияние погрешности профиля зубьев, так как у точных колёс, какими являются колёса кинематических цепей обкатки–деления, величина допустимой погрешности профиля в несколько раз меньше допустимых величин накопленных погрешностей шага. Таким образом, можно ограничиться нахождением ошибок изделия только в зависимости от биений и накопленной погрешности шага промежуточных колёс.

Методика определения этих зависимостей (учитывая [7]), может быть принята следующая.

Пусть колесо радиуса  $R$  с геометрическим центром  $O$  вращается эксцентрично относительно центра вращения  $O_1$  с эксцентриситетом  $e = OO_1$ . Мгновенное положение характеризуется (рис. 1.11, а) углом  $\varphi$ . При достаточно малой величине  $e$  по сравнению с  $R$  можно считать приращение радиуса равным

$$\delta R \approx e(1 - \cos\varphi).$$

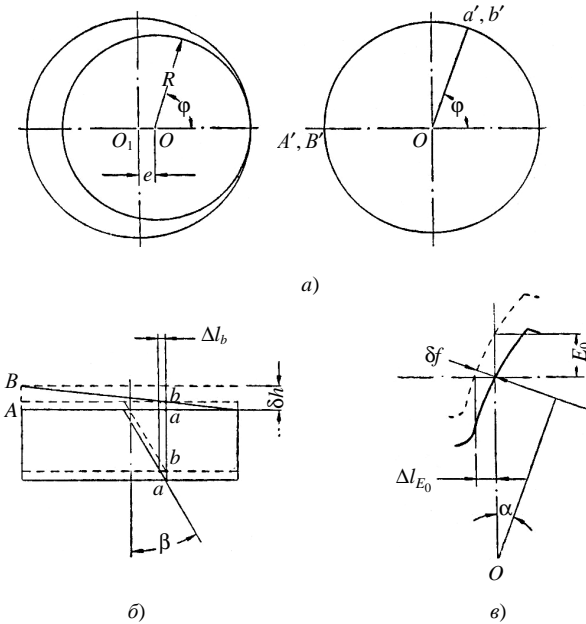
Полагая, что допуск на биение равен  $E_0 = 2e$  и зная угол давления  $\alpha$ , можем определить наибольшую величину окружного линейного смещения боковой поверхности зуба при радиальном биении  $E_0$  (рис. 1.11, в):

$$\Delta l_{E_0} = R \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{2} E_0 \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos \varphi). \quad (1.12)$$

Аналогичная погрешность от осевого биения (рис. 11, б) с допуском  $\delta b$  равна

$$\Delta l_b = \frac{1}{2} \delta b \operatorname{tg} \beta (1 - \cos \varphi), \quad (1.13)$$

где  $\beta$  – угол наклона зуба.



**Рис. 1.11. Схема определения линейной погрешности**

$a$  – влияние радиального биения колеса;  $б$  – влияние осевого биения колеса;  $в$  – пересчёт радиального биения в окружную погрешность

При перекосе колеса на его валу (рис. 1.12) вследствие посадки с зазором  $c$  при длине посадочной поверхности  $b_1$  диаметре колеса  $D_k$  и ширине  $b$  появляется дополнительное радиальное биение  $E_c$  и торцевое биение  $\delta b_0$ , если колесо при сборке зажато на валу эксцентрично (для холостых колёс зазор вызывает как бы изменение диаметра колеса на величину зазора).

Соответствующие величины биений и линейных погрешностей подсчитываются так:

дополнительное радиальное биение колеса при монтажном эксцентриситете, равном

$$e_c \approx (b - \frac{b_1}{2}) \sin \operatorname{arctg} \frac{c}{b_1},$$

создаёт по аналогии с уравнением (1.12) дополнительную линейную погрешность

$$\Delta l_{e_c} = \frac{1}{2}(2b - b_1) \sin \operatorname{arctg} \frac{c}{b_1} \operatorname{tg} \alpha (1 - \cos \varphi). \quad (1.14)$$

Максимальное торцевое биение вследствие перекоса из-за зазора

$$\delta b_c \approx D_k \sin \operatorname{arctg} \frac{c}{b_1}$$

создаёт линейную погрешность

$$\Delta l_{b_c} = \frac{D_k}{2} \operatorname{tg} \beta \sin \operatorname{arctg} \frac{c}{b_1} (1 - \cos \varphi). \quad (1.15)$$

Суммарную линейную погрешность из-за перекоса обозначим  $\Delta l_c$

$$\Delta l_c = \left[ (2b - b_1) \operatorname{tg} \alpha + \frac{D_k}{2} \operatorname{tg} \beta \right] \sin \operatorname{arctg} \frac{c}{b_1} \frac{(1 - \cos \varphi)}{2} = \Delta l'_c \frac{1 - \cos \varphi}{2}. \quad (1.16)$$

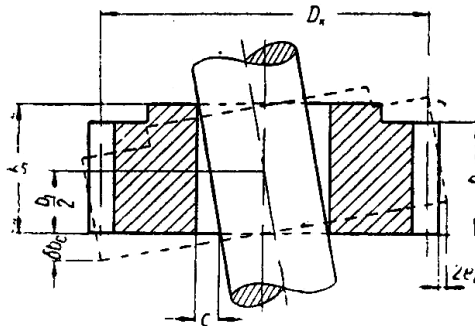


Рис. 1.12. Биение колеса вследствие монтажного перекоса при посадке с зазором

Следует отметить, что по абсолютной величине линейная погрешность от осевого биения при соблюдении нормальной точности колёс и посадочных мест валов в несколько раз меньше линейной погрешности от радиального биения и подавно от накопленной погрешности шага колеса. Что касается линейных погрешностей от перекоса, то они, по сравнению с погрешностями шага и радиального биения обычно настолько малы, что их можно вообще не учитывать для постоянных колёс кинематической цепи, а принимать во внимание только для узких сменных колёс гитары обкатки–деления прецизионных станков. Сказанное легко подтверждается численными примерами. Линейная погрешность от накопленной погрешности шага  $\Delta l_{\Sigma}$  равна

$$\Delta l_{\Sigma} = \frac{\Delta t_{\Sigma}}{2} (1 - \cos \varphi). \quad (1.17)$$

Полная погрешность от всех указанных причин может быть найдена, если известны значения каждой составляющей в данный момент времени. Чтобы оценить наиболее вероятную предельную величину полной погрешности, найдём вероятное значение суммы. Предполагая симметричность знаков рассеяния величин составляющих погрешностей, суммарную линейную окружную погрешность каждого элемента кинематической цепи можно определить из уравнения

$$\Delta l = \frac{1 - \cos \varphi}{2} \sqrt{E_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + \delta b^2 \operatorname{tg}^2 \beta + \Delta t_{\Sigma}^2 + \Delta l_0'^2}. \quad (1.18)$$

Суммарную линейную окружную погрешность от погрешностей элементов червяков и винтов можно определить по этой же формуле, заменив  $\Delta t_{\Sigma}$  величиной  $\delta t$  и приняв значение  $\operatorname{tg}^2 \beta$  равным единице.

Эта линейная погрешность положения боковой поверхности зуба любого зубчатого колеса, сообщённая ведомому звену, например заготовке, создаст ошибки изделия  $\delta f$ ,  $\delta t$  и  $\Delta t_{\Sigma}$  как результат неравномерности вращения заготовки вследствие погрешностей  $E_0$ ,  $\delta b$ ,  $\Delta t_{\Sigma}$ ,  $\delta b_c$  и  $\Delta l_c$  каждого данного зубчатого колеса валопровода. Степень влияния каждого колеса определяется передаточными отношениями  $i$  и соотношениями диаметров данного колеса  $D_k$  и заготовки  $D_3 = \frac{mz}{\cos \beta}$ .

Зная величину линейной погрешности положения боковой поверхности зуба  $k$ -го элемента кинематической цепи обкатки–деления, можно определить линейную ошибку изделия, подставив соответствующие значения в уравнение (1.11). Используя уравнение (1.18) и подставив диаметр  $D_k$  колеса, имеющего погрешности  $E_{к0}$ ,  $\delta b_k$ ,  $\Delta t_{\Sigma k}$ ,  $\Delta l_{ck}$  и, как ведущего, и диаметр изделия  $D_3$ , как ведомого, получим ли-

нейную ошибку изделия как функцию погрешностей  $k$ -го колеса кинематической цепи

$$\delta l_3 = \frac{mz}{D_k \cos \beta} i_k \frac{1 - \cos \varphi_k}{2} \sqrt{E_{0k}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_k + \delta b^2 \operatorname{tg}^2 \beta_k + \Delta t_{\Sigma k}^2 + \Delta t'_{\text{ск}}^2}, \quad (1.19)$$

где  $i_k$  – угловое передаточное отношение от  $k$ -го колеса до изделия.

По линейной ошибке изделия находятся ошибки отдельных его элементов. Определим накопленную ошибку шага  $\Delta t_{\Sigma 3}$ , ошибку профиля  $8/a$  и наибольшую разность соседних окружных шагов  $\Delta t_{\Sigma 3}$  изделия, получающиеся вследствие неточности элементов кинематической цепи.

Накопленная ошибка шага  $\delta f_3$  изделия измеряется по делительной окружности и представляет собой линейную ошибку, выраженную уравнением (1.19). Накопленная ошибка шага изменяется по синусоидальному закону и может достичь максимального значения столько раз за один оборот изделия, во сколько раз больше оборотов за это время делает данное промежуточное колесо, погрешности которого сообщаются по кинематической цепи изделию. Таким образом, максимальное значение накопленной ошибки шага от данного колеса не зависит от фазового угла  $\varphi_k$  и поэтому может быть определено так:

$$\Delta t_{\Sigma 3} = \Delta l_k \frac{mz}{D_k \cos \beta} i_k, \quad (1.20)$$

где  $\Delta l_k$  – по уравнению (1.18), но без множителя  $\frac{1 - \cos \varphi}{2}$ .

*Ошибка профиля*  $\delta f_3$  изделия измеряется по нормали к эвольвенте. В косозубых колёсах сечение профиля наклонено под углом  $\beta$  к торцевой плоскости, в которой измеряется линейная ошибка. Следовательно, в общем виде, ошибка профиля может быть выражена через линейную ошибку  $\Delta l_3$ , измеренную в торцевой плоскости по начальной окружности,

$$\delta f_3 = \delta l_3 \cos \alpha \cos \beta = \delta l_3 \cos \alpha_8.$$

После подстановки значения из уравнения (1.19) получим

$$\delta f_3 = \frac{mz}{D_k} i_k \cos \alpha_s \frac{1 - \cos \varphi_k}{2} \sqrt{E_{0k}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_k + \delta b^2 \operatorname{tg}^2 \beta_k + \Delta t_{\Sigma k}^2 + \Delta t'_{\text{ск}}^2}. \quad (1.20a)$$

*Ошибка шага*  $\delta t_3$  (разность соседних, окружных шагов) изделия в данном случае целиком определяется накопленной ошибкой шага и ошибкой профиля, которые образовались вследствие погрешностей промежуточных колёс. Наибольшая возможная ошибка шага  $\delta t_{\max}$  зависит от чётности числа нарезаемых зубьев  $z$  и при нечётном  $z$  зависит и от его абсолютной величины.



При чётном числе нарезаемых зубьев наибольшая ошибка, определяемая накопленной ошибкой шага, равна [2]

$$\delta t_{\max} = \Delta t_{\Sigma_3} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{z} \right). \quad (1.21)$$

При нечётном числе нарезаемых зубьев ошибка шага равна

$$\delta t_{\max} = \Delta t_{\Sigma_3} \cos \frac{\pi}{z} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{z} \right). \quad (1.22)$$

Зависимость между ошибкой шага и ошибкой профиля определяется углами между направлениями измерения обеих ошибок

$$\delta t = \frac{\delta f}{\cos \alpha_s \cos \beta}.$$

При подсчёте ошибки шага следует учесть, что искажения профилей смежных зубьев или впадины могут быть направлены в разные стороны, поэтому в расчёт суммарной ошибки шага надо ввести удвоенную величину ошибки профиля.

Принимая равнозначность ошибок профиля и накопленной ошибки шага в создании ошибки  $\delta t$ , найдём максимальную разность соседних окружных шагов

$$\delta t = \sqrt{(\delta t)_{\max}^2 + \frac{\delta f_3^2}{\cos^2 \alpha_s \cos^2 \beta}}, \quad (1.23)$$

где значение  $\delta t_{\max}$  берётся по уравнениям (1.21) и (1.22), а  $\delta f_3$  – по уравнению (1.20а).

По уравнениям (1.20 – 1.23) подсчитываются ошибки изделия, сгруппированные через делительное червячное колесо от каждого  $k$ -го элемента кинематической цепи. При определённом сочетании фаз относительного углового положения всех дефектных промежуточных элементов ошибки изделия достигнут наибольшего возможного значения. Синусоидальные погрешности каждого зубчатого колеса, складываясь при передаче по кинематической цепи, создают сложную периодическую ошибку, график которой может быть получен суммированием ординат всех составляющих синусоид. Форма и периодичность суммарного графика зависят от амплитуд, периодов и сочетания фаз каждой составляющей. При передаточном отношении данной пары колёс, равном единице, и совпадении фаз, кинематическая погрешность перемещения, равная разности погрешностей положения, будет минимальной. При сдвиге фаз на  $180^\circ$  каждого из колёс данной пары кинематическая погрешность будет максимальной. В общем случае, если передаточное отношение пары колёс – несократимая дробь, то совпа-

дение экстремумов погрешностей будет происходить через число оборотов ведущего колеса, равное числу зубьев ведомого. Очевидно, что одновременное совпадение экстремумов всех колёс кинематической цепи, установленных при сборке как угодно, маловероятно. Вероятность совпадения экстремумов может быть учтена введением в уравнения для суммарных ошибок изделия от всех колёс поправочного коэффициента, отражающего действительный закон распределения всех погрешностей и их амплитуды.

Если учесть, что величина каждой составляющей (от каждого звена кинематической цепи) в данный момент определяется фазовым углом  $\varphi_k$ , то полная величина каждой ошибки изделия, созданная погрешностями всех элементов кинематической цепи, может быть также найдена путём квадратичного суммирования, но с учётом закона распределения, т.е.

$$\delta f = p \sqrt{\sum \delta f_3^2} ; \quad (1.24)$$

$$\Delta t_{\Sigma} = \sqrt{\sum \delta f_{\Sigma_3}^2} , \quad (1.25)$$

где  $p$  – коэффициент, учитывающий действительные законы распределения первичных ошибок и их сочетание.

Если принять часто встречающийся закон распределения существенно положительных величин с двумерным исходным рассеянием, то для подсчёта вероятной максимальной ошибки  $p_{\max} = 1,13$ , а для подсчёта средней вероятной ошибки  $p_{\text{ср}} = 0,72$ .

Найденные значения  $\delta f$  и  $\Delta t_{\Sigma}$  надо подставить в уравнение (1.23) для нахождения полной наибольшей разности окружного шага  $\delta l$ .

Если учесть, что зацепление инструмента с заготовкой при долблении или фрезеровании происходит с коэффициентом перекрытия  $\varepsilon$ , то подсчитанные выше ошибки приходится не на один зуб, а на  $\varepsilon$  зубьев заготовки. Это обстоятельство можно учесть тем, что угол  $\varphi_k$  определяется по отношению к повороту заготовки не на  $\frac{1}{z}$  её оборота, а на  $\frac{\varepsilon}{z}$  оборота. Тогда

$$\varphi_k^0 = \frac{360^\circ \varepsilon}{z i_k} . \quad (1.26)$$

В любом зуборезном станке, принудительно осуществляющем движения обкатки инструмента и заготовки, кинематическую цепь обкатки, связывающую заготовку с инструментом в процессе резания, можно рассматривать как замкнутую цепь, состоящую из двух ветвей с общим источником движения, причём конечные звенья этих ветвей – инструмент и изделие – сопряжены друг с другом не только через эту цепь, но и непосредственно. Таким образом, одна ветвь – от вала  $\mathbf{B}_1$  например, для зубофрезерного станка (см. рис. 1.5), связанного с дви-

гателем, до инструмента **Ф**, вторая – от этого же вала к заготовке **З**. Если исходить из предположения равномерного вращения вала **В<sub>1</sub>** как ведущего элемента обеих ветвей, распределяющего движение от двигателя к инструменту и к заготовке, то подсчёт ошибок изделия целесообразно производить отдельно по каждой ветви, так как их погрешности переносятся на изделие по двум независимым путям. Очевидно, что погрешности самого инструмента переносятся на заготовку благодаря их непосредственному сопряжению в масштабе, соответствующем виду этого сопряжения.

При резании долбяком и гребёнкой, каждый зуб которых профилирует определённый зуб изделия, погрешность профиля и шага инструмента переносятся в масштабе, равном единице, на соответствующий зуб изделия.

Погрешности звеньев «инструментальной» ветви кинематической цепи зубодолбёжных станков переносятся в масштабе, соответствующем передаточному отношению от данного звена к изделию. В это передаточное отношение входит множителем передаточное отношение червячной передачи штосселя и пары долбяк–заготовка.

Если учесть в качестве причинных погрешностей только погрешности инструмента и колёс кинематической цепи обкатки–деления, то полная накопленная ошибка шага изделия, нарезанного на зубодолбёжном станке, может быть определена из следующего выражения (если  $z > z_d$ ):

$$\Delta t_{\Sigma} = \Delta t_{\Sigma_{\text{долб}}} + p \sqrt{\Delta t_{\Sigma_{\text{чкш}}}^2 \frac{D_{\text{долб}}^2}{D_{\text{чкш}}^2} + \Delta t_{\Sigma_{\text{чк}}}^2 \frac{m^2 z^2}{D_{\text{чк}}^2} + \sum_1^u \Delta t_{\Sigma_{\text{и}}}^2 + \sum \Delta t_{\Sigma_{\text{с}}}^2}, \quad (1.27)$$

где  $\Delta t_{\Sigma_{\text{долб}}}$  – накопленная погрешность шага долбяка;  $D_{\text{долб}}$  – диаметр делительной окружности долбяка;  $\Delta t_{\Sigma_{\text{чк}}}$  и  $\Delta t_{\Sigma_{\text{чкш}}}$  – погрешность шага червячного колеса стола и колеса штосселя;  $D_{\text{чкш}}$  – диаметр колеса штосселя;  $D_{\text{чк}}$  – диаметр червячного колеса стола;  $\Delta t_{\Sigma_{\text{и}}}$  и  $\Delta t_{\Sigma_{\text{с}}}$  – подсчитывается для всех **и** и **с** элементов соответственно инструментальной ветви и ветви от распределительного колеса до заготовки по формуле (1.25).

При зубофрезеровании червячной фрезой величина ошибки, переданной через фрезу изделию, определяется зависимостью поступательного движения воображаемой производящей рейки от вращательного движения фрезы при данных углах подъёма витков фрезы  $\lambda$  и наклона зубьев изделия  $\beta$ .

При линейной погрешности  $D_k$   $k$ -го элемента «инструментальной» ветви кинематической цепи обкатки–деления парный с ним ведомый элемент диаметром  $D_k$  получает угловую погрешность

$$\Delta \varphi_k = \frac{2\Delta l_k}{D_k}.$$

Угловая погрешность фрезы увеличивается соответственно передаточному отношению до фрезы  $i_{к-ф}$  и равна

$$\Delta\varphi_{\phi} = \frac{2\Delta l_{\kappa}}{D_{\kappa}} i_{\kappa-\phi} \quad (1.27a)$$

За один оборот фрезы (на угол  $2\pi$ ) производящая рейка совершает перемещение по нормали к зубьям

$$t_n = \pi m k_{\phi}, \quad (1.27б)$$

где  $k_{\phi}$  – число заходов фрезы, передаваемая через червячную фрезу;  $m$  – нормальный модуль. Угловой погрешности  $\Delta\psi_{\phi}$  соответствует линейная погрешность перемещения рейки по нормали (рис. 1.13)

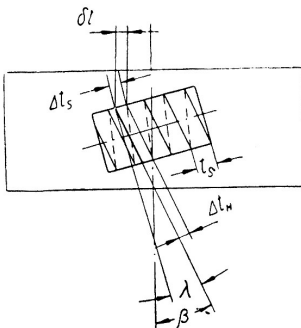
$$\Delta t_n = t_n \frac{\pi\psi_{\phi}}{2\pi} = \frac{\pi m k_{\phi}}{D_{\kappa}} \frac{2\Delta l_{\kappa}}{2\pi} i_{\kappa-\phi}, \quad (1.27в)$$

создающая при нарезании в общем случае косозубого колеса с углом  $\beta$  линейную ошибку  $\delta l$  изделия (измеряемую в торцевом сечении), равную

$$\delta l = \frac{\Delta t_n}{\cos\beta} = \Delta l_{\kappa} \frac{m k_{\phi}}{D_{\kappa} \cos\beta} i_{\kappa-\phi}. \quad (1.28)$$

Из этого выражения видно, что ошибки, создаваемые «инструментальной» ветвью, пропорциональны модулю и числу заходов фрезы  $k_{\phi}$ , но не зависят от числа зубьев изделия.

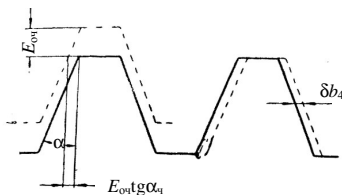
Линейная ошибка, переданная через делительное червячное колесо, подсчитывается по уравнению (1.19). Она пропорциональна модулю и числу нарезаемых зубьев.



**Рис. 1.13.** Линейная ошибка изделия, передаваемая через червячную фрезу

Уравнения (1.19) и (1.27) свидетельствуют о том, что наибольшее влияние на ошибки изделия указывают элементы кинематической цепи обкатки-деления, ближе всего расположенные к инструменту и заготовке. При этом погрешности инструмента переносятся на изделие  $m k_{\phi}$  в масштабе  $\frac{m k_{\phi}}{D_{\kappa} \cos\beta}$ , а погрешности червячного делительного колеса переносятся в масштабе  $\frac{m z}{D_{\kappa} \cos\beta}$ , равном отношению диаметров заготовки и

делительного колеса, точность которого, следовательно, решающим образом влияет на точность изделия. Большое значение имеет и точность червяка делительной передачи и его вращения. При радиальном биении  $E_{оч}$  и осевом биении  $\delta b_4$  этот червяк (рис. 1.14) диаметром  $d_4$  с углом давления  $\alpha_ч$  создаёт на изделии



**Рис. 1.14.** Схема определения ошибки создаваемой червяком

циклическую линейную ошибку, равную (без учёта монтажных дефектов)

$$\delta l = \frac{\sqrt{E_{оч}^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_ч + \delta b_ч^2 + \delta t^2}}{d_ч} \frac{mz}{\cos \beta}.$$

Учитывая уравнения (1.20), (1.25) и (1.28) и рассматривая фрезу как элемент кинематической цепи обкатки–деления, можно указать, что полная накопленная ошибка шага изделия, зависящая от погрешностей элементов всей этой кинематической цепи, равна при фрезеровании:

$$\Delta t_{\Sigma} = p \sqrt{\left( \Delta t_{\Sigma_{чк}} \frac{mz}{D_{чк} \cos \beta} \right)^2 + \sum_1^n \Delta t_{\Sigma_{и}}^2 + \sum_1^c \Delta t_{\Sigma_{с}}^2}, \quad (1.29)$$

где  $\Delta t_{\Sigma_{с}}$  – подсчитывается по уравнению (1.18) для всех  $c$  элементов от ведущего вала до заготовки;  $\Delta t_{\Sigma_{и}}$  – подсчитывается для всех  $n$  элементов от ведущего вала до инструмента – по уравнению (1.28), причём значения  $\Delta I_{к}$  вычисляются по уравнению (1.18). Индексы **чк** относятся к элементам делительного червячного колеса.

Рассмотренные вопросы образования ошибок изделий относятся в основном к станкам с непрерывным движением обкатки, при котором эвольвентный профиль создаётся в результате согласования вращательных движений инструмента и заготовки. Однако в некоторых моделях зуборезных станков развертывание эвольвенты получается вследствие совместного выполнения вращательного и поступательного движения (либо же только заготовки относительно неподвижного инструмента). Вращательное движение создаётся во многих моделях таких станков (Маг, 5П84) с помощью червячной передачи, а поступательное – с помощью винтовой пары (рис. 1.8), кинематически связанных между собой.

Ошибки изделия зависят от того, насколько точно прямолинейное перемещение обкатки соответствует вращательному перемещению. Несогласованность этих движений равносильна тому, что качение без скольжения, необходимое для развертывания эвольвенты, заменяется качением с проскальзыванием, величина которого и есть величина несогласованности движений обкатки.

Несогласованность прямолинейного и вращательного движений может быть представлена смещением центра заготовки из  $O$  в  $O_1$  или смещением положения режущей кромки из  $I$  в  $II$  (рис. 1.15). Эта несогласованность может быть вызвана погрешностями вращательных передач или винтовой пары. Ошибки, вызванные погрешностью вращательных передач, подсчитываются по приведённым ранее формулам. Если эти погрешности приводятся к винту, то их выражают в виде погрешности его углового положения  $\Delta\varphi$ , которую можно пересчитать в

$$\text{линейную погрешность вдоль оси винта } \Delta l_{\text{XB}} = t_{\text{XB}} \frac{\Delta\varphi}{2\pi}.$$

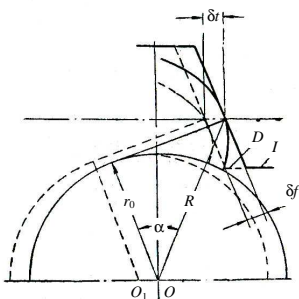
Эта погрешность, а также неточность винтовой пары – погрешность шага ходового винта  $\delta t_{\text{XB}}$  или зазор (равноценные погрешности шага винта) – вызывают линейную ошибку, равную (рис. 1.15)

$$\delta l = \Delta t_{\text{XB}} \frac{n_{\text{XB}}}{z} = \frac{\pi m}{t_{\text{XB}}} \Delta t_{\text{XB}}, \quad (1.30)$$

причём

$$\Delta t_{\text{XB}} = \Delta t_{\text{XB}} + \delta t_{\text{XB}},$$

где  $t_{\text{XB}}$  – шаг ходового винта;  $\delta t_{\text{XB}}$  – погрешность его шага;  $nt_{\text{XB}}$  – число его оборотов, приходящееся на 1 оборот заготовки с модулем  $m$  и числом зубьев  $z$ .



**Рис. 1.15. Схема определения ошибок изделия при несогласованности вращения и поступательного движения обкатки**

Ошибка профиля, измеренная по нормали к профилю как расстояние между теоретическим профилем и участком контура зуба, нарезанным при относительном смещении инструмента, зависит от радиуса  $R$ , на котором производится измерение. При отсчёте по делительной окружности

$$\delta f = \delta t \cdot \cos \alpha_0. \quad (1.31)$$

Если в процессе работы станка циклы с делением на шаг последовательно повторяются, то все зубья обрабатываются с использованием одного и того же

участка винта. Поэтому погрешности шага ходового винта создадут систематическое отклонение шага изделия от номинала, но не разность окружных шагов. Такая разность, как и накопление ошибки шага, может получиться только из-за погрешностей механизма деления, не одинаковых при каждом делении. При этом на изделие будут переноситься погрешности лишь тех колёс, которые совершают дробное число оборотов в период деления. На точности изделий отразятся погрешности тех участков колёс, которые находятся в зацеплении за время избыточной, дробной части оборота (т.е. если, например, колесо делает  $3\frac{1}{4}$  оборота, то отразятся погрешности, соответствующие участку, работающему  $\frac{1}{4}$  оборота сверх трёх).

Это своеобразие имеет место для всех станков, работающих по принципу периодической обкатки, перемежающейся с периодическим делением. В этом случае все погрешности кинематической цепи обкатки, подсчитанные по описанному способу, тождественно повторяются на каждом зубе изделия и одинаково искажают их профиль. Накопление ошибки шага происходит только на участке изделия, нарезаемом за один цикл, и повторяется на одинаковую величину на каждом участке.

Ошибки шага зависят в основном не от кинематической цепи обкатки, а от цепи деления. Разность соседних шагов определяется тем, насколько одинаково за каждый цикл осуществляется поворот изделия. Это зависит в подавляющей степени не от погрешностей самих звеньев цепи, а оттого, в какой степени устранен мёртвый ход при реверсировании кинематической цепи, производимом для деления. Зазоры, создающие мёртвый ход, могут быть приведены к угловой погрешности положения, а следовательно, к линейной погрешности на радиусе делительной окружности данного колеса, и далее пересчитаны в ошибку изделия по изложенной методике.

При включенном дифференциале зуборезных станков на ошибки изделия переносятся также погрешности звеньев дифференциальной кинематической цепи. Такими звеньями, например, являются червячная передача, передающая вращение гитаре подач, червячная передача к дифференциалу, сам дифференциал и его гитара.

Способ подсчёта ошибок изделия, зависящих от погрешностей звеньев этой цепи, остаётся прежним и соответствующее слагаемое, являющееся произведением погрешности данного звена на передаточное отношение кинематической цепи (от этого звена до изделия – через всю дифференциальную цепь и делительную гитару), может быть добавлено в уравнение (1.29). Однако следует отметить, что входящая в дифференциальную ветвь червячная пара значительно уменьшает

масштаб перенесения погрешностей звеньев дифференциальной цепи на изделие и значимость их, по сравнению с погрешностями звеньев кинематической цепи собственно обкатки, относительно мала. Во многих случаях эти ошибки можно не учитывать.

Кинематическая неточность цепи вертикальной подачи суппорта зубофрезерного станка не оказывает влияния на точность прямозубых колёс, но отчасти отражается на чистоте поверхности зубьев и создаёт местные дефекты контактной линии косозубых колёс.

Погрешность перемещения фрезерного суппорта можно представить в виде доли вертикальной подачи  $\Delta s$ , происходящей за время поворота изделия на определённый угол, например, приходящийся на один зуб. Эта погрешность складывается из  $k$  независимых погрешностей  $\Delta s_k$ , вызванных дефектами каждого из  $k$  элементов кинематической цепи, начинающейся от стола и заканчивающейся ходовым винтом, и может быть принята равной

$$\Delta s = p \sqrt{\sum_1^k \Delta s_k^2},$$

где  $\Delta s_k = \Delta l_k i_k \frac{t_{XB}}{\pi D_k}$ ;  $\Delta l_k = \sqrt{A_k} \frac{1 - \cos \varphi_k}{2}$  – линейная погрешность  $k$ -го элемента, подсчитываемая по формуле (1.18);  $A_k$  – соответствующее этой формуле подкоренное выражение;  $\varphi_k = \frac{360^\circ s}{i_k t_{XB} z}$  – угол поворота  $k$ -го элемента, необходимый для перемещения суппорта (при подаче  $s$  мм/об) за время поворота стола на угол  $\frac{360^\circ}{z}$ ;  $i_k$  – передаточное отношение от  $k$ -го элемента, имеющего диаметр делительной окружности  $D_k$ , до ходового винта с шагом  $t_{XB}$ .

В результате подстановки значений получим

$$\Delta s = p \sqrt{\sum \left[ \frac{\sqrt{A_k}}{2} \left( 1 - \cos \frac{360^\circ s}{i_k t_{XB} z} \right) i_k \frac{t_{XB}}{\pi D_k} \right]^2}.$$

Численные подсчёты показывают, что величины  $A_s$ , при передачах третьего класса в кинематической цепи и нормальных подачах, получаются равными долям микрона от каждого элемента и, как правило, могут не приниматься во внимание.

В изложенных выше формулах влияние погрешности станка учитывается, исходя из основных положений теории реальных механиз-



мов; эти формулы связаны только с движениями, независимо от нагрузок и вызываемых ими упругих деформаций, сдвигов и колебаний элементов кинематических цепей.

В работающем станке деформации и колебания валопроводов дополнительно искажают относительные угловые положения режущего и обрабатываемого контуров. Поэтому необходимо рассмотреть влияние действующих нагрузок на кинематическую точность станка.

### ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Кинематическая точность станка может быть рассмотрена как собственно кинематическая точность, т.е. без учёта влияния динамических нагрузок и как «динамическая точность» при резании. В обоих случаях, кроме общих мероприятий для повышения точности, необходимо применение также некоторых особых способов.

Так как основной частью кинематической погрешности является циклическая погрешность как функция погрешностей отдельных элементов кинематической цепи в их взаимодействии, то обеспечение высокой кинематической точности станка может быть достигнуто двумя различными методами:

1. Устранением или уменьшением до возможного предела погрешностей элементов кинематической цепи и выбором такой кинематической схемы и её элементов, которые обеспечивают наименьшее влияние этих погрешностей.

2. Включением в кинематическую цепь специальных механизмов, компенсирующих кинематическую погрешность конечных звеньев кинематической цепи.

Применяя первый метод для обеспечения точности кинематических цепей обкатки–деления, представляется возможным указать несколько способов, приводящих к уменьшению отдельных составляющих суммарной погрешности:

- 1) обеспечение необходимой и достаточной точности делительной червячной передачи;

- 2) обеспечение необходимой точности промежуточных колёс кинематической цепи;

- 3) рациональное построение кинематической цепи с целью уменьшения влияния погрешности её элементов.

Соответствующие примеры конструктивных решений, приведённые ниже, находят применение в некоторых из существующих станков и могут быть использованы при модернизации оборудования.

*О точности делительной червячной передачи.* На основании уравнений (1.19) и (1.29) можно установить, что для уменьшения влияния погрешности делительной передачи и повышения точности изделия необходимо применять:

- 1) червячные колёса возможно большего диаметра;
- 2) возможно более замедляющую передачу, прежде всего применяя однозаходный червяк;
- 3) возможно более точные и износостойкие червячное колесо и червяк.

Учитывая, что погрешность создаёт ошибку изделия, величина которой пропорциональна отношению диаметров заготовки и червячного колеса  $\frac{D}{D_{\text{чк}}}$ , целесообразно применять делительные червячные

колёса, диаметры которых превышают максимальный диаметр заготовок, на которые рассчитан станок, увеличивая размер  $D_{\text{чк}}$  путём увеличения числа зубьев. Так, например, в станке типа 514 соотношение диаметров наибольшей обрабатываемой заготовки и червячного колеса равно  $\frac{460}{600} = 0,77$ , а в станке типа 5Б32, соответственно,  $\frac{750}{462} = 1,62$ .

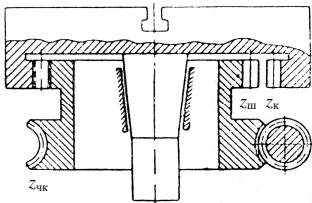
Следовательно, при равной точности червячных колёс, точность работы станка 514 в этой части будет больше.

Естественно, что наиболее точная передача получается при однозаходном червяке, который легче сделать более точным, чем многозаходный. Можно рекомендовать выбор возможно большего числа зубьев делительных колёс.

В некоторых зубофрезерных станках применены устройства, позволяющие уменьшить ошибку изделия, зависящую от погрешности делительной червячной передачи. Одним из таких устройств является установка дополнительной прецизионной цилиндрической прямозубой передачи от делительного червячного колеса к столу (рис. 1.16), которая, хотя и не уменьшает общей погрешности кинематической цепи, но распределяет её на зубьях заготовки. Погрешность переносится на заготовку не по образующей цилиндра, а по винтовой линии, если

$$\frac{z_{\text{к}} - z_{\text{ш}}}{z_{\text{ш}}} z_{\text{чк}} \neq p,$$

где  $p$  – целое число.



**Рис. 1.16. Дополнительная передача**

В результате периодичность циклической погрешности не совпадает с оборотами стола и изделия. Поэтому ошибка от червячного делительного колеса не повторяется через каждый оборот изделия на том же его зубе, а по мере перемещения фрезы вдоль заготовки каждый раз переносится на другой зуб изделия. В результате точность по длине

каждого зуба будет неодинаковой, но накопленная ошибка шага уменьшится. Неполный контакт зубьев нарезанной пары устраняют приработкой.

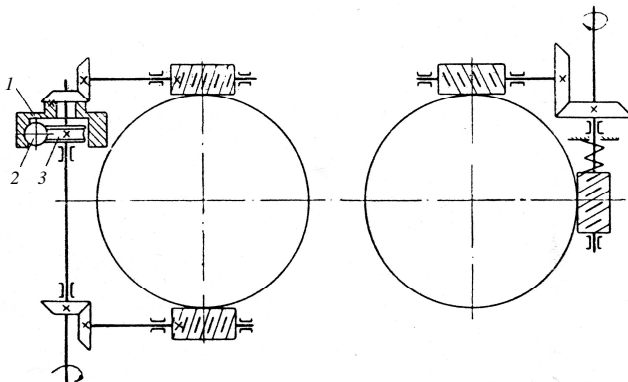
Более совершенным, но и более сложным вариантом является устройство, заключающееся в том, что стол, получающий основное вращение от гитары деления через делительную червячную передачу, снабжается дополнительным червячным сектором, с помощью которого создаётся дополнительный поворот стола. Сектор получает вращение по ответвлению кинематической цепи от ведущего вала гитары деления параллельно основной ветви вращения стола. Передаточное отношение основной делительной пары во много раз больше, чем дополнительной червячной пары, в результате чего погрешность основной пары переносится на изделие по спирали. Такая передача движения по двум валопроводам к одному столу обеспечивается тем, что основной валопровод содержит шарнирный участок.

В некоторых станках для обеспечения беззазорного зацепления червячной передачи и уменьшения неравномерных деформаций ставят червячные колёса, состоящие из двух половин по толщине, проворачиваемых при регулировании одна относительно другой.

Так как при нарезании шестерён с малыми числами зубьев скорость вращения стола относительно высокая и в связи с этим получается повышенный износ червячного колеса, то в некоторых моделях прецизионных станков для вращения стола устанавливают две параллельные червячные передачи, используемые в отдельности при разных скоростях вращения стола.

Например, одно из червячных колёс с малым числом зубьев используется только при черновой обработке и при нарезании шестерён с  $z < 5$ , другое – с большим числом зубьев – при чистовой обработке и при изготовлении колёс с большими числами зубьев. Червяк неработающей передачи выводится из зацепления.

Из подобных конструктивных решений одним из наилучших и наиболее распространённых является применяемая в некоторых моделях прецизионных станков конструкция привода с двумя червяками, вращающими одно делительное колесо: червяки располагаются параллельно друг другу или под углом (рис. 1.17). Зазор выбирается при помощи пружины или муфты. С двумя параллельными червяками выполнен привод стола станков 5330, 5358 и др. Колесо имеет нечётное число зубьев, в результате чего периодически меняется фаза зацепления червяков и уменьшается погрешность передачи. Регулирование величины зазора производится путём поворота стола с помощью какого-либо рычага до упора, после чего зазор в зацеплении выбирается при помощи муфты. Контроль величины зазора осуществляется по индикатору 1.



**Рис. 1.17. Передача с двумя червяками:**  
 1 – корпус муфты; 2 – червяк муфты;  
 3 – червячное колесо, закреплённое на валу

При установке двух червяков происходит автоматический отбор наибольшей из погрешностей шагов тех витков и зубьев, которые одновременно находятся в зацеплении. Поэтому червяки и колесо должны быть сделаны особенно тщательно.

В результате попеременной работы то одного, то другого червяка, направление сил, действующих на стол, будет изменяться, а следовательно, будут изменяться и динамические нагрузки, что способствует уменьшению устойчивости движения. Однако, как показывает опыт, кинематическая точность работы станков, снабженных двумя червяками, весьма высокая. Поэтому в некоторых случаях станки снабжают вторым червяком в целях модернизации, выполняя весь узел со вторым червяком в виде приставной коробки к станине станка.

Следует отметить, что при одном червяке может быть обеспечена достаточно высокая точность привода вращения стола, что по сравнению с одночервячным приводом более существенно, так как все описанные выше устройства более сложны. Рациональное решение достигается путём повышения точности самой червячной делительной передачи.

Как показывает опыт некоторых заводов, точность передачи может быть доведена до  $\Delta t_{\Sigma} = 10'' - 12''$ . Точность передачи нужно обеспечить за счёт точности изготовления червяка и колеса и поддерживать на высоком уровне в процессе эксплуатации станка. Для прецизионных зубофрезерных станков рекомендуют такие нормы точности: допустимая ошибка на один оборот червяка  $2'' \dots 4''$ , накопленная ошибка – не более  $12'' \dots 16''$  [32], боковые зазоры для средних станков –  $0,06 \dots 0,12$  мм, для крупных  $0,1 \dots 0,16$  мм. Рекомендуемые нормы точности приведены в табл. 3.

### 3. Нормы точности изготовления передачи

Деталь передачи	Диаметры в мм до	$\delta_i$		$\Delta t_{\Sigma}$		$\Delta B_o$ , мкм	$E_o$ , мкм
		мкм	с	мкм	с		
Червячное колесо	300	5	6	30	40		
	500	6	5	50	25		
	1500	9	2,5	65	18		
Червяк	70	4		8		±5	6
	140	6		12			6
	Более 140	8		16			8

Радиальное биение вала червяка допускается до 5 мкм, наклон оси не более 4...6 мкм на всей длине.

Для зубофрезерных станков, предназначенных для изготовления точных колёс, Британский стандарт – 1498 предусматривает следующие нормы точности делительной передачи (класс А).

Радиальное биение червяка должно быть не более 0,01 мм, допустимая ошибка осевого шага для червяков с шагом до 18 мм – не более 0,005 мм, накопленная ошибка на пяти шагах – не более 0,0178 мм, торцевое биение после сборки – не более 0,005 мм. Погрешность шага червячного колеса не должна превышать  $0,001 L + 0,0025$  мм, где  $L$  – дуга делительной окружности в мм, на которой производится измерение.

Нормы точности делительной передачи зубодолбёжных станков зависят также от класса точности колёс, нарезаемых на станке. Большой точности профилирования червячного колеса можно достичь, притирая его при разных угловых положениях охватывающего притира относительно колеса. Есть указания на то, что хорошие результаты можно получить, изготовив колёса из двух половин по толщине и подвергнув их шевингованию односторонним шевером при различных относительных положениях обеих половин колеса. Червяк-шевер выполняют с высокой степенью точности: отклонение осевого шага не должно превышать 0,008 мм, накопленная погрешность на пяти шагах – не более 0,02 мм, отклонение профиля не более 0,005 мм.

Для изготовления колёс наиболее ответственных передач следует применять высококачественные материалы – бронзу; червяки следует цементовать и полировать.

Уменьшение и регулирование зазоров осуществимо на станках с одним червяком путём его осевого перемещения, если червяк выполнен с переменным шагом (толщиной нитки), либо за счёт радиального смещения корпуса с подшипниками червяка.

Регулирование производится при помощи дистанционных компенсаторных прокладок, гаек или пружин. Соответствующие конструктивные элементы приведены на рис. 1.18 и 1.19. Правая спиральная пружина устройства (рис. 19) стремится повернуть коробку с червяком относительно оси, не совпадающей с осью червяка. В результате этого эксцентриситета червяк приближается к колесу. Эксцентриситет цапф коробки приблизительно равен 0,6 шага червяка. Осевой зазор в опорах червяка выбирается при помощи левой пружины, натяжение которой можно регулировать резьбовой пробкой. Для предохранения червячной пары от чрезмерного износа необходимо создать надежную систему смазки, при нормальной эксплуатации которой возможность заедания исключается.

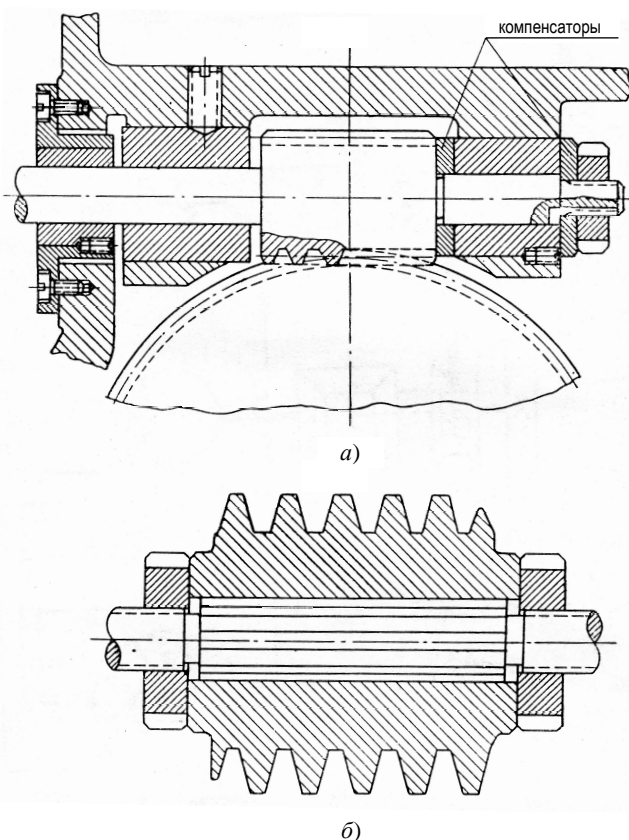
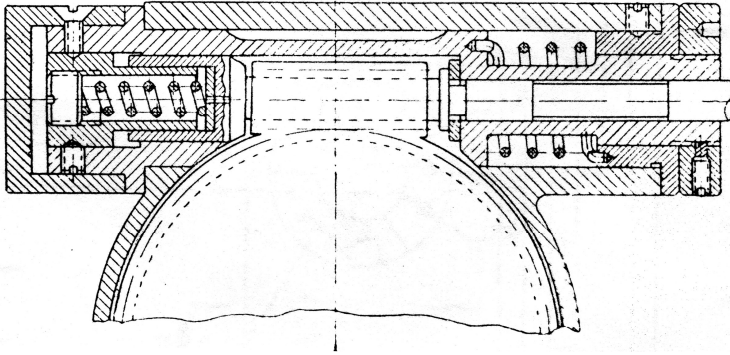


Рис. 1.18. Устройство для регулирования червячной передачи с помощью компенсаторов (а) или гаек (б)



**Рис. 1.19. Устройство для автоматической компенсации зазора в червячной передаче с помощью пружины**

Однако опасность повреждения червячной пары может возникнуть не только вследствие плохой смазки. В частности, в тяжёлых станках при большой нагрузке на стол, при внезапных перебоях в электроэнергии, может произойти заедание стола и резкие колебания усилий в червячной паре, вызывающие заедание и порчу элементов зацепления.

Естественно, что одновременно возникает и опасность повреждения нарезаемого колеса. Во избежание перегрузки и заедания направляющих узлов стола в тяжёлых станках снабжают устройствами для смазки под давлением и направляющие стола разгружают от действия сил веса детали с помощью специальных гидравлических или рычажных устройств, подпирающих стол. Эти меры не только уменьшают опасность заедания, но и способствуют уменьшению износа направляющих стола. Однако существующие устройства для разгрузки стола не обеспечивают автоматического регулирования величины разгружающего усилия в зависимости от нагрузки на опоры, вследствие чего не исключена возможность «плавания» стола при чрезмерном разгружающем усилии или повышенный износ подшипников или направляющих при недостаточной разгрузке. Регулирование разгружающего устройства представляет собой трудоёмкую и кропотливую работу, выполняемую при каждой установке заготовки. Регулирование должно быть произведено весьма тщательно, чтобы трение в направляющих было не чрезмерным и в то же время являлось бы тормозящим усилием, гарантирующим постоянный односторонний натяг звеньев кинематической цепи обкатки-деления и способствующим гашению вибраций стола. По некоторым рекомендациям, нагрузка на направляющие в килограммах примерно должна быть равна числу миллиметров диаметра стола независимо от веса детали (для столов диаметром 2500...4000 мм).

С целью обеспечения бесперебойной работы тяжёлых уникальных станков целесообразно снабжать их индивидуальной электростанцией, гарантирующей равномерность движений независимо от изменений напряжения в сети. Для повышения точности и надёжности работы столов и шпинделей безусловный интерес представляет возможность применения круговых направляющих из пластмассы, а также новых типов опор – жидкостных подшипников и подпятников, в которых зазоры и давление масла, подводимого в диаметрально противоположные секторы втулки подшипника, автоматически регулируются (например, конструкции ВНИИ).

*Построение кинематических цепей обкатки–деления.* Анализируя формулы (1.19 – 1.29), можно указать, что наибольшей точностью во всей кинематической цепи должны отличаться последние звенья. Этим, однако, ещё не гарантируется максимально возможная точность всей кинематической цепи, существенно зависящая от остальных звеньев. Исходя из структуры членов уравнений, например формулы (1.27), (1.29), можно указать некоторые меры для уменьшения абсолютной величины этих слагаемых.

Прежде всего, кинематическую цепь целесообразно составлять из возможно меньшего числа пар, поскольку их погрешности суммируются. Компоновку пар и распределение передаточных отношений следует производить так, чтобы наибольшее редуцирование было в конце кинематической цепи. Это выдерживается во всех станках без так называемых «крип-механизмов».

Влияние погрешности промежуточных колёс кинематической цепи на равенство шагов изделия может быть совсем устранено при соответствующем подборе чисел их зубьев и оборотов. Действительно, если какое-либо промежуточное колесо делает целое число оборотов за время нарезания одного зуба, то в каждый момент времени при нарезании данного зуба оно занимает такое же положение, как при нарезании предыдущего зуба. Благодаря этому влияние погрешности промежуточных колёс будет одинаково для каждого профилируемого зуба изделия на соответственно одинаковых (подобных) участках их профилей. В результате зубья могут отличаться от теоретического, но все на одинаковую величину: ошибка становится не циклической, а систематической, все шаги – одинаковыми и накопления ошибки шага из-за неточности промежуточных колёс не происходит.

В последних моделях советских станков – 5П84, 528 и других числа зубьев и оборотов промежуточных колёс цепи деления и обкатки выбраны исходя из указанного условия.

Таким образом, на равенство шагов влияют главным образом шестерни делительной гитары и следующей за ними передачи на шпиндель.



Целесообразно такое построение кинематической цепи обкатки–деления, при котором приводная шестерня цепи максимально приближена к инструменту, все передачи до гитары деления выполнены с передаточными отношениями, равными единице, редуцирование происходит только за счёт делительной червячной передачи (например, зубошлифовальный станок 5832). Такой подбор передаточных отношений выгоден и потому, что при быстроходных передачах влияние погрешностей промежуточных колёс на изделия будет минимальным.

При непрерывном делении, как в зубофрезерных станках, когда фрезой одновременно обрабатываются несколько соседних зубьев, целесообразно применять зубчатые пары, числа зубьев колёс которых отличаются между собой на один зуб. Это исключает возможность повторения встреч одних и тех же пар зубьев за каждый оборот колёс. В результате погрешности переносятся на изделие не по образующей цилиндра, а по спирали, вследствие чего, после приработки нарезанной пары ошибка зацепления получается меньше.

Чтобы устранить влияние зазоров в кинематической цепи на точность шага, целесообразно сохранить непрерывное вращение кинематических цепей с одинаковой нагрузкой в одну сторону в течение всего процесса обработки заготовки или даже создать постоянный предварительный натяг путём установки специального тормоза к столу, если момент сопротивления стола невелик. При изготовлении цилиндрических прямозубых и косозубых колёс на зубофрезерных станках вращение всех валопроводов происходит непрерывно и направлено в основной кинематической цепи все время в одном направлении, и хотя нагрузка циклически колеблется, усилие резания способствует сохранению одностороннего натяга звеньев. Более опасны зазоры и изменение напряжений и деформаций в направляющих и в кинематических цепях обкатки станков с возвратно-винтовым движением и станков, на которых нарезание зубьев происходит по принципу повторяющихся циклов на каждый зуб, т.е. станков с периодическим делением (Магг, 515, многие станки для конических колёс). В этом случае мёртвый ход, образовавшийся из-за зазоров в момент реверсирования движения обкатки, непосредственно создаёт ошибку относительного положения инструмента. Приходится специально удлинять пути движения и время цикла, создавая холостые перебеги для выбора зазора путём реверсирования движения обкатки до начала контакта инструмента с заготовкой. Это несколько уменьшает ошибки, но зато уменьшается и производительность. Удачное решение вопроса найдено в последних моделях зубострогального станка типа 528, зубошлифовального станка 5П84, в которых вращение всего привода и кинематической цепи вращения заготовки происходит безостановочно и всегда в одном направлении; реверсирование остальных кинематических цепей, независимо

от постоянства направления вращения привода и изделия, осуществляется при помощи замкнутой кольцевой рейки (рис. 1.20), которая зацепляется с ведущим колесом 1 (имеющим возможность передвигаться по направлению стрелки А) попеременно внутренним венцом 2 или венцом внешнего зацепления 3. Таким образом, на точность положения стола с изделием влияют только зазоры зубчатой передачи 4 и винтовой пары 5.

*Параметры промежуточных колёс кинематической цепи.* При нецелых числах оборотов промежуточных колёс кинематических цепей за цикл обработки погрешности этих колёс циклически передаются заготовке. Следовательно, для повышения кинематической точности станка необходимо достаточно точно изготовить и смонтировать промежуточные звенья. Погрешности промежуточных колёс особенно сильно влияют при нарезании изделий с малым числом зубьев. Наибольшее значение имеет радиальное биение промежуточных шестерён. Анализ структуры и содержания уравнений (1.19) и (1.24) показывает, что применение стандартного 20-тиградусного угла зацепления для делительных передач, в том числе для сменных колёс и червячной пары, позволяет уменьшить влияние их радиального биения на точность заготовки в  $\operatorname{tg} \frac{20^\circ}{15^\circ} = 1,35$  раза.

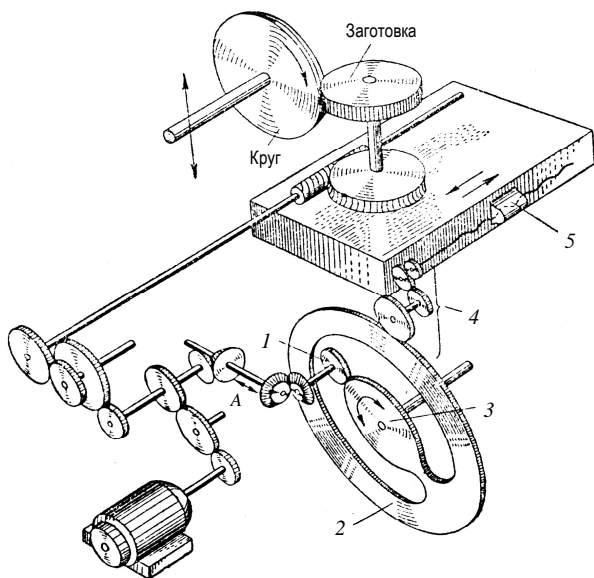


Рис. 1.20. Делительный механизм с неревверсируемым вращением изделия

Для уменьшения масштаба перенесения погрешностей целесообразно применять в этих кинематических цепях многозубые колёса возможно меньшего модуля и большего диаметра, поскольку допустимые погрешности колёс больших диаметров относительно меньше для колёс малых диаметров, а сам масштаб перенесения погрешностей (1.19) обратно пропорционален диаметру. Для повышения точности станка максимально точными должны быть прежде всего сменные колёса гитары деления. На малых станках с малым редуцированием в делительной паре оправдано применение колёс повышенной точности, которые точно центрированы на валу. По нормам, принятым на некоторых заводах, промежуточные колёса кинематических цепей станков для изготовления колёс второго–третьего классов диаметром до 250...300 мм могут иметь ошибки на шаг не более 0,03 мм, биение – не более 0,1 мм, боковой зазор – не более 0,25 мм.

Для уменьшения циклических ошибок целесообразно применять сменные колёса возможно большего диаметра. Особое внимание следует обратить на обеспечение правильности втулок пальца гитары, биение которых создаёт циклические ошибки изделий.

Для точности работы кинематической цепи обкатки–деления существенное значение имеет биение последнего колеса гитары обкатки–деления, насаженного на вал червяка. Биение этого колеса создаёт неравномерное вращение червяка, что вызывает циклические ошибки изделия.

Радиальное биение сменных колёс гитары обкатки и дифференциала ограничивают в пределах до 0,08 мм, торцевое – до 0,1 мм. Ещё более жёсткие требования предъявляют к правильности вращения валов гитар: предельное радиальное биение посадочных шеек для сменных колёс не должно быть больше 0,05 мм, осевое биение по упорному буртику – не более 0,08 мм.

Для повышения плавности передач часто рекомендуют применять спиральнозубые колёса. Бесспорно, плавность передачи при этом повышается, так как при большом перекрытии зацепления передача работает с меньшими толчками, т.е. с меньшими мгновенными ускорениями. Но при одновременном зацеплении больше чем одной пары зубьев действующей погрешностью в период работы данного участка зацепления всегда является большая из погрешностей контактирующих пар зубьев. Эта погрешность и определяет в данный период положение ведомого элемента. Явление «отбора» большей из ошибок менее заметно в силовых передачах, при большей нагрузке зубчатых колёс.

С увеличением угла спирали становится больше влияние осевого биения колёс на точность зацепления [уравнение (1.13),  $< \beta$ ]. Поэтому (во всяком случае, для прецизионных станков) не следует безоговорочно рекомендовать применение спиральнозубых колёс в цепи деле-

ния–обкатки, если не гарантировано отсутствие биения и колеса не делают целого числа оборотов за время нарезания одного зуба. Влияние погрешности таких колёс (например, в станке 5330) несколько компенсируется в результате того, что почти все колёса имеют некратные числа зубьев.

Повышение плавности передачи особенно необходимо в том случае, если деформации и ошибки от дополнительных динамических нагрузок большие, чем кинематические ошибки (т.е. без учёта нагрузки), или если последние компенсируются с помощью каких-либо специальных устройств.

Выбирая передаточные отношения каждой пары зубчатых колёс, можно оказать влияние на общую точность кинематической цепи.

При передаточном отношении, равном единице, погрешность перемещения ведомого колеса, зависящая от погрешности изготовления и монтажа каждого колеса пары, может быть сведена к минимуму, если колёса смонтированы так, что участки с максимальными значениями погрешности каждого колеса одновременно вступают в зацепление. При наличии нескольких последовательных пар монтаж каждого колеса надо вести так, чтобы погрешности каждой предыдущей пары компенсировались последующей парой. Если передачи не делают целого числа оборотов за цикл и применяются колёса, числа зубьев которых отличаются на единицу, то плавность передачи будет больше, чем большее число зубьев имеют колёса, так как максимум погрешности наступает через число оборотов  $z_{\text{вм}}$  ведущего колеса.

Выбор класса точности колёс лучше всего выполнять на основе расчёта их на точность. Задавшись классом точности колёс, вычислив ожидаемую величину ошибки изделия и сравнив её с допуском по требуемому классу точности изделия, можно решить вопрос о необходимом классе точности колёс кинематической цепи.

*Компенсация погрешности кинематической цепи с помощью корригирующих устройств.* В промышленности применяются различные корригирующие устройства. Такие механизмы разработаны для компенсации ошибок кинематической цепи обкатки–деления зубофрезерных станков.

Основная идея этих устройств заключается в том, что при помощи специально спрофилированного дискового кулачка, действующего через систему рычажных и других передач, сообщают столу дополнительные положительные или отрицательные повороты, компенсирующие погрешности кинематической цепи обкатки–деления, измеренные после сборки станка. Кулак профилируется так, что радиусы участков его профиля через каждые несколько градусов изменяются пропорционально погрешности поворота стола. Кулак закрепляется соосно с делительным колесом в соответствующем угловом положении или

устанавливается в специальную корректирующую кинематическую цепь, параллельную цепи обкатки деления. Суммирование основного и корректирующего поворотов может производиться двумя способами. Корректирующее движение от диска может быть передано в делительную червячную передачу в виде дополнительных поворотов червяка. Тогда суммирование движений осуществляется с помощью дифференциала, встроенного в кинематическую цепь вращения делительного червяка. Во втором случае движение от диска передаётся через рычаги на червяк в виде осевого перемещения червяка. Червяк, вращаясь от основного привода кинематической цепи обкатки-деления и перемещаясь как рейка от корректирующего диска, сообщает суммарные повороты делительному колесу и столу.

Корректирующее устройство может быть включено в дифференциальную цепь зубофрезерного станка через гитару дифференциала (рис. 1.21). При разнице радиусов участков корректирующего диска  $\Delta R = R_2 - R_1$  и накопленной погрешности шага червячного колеса стола  $\Delta t_{\Sigma_{чк}}$ , например для станка 532, уравнение баланса дифференциальной кинематической цепи станка будет таково:

$$\frac{\Delta t_{\Sigma_{чк}}}{mz_{чк}} = \frac{\Delta R \cdot b}{a \cdot mz_{реечн}} i_{ди} \beta \frac{2}{30} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{e}{f} i_{д} \cdot \frac{1}{84}.$$

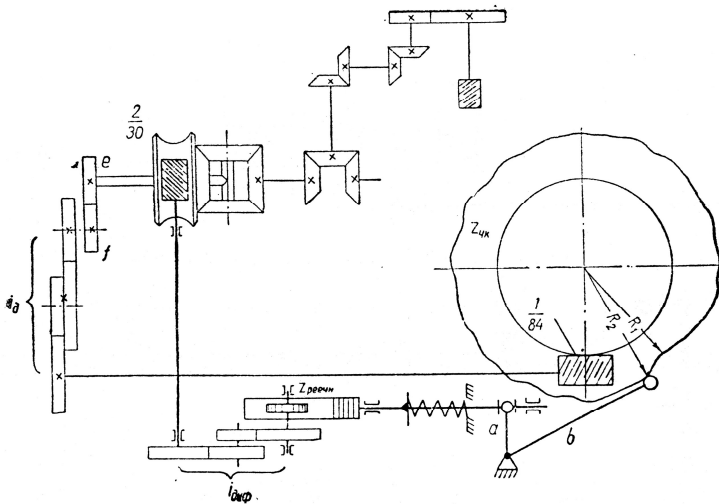
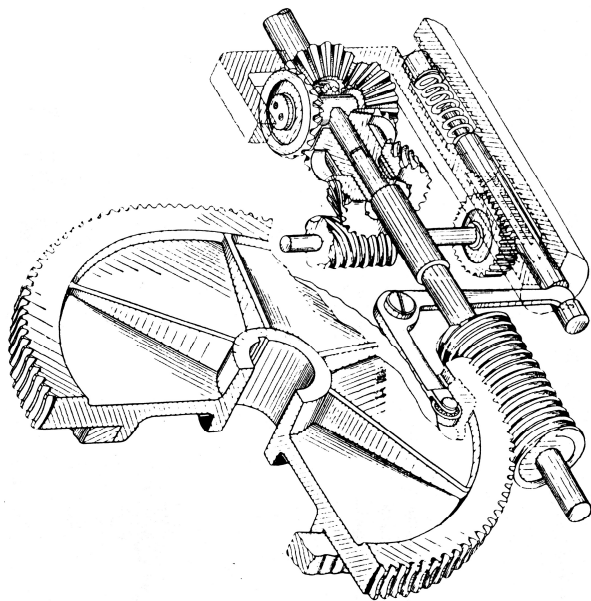


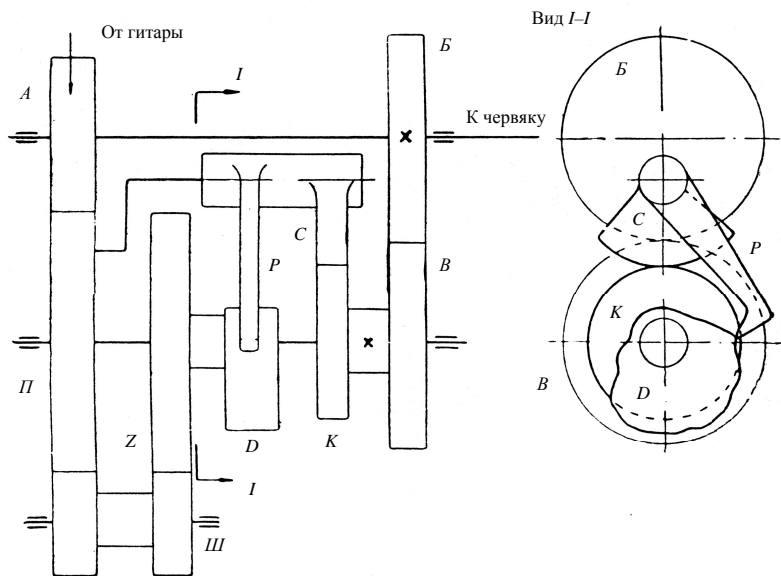
Рис. 1.21. Схема корректирующего устройства, использующего дифференциальную цепь станка

Уменьшение накопленной ошибки, по данным испытания, весьма заметное – с 600...700 мк до 180...260 мк. Этот способ может быть осуществлен в случае модернизации станка, но он лишает возможности нарезания на станке косозубых колёс или выполнения других работ с применением дифференциальной цепи. Однако для повышения точности станка это оправдано, так как точные колёса целесообразно нарезать по возможности при бездифференциальной настройке.

Понятие о конструктивном оформлении встроенного механизма может дать устройство, разработанное инженером Чубинским в КПП (рис. 1.22). Корректирующий диск при помощи ролика и двуплечего рычага воздействует на рейку, сообщая ей осевые перемещения. Рейка постоянно прижимается пружиной в одну сторону. При помощи реечной шестерни перемещения рейки превращаются в повороты валика, связанного шестернями с одним из солнечных колёс конического дифференциала. Если корректирующий диск размечается на столько секторов, сколько зубьев имеет делительное колесо, то измерение погрешности для профилирования диска производится после каждого оборота однозаходного червяка стола. Зная передаточное отношение в механизме, нетрудно определить радиус каждого сектора относительно первого, исходного.



**Рис. 1.22. Корректирующее устройство с встроенным коническим дифференциалом**



**Рис. 1.23. Корректирующее устройство с осевыми перемещениями делительного червяка**

Бездифференциальное устройство, применяемое в некоторых случаях (станок «Ламберт»), показано на рис. 1.23. Здесь червяк стола используется непосредственно для корректирования, перемещаясь как рейка, движущаяся от механизма, компенсирующего погрешность вращения.

Описанные выше устройства, способствуя в определённой мере уменьшению кинематической погрешности цепи обкатки-деления, обладают недостатками, затрудняющими их применение в действующих станках.

Эти недостатки таковы:

1. Необходимость относительно сложной реконструкции станка для установки корректирующего диска на шпинделе стола и передач к червяку.

Изготовление точных деталей механизмов отличается сложностью.

2. Затруднительность компенсации погрешностей с малым периодом даже при максимально возможных размерах диска.

При установке корректирующего диска на шпинделе стола число его оборотов невелико по сравнению с числами оборотов колёс цепи обкатки-деления. Поэтому, учитывая возможные, относительно небольшие размеры диска, практически трудно выполнить участки диска

достаточно большими, чтобы возможно было путём изменения радиуса участков компенсировать высокочастотные погрешности относительно быстрходных колёс кинематической цепи.

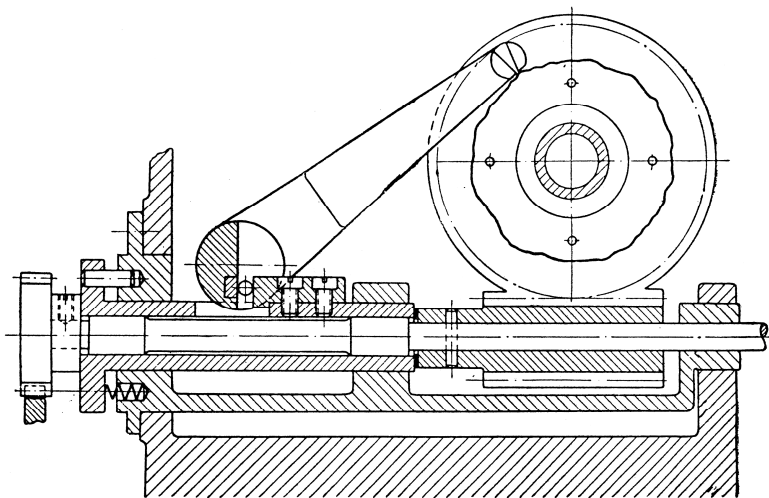
3. Соразмерность погрешностей самого механизма с компенсируемыми погрешностями при необходимости весьма малых перемещений червяка (особенно при осевом его перемещении) снижает чувствительность механизма.

4. Сокращение технологических возможностей станка при использовании дифференциальной цепи для корригирования погрешности кинематической цепи.

Удачное решение задачи компенсации погрешности кинематической цепи обкатки–деления в действующих станках найдено в принципах конструкции корригирующего устройства ЦНИИТМАШ. Это устройство выполнено в виде отдельного узла, присоединяемого к станку без какой-либо реконструкции последнего. По своему существу устройство представляет собой своеобразный дифференциальный механизм с параллельными кинематическими цепями (рис. 1.24), общим источником движения которых является выходное колесо  $A$  гитары деления станка. По одному пути движение передаётся через планетарно вращающийся сателлит, выполненный в виде зубчатого сектора  $C$ , связанное с ним зубчатое колесо  $K$  и далее через колесо  $B$  к выходному колесу  $B$  устройства, число оборотов которого равно числу оборотов делительного червяка станка. По другому пути движение передаётся через шестерни  $Ш$  и  $Z$  корригирующему диску  $D$  (делающему столько же оборотов, сколько делает стол станка), а диск через рычажок  $P$  создаёт дополнительные повороты секторного сателлита вокруг его оси. Этим самым ведомое колесо  $B$  совершает суммарное вращательное движение, которое передаётся делительному червяку станка. Таким образом, устройство включается в цепь обкатки–деления станка сразу за гитарой деления, от которого оно получает неточное движение и передаёт его исправленным на вал делительного червяка.

Обязательной конструктивной особенностью является такой подбор чисел зубьев, чтобы колесо  $Z$  делало такое же число оборотов, как и стол, а колесо  $K$  вращалось с числом оборотов, равным числу оборотов червяка. Число зубьев колеса  $Z$  целесообразно сделать равным числу зубьев делительного колеса станка, а ведущее колесо  $П$  должно иметь на один зуб больше или меньше. В результате этого создаётся относительное вращение между корригирующим диском и поводковым колесом, и рычажок, а также связанный с ним секторный сателлит, получают повороты, соответствующие разности радиусов соседних участков профилей корригирующего диска, передаваемые выходному колесу устройства. При неизменности радиуса диска рычажок просто опирается о диск и заклинивает сектор, который в этом случае выполняет назначение поводка колеса выходного вала.





**Рис. 1.24. Схема корригирующего устройства ЦНИИТМАШ**

Для компенсации погрешности при вращении стола по часовой и против часовой стрелки следует иметь два соответственно профилированных диска и двуплечий рычаг, чтобы в зависимости от направления вращения соприкасались тот или иной диск и соответствующее плечо рычага.

Числа зубьев колёс *A* и *B* равны между собой, так же как и числа зубьев колёс *П* и *В*. Для установки устройства в необходимой фазе венца колеса *B* связан со своей втулкой через постоянную зубчатую муфту, изменением углового положения которой достигается поворот венца относительно втулки.

Компенсация циклических погрешностей червяка может быть осуществлена в результате того, что колёса *П* и *В* выполняются с заранее рассчитанным «кинематическим эксцентриситетом».

При вращении они создают синусоидальное изменение передаточного отношения с циклом, продолжительность которого равна одному обороту этих колёс и червяка станка. Такой же результат может быть достигнут и при включении в механизм ещё одной системы дисков, спрофилированных для компенсации неточности червяка и посылающих соответствующие импульсы через свой рычажок и сектор колесу *K*, с которым сектор сцеплен. Включение подобных устройств в цепь обкатки деления приводит к тому, что в формулу для настройки гитары деления входит и число зубьев  $Z_A$  шестерни *A*, которое удобно взять равным 60; 72; 80; 96. Формула для подбора колеса *a*, *b*, *c* гитары приобретает вид

$$\frac{ac}{azA} = C_d \frac{k_\phi}{z},$$

где  $z$  – число зубьев нарезаемого колеса;  $k_\phi$  – число заходов фрезы;  $C_d$  – характеристика цепи обкатки–деления.

Применение описанных корректирующих устройств в некоторых зубофрезерных станках позволило уменьшить функциональные погрешности кинематической цепи обкатки–деления на 50...90%, амплитуды погрешности – до 2,5" ...3,5", вместо 26" ...35", имевшихся ранее.

Необходимо отметить, что изготовление корректирующих кулачков для любого из описанных устройств представляет известные технологические трудности, усложняющие и без того трудоёмкую конструкцию механизмов.

Представляется возможным компенсировать измеренную погрешность кинематической цепи и без сложных механизмов путём установки перед делительным червяком специальной цилиндрической зубчатой пары с одинаковым числом зубьев, но подвергнутых индивидуальному корректированию каждого поштучно нарезанного зуба в соответствии с погрешностью цепи обкатки станка.

Наряду с описанными механическими устройствами несомненный интерес представляет новое решение, примененное в одной из последних моделей зубофрезерных станков Лоренц. В этих станках для вращения шпинделя и для вращения стола установлены отдельные двигатели, числа оборотов которых синхронизированы так, что обеспечивается необходимая точность относительных движений. Такое решение позволяет значительно укоротить кинематические цепи и уменьшить их влияние на ошибки изделий.

## 2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СТАНКА

---

Методика выполнения анализа кинематических цепей построена на широком использовании расчётных таблиц, почти не требующих дополнительных вычислений, что повышает удобство, обзорность и надёжность расчёта на всех его стадиях, особенно при многовариантном анализе.

Инженерные методы расчёта точности кинематических цепей и кинематических систем станков и других машин позволяют быстро и эффективно проводить сравнительный анализ точности вариантов кинематических цепей и систем.

В качестве основных показателей кинематической точности рассматриваются её практически предельное значение (определяемое путём частотно-группового или полуквадратичного суммирования) и величина поля рассеяния (определяемая путём квадратичного суммирования погрешностей).

Имеющиеся в каждом реальном приводе погрешности изготовления и монтажа звеньев кинематических пар, их силовые и температурные деформации, а также некоторые другие погрешности, проявляющиеся при работе механизмов, вызывают неравномерность движения промежуточных и конечных звеньев кинематических цепей. В результате суммарного действия погрешностей возникает рассогласование движения конечных звеньев цепей, т.е. кинематическая погрешность работы привода.

На точность работы привода оказывают влияние только те кинематические цепи, которые связывают конечные звенья со строго согласованными движениями. Такие кинематические цепи называют точностными цепями. Совокупность нескольких точностных кинематических цепей, относящихся к данному приводу, называют точностной кинематической системой. Она может быть механической, гидроэлектромеханической и т.п., в зависимости от вида входящих в неё передач и органов настройки кинематических цепей.

Далее излагается общая методика полного (уточнённого) расчёта точности зубообрабатывающих и резцообрабатывающих станков, работающих с принудительным обкатом.

### 2.1. ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Для проведения расчёта необходимо подобрать следующие материалы:

- основные паспортные данные станка;
- кинематическую схему станка;

- сборочные чертежи основных узлов станка, имеющих отношение к точностным цепям;
- рабочие чертежи всех звеньев точностных цепей (колёс, червяков, ходовых винтов, оправок и т.д.), их валов и подшипников;
- спецификацию подшипников качения, относящихся к точностным цепям;
- нормы точности станка.

Также необходимо выполнить следующие действия:

- выделить из кинематической схемы станка точностные цепи, обозначив их звенья буквами или цифрами;
- установить степени точности всех звеньев точностных цепей и допуски на биение шеек валов и подшипников по рабочим чертежам;
- выбрать основные параметры обрабатываемых колёс (модуль, диаметр делительной окружности, число зубьев, угол зацепления, угол наклона зубьев), для которых будут определяться расчётные погрешности обработки;
- выписать из таблиц настройки станка или рассчитать по формулам настройки числа зубьев сменных шестерён, необходимых для обработки колёс выбранных параметров;
- составить таблицу исходных данных для определения отклонений профиля от эвольвенты  $\delta f$  и накопленной погрешности окружного шага  $\delta t_{\Sigma}$ .

Вначале в таблицу вписываются названия и индексы звеньев точностных цепей и значения их отдельных параметров, которые определяются следующим образом.

#### ОТКЛОНЕНИЯ ПРОФИЛЯ ОТ ЭВОЛЬВЕНТЫ

1. Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента формулы суммирования ошибок имеют вид:

- для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{ин}^2 + \delta S_{заг}^2 + \delta S_{f.д.к}^2 + \delta S_{f.ин}^2 + \delta S_{и.заг}^2 ; \quad (2.1)$$

- для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{ин}^2 + \delta S_{заг}^2 + \delta S_{f.д.к}^2 . \quad (2.2)$$

2. Для станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента:

- для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{f.\text{д.к}}^2 + \delta S_{f.\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{р.х.в}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2; \quad (2.3)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{f.\text{д.к}}^2, \quad (2.4)$$

где  $\delta S_i$ ,  $\delta S_{\text{ин}}$ ,  $\delta S_{\text{заг}}$  – приведённые к заготовке суммарные ошибки соответственно  $i$ -го звена, инструмента и заготовки, вызванные погрешностями их изготовления и монтажа;  $\delta S_{f.\text{д.к}}$  – приведённая к заготовке ошибка от отклонения профиля делительного колеса;  $\delta S_{f.\text{ин}}$  – то же от отклонений профиля инструмента;  $\delta S_{\text{и.заг}}$  – то же от изгиба оправки под заготовкой;  $\delta S_{\text{р.х.в}}$  – то же от растяжения ходового винта.

*Примечание:* при расчёте точности станка по вышеуказанным формулам, вводятся ошибки звеньев лишь одной точностной цепи, а именно: цепи непрерывного деления или цепи обката, так как другие цепи не участвуют в образовании погрешности  $\delta f$ .

#### НАКОПЛЕННАЯ ПОГРЕШНОСТЬ ОКРУЖНОГО ШАГА

1. Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента формулы суммирования ошибок имеют вид:

– для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2; \quad (2.5)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{\text{сш}}^2. \quad (2.6)$$

2. Для станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента:

– для зуборезных станков

$$\begin{aligned} \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{дел}}^2 + \delta S_{\text{е.х.в}}^2 + \\ + \delta S_{\text{р.х.в}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2 + \delta S_{\text{о.х.в}}^2; \end{aligned} \quad (2.7)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{дел}}^2 + \delta S_{\text{е.х.в}}^2 + \delta S_{\text{о.х.в}}^2, \quad (2.8)$$

где  $\delta S_{\text{дел}}$  – приведённая к заготовке суммарная ошибка делительного устройства, вызванная погрешностями его изготовления и монтажа;  $\delta S_{\text{сш}}$  – приведённая к заготовке ошибка от неточности подбора сменных шестерён в гитаре;  $\delta S_{f,\text{ин}}$  – то же от отклонений профиля инструмента;  $\delta S_{\text{е.х.в}}$  – то же от перекоса оси ходового винта;  $\delta S_{\text{р.х.в}}$  – то же от тепловых деформаций ходового винта.

*Примечание:* при расчёте точности станка по данным формулам вводятся ошибки звеньев цепи непрерывного деления, а также цепи дифференциала (при больших углах наклона зубьев обрабатываемых колёс). В эти формулы входят ошибки звеньев цепи обката и цепи единичного деления. Ошибки звеньев, расположенных на совпадающих участках двух цепей, учитываются один раз.

На основании кинематической схемы и рабочих чертежей заполняются колонки разделов «Параметры звена» и «Первичные погрешности звена», а затем заполняют колонки «Постоянные шестерни» и «Сменные шестерни».

При решении большинства задач сравнительного анализа точность вариантов кинематических цепей будет определяться линейными погрешностями любого звена ( $i$  – обобщённый индекс звена кинематической цепи).

Основная действующая погрешность звена

$$\delta S_i = \delta S_{pi} + \delta S_{mi}, \quad (2.9)$$

где  $\delta S_{pi}$  – накопленная составляющая погрешность звена (для зубчатого колеса – тангенциальная, для червяка или ходового винта – аксиальная по своему проявлению);  $\delta S_{mi}$  – монтажная составляющая погрешность звена.

## 2.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОШИБОК ЗВЕНЬЕВ ТОЧНОСТНЫХ ЦЕПЕЙ

Наибольшие вероятные значения суммарных ошибок звеньев во всех случаях будем определять как квадратические суммы составляющих ошибок:

$$\delta S_{\Sigma i} = \sqrt{\sum \delta_{ki}^2}, \quad (2.10)$$

где  $\delta S_{ki}$  –  $k$ -я составляющая ошибка  $i$ -го звена. Чаще эта сумма имеет вид:

$$\delta S_{\Sigma i} = \sqrt{\sum \delta_{ii}^2 + \delta S_{ri}^2 + \delta S_{ai}^2}, \quad (2.11)$$

где  $\delta S_{ii}$ ,  $\delta S_{ri}$ ,  $\delta S_{ai}$  – составляющие ошибки  $i$ -го звена, вызванные соответственно погрешностью шага, монтажным радиальным биением и монтажным осевым биением данного звена.

### 2.2.1. Погрешности постоянных звеньев

#### ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ КОЛЁСА

Важнейшие составляющие ошибки косозубых и червячных колёс определяются по формулам:

$$\delta S_{ii} = \delta t_{\Sigma i}; \quad \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i}; \quad \delta S_{ai} = \delta a_{\Sigma i} \cdot \operatorname{tg} \beta_i, \quad (2.12)$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности окружного шага  $i$ -го колеса;  $\delta r_{\Sigma i}$  – допуск монтажного радиального биения колеса;  $\delta a_{\Sigma i}$  – допуск монтажного осевого биения колеса;  $\beta_i$  – угол наклона зубьев колеса.

*Примечание:* для расчёта величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  берётся по ГОСТ 1643–96 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» или по ГОСТ 3675–97 «Передачи червячные. Допуски» в графе «Предельная накопленная погрешность окружного шага».

Помимо указанных составляющих ошибок, для делительных червячных колёс следует учитывать ошибку

$$\delta S_{fi} = \delta f_i \frac{1}{\cos \alpha_i}, \quad (2.13)$$

где  $\delta f_i$  – допуск отклонения профиля колеса от эвольвенты (определяется по ГОСТ 3675–97);  $\alpha_i$  – угол зацепления колеса.

В случае прямозубого колеса ошибка  $\delta S_{ai}$  отсутствует, так как  $\beta_i = 0$ .

Встречаются иногда в цепях станков сцепные муфты с торцовыми кулачками, которые создают ошибку:

$$\delta S_{\Sigma i} = \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i}, \quad (2.14)$$

где  $\delta r_{\Sigma i}$  – допуск радиального биения одной части муфты относительно другой.

#### ЧЕРВЯКИ

Составляющие ошибки червяков определяются формулами:

$$\delta S_{ii} = \delta t_{\Sigma i}; \quad \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ai}; \quad \delta S_{ai} = \delta a_{\Sigma i}, \quad (2.15)$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности осевого шага червяка;  $\alpha_{ai}$  – половина угла профиля резьбы в осевом сечении.

Величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  определяется по ГОСТ 3675–97 «Передачи червячные, допуски – в графе «Предельные накопленные отклонения осевого шага» (берётся абсолютное значение).

## ХОДОВЫЕ ВИНТЫ

Для ходовых винтов обычно регламентируются наибольшие отклонения шага в пределах одного оборота и наибольшие накопленные ошибки шага – в пределах 25, 100, 300 мм и на всей длине винта.

Эти погрешности обозначаются в общем виде через  $\delta l_{\Sigma i}^{(l)}$ , где  $l = T, 25, 100, 300$  или  $L$  ( $T$  – шаг винтовой линии,  $L$  – длина нарезаемой части винта).

При расчёте ошибок винтовой пары исходят только из погрешностей ходового винта, так как данная передача является нижней кинематической парой.

Составляющие ошибки ходового винта:

$$\delta S_{ri} = \delta l_{\Sigma i}^{(l)}; \quad \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ai}; \quad \delta S_{ai} = \delta a_{\Sigma i}, \quad (2.16)$$

где  $\delta r_{\Sigma i}$  – монтажное радиальное биение ходового винта или удвоенная величина «несовпадения оси гайки ходового винта с осями подшипников винта», определяется по техническим условиям или по нормам точности станка. В расчёте используется меньшая из приведённых выше погрешностей (чаще биение винта).

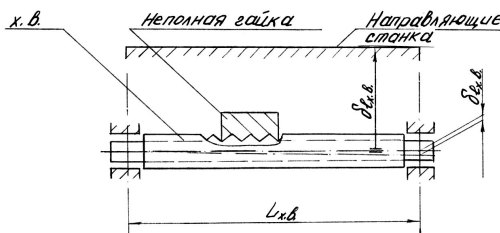
Кроме рассмотренных ошибок, в винтовых парах с неполной гайкой дополнительно образуется ошибка  $\delta S_{ei}$ , вызванная непараллельностью  $\delta e_i$  оси вращения ходового винта направлению движения стола или суппорта, измеренной в плоскости, проходящей через ось винта и середину гайки (рис. 2.1).

Для каждого участка измерения резьбы эта ошибка определяется по формуле:

$$\delta S_{ei} = \frac{\delta e_i \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ai}}{L_i^{\text{оп}}} L_i^{\text{изм}}, \quad (2.17)$$

где  $L_i^{\text{изм}}$  – длина участка измерения резьбы, м;  $L_i^{\text{оп}}$  – расстояние между опорами ходового винта, м.

Величину допуска  $\delta e_i$  следует брать по нормам точности станков в графе «Расположение осей подшипников ходового винта».



**Рис. 2.1. Винтовая пара**



## КОНИЧЕСКИЕ КОЛЁСА

Составляющие ошибки прямозубого конического колеса:

$$\delta S_{ii} = \delta t_{\Sigma i}; \quad \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i} \cdot \cos \varphi_i; \quad \delta S_{ai} = \delta a_{\Sigma i} \cdot \sin \varphi_i, \quad (2.18)$$

где  $\varphi_i$  – угол начального конуса  $i$ -го колеса.

Величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  берётся по ГОСТ 1758–92 «Передачи зубчатые конические с прямыми и косыми зубьями», допуски – в графе «Наибольшая накопленная погрешность шага по колесу».

### 2.2.2. Погрешности сменных звеньев

#### СМЕННЫЕ ШЕСТЕРНИ

Составляющие ошибки  $\delta S_{ii}$  и  $\delta S_{ri}$  сменных шестерён определяются как и для постоянных колёс по формулам (2.12).

В случае неточного подбора сменных шестерён возникает дополнительная погрешность работы станка. Приведённая к заготовке и выраженная в микрометрах, эта погрешность рассчитывается по формуле:

– в зубообрабатывающих станках

$$\delta S_{сш} = 3140 v_{\text{заг}} \frac{|\Delta i_{сш}|}{i_{сш}^{\text{теор}}} d_{\text{заг}}; \quad (2.19)$$

– в резьбообрабатывающих станках (для любого участка измерения резьбы)

$$\delta S_{сш} = 1000 l_{\text{заг}}^{\text{изм}} \frac{|\Delta i_{сш}|}{i_{сш}^{\text{теор}}}, \quad (2.20)$$

где  $v_{\text{заг}}$  – число оборотов, совершаемое заготовкой за один проход;  $\Delta i_{сш}$  – разность между фактическим и теоретическим передаточными отношениями гитары;  $d_{\text{заг}}$  – диаметр делительной окружности заготовки, м;  $i_{сш}^{\text{теор}}$  – теоретическое передаточное отношение гитары (определяется по формуле настройки);  $l_{\text{заг}}^{\text{изм}}$  – величина участка измерения резьбы заготовки, м.

#### СМЕННЫЙ ОБКАТНЫЙ БАРАБАН

В зубошлифовальных станках, работающих двумя тарельчатыми кругами с узкой рабочей кромкой, применяется обкаточный механизм со сменным обкатным барабаном и лентами (рис. 2.2)

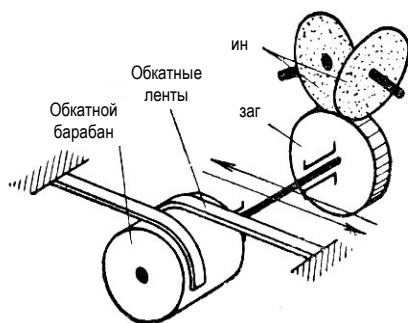


Рис. 2.2. Сменный обкатный барабан

Составляющие ошибки вышеуказанного механизма:

$$\delta S_{Ri} = \delta R_i; \quad \delta S_{ri} = \delta r_{\Sigma i}, \quad (2.21)$$

где  $\delta R_i$  – допуск радиального биения рабочей поверхности обкатного барабана относительно оси его посадочного отверстия.

Отчёт ошибок ведётся по окружности обката диаметром  $d_i = D_i + \delta_i$  ( $D_i$  – диаметр барабана, м;  $\delta_i$  – толщина обкатных лент).

#### СМЕННЫЕ ЭТАЛОННЫЕ РЕЙКА И КОЛЕСО

В зубошлифовальных станках, работающих одним или двумя тальчатыми кругами большого диаметра с широкой рабочей кромкой (без подачи вдоль зуба), применяется обкаточный механизм со сменными эталонными зубчатой рейкой и колесом (рис. 2.3).

Составляющие ошибки эталонного колеса:

$$\delta S_{t_i} = \delta t_{\Sigma i} \text{ и } \delta S_{r_i} = \delta r_{\Sigma i}. \quad (2.22)$$

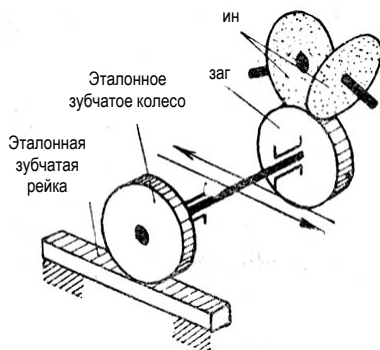


Рис. 2.3. Составляющие ошибки эталонного колеса

Отдельно от суммарной ошибки, состоящей из двух данных составляющих, необходимо обязательно учитывать ошибку, образованную отклонением профиля от эвольвенты  $\delta f_i$ , которая определяется по формуле (2.5).

Эта ошибка будет передаваться на заготовку, не изменяя своей величины, так как эталонное колесо сидит на одном валу с заготовкой и представляет собой по профилю зуба и диаметру копию обрабатываемого колеса.

Ошибка, вызываемая погрешностями эталонной рейки:

$$\delta S t_i = \delta S t_i = \delta t_{\Sigma i}, \quad (2.23)$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности шага рейки на всей её длине.

### СМЕННЫЙ ЭВОЛЬВЕНТНЫЙ КУЛАЧОК

В зубошлифовальных станках, работающих одним или двумя тарельчатыми кругами малого диаметра с широкой рабочей кромкой (без подачи вдоль зуба), применяется обкаточный механизм со сменным эвольвентным кулачком (рис. 2.4).

Основная ошибка кулачка:

$$\delta S_{\Sigma i} = \delta S r_i = \delta r_{\Sigma i}. \quad (2.24)$$

Дополнительная ошибка, вызванная отклонениями профиля кулачка от эвольвенты  $\delta f_i$ , определяется формулой (2.12).

Составляющие ошибки ролика толкателя:

$$\delta S_{R_i} = \delta R_i \frac{1}{\cos \alpha_i} \quad \text{и} \quad \delta S_{r_i} = \delta r_{\Sigma i} \frac{1}{\cos \alpha_i}. \quad (2.25)$$

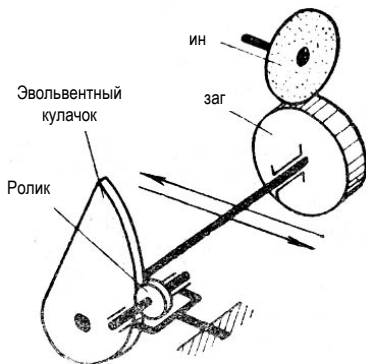


Рис. 2.4. Сменный эвольвентный кулачок

### 2.2.3. Погрешности конечных звеньев

#### ИНСТРУМЕНТ В СТАНКЕ С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ПРОФИЛИРУЮЩИМ ДВИЖЕНИЕМ

В зубодолбёжных станках, работающих круглым долбяком, составляющие ошибки инструмента при нарезании косозубых и шевронных колёс определяются выражениями:

$$\begin{cases} \delta S_{t_{ин}} = \delta t_{\Sigma_{ин}}; \delta S_{r_{ин}} = \delta r_{\Sigma_{ин}}; \\ \delta S_{a_{ин}} = \delta a_{\Sigma_{ин}} \cdot \operatorname{tg} \beta_{ин}. \end{cases} \quad (2.26)$$

В случае нарезания прямозубых колёс последняя ошибка будет отсутствовать.

Величину допуска  $\delta t_{\Sigma_{ин}}$  следует брать по ГОСТ 9323–94 «Долбяки зуборезные. Технические условия».

В зубошлифовальных станках для внутреннего зацепления, работающих вращающейся шлифовальной головкой с дисковым двусторонним кругом, составляющие ошибки инструмента при обработке косозубых венцов определяются:

$$\delta S_{r_{ин}} = \delta r_{\Sigma_{ин}} \quad \text{и} \quad \delta S_{a_{ин}} = \delta a_{\Sigma_{ин}}, \quad (2.27)$$

где  $\delta r_{\Sigma_{ин}}$  – допуск радиального биения шлифовальной головки относительно её оси вращения;  $\delta a_{\Sigma_{ин}}$  – допуск осевого биения шлифовальной головки (её упорного подшипника).

В случае обработки прямозубых венцов останется лишь первая ошибка.

В зубофрезерных станках, работающих червячной фрезой, и в зубошлифовальных станках, работающих червячным кругом, учитываются следующие составляющие ошибки:

$$\delta S_{t_{ин}} = \delta t_{\Sigma_{ин}}; \quad \delta S_{r_{ин}} = \delta r_{\Sigma_{ин}} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ин}; \quad \delta S_{a_{ин}} = \delta a_{\Sigma_{ин}}. \quad (2.28)$$

Величина допуска  $\delta t_{\Sigma_{ин}}$  для червячных фрез должна определяться либо по техническим условиям, либо по ГОСТ 3346–74 «Фрезы червячные чистовые однозаходные для цилиндрических колёс с эвольвентным профилем. Технические условия».

В случае нарезания червячных колёс однозубой летучей фрезой составляющие ошибки инструмента будут:

$$\delta S_{r_{ин}} = 0,5 \delta r_{\Sigma_{ин}} \quad \text{и} \quad \delta S_{a_{ин}} = 0,5 \delta a_{\Sigma_{ин}}. \quad (2.29)$$

В станках для нарезания червяков и ходовых винтов чашечным резцом составляющие ошибки инструмента следует определять как для долбяков по формулам (2.28).

## ИНСТРУМЕНТ В СТАНКАХ С ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ ПРОФИЛИРУЮЩИМ ДВИЖЕНИЕМ

В станках с прямолинейным профилирующим движением инструмента отсутствуют составляющие ошибки  $\delta S_{\text{гин}}$  и  $\delta S_{\text{гин}}$ , так как шлифовальные круги, дисковые фрезы и охватывающие резцовые головки не участвуют кинематически своим вращением в движении обката.

В зубострогальных станках, работающих гребёнкой, эта ошибка равна:

$$\delta S_{\Sigma \text{ин}} = \delta S t_{\text{ин}} = \delta t_{\Sigma \text{ин}}, \quad (2.30)$$

где величина допуска накопленной погрешности шага гребёнки определяется по техническим условиям на изготовление гребенок.

*Примечание:* в зубошлифовальных станках, работающих одним или двумя дисковыми или тарельчатыми кругами, в резбофрезерных, работающих дисковой фрезой, в токарно-винторезных, работающих резцами или охватывающими резцовыми головками затыловочных, работающих резцами или дисковыми кругами, и в резбошлифовальных станках при работе однопиточным кругом имеем  $\delta S_{\text{гин}} = 0$ , так как инструмент – одновитковый.

При шлифовании резьбы многопиточным кругом на проход также будет  $\delta S_{\text{гин}} = 0$  и  $\delta t_{\Sigma \text{ин}} = 0$ . При шлифовании с поперечной или продольной подачей до упора получим

$$\delta S_{\Sigma \text{ин}} = \delta S t_{\text{ин}} = \delta t_{\Sigma \text{ин}}, \quad (2.31)$$

где величина допуска  $\delta t_{\Sigma \text{ин}}$  будет определяться техническими условиями на правку круга.

В резбофрезерных станках, работающих гребенчатой фрезой, также будет ошибка

$$\delta S_{\Sigma \text{ин}} = \delta S t_{\text{ин}} = \delta t_{\Sigma \text{ин}}, \quad (2.32)$$

где величина допуска  $\delta S t_{\text{ин}}$  определяется по ГОСТ 1336–94 «Фрезы резьбовые гребенчатые».

## ДЕЛИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Составляющие ошибки многопазового делительного диска (как для прямозубого колеса):

$$\delta S t_{\text{дел}} = \delta t_{\Sigma \text{дел}} \quad \text{и} \quad \delta S r_{\text{дел}} = \delta r_{\Sigma \text{дел}}, \quad (2.33)$$

где  $\delta t_{\Sigma \text{дел}}$  – допуск накопленной погрешности окружного шага пазов диска, определяемый по техническим условиям на его изготовление. Для однопазовых делительных дисков имеем  $\delta S_{\Sigma \text{дел}} = 0$ . Составляющими ошибками делительных патронов будут:

$$\delta S t_{\text{дел}} = \delta t_{\Sigma \text{дел}} \quad \text{и} \quad \delta S r_{\text{дел}} = \delta r_{\Sigma \text{дел}}, \quad (2.34)$$



## 2.3. МОНТАЖНОЕ БИЕНИЕ ЗВЕНЬЕВ

### РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ ПОСТОЯННЫХ ЗВЕНЬЕВ

Для зубчатых колёс и червяков, закреплённых на валах, наибольшее вероятное значение допускаемого монтажного биения должно определяться по формулам:

- при подшипниках качения

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta r_1^2 + \delta r_2^2} ; \quad (2.37)$$

- при подшипниках скольжения

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_2 , \quad (2.38)$$

где  $\delta r_1$  – допуск радиального биения подшипников качения;  $\delta r_2$  – допуск радиального биения посадочной шейки под колесо относительно подшипниковой шейки вала (рис. 2.6).

Предполагается, что колесо правильно сцентрировано с валом.

Для зубчатых колёс, червяков и ходовых винтов, выполненных заодно с валом:

- при подшипниках качения

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta r_1^2 + \delta r_3^2} ; \quad (2.39)$$

- при подшипниках скольжения

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_3 , \quad (2.40)$$

где  $\delta r_3$  – допуск радиального биения подшипниковой шейки вала относительно оси центровых отверстий (рис. 2.7).

Для зубчатых колёс, вращающихся на осях:

- при подшипниках качения

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_1 ; \quad (2.41)$$

- при подшипниках скольжения

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_4 , \quad (2.42)$$

где  $\delta r_4$  – допуск радиального биения наружной поверхности бронзовой втулки, запрессованной в ступицу колеса, относительно оси её отверстия (рис. 2.8)

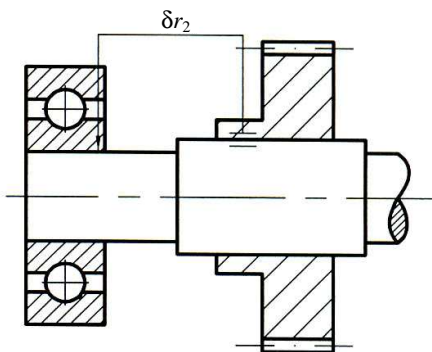


Рис. 2.6. Допуск радиального биения для зубчатых колёс и червяков

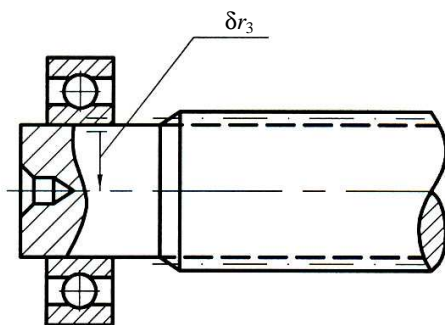


Рис. 2.7. Допуск радиального биения подшипниковой шейки вала относительно центров отверстий

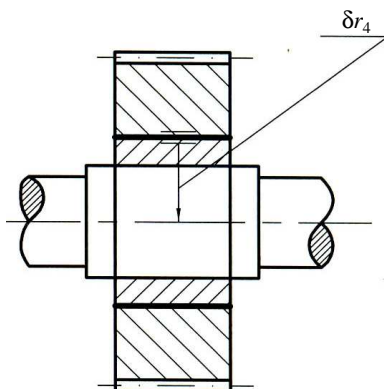


Рис. 2.8. Допуск радиального биения наружной поверхности втулки



## РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ СМЕННЫХ ЗВЕНЬЕВ

Монтажное биение крайних сменных шестерён (т.е. сидящих на концах валов с постоянными опорами) при расчёте точности новых, неизношенных станков нужно определять по формулам (2.39) и (2.40), при расчёте изношенных станков – по формулам:

– при подшипниках качения

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta r_1^2 + \delta r_2^2 + \delta r_5^2} ; \quad (2.43)$$

– при подшипниках скольжения

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta r_2^2 + \delta r_5^2} , \quad (2.44)$$

где  $\delta r_5$  – половина наибольшего диаметрального зазора посадки шестерни на валу, величина которого определяется по таблицам допусков и посадок.

*Примечание:* монтажное биение промежуточных сменных шестерён (т.е. сидящих по одной или по две свободно вращающейся втулке) при расчёте новых станков следует определять по формулам (2.41) и (2.42), при расчёте изношенных станков – по формуле

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta r_5^2 + \delta r_6^2} , \quad (2.45)$$

где  $\delta r_6$  – допуск радиального биения наружной поверхности переходной втулки относительно оси её отверстия. Если шейки валов и переходные втулки имеют шлицы, то измерение биения следует вести относительно центрирующих поверхностей.

Для прочих сменных звеньев точностных цепей станков – обкатных барабанов, эталонных колёс и кулачков – монтажное биение нужно определять по формулам (2.37) и (2.38), как для постоянных звеньев.

## РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ КОНЕЧНЫХ ЗВЕНЬЕВ

Ввиду сходства в базировании постоянных звеньев цепей, инструментов в станках с вращательным профилирующим движением и делительных устройств для определения их монтажного биения нужно пользоваться следующими формулами: для насадных инструментов – (2.37) и (2.38), для хвостовых инструментов – (2.39) и (2.40), для многопазовых делительных дисков – (2.37) и (2.38).

Рассмотрим определение наибольшей вероятной величины установочного радиального биения заготовок в зависимости от их конструкции и способа установки на станке.

1. Заготовки изделий, выполненных заодно с валом; установка – в центрах станка (ходовые винты, червяки, зубчатые колёса):

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \sqrt{\delta r_7^2 + \delta r_3^2}, \quad (2.46)$$

где  $\delta r_7$  – допуск радиального биения оси конического отверстия в столе или шпинделе изделия;  $\delta r_3$  – допуск радиального биения монтажных шеек заготовки относительно оси центровых отверстий (рис. 2.7).

2. Заготовки насадных изделий; установка – на конической оправке в центрах:

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \sqrt{\delta r_7^2 + \delta r_8^2}, \quad (2.47)$$

где  $\delta r_8$  – допуск радиального биения рабочей поверхности оправки относительно центровых отверстий.

3. Заготовки насадных изделий; установка – на конической оправке с коническим хвостовиком, сидящим в отверстии стола или шпинделя изделия:

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \sqrt{\delta r_7^2 + \delta r_9^2}, \quad (2.48)$$

где  $\delta r_9$  – допуск радиального биения рабочей поверхности оправки относительно конической поверхности хвостовика.

4. Заготовки насадных изделий; установка – на цилиндрической оправке с коническим хвостовиком:

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \sqrt{\delta r_{10}^2 + \delta r_{11}^2}, \quad (2.49)$$

где  $\delta r_{10}$  – допуск радиального биения окружности выступов заготовки относительно оси вращения стола (при установке);  $\delta r_{11}$  – допуск радиального биения окружности выступов заготовки относительно оси её посадочного отверстия.

5. Заготовки кольцевых изделий; установка – непосредственно на столе станка или на специальной подставке (зубчатые венцы цилиндрических и червячных колёс наибольшего диаметра):

– при вырезке по окружности выступов

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \sqrt{\delta r_{10}^2 + \delta r_{11}^2}; \quad (2.50)$$

– при выверке по монтажному пояску заготовки

$$\delta r_{\Sigma_{\text{заг}}} = \delta r_{10}. \quad (2.51)$$

Величина биения  $\delta r_7$  в формулах (2.46) – (2.48) определяется либо по техническим условиям, либо по нормам точности станков.

Величины  $\delta r_8$ ,  $\delta r_9$ ,  $\delta r_{10}$  определяются по техническим условиям, допуск  $\delta r_{11}$  – по стандартам на зубчатые колёса.

## ОСЕВОЕ БИЕНИЕ

В металлообрабатывающих станках ошибка  $\delta a_{\Sigma i}$  создается осевым биением упорных, радиально-упорных и радиальных подшипников качения и упорных подшипников скольжения.

**Упорные подшипники скольжения:**

$$\delta a_{\Sigma i} = \delta a_1, \quad (2.52)$$

где  $\delta a_1$  – наименьший из допусков на перпендикулярность каждого из торцов подшипника скольжения к оси вращения (рис. 2.9).

Его величина определяется по техническим условиям.

**Упорные подшипники качения:**

$$\delta a_{\Sigma i} = \sqrt{\delta a_2^2 + \delta a_3^2}, \quad (2.53)$$

где  $\delta a_2$  – допуск на непараллельность сторон кольца подшипника;  $\delta a_3$  – допуск на овальность тел качения.

Величина  $\delta a_2$  определяется либо по техническим условиям, либо по ГОСТ 520–91 «Шарико- и роликоподшипники. Технические условия». Величина  $\delta a_3$  определяется по ГОСТ 3722–91 «Шарикоподшипники. Шарики. Технические условия».

**Радиальные и радиально-упорные подшипники качения:**

$$\delta a_{\Sigma i} = \delta a_4, \quad (2.54)$$

где  $\delta a_4$  – допуск осевого биения подшипника качения. Его величина определяется по ГОСТ 520–2002.

Для шпинделей и ходовых винтов допусковое монтажное осевое биение  $\delta a_{\Sigma i}$  задается техническими условиями на чертежах.

## 2.4. ДЕФОРМАЦИИ ЗВЕНЬЕВ

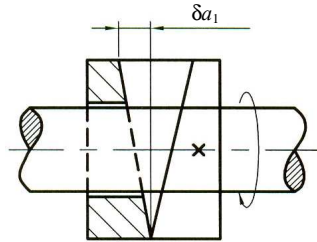
### ИЗГИБ ОПРАВОК И ВИНТОВЫХ ИЗДЕЛИЙ

Если зубчатое колесо обрабатывается на нежесткой оправке, то изменение нагрузки в процессе работы приводит к заметному колебанию величины прогиба оправки.

Суммарная ошибка обрабатываемого колеса, вызванная изгибом оправки, равна:

$$\delta S_{ui} = \delta y_{i_i} + \delta y_{r_i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{S_i}, \quad (2.55)$$

где  $\delta y_{i_i}$  – колебания прогиба оправки и средней плоскости колеса соответственно в тангенциальном направлении (по отношению к колесу);  $\alpha_{S_i}$  – угол зацепления в торцовом сечении.



**Рис. 2.9. Наименьший допуск к оси вращения торца подшипника скольжения**

Колебания прогибов должны определяться как разности наибольших и наименьших прогибов в соответствующих направлениях:

$$\begin{aligned} \delta y_{t_i} &= y_{t_i}^{\max} - y_{t_i}^{\min}; \\ \delta y_{r_i} &= y_{r_i}^{\max} - y_{r_i}^{\min}. \end{aligned} \quad (2.56)$$

При нарезании без люнетов резьбовыми и чашечными резцами нежёстких винтов-изделий необходимо учитывать следующую ошибку, вызванную изгибом заготовки:

$$\delta S_{изг} = 2\delta y_{заг} \cdot \operatorname{tg}\alpha_{заг}, \quad (2.57)$$

где  $\delta y_{заг}$  – колебания прогиба заготовки в середине между опорами;  $\alpha_{заг}$  – половина угла профиля резьбы.

### РАСТЯЖЕНИЕ И КРУЧЕНИЕ ХОДОВЫХ ВИНТОВ

Под действием тягового усилия на ходовом винте происходит увеличение или уменьшение расстояния от упорного подшипника до середины гайки. В результате колебания величины тягового усилия (из-за непостоянства сил резания) возникает следующая ошибка

$$\delta S_{p_i} = 0,064\delta p_{a_1} \cdot \sum \left( \frac{l}{d_1^2} \right) i, \text{ мкм}, \quad (2.58)$$

где  $\delta P_{a_i}$  – колебания тягового усилия на ходовом винте, кг;  $l$  и  $d_1$  – соответственно длина и диаметр каждого из участков ходового винта, подвергающихся растяжению (рис. 2.10).

### ТЕПЛОВЫЕ ДЕФОРМАЦИИ ХОДОВЫХ ВИНТОВ И ВИНТОВ-ИЗДЕЛИЙ

При расчёте точности резьбообрабатывающих станков, а также зубообрабатывающих станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента необходимо учитывать влияние тепловых деформаций ходовых винтов и винто-изделий.

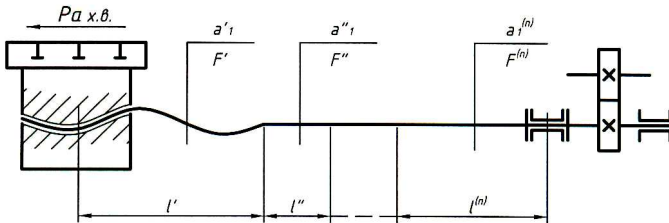


Рис. 2.10. Ходовой винт

В результате колебания температуры на ходовых винтах и винтах-изделиях возникают ошибки, непосредственно влияющие на точность изделий. Эти ошибки определяются по формулам:

– для ходовых винтов в зубообрабатывающих станках

$$\delta S_{B_i} = 1000 \cdot \delta B_i \cdot \alpha_{B_i} \cdot L_{B_i}; \quad (2.59)$$

– для ходовых винтов и винто-изделий в резьбообрабатывающих станках

$$\delta S_{B_i} = 1000 \cdot \delta B_i \cdot \alpha_{B_i} \cdot l_i^{\text{изм}}, \quad (2.60)$$

где  $\delta B_i$  – колебания температуры звена, °С;  $\alpha_{B_i}$  – коэффициент линейного расширения;  $L_{B_i}$  – расчётная длина деформируемого участка звена, равная расстоянию от середины гайки до упорного подшипника, мм;  $l_i^{\text{изм}}$  – длина участка измерения резьбы, равная 25, 100, 300 и  $L_i$ , мм.

*Примечание:* для различных сталей, применяемых для изготовления ходовых винтов и винтов-изделий, величины  $\delta\Theta_i$  в интервале температур 20...100 °С колеблются в пределах (9,4...14,5)·10<sup>-6</sup>.

Величину колебания температуры звеньев  $\delta\Theta_i$  принимают в следующих пределах: для винтов-изделий на резьбошлифовальных станках – 0,5 °С, для винтов-изделий на прочих станках – 1 °С, для ходовых винтов на зубо- и резьбообрабатывающих станках – 0,5 °С.

## 2.5. ПРИВЕДЕНИЕ ОШИБОК К ЗАГОТОВКЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗДЕЛИЙ

Для приведения ошибок звеньев к заготовке будем пользоваться формулой:

$$\delta S_i = \delta S_{\Sigma_i} \cdot i'_i \cdot \sin^2\left(\frac{\varphi_i}{2}\right), \quad (2.61)$$

где  $\delta S_i$  – приведённая к заготовке суммарная ошибка  $i$ -го звена;  $\delta S_{\Sigma_i}$  – суммарная ошибка  $i$ -го звена;  $i'_i$  – линейное передаточное отношение  $i$ -го звена для заготовки;  $\varphi_i$  – угол поворота  $i$ -го звена за время одного прохода.

При  $\varphi_1 \geq 180^\circ$  будем пользоваться более простой формулой:

$$\delta S_i = \delta S_{\Sigma_i} \cdot i'_i. \quad (2.62)$$

Во всех станках, работающих по методу принудительного обката, любая точностная цепь может считаться кинематически замкнутой.

Поэтому при приведении к заготовке ошибок звеньев угловые передаточные отношения (от  $i$ -го звена до заготовки) можно определять в любом направлении по цепи. Наиболее удобно делить всю цепь на две зоны вычисления величин  $i'_i$ , проводя их общую границу посередине органа настройки (т.е. обычно между сменными шестернями  $b$  и  $c$ ).

### 2.5.1. Определение угловых передаточных отношений

#### ПЕРЕДАЧИ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ

В станках с вращательным профилирующим движением инструмента угловое передаточное отношение  $i_i$  между  $i$ -м звеном и заготовкой будет определяться как произведение передаточных отношений всех промежуточных передач, выраженных через числа зубьев или заходов.

Если  $i$ -е звено находится в ветви заготовки (т.е. между органом настройки и заготовкой), то:

– для ведущих звеньев

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i-1}} \cdot \frac{z_{i-2}}{z_{i-3}} \cdot \dots \cdot \frac{z_2}{z_{u3}} ; \quad (2.63)$$

– для ведомых звеньев

$$i_i = \frac{z_{i-1}}{z_{i-2}} \cdot \frac{z_{i-3}}{z_{i-4}} \cdot \dots \cdot \frac{z_2}{z_{u3}} . \quad (2.64)$$

Если  $i$ -е звено находится в ветви инструмента (т.е. между органом настройки и инструментом), то:

– для ведущих звеньев

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i+1}} \cdot \frac{z_{i+2}}{z_{i+3}} \cdot \dots \cdot \frac{z_{n-1}}{z_{n_u+1}} \cdot \frac{z_{ин}}{z_{заг}} ; \quad (2.65)$$

– для ведомых звеньев

$$i_i = \frac{z_{i+1}}{z_{i+2}} \cdot \frac{z_{i+3}}{z_{i+4}} \cdot \dots \cdot \frac{z_{n-1}}{z_{n_u+1}} \cdot \frac{z_{ин}}{z_{заг}} , \quad (2.66)$$

где  $z_{из}$  – число зубьев колеса, сидящего на шпинделе изделия;  $z_n$  – число зубьев колеса, сидящего на шпинделе инструмента;  $z_{заг}$  – число зубьев или заходов заготовки;  $z_{ин}$  – число зубьев или заходов инструмента.

В станках с прямолинейным профилирующим движением инструмента для звеньев, расположенных в ветви заготовки, значения будут определяться по формулам (2.61) и (2.62). Для звеньев, располо-

женных в ветви инструмента, в выражение для  $i_i$  войдет передаточное отношение  $i_{\text{хв}}$  между ходовым и заготовкой.

В зубообрабатывающих станках (зубострогальных, зубошлифовальных):

– для ведущих звеньев

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i+1}} \frac{z_{i+2}}{z_{i+3}} \dots \frac{z_{n-2}}{z_{n-1}} \frac{T_{\text{хв}}}{\pi d_{\text{заг}}}; \quad (2.67)$$

– для ведомых звеньев

$$i_i = \frac{z_{i+1}}{z_{i+2}} \frac{z_{i+3}}{z_{i+4}} \dots \frac{z_{n-2}}{z_{n-1}} \frac{T_{\text{хв}}}{\pi d_{\text{заг}}}. \quad (2.68)$$

В резбообрабатывающих станках (токарно-винторезных, резбофрезерных, резбошлифовальных, затыловочных):

– для ведущих звеньев

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i+1}} \frac{z_{i+2}}{z_{i+3}} \dots \frac{z_{n-2}}{z_{n-1}} \frac{T_{\text{хв}}}{T_{\text{заг}}}; \quad (2.69)$$

– для ведомых звеньев

$$i_i = \frac{z_{i+1}}{z_{i+2}} \frac{z_{i+3}}{z_{i+4}} \dots \frac{z_{n-2}}{z_{n-1}} \frac{T_{\text{хв}}}{T_{\text{заг}}}, \quad (2.70)$$

где  $z_{n-1}$  – число зубьев колеса, сидящего на ходовом винте (обозначенном индексом **хв** или **n**);  $d_{\text{заг}}$  – диаметр делительной окружности обрабатываемого колеса;  $T_{\text{хв}}$  – шаг винтовой линии ходового винта;  $T_{\text{заг}}$  – шаг винтовой линии винта-изделия.

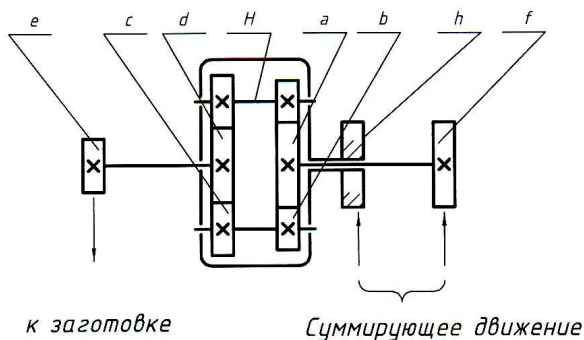
## ПЛАНЕТАРНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

При вычислении угловых передаточных отношений от звеньев планетарной передачи до заготовки используется формула:

$$i_i = \frac{\omega_{\text{заг}}}{\omega_i^{\text{отн}}} = \frac{v_{\text{заг}}}{v_i^{\text{отн}}}, \quad (2.71)$$

где  $\omega_{\text{заг}}$  – угловая скорость  $i$ -го звена, входящего в планетарную передачу, в относительном движении;  $\omega_i^{\text{отн}}$  – число оборотов, совершаемое заготовкой за время одного прохода;  $v_{\text{заг}}$  – число оборотов, совершаемое  $i$ -м звеном в относительном движении за время одного прохода.

В случае планетарных передач с цилиндрическими колёсами (рис. 2.11) величины  $i_i$  нужно определять:



**Рис. 2.11. Планетарная передача с цилиндрическими колёсами**

– для колёс, входящих в планетарную передачу, по формуле:

$$i_i = \frac{i_e}{\frac{1}{i_{i,e}^{abc}} - \frac{1}{i_{h,e}^{abc}}}; \quad (2.72)$$

– для колёс, расположенных за планетарной передачей (считая от заготовки), т.е.  $f$ ,  $h$  и др., по одной из формул:

$$\begin{aligned} i_i &= i_e i_{f,e}^{abc} \cdot i_{i,f}; \\ i_i &= i_e i_{h,l}^{abc} \cdot i_{i,h} \end{aligned} \quad (2.73)$$

(в зависимости от того, в какой цепи находится рассматриваемое  $i$ -е звено).

В этих формулах  $i_l$  – передаточное отношение от колеса  $l$  до заготовки;  $i_{i,l}^{abc}$ ,  $i_{h,l}^{abc}$ ,  $i_{f,l}^{abc}$  – передаточные отношения в абсолютном движении соответственно между  $i$ -м звеном, колёсами  $h$  и  $f$  и колесом  $l$ ;  $i_{i,f}$ ,  $i_{i,h}$  – передаточные отношения между  $i$ -м звеном и соответственно колёсами  $f$  и  $h$ .

Для планетарных передач с коническими колёсами, где выходной вал не связан непосредственно с водилом (рис. 2.12), остаются в силе формулы (2.70) и (2.71).

В случае передач, подобных изображенной на рис. 2.13, величины  $i_i$  нужно определять по формулам:

– для колёс, входящих в планетарную передачу

$$i_i = \frac{i_e}{\frac{1}{i_{i,h}^{abc}} - 1}; \quad (2.74)$$



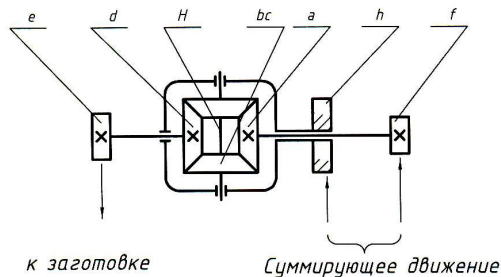


Рис. 2.12. Планетарная передача с коническими колёсами

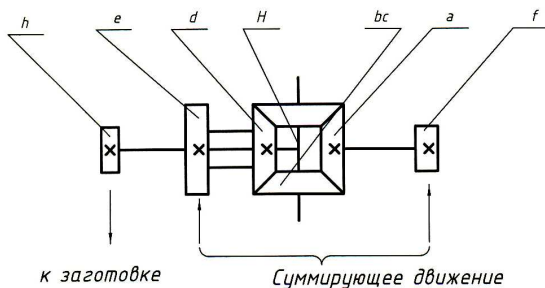


Рис. 2.13. Суммирующий механизм

– для колёс, расположенных за планетарной передачей

$$\begin{cases} i_i = i_h i_{i,h}^{abc} \cdot i_{i,e}; \\ i_i = i_h i_{f,h}^{abc} \cdot i_{i,f}. \end{cases} \quad (2.75)$$

(в этих формулах смысл индексов остаётся прежним).

Величины  $i^{abc}$ , входящие в формулы (2.60) – (2.63), можно определять по методу Виллиса или Сваппа.

### 2.5.2. Определение линейных передаточных отношений и углов поворота звеньев

#### ЛИНЕЙНЫЕ ПЕРЕДАТОЧНЫЕ ОТНОШЕНИЯ

При расчёте зубообрабатывающих станков будем пользоваться следующими формулами для определения величин

Для цилиндрических и червячных колёс:

$$i'_i = \frac{d_{зар}}{d_i} \cdot i_{i-1}, \quad (2.76)$$

где  $d_i$  – диаметр делительной окружности  $i$ -го звена.

Для червяков:

$$i'_i = \frac{d_{\text{заг}}}{d_{i-1}} \cdot i_{i-1}, \quad (2.77)$$

где  $d_{i-1}$  – диаметр делительной окружности червячного колеса, работающего в зацеплении с данными,  $i$ -м червяком;  $i_{i-1}$  – угловое передаточное отношение от червячного колеса до заготовки (для делительных колёс равно 1).

Для ходовых винтов всегда  $i'_{\text{хв}} = 1$ .

Для конических колёс

$$i'_i = \frac{d_{\text{заг}}}{d_{\text{срi}}} \cdot i_i, \quad (2.78)$$

где  $d_{\text{срi}}$  – средний диаметр рабочей части начального конуса колеса.

Для инструментов типа червяка (червячные зуборезные фрезы, червячно-шлицевые фрезы, червячные шлифовальные круги):

$$i'_i = \frac{\cos \lambda_{\text{инн}}}{\cos \beta_{\text{заг}}}, \quad (2.79)$$

где  $\lambda_{\text{инн}}$  – угол подъёма витка фрезы или круга;  $\beta_{\text{заг}}$  – угол наклона зубьев обрабатываемого колеса.

Для всех прочих инструментов (долбяки, гребёнки, дисковые и тарельчатые круги) всегда  $i'_{\text{инн}} = 1$ .

При расчёте резьюобработывающих станков применяются следующие формулы:

– для цилиндрических и червячных колёс

$$i'_i = \frac{T_{\text{заг}}}{\pi d_i} \cdot i_i; \quad (2.80)$$

– для червяков

$$i'_i = \frac{T_{\text{заг}}}{\pi d_{i-1}} \cdot i_{i-1}; \quad (2.81)$$

– для конических колёс

$$i'_i = \frac{T_{\text{заг}}}{\pi d_{\text{срi}}} \cdot i_i. \quad (2.82)$$

Для ходовых винтов всегда  $i'_{\text{хв}} = 1$ ; для инструментов всех видов (в том числе и чашечных резцов) – также  $i'_{\text{инн}} = 1$ .

## УГЛЫ ПОВОРОТА ЗВЕНЬЕВ

В зубообрабатывающих станках углы поворота звеньев следует вычислять по формулам:

– при определении накопленной погрешности окружного шага и разности соседних окружных шагов

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{v_{\text{заг}}}{i_i} \cdot 180^\circ ; \quad (2.83)$$

– при определении отклонений профиля от эвольвенты

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{v_{\text{заг}} \cdot \epsilon_{\text{заг}}}{z_{\text{заг}} \cdot i_i} \cdot 180^\circ , \quad (2.84)$$

где  $\epsilon_{\text{заг}}$  – коэффициент перекрытия обрабатываемого колеса в зацеплении с инструментом;  $z_{\text{заг}}$  – число зубьев обрабатываемого колеса.

Число оборотов  $v_{\text{заг}}$ , совершаемое заготовкой за время одного прохода, зависит от кинематики станка. Для ряда станков (зубодолбежные, зубострогальные, большинство зубошлифовальных)  $v_{\text{заг}} = 1$ .

Для станков, работающих червячной фрезой или червячным кругом, также надо принимать  $v_{\text{заг}} = 1$ , так как многократный поворот заготовки при нарезании зубьев не влияет заметным образом на величину погрешностей шага и профиля.

Для некоторых станков, шлифующих зубья внешнего и внутреннего зацепления через каждые  $\xi_{\text{заг}}$  зубьев

$$v_{\text{заг}} = \xi_{\text{заг}} . \quad (2.85)$$

Величина коэффициента перекрытия  $\epsilon_{\text{заг}}$  может быть вычислена по формулам геометрической теории эвольвентного зацепления, но с достаточной для практики точностью можно при расчёте задаваться одним из следующих четырех значений  $\epsilon_{\text{заг}}$ : 1,5; 1,6; 1,8; 2.

В резьбообрабатывающих станках определение углов поворота звеньев следует производить по формуле:

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{l_{\text{заг}}^{\text{ИЗМ}}}{T_{\text{заг}} \cdot i_i} \cdot 180^\circ , \quad (2.86)$$

где  $l_{\text{заг}}^{\text{ИЗМ}} = T_{\text{заг}}, 25, 100, 300$  и  $L_{\text{заг}}$ .

При определении отклонений шага резьбы в пределах одного оборота винта изделия, угол поворота звеньев соответственно будет:

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{180^\circ}{i_i} . \quad (2.87)$$

### 2.5.3. Определение погрешностей изделий

#### ОТКЛОНЕНИЯ ПРОФИЛЯ ОТ ЭВОЛЬВЕНТЫ

Отклонение профиля зуба колеса от эвольвенты  $\delta f$  образуется в результате неравномерности вращения заготовки во время обработки одного зуба, вызванной линейными ошибками звеньев точностной цепи.

Наибольшее вероятное значение отклонений профиля от эвольвенты для каждого типоразмера обрабатываемых колёс необходимо определять по формуле

$$\delta f = 0,78 \cos \alpha_{r_{\text{заг}}} \sqrt{\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}}, \quad (2.88)$$

где  $\alpha_{r_{\text{заг}}}$  – угол зацепления обрабатываемого колеса в нормальном сечении;  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}$  – квадратическая сумма всех приведённых к заготовке ошибок звеньев точностной цепи (индекс  $\delta f$  указывает на то, что суммирование ошибок производится при определении именно погрешности  $\delta f$  – в отличие от суммирования при определении погрешности  $\delta t_{\Sigma}$ ).

При  $\alpha_{r_{\text{заг}}} = 20^\circ$  формула (2.86) примет более простой вид:

$$\delta f = 0,71 \sqrt{\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}}. \quad (2.89)$$

Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента формулы суммирования ошибок будут следующими:

– для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{fd_k}^2 + \delta S_{f_{\text{ин}}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2; \quad (90)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{fd_k}^2. \quad (2.91)$$

Для станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента:

– для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{fd_k}^2 + \delta S_{f_{\text{ин}}}^2 + \delta S_{\rho_{\text{хв}}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2; \quad (2.92)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{fd_k}^2. \quad (2.93)$$

*Примечание:* здесь:  $\delta S_i$ ,  $\delta S_{\text{ин}}$ ,  $\delta S_{\text{заг}}$  – приведённые к заготовке суммарные ошибки соответственно  $i$ -го звена, инструмента и заготовки, вызванные погрешностями их изготовления и монтажа;  $\delta S_{fd_k}$  – приведённая к заготовке ошибка от отклонений профиля делительного колеса;  $\delta S_{\text{ин}}$  – то же от отклонений профиля инструмента;  $\delta S_{\text{и.заг}}$  – то же от изгиба оправки под заготовкой;  $\delta S_{\text{рхв}}$  – то же от растяжения ходового винта.

При расчёте точности станка в формулы (2.88) – (2.91) вводятся ошибки звеньев лишь одной точностной цепи, а именно: цепи непрерывного деления или цепи обката, так как другие цепи не участвуют в образовании погрешности  $\delta f$ .

Пользуясь формулой (2.60) для приведения ошибок к заготовке, углы поворота звеньев необходимо определять за время обработки одного зуба.

#### НАКОПЛЕННАЯ ПОГРЕШНОСТЬ ОКРУЖНОГО ШАГА

В образовании накопленной погрешности окружного шага обрабатываемого колеса участвуют все линейные ошибки, которые вызываются погрешностями изготовления и монтажа звеньев, их силовыми и тепловыми деформациями и неточностью подбора сменных шестерён.

Наибольшее вероятное значение накопленной погрешности окружного шага для каждого типоразмера обрабатываемых колёс предлагается определять по формуле:

$$\delta t_{\Sigma} = 1,14 \sqrt{\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}} + 0,9 \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}}, \quad (2.94)$$

где индекс  $\delta t_{\Sigma}$  при сумме квадратов приведённых ошибок указывает на то, что приведение всех ошибок к заготовке осуществляется для определения именно накопленной погрешности окружного шага  $\delta t_{\Sigma}$ . Величина  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}$  берётся из таблиц для вычисления погрешности  $\delta f$  – для тех же самых выбранных типоразмеров колёс.

Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента формулы суммирования будут следующими:

– для зуборезных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{ин}}^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{и.заг}}^2; \quad (2.95)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{ин}^2 + \delta S_{заг}^2 + \sum \delta S_{сш}^2 . \quad (2.96)$$

Для станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента:

– для зуборезных станков

$$\begin{aligned} \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} &= \\ &= \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{ин}^2 + \delta S_{заг}^2 + \delta S_{сш}^2 + \delta S_{дел}^2 + \delta S_{e_{хв}}^2 + \delta S_{p_{хв}}^2 + \delta S_{и.заг}^2 + \delta S_{\Theta_{хв}}^2 ; \end{aligned} \quad (2.97)$$

– для зубошлифовальных станков

$$\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} = \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{заг}^2 + \delta S_{сш}^2 + \delta S_{дел}^2 + \delta S_{e_{хв}}^2 + \delta S_{\Theta_{хв}}^2 . \quad (2.98)$$

*Примечание:* здесь:  $\delta S_{дел}$  – приведённая к заготовке суммарная ошибка делительного устройства, вызванная погрешностями его изготовления и монтажа;  $\delta S_{сш}$  – приведённая к заготовке ошибка от неточности подбора сменных шестерён в гитаре;  $\delta S_{e_{хв}}$  – то же от перекоса оси ходового винта;  $\delta S_{\Theta_{хв}}$  – то же от тепловых деформаций ходового винта.

При расчёте точности станка в формулы (2.93) и (2.94) вводятся ошибки звеньев цепи непрерывного деления, а также цепи дифференциала (при больших углах наклона зубьев обрабатываемых колёс); в формулы (2.95) и (2.96) входят ошибки звеньев цепи обката и цепи единичного деления. Ошибки звеньев, расположенных на совпадающих участках двух цепей, учитываются один раз.

Пользуясь формулой (2.60) для приведения ошибок к заготовке, углы поворота звеньев необходимо определять за время одного прохода.

#### РАЗНОСТЬ СОСЕДНИХ ОКРУЖНЫХ ШАГОВ

В образовании погрешности зубчатого колеса, называемой разностью соседних окружных шагов  $\delta_{ct}$ , участвуют неравномерность расположения зубьев по окружности колеса и отклонения профиля от эвольвенты на одноименных сторонах двух соседних зубьев.

Наибольшее вероятное значение разности соседних окружных шагов для каждого типоразмера обрабатываемых колёс берётся

$$\delta_{ct} = 1,14 \sqrt{K \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta r_{\Sigma}} + 0,9 \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}} , \quad (2.99)$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий только от числа зубьев обрабатываемого колеса. Величины  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_\Sigma}$  и  $0,9\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}$  берутся из таблиц для вычисления погрешности  $\delta t_\Sigma$  – для тех же самых выбранных типоразмеров колёс.

Величина « $K$ » уменьшается при увеличении числа зубьев, поэтому учёт первого слагаемого в подкоренном выражении формулы (2.97) производится только при числе зубьев меньше 14 (табл. 2.1).

### 2.1. Зависимость $K$ от $z_{\text{заг}}$

$z_{\text{заг}}$	6	7	8	9	10	11	12	13	14
$K$	0,25	0,12	0,08	0,05	0,04	0,03	0,02	0,01	0,01

В остальных случаях первое слагаемое принимают равным нулю.

#### ОТКЛОНЕНИЕ ШАГА РЕЗЬБЫ

Отклонения шага резьбы  $\delta t_\Sigma^{(l)}$  на различных участках измерения возникают в результате действия всех ошибок звеньев точностных цепей, приводящих к неравномерному перемещению инструмента относительно заготовки.

Наибольшее вероятное значение отклонений шага резьбы на различных участках измерения для каждого типоразмера обрабатываемых колёс предлагается определять по формуле:

$$\delta t_\Sigma^{(l)} = 1,14 \sqrt{\sum \delta S_i^2}, \quad (2.100)$$

где  $\sum \delta S_i^2$  – квадратическая сумма всех приведённых к заготовке ошибок звеньев точностных цепей.

Для резьбообрабатывающих станков с прямолинейным профилирующим движением инструмента формулы суммирования будут следующими:

– для резьбонарезных станков

$$\begin{aligned} \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} &= \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \\ &+ \sum \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{дел}}^2 + \delta S_{e_{\text{XB}}}^2 + \delta S_{l_{\text{заг}}}^2 + \delta S_{p_{\text{XB}}}^2 + \delta S_{и.заг}^2 + \delta S_{\Theta_{\text{XB}}}^2 + \delta S_{\Theta_{\text{заг}}}^2; \end{aligned} \quad (2.101)$$

– для резьбошлифовальных станков

$$\begin{aligned} \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f} &= \sum_{i=1}^n \delta S_i^2 + \delta S_{\text{заг}}^2 + \\ &+ \sum \delta S_{\text{сш}}^2 + \delta S_{\text{дел}}^2 + \delta S_{e_{\text{хв}}}^2 + \delta S_{l_{\text{заг}}}^2 + \delta S_{\Theta_{\text{хв}}}^2 + \delta S_{\Theta_{\text{заг}}}^2, \end{aligned} \quad (2.102)$$

где  $\delta S_{\text{заг}}$  – приведённая к заготовке ошибка от перекоса оси заготовки;  $\delta S_{\Theta_{\text{заг}}}$  – то же, от тепловых деформаций заготовки.

При расчёте резьбообрабатывающих станков с вращательным профилирующим движением инструмента (работающих чашечным резцом) следует пользоваться формулами (2.92) и (2.93).

При расчёте точности станка в формулы (2.99) и (2.100) вводятся ошибки звеньев винторезной цепи, а также цепи единичного деления (если анализируется точность обработки многозаходной резьбы), для затыловочных станков добавляется ещё цепь затылования и цепь дифференциала; в формулу (2.83) входят ошибки цепи обката, а также цепи дифференциала (при больших углах подъёма витков обрабатываемых резьб). Ошибки звеньев, расположенных на совпадающих участках двух цепей, учитываются один раз. Следует помнить, что пользуясь формулой (2.60) для приведения ошибок к заготовке, углы поворота звеньев необходимо определять соответственно для каждого участка измерения резьбы  $l_{\text{изм}}^{\text{заг}}$ .

## 2.6. АНАЛИЗ БАЛАНСА ТОЧНОСТИ СТАНКА

Баланс точности станка – это соотношение различных факторов, влияющих на точность обработки. Баланс точности станка не может быть выражен одним числовым уравнением. Для каждого конкретного случая обработки на данном станке может быть определено частное уравнение баланса точности

$$E_1 + E_2 + \dots + E_i + \dots + E_n = 100\% , \quad (2.103)$$

где  $E_1, E_2, \dots, E_i, \dots, E_n$  – величины, выражающие в процентах удельное влияние каждого фактора на точность обработки, названные коэффициентами влияния.

Состав и величина членов, входящих в уравнение баланса точности, зависят от вида погрешности изделия, от параметров изделия.

*Примечание:* под анализом баланса точности следует понимать определение удельного влияния каждого фактора (или группы факторов) на точность работы станка, т.е. определение доли каждого фактора (выраженной в процентах) в образовании той или иной погрешности изделий выбранных типоразмеров при данных условиях обработки.



Анализ баланса точности следует производить по наиболее характерным погрешностям изделий: для зубообрабатывающих станков – по погрешностям  $\delta f$  и  $\delta t_{\Sigma}$ , для резбообрабатывающих – по  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$ .

#### ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ВЛИЯНИЯ

При анализе баланса точности множества станков одной модели, т.е. при квадратическом суммировании ошибок определение коэффициентов влияния производится по формуле:

$$E_i = \frac{\delta S_i^2}{\sum \delta S_i^2} \cdot 100\% , \quad (2.104)$$

где  $E_i$  – коэффициент влияния  $i$ -го звена (или фактора) для конкретного случая обработки;  $\delta S_i^2$  – квадрат приведённой к заготовке ошибки  $i$ -го звена (или фактора);  $\sum \delta S_i^2$  – квадратическая сумма всех ошибок, участвующих в образовании рассматриваемой погрешности изделия.

В большинстве случаев определение коэффициентов влияния для всех многочисленных отдельных факторов будет нерациональным. Целесообразно их объединение в несколько групп по структурным, конструктивным или иным признакам.

Например, для рассматриваемых зубо- и резбообрабатывающих станков можно рекомендовать деление всех факторов на следующие группы:

- а) заготовка (индекс заг);
- б) делительная пара (индекс дп);
- в) постоянные шестерни, а также сцепные муфты и делительное устройство (индекс пш);
- г) сменные шестерни (индекс сш);
- д) ходовой винт (индекс хв);
- е) инструмент (индекс ин).

Следовательно, для различных станков это будет выглядеть следующим образом (табл. 2.2).

#### 2.2. Разделение факторов на группы

Станки	Зубообрабатывающие		Резбообрабатывающие	
	Вращательное	Прямолinéное	Вращательное	Прямолinéное
Профилирующее движение инструмента				
Движение деления	Непрерывное	Единичное	Непрерывное	Единичное

Станки	Зубообрабатывающие		Резьбообрабатывающие	
Индексы групп	заг дп пш сш – ин	заг дп пш сш хв (ин)	заг дп пш сш – ин	заг – пш сш хв –

Коэффициенты влияния групп факторов (отдельно для каждого выбранного типоразмера изделия и каждой анализируемой погрешности изделия) следует вычислять по формулам:

– для зубообрабатывающих станков (при исследовании соответственно по погрешностям  $\delta f$  и  $\delta t_{\Sigma}$ )

$$E_j = \frac{\left(\sum \delta S_i^2\right)_j}{\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}} \cdot 100\% ; \quad (2.105)$$

$$E_j = \frac{\left(\sum \delta S_i^2\right)_j}{\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}}} \cdot 100\% ; \quad (2.106)$$

– для резьбообрабатывающих станков

$$E_j = \frac{\left(\sum \delta S_i^2\right)_j}{\sum \delta S_i^2} \cdot 100\% , \quad (2.107)$$

где  $E_j$  – коэффициент влияния  $j$ -й группы факторов;  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_j$  – квадратическая сумма приведённых к заготовке ошибок, вызванных факторами  $j$ -й группы;  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}}$ ,  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}$  и  $\sum \delta S_i^2$ .

Сумма всех коэффициентов влияния, определённых таким путём, всегда составит 100%.

#### ПОСТРОЕНИЕ ДИАГРАММ БАЛАНСА ТОЧНОСТИ

В результате построения диаграмм можно проследить, как изменяется доля каждой группы факторов, вносимая в образование той или иной погрешности изделия, при изменении его основных параметров облегчается решение вопроса о том, за счёт каких факторов можно повысить точность работы станка или снизить трудоёмкость его изготовления.

Способ построения диаграмм баланса точности представлен на рис. 2.14.

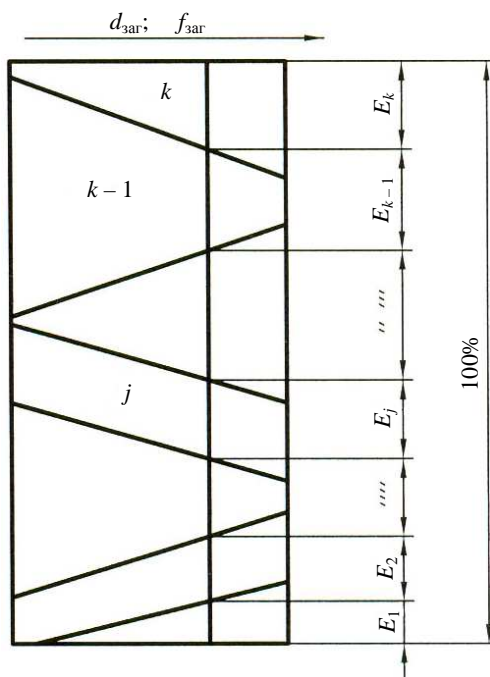


Рис. 2.14. Построение диаграмм баланса точности станка

На каждой диаграмме по нижнему краю откладываются выбранные значения одного из основных параметров изделия (шкала логарифмическая). Для зубообрабатывающих станков – это значения диаметра делительной окружности  $d_{\text{заг}}$  колеса, для резьбо-обрабатывающих – значения шага винтовой линии  $T_{\text{заг}}$  резьбы. В вертикальном направлении для каждого значения параметра изделия последовательно откладываются отрезки, выражающие в масштабе коэффициенты влияния всех групп факторов. (Сумма всех отрезков, т.е. высота диаграммы, составляет 100%). Концы одноименных отрезков соединяются ломанными линиями, которые делят всю диаграмму на несколько зон влияния по числу групп факторов. Каждая зона влияния обозначается индексом соответствующей группы факторов.

При расчёте зубообрабатывающих станков для каждого выбранного значения модуля  $m_{\text{заг}}$  обрабатываемых колёс должна быть построена своя диаграмма, причём отдельно для погрешности  $\delta f$  и отдельно для погрешности  $\delta t_{\Sigma}$ . При расчёте резьбообрабатывающих станков диаграммы строятся для каждого стандартного значения величины участка измерения резьбы  $l_{\text{заг}}^{\text{ИЗМ}}$ .

## 2.7. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЬ РАСЧЁТА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ СТАНКА

Исходными данными для составления математической модели точности являются:

- Кинематическая схема станка.
- Сборочные чертежи основных узлов станка, имеющих отношение к точностным цепям станков.
- Рабочие чертежи всех звеньев точностных цепей (колёс, червяков, ходовых винтов, их подшипников, валов и т.д.)
- Спецификация подшипников качения, относящихся к точностным цепям.
- Нормы точности станка.

1. Математическая модель точности зубообрабатывающих станков составляется в следующей последовательности.

1. Выделить из кинематической схемы станка точностные цепи (обката, деления и т.д.), обозначив их звенья.

2. Установить степени точности всех звеньев точностных цепей и допуски на биение шеек валов и подшипников по рабочим чертежам.

3. Выбрать основные параметры обрабатываемых колёс (модуль, диаметр делительной окружности, число зубьев, угол наклона зубьев и т.д.), для которых будут определяться расчётные погрешности обработки. Выбранные значения параметров занести в табл. 2.4.

4. Рассчитать по формулам настройки или выписать из таблиц настройки станка числа зубьев сменных шестерён, необходимых для обработки колёс выбранных параметров.

5. Составить таблицу исходных данных для определения отклонений профиля от эвольвенты  $\delta f$  и накопленной погрешности окружного шага  $\delta t_{\Sigma}$  (табл. 2.5). В таблицы вписать названия и индексы звеньев точностных цепей и отдельных факторов, определённых по формулам (2.78) – (2.81); (2.83) – (2.86). На основании кинематической схемы и рабочих чертежей заполнить все колонки разделов «Параметры звена» и «Первичные погрешности».

6. Определить наибольшие вероятные значения составляющих ошибок звеньев точностной цепи по формулам (2.4) – (2.43), суммарные ошибки звеньев по формуле (2.3).

7. Подсчитать угловые и линейные передаточные отношения от звеньев до заготовки по формулам (2.51) – (2.75), вычислить по формуле (2.50) величины всех приведённых к заготовке ошибок звеньев  $\delta S_i$ .

8. Определить отклонение профиля от эвольвенты, для этого составить расчётные таблицы (табл. 2.6) и вычислить погрешности  $\delta f$  по формулам (2.76) или (2.77) для всех выбранных для обработки типо-

размеров зубчатых колёс. Для каждого значения модуля составлять свою расчётную таблицу. В таблицы проставляются названия и индексы факторов, имеющих отношение к определению погрешности  $\delta f$ .

9. Выписать на основе табл. 2.4 и таблицы сменных шестерён основные параметры изделий и числа зубьев сменных шестерён (как в табл. 2.5).

10. Вычислить углы поворота звеньев, при этом значения передаточных отношений  $i_i$  принимаются по табл. 2.5.

11. Вычислить значения приведённых ошибок  $\delta S_i$  по формулам из последней колонки табл. 2.5. Эти величины возвести в квадрат и определить их общую квадратическую сумму  $(\sum \delta S_i^2)_{\delta f}$ .

12. Определить наибольшее вероятное значение погрешности о формуле (2.76) или (2.77).

13. Построить графики погрешности  $\delta f$  в зависимости от модуля  $m_{\text{заг}}$  и диаметра делительной окружности  $d_{\text{заг}}$  обрабатываемых колёс для каждого диапазона модулей.

14. Определить накопленную погрешность окружного шага  $\delta t_{\Sigma}$ , для этого составить расчётные таблицы (табл. 2.7), расчёт погрешности выполнить по формуле (2.82) для всех выбранных типоразмеров колёс. Расчётную таблицу рекомендуется составлять для каждого значения модуля.

Вначале на основе табл. 2.5 и по формулам (2.83) – (2.86) проставляются названия и индексы звеньев и отдельных факторов, имеющих отношение к определению погрешности  $\delta t_{\Sigma}$ .

На основе табл. 2.4 и таблицы сменных шестерён проставить основные параметры изделий, числа зубьев сменных шестерён.

15. Вычислить значения приведённых ошибок  $\delta S_i$  по формулам из последней колонки табл. 2.5. Ошибки от неточности подбора сменных шестерён вычисляются отдельно по формуле (2.2) и проставляются в этой же таблице.

16. Определить квадратическую сумму  $(\sum \delta S_i^2)_{\delta t_{\Sigma}}$  (частичная) всех приведённых ошибок  $\delta S_i$ , для этого все величины  $\delta S_i$  возвести в квадрат и сложить.

17. Определить общую сумму  $\sum \delta S_i^2$ , для этого из табл. 2.6 для вычисления погрешности  $\delta f$  выбирается соответствующее значение  $(\sum \delta S_i^2)_{\delta f}$ , умножается на коэффициент 0,9, вписывается в табл. 2.7. В результате сложения величин  $(\sum \delta S_i^2)_{\delta t_{\Sigma}}$  и  $0,9(\sum \delta S_i^2)_{\delta f}$  определяется общая сумма  $\sum \delta S_i^2$ .

18. Определить наибольшее вероятное значение погрешности по формуле (2.82), приведённой в удобной форме внизу табл. 2.7.

19. Построить графики погрешности  $\delta t_{\Sigma}$  зависимости от модуля  $m_{\text{заг}}$  и диаметра делительной окружности  $d_{\text{заг}}$  обрабатываемых колёс. График строится отдельно для каждого диапазона модулей.

20. Определить разность соседних окружных шагов  $\delta ct$  для этого составить расчётные таблицы (табл. 2.8), произвести расчёт разности соседних окружных шагов  $\delta ct$  по формуле (2.87) для всех выбранных типоразмеров колёс. Для каждого значения модуля рекомендуется составлять отдельную таблицу.

21. Определить общую сумму погрешностей  $\sum \delta S_i^2$ , для этого из таблицы для вычисления погрешности  $\delta t_{\Sigma}$  (табл. 2.7) выбирается соответствующее значение частичной суммы  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}}$  умножается на коэффициент « $K$ », который определяется по табл. 2.2 и вписывается в табл. 2.8. Затем из табл. 2.7 выбирается соответствующее значение величины  $0,9 \left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta f}$  и вписывается в табл. 2.8. В результате сложения обеих величин получается общая сумма  $\sum \delta S_i^2$ .

22. Определить наибольшее вероятное значение погрешности по формуле (2.87), приведённой в более удобной форме внизу табл. 2.8.

23. Построить графики погрешности  $\delta t_{\Sigma}$  в зависимости от модуля  $m_{\text{заг}}$  диаметра делительной окружности обрабатываемых колёс отдельно для каждого диапазона модулей  $m$ .

24. Произвести анализ баланса точности станка, для этого разделить все учитываемые факторы на группы, обозначив последние индексами (табл. 2.9), составить расчётные таблицы (табл. 2.9) и вычислить коэффициенты влияния  $E_j$  по погрешности  $\delta t_{\Sigma}$  в соответствии с формулой (2.94) для всех выбранных типоразмеров колёс. Для каждого значения модуля составлять отдельную расчётную таблицу. Вначале из таблицы для вычисления погрешности  $\delta t_{\Sigma}$  (табл. 2.7) берутся величины  $\delta S_i^2$ , относящиеся к данной группе факторов; их сумма, обозначаемая  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_f$ , проставляется в соответствующей клетке колонки табл. 2.9. В итоге числовые значения суммы  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}}$  табл. 2.7 и 2.9 должны совпадать.

Далее вычисляется значение коэффициента влияния  $E_j$  для каждой группы факторов как отношение числа  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_j$  к числу  $\left(\sum \delta S_i^2\right)_{\delta t_{\Sigma}}$ , выраженное в процентах.

а) Построить диаграммы баланса точности станка по погрешности  $\delta t_{\Sigma}$ , отражающие изменение влияния каждой группы факторов на величину  $\delta t_{\Sigma}$  при изменении  $m$  и  $d$  обрабатываемых колёс. Для каждого значения модулей строится отдельная диаграмма баланса точности.

б) При проведении уточнённого расчёта проводится анализ баланса точности станка по погрешности  $\delta f$ . Для этого составляется расчётная таблица (аналогично табл. 2.9) и вычисляются коэффициенты влияния  $E_j$ , по погрешности  $\delta f$  в соответствии с формулой (2.93) для всех выбранных типоразмеров колёс. Величины  $\delta \sigma_i^2$  берутся из таблиц для вычисления погрешности  $\delta f$  (табл. 2.6). Построить диаграммы баланса точности станка по погрешности  $\delta f$ , отражающие изменение удельного влияния каждой группы факторов на величину  $\delta f$  при изменении  $m$  и  $d$  обрабатываемых колёс.

в) Произвести анализ расчётных таблиц, графиков погрешностей  $\delta f$ ,  $\delta t_{\Sigma}$  и  $\delta_{ct}$  и всех диаграмм баланса точности станка.

г) Сделать выводы о расчётной степени точности обрабатываемых колёс во всем диапазоне размеров и о том, удовлетворяет ли она требованиям технического задания.

д) Сделать выводы о степени влияния отдельных групп факторов на точность работы станка.

е) Сделать выводы о возможности расширения некоторых допусков в точностных цепях станка с целью снижения трудоёмкости его изготовления.

ж) Сделать выводы о возможности повышения точности работы станка путём некоторого изменения его конструкции, размеров и допусков.

з) Произвести перерасчёт погрешностей  $\delta f$  и  $\delta t_{\Sigma}$  для двух–трёх наиболее важных типоразмеров изделий с целью осуществления намеченных мероприятий.

П. *Математическая модель точности резьбообрабатывающих станков разрабатывается в следующей последовательности.*

1. Выделить из кинематической схемы станка точностные цепи, обозначив их звенья индексами.

2. Установить степени точности всех звеньев точностных цепей и допуски на биение шеек валов и подшипников по рабочим чертежам.

3. Выбрать основные параметры обрабатываемых резьб (шаг винтовой линии, число заходов, половина угла профиля резьбы, диаметр резьбы), для которых будут определяться расчётные погрешности обработки (табл. 2.10).

4. Выписать из таблиц настройки станка или рассчитать по формуле настройки числа зубьев сменных шестерён, необходимых для обработки резьб выбранных параметров.

5. Составить таблицы исходных данных для определения отклонений шага резьбы  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  на различных участках измерения (табл. 2.11 – 2.13). Вначале составляется таблица для ошибок звеньев, вызванных погрешностями их изготовления и монтажа (табл. 11), затем для ошибок, вызванных тепловыми деформациями (табл. 2.12) и ошибок, вызванных перекосом оси (табл. 2.13).

6. Определить отклонение шага резьбы, для этого составить расчётные таблицы (табл. 2.14), произвести вычисления отклонений шага резьбы  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  на различных участках измерения в соответствии с формулой (2.88) для всех выбранных типоразмеров резьб. Рекомендуется составлять для каждого значения винтовой линии отдельную расчётную таблицу. Вначале на основе табл. 2.10 проставляются числа зубьев сменных шестерён.

7. Вычислить углы поворота звеньев по формулам (2.74) и (2.75), при этом значение  $i_i$  выбирать из табл. 2.11.

8. Вычислить значение приведённых ошибок  $\delta S_i$  по формулам из последней колонки табл. 2.11 – 2.13. Ошибки от неточности подбора сменных шестерён вычисляется отдельно по формуле (2.12) и проставляются в этой же таблице.

9. Определить частичную квадратическую сумму  $\sum \delta S_i^2$  приведённых ошибок звеньев цепи, для этого приведённые ошибки  $\delta S_i$  звеньев возводятся в квадрат и складывается (табл. 2.14).

10. Определить общую сумму ошибок  $\sum \delta S_i^2$ , сложив частичную сумму с остальными квадратами ошибок (табл. 2.14).

11. Определить наибольшее вероятное значение погрешности  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  для данного участка измерения  $l_{\text{изм}}^{\text{заг}}$  по формуле (2.88).

12. Построить графики погрешностей  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  в зависимости от шага винтовой линии резьбы  $T_{\text{заг}}$  и величины участка измерения  $l_{\text{изм}}^{\text{заг}}$  для каждого значения  $l_{\text{изм}}^{\text{заг}}$  ( $T_{\text{заг}}$ , 25, 100, 300 и  $L_{\text{заг}}$ ).

Для облегчения графиков рекомендуется предварительно составить сводную таблицу погрешностей обрабатываемых резьб по результатам их вычислений в табл. 2.14.

13. Произвести анализ баланса точности станка, для этого разделить все учитываемые факторы на группы, обозначив последние индексами (табл. 2.9, левая колонка) в соответствии с табл. 2. 2.

Все учитываемые факторы (см. левую колонку в табл. 2.14) разделены на группы следующим образом (табл. 2.3).



### 2.3. Индекс учитываемых факторов

Индекс групп факторов	заг	пш	сш	хв
Индексы всех отдельных факторов	заг е заг Θ заг	1,2 3	а, б, с $dl, f\xi$ h сш	хв Θ хв

14. Составить расчётные таблицы (табл. 2.15) и произвести вычисления коэффициентов влияния  $E_j$  по погрешностям  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  в соответствии с формулой (2.95) для всех выбранных типоразмеров резьб.

Рекомендуется составлять для каждого значения  $l_{изм}^{заг}$  отдельную расчётную таблицу. Построение таблиц и вычисление величин остаётся тем же, что и при расчёте зубообрабатывающих станков (табл. 2.11). Величины  $\delta S_i^2$  берутся соответственно из таблиц для вычисления погрешности  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  (табл. 2.14).

15. Построить диаграммы баланса точности станка, отражающие изменение удельного влияния каждой группы факторов на величину  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  при изменении  $T_{заг}$  и  $l_{изм}^{заг}$  обрабатываемых резьб для каждого значения  $l_{изм}^{заг}$ .

16. Произвести анализ расчётных таблиц, графиков погрешностей  $t_{\Sigma}^{(l)}$  и диаграмм баланса точности станка.

17. Сделать выводы о расчётной степени точности обрабатываемых резьб во всем диапазоне станка и о том, удовлетворяет ли она требованиям технического задания на проектирование станка.

18. Сделать выводы о степени влияния отдельных групп факторов на точность работы станка.

19. Сделать выводы о возможности расширения некоторых допусков в точностных и прочих цепях с целью снижения трудоёмкости его изготовления.

20. Сделать выводы о возможности повышения точности работы станка путём некоторого изменения его конструкции, размеров и допусков.

21. Произвести пересчёт погрешностей  $\delta t_{\Sigma}^{(l)}$  для двух-трёх наиболее важных значений  $T_{заг}$  (при двух-трёх значениях  $l_{заг}^{изм}$ ) с целью осуществления намеченных мероприятий.

## 2.4. Выбранные значения основных параметров изделий

$d_{\text{заг}}$ , мм				
$m_{\text{заг}}$ , мм				
Числа зубьев колёс $Z_{\text{заг}}$				

## 2.5. Исходные данные для определения отклонения профиля от эвольвенты и накопленной погрешности окружного шага

Индекс звена	Название звена	Параметры звена					Первичная погрешность звена			Линейные ошибки звена			Передаточное отношение от звена до заготовки		Приведённая к заготовке ошибка $i$ -го звена	
		$m_0$ или $(d_0 T)$	$Z_i$	$\alpha_{\text{нп}}$	$\beta_i$	$d_i$	Кл. точ	$\delta f_{\Sigma i}$	$\delta v_{\Sigma i}$	$\delta a_{\Sigma i}$	Составляющие		Угл.	Линейн.		
											$\delta S_{\text{нп}}$	$\delta S_{\text{нл}}$				Сумм.
					мм						$\delta S_{\text{нп}}$	$\delta S_{\text{нл}}$	$\delta S_{\Sigma i}$	$i$	$i'$	$\delta \delta f_i = \delta S_{\Sigma i} \cdot i' \cdot \sin^2(\phi_i/2)$
											МК	МК	МК			МК

Примечание: 1. При  $\phi_i/2 \geq 90^\circ$  член  $\sin^2(\phi_i/2)$  принимается равным 1.

2. Не вошедшие в таблицу ошибки  $\delta S_{\text{нп}}$  и  $\delta S_{\text{нл}}$  определяются по формуле:  $\delta S_{\text{нл}} = \delta f_{\text{нл}} / \cos \alpha_{\text{нл}}$ , мкм.



## 2.8. Вычисление разности соседних окружных шагов

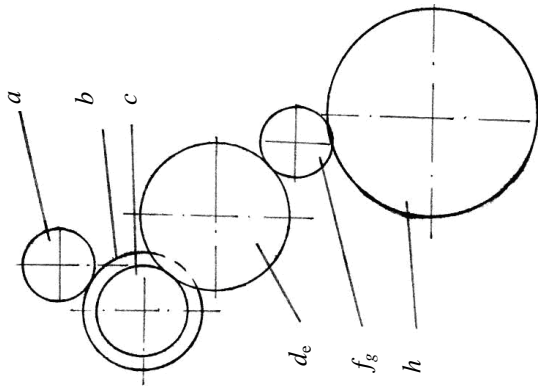
$m_{\text{зат}}$	$d_{\text{зат}}$		
К. $(\sum \delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$			
09 $(\sum \delta S_i^2)_{\delta f}$			
Общая сумма $\sum \delta S_i^2$			
$\delta f = 1, 14$			
Примечание: Величины $(\sum \delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$ и $(\sum \delta S_i^2)_{\delta f}$ взяты из табл. 2.7.			

## 2.9. Вычисление коэффициентов влияния (по накопленной погрешности окружного шага)

$m_{\text{зат}}$	$d_{\text{зат}}$	Название группы факторов	$(\delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$	$E_j$	$(\delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$	$E_j$	$(\delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$	$E_j$
			МК <sup>2</sup>	%	МК <sup>2</sup>	%	МК <sup>2</sup>	%
Сумма $(\sum \delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$								
Примечание: Величины $(\delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$ и $(\sum \delta S_i^2)_{\delta S_{\Sigma}}$ взяты из табл. 2.7.								

### 2.10. Сменные шестерни винторезной гитары

Вид резьбы	Метрическая		Круглая след.	
	$T_{\text{зат}}$ , мм			
Числа зубьев сменных шестерён	$a$			
	$b$			
	$c$			
	$d_e$			
	$f_g$			
	$h$			





### 2.13. Исходные данные для определения отклонений шага

Инд. фактор	Название фактора	$L_i^{изм}$		$\delta S_i$	$\delta S_i'$	$\delta S_{ji} = \delta S_{ji}'$
		МКМ	МКМ			
$L_{заг}$	Перекося оси вращения заготовки					

### 2.14. Вычисление отклонений шага

$T_{заг}$		$L_i^{изм} = T_{заг}$									
Инд. фактор	Название звена или фактора	$Z_i$	$\varphi_i/2 = 180^\circ/i_i$	$\delta S_i$	$\delta S_i^2$	$\delta S_i$	$\delta S_i^2$	$\delta S_i$	$\delta S_i^2$	$\delta S_i$	$\delta S_i^2$
				МК	МК <sup>2</sup>	МК	МК <sup>2</sup>	МК	МК <sup>2</sup>	МК	МК <sup>2</sup>
Численная сумма $\sum \delta S_i^2$											

# ПРИЛОЖЕНИЯ

## ПРИЛОЖЕНИЕ 1

### РАСЧЁТ НА ТОЧНОСТЬ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО СТАНКА МОДЕЛИ 5К324П

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТАНКУ

*Технические характеристики станка*

Наибольший модуль нарезаемых колёс $m_{\max}$ , мм .....	6
Наибольший диаметр нарезных червячных колёс, мм .....	500
Наибольший диаметр прямозубых колёс, мм .....	500
Наибольший диаметр косозубых колёс, мм .....	400
Наибольшая длина зуба нарезаемых прямозубых колёс, мм .....	300
Расстояние между осями стола и фрезы, мм .....	60:350
Мощность электродвигателя главного движения, кВт .....	7,5
Частота вращения электродвигателя, мин <sup>-1</sup> .....	1440
Наименьшее число нарезаемых зубьев, $z$ .....	24

#### П1.1. Главное движение

$n_{\text{шт}}, \text{мин}^{-1}$	$M_{\text{кр}}, \text{кгс}\cdot\text{м}$	КПД
50	97,5	0,68
63	78	0,62
80	71,5	0,70
100	68,7	0,67
125	55	0,58
160	43	0,41
200	37	0,32
250	27,4	0,25
310	24	0,20

#### П1.2. Механика привода подачи

Скорость подачи, мм/об		Сменные шестерни
Продольная	Радиальная	
0,80	0,14	28/68
1,00	0,18	32/64
1,67	0,29	43/53
2,00	0,35	48/48
2,52	0,42	53/43
4,10	0,70	64/32
5,00	0,84	68/28





### П1.3. Спецификация зубчатых и червячных колёс, червяков, реек, звёздочек, винтов и гаек

Узел	11		22		32								
	1	2	Ø116	Ø234	5	6	7	8	9	10	11	12	13
№ по схеме	1	2	Ø116	Ø234	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубьев или заходов	29	29	-	-	27	27	27	27	27	1	45	58	58
Модуль	4,28	4,28	-	-	4,11	4,11	2,5	25	2,5	4	4	2,5	2,5
Угол винтовых линий спиралей	35° кр. лев.	35° пр.	-	-	35° пр.	35° лев.	25° лев.	25° пр.	25° лев.	3°5' пр.	-	-	-
Ширина обода, мм	25	25	-	-	16,2	16,2	15	15	15	80	45	2,4	24

Продолжение табл. П.1.3

Узел	32							36					42				
	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
№ по схеме																	
Число зубьев или заходов	33	33	1	27	27	24	25	29	29	102	22	33	45	45	-	50	45
Модуль	3	3	3	2,5	2,5	4	12,7	4,28	4,28	3,5	2,5	2,5	2,5	2,5	-	2,5	2,5
Угол винтовых линий спиралей	$\beta = 0^{\circ}27'$	$19^{\circ}27'$	$2^{\circ}03'$	$25^{\circ}$	$25^{\circ}$	-	-	$35^{\circ}$ лев.	$35^{\circ}$ пр.	-	$25^{\circ}$ лев.	$25^{\circ}$ пр.	-	-	-	-	-
Ширина обода, мм	25	25	70	15	15	49	14	25	25	22	15	15	16	15	-	15	15

Продолжение табл. П.1.3

Узел	42							44								
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
№ по схеме																
Число зубьев или заходов	50	23	72	1	36	1	65	60	36	48	48	39	25	44	44	28
Модуль	2,5	2,5	2,5	3	3	4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	2,5	12,7	2,5	2,5	3
Угол винтовых линий спиралей	-	-	-	2°47' прав.	-	3°03' лев.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Ширина обода, мм	15	15	15	65	34	79	15	15	15	13	13	15	14	20	20	30

Продолжение табл. П.1.3

		52												
Узел		49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61
№	по схеме													
Число зубьев	или заходов	1	20	5	48	68	17	29	29	12	1	48	30	16
Модуль		2,5	2,5	3,5	3,5	4	4	4,28	4,28	3,5	2,5	2,5	2	2
Угол винтовой линии спиральной		3°45'50" прав.	-	18°26' лев.	-	180° лев.	180° прав.	35° прав.	35° лев.	-	3°45' лев.	-	-	21°26' прав.
Ширина обода, мм		39	20	72	58	50	145	25	25	26	67	32	15	15

64									
Узел									
№	62	63	64	65	66	67	68	69	
по схеме									
Число зубьев или заходов	35	35	192	1	20	1	21	21	
Модуль	2,5	2,5	2,25/3	2,25/3	4	4	2,5	2,5	
Угол винтовых линий спиралей	21°26' лев.	2°05'/2°46'	2°05'/2°46'	2°05'/2°46'	—	3°48'51" лев.	45° лев.	45° лев.	
Ширина обода, мм	50	25	45	120	36	65	25	25	

*Формула настройки гитары деления*

$$i_x = \frac{48}{z} \text{ при } lf = \frac{54}{54};$$
$$i_x = \frac{96k}{z} \text{ при } lf = \frac{36}{72};$$
$$\frac{172nk}{z} \leq 1000,$$

где  $k$  – число заходов фрезы;  $i_x$  – передаточное отношение гитары деления.

*Формула настройки гитары дифференциала*

$$i_y = \frac{7,957747 \sin \beta}{m_n k},$$

где  $i_y$  – передаточное отношение гитары дифференциала;  $\beta$  – угол подъёма зубьев нарезаемого колеса;  $m_n$  – модуль нормальный;  $k$  – число заходов фрезы.

**П1.4. Рекомендуемая скорость резания**

Материал заготовки	Чистовой проход
Чугун	20÷25
Сталь $\sigma_b < 60$ кг/мм <sup>2</sup>	30÷35
Сталь $\sigma_b > 60$ кг/мм <sup>2</sup>	25÷30
Бронза	25÷40
Пластмасса	25÷40

**П1.5. Числа зубьев сменных колёс (а/в) гитары подач при различных скоростях подач (мм/об)**

а/в	Продольная	Поперечная	а/в	Продольная	Поперечная
28/65	0,8	0,14	53/43	2,5	0,42
32/64	1,0	0,18	64/32	4,0	0,70
43/53	1,7	0,29	68/28	5,0	0,84
48/48	2,0	0,35			

Гитара деления

$$1 \frac{68}{17} \frac{29}{29} \frac{29}{27} \frac{27}{27} i_{\text{диф}} \frac{58}{58} \frac{e}{f} \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{33}{33} \frac{85}{85} \frac{1}{192} = \frac{k}{z_{\text{заг}}};$$

$$z_{\text{заг}} = 25; 40; 60; k = 1.$$

**П1.6. Спецификация подшипников**

№ по ОСТ или нормам	Размер, мм	Кол.	Место установки	№ по схеме
<i>Радиальные подшипники</i>				
26	6×19×6	1	Коробка распределения движения	К-324-42-024
206 кл «В»	30×62×16	12	Суппортная стойка Коробка распределения движения Коробка подач	43, 44, 47, 48, 49, 50 78, 77 36, 37, 34
207 кл «В»	35×72×17	5	Суппортная стойка Стол Коробка подач	59, 40 106, 35
210 кл «А»	50×90×20	1	Суппорт	101
208 кл «В»	40×80×18	2	Суппортная стойка	45, 46
208	40×80×18	17	Коробка распределения движения Коробка подач	64, 70, 71, 72, 73, 74, 75, 76; 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33
210	50×90×20	2	Коробка распределения движения	81, 81А
211	55×100×21	2	Коробка привода	97, 98
305	25×62×17	1	Суппорт	5
306	30×72×19	1	Коробка распределения движения	69



№ по ОСТ или нормам	Размер, мм	Кол.	Место установки	№ по схеме
<i>Конические подшипники</i>				
7208	40×80×20	1 2	Суппортная стойка Коробка распределения движения	55 82, 83
7209	45×85×21	2	Суппортная стойка	90, 56
7510	50×90×25	4	Суппортная стойка	52, 533 60, 61
7307	35×80×23	1	Суппортная стойка	54
7310	50×110×29,5	2	Суппорт	6, 7
67204	20×47×15,5	2	Суппорт	11, 12
67207	35×72×18,5	10	Суппортная стойка Коробка распределения движения Коробка подач	57, 58, 62, 63 67, 68, 79, 80 38, 39
67510 кл «В»	50×90×25	4	Суппорт Суппортная стойка	1, 2 41, 42
7511	55×100×21	2	Коробка распределения движения	99, 100
67512	60×110×30	4	Суппорт Каретка	16, 17 22, 23
67513	65×120×33	6	Станина Суппортная стойка	93, 94, 95, 96 91, 92
67714	70×120×45	2	Каретка	24, 25
7204	20×47×15,5	2	Суппорт	11, 12

Зубчатые колёса 6-й степени точности. Центрирование по наружному диаметру и не должно превышать 0,07 мм. Торцевое биение не более 0,01 мм. При радиальной подаче сменные колёса гитары подач:

$$\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{5}{4} s_p,$$

где  $s_p$  – радиальная горизонтальная подача суппорта стойки в мм на один оборот изделия.

Таблица П1.7

$s_p$	$a$	$b$	$c$	$d$
0,06	$\frac{20}{20}$	$\frac{80}{79}$	$\frac{24}{29}$	$\frac{79}{75}$
0,11	$\frac{20}{30}$	$\frac{75}{66}$	$\frac{45}{24}$	$\frac{80}{80}$
0,18	$\frac{45}{24}$	$\frac{50}{40}$	$\frac{20}{30}$	$\frac{80}{80}$
0,24	$\frac{20}{30}$	$\frac{40}{60}$	$\frac{30}{45}$	$\frac{50}{75}$
0,30	$\frac{30}{35}$	$\frac{-}{40}$	$\frac{-}{60}$	$\frac{80}{80}$
0,36	$\frac{35}{40}$	$\frac{50}{50}$	$\frac{45}{45}$	$\frac{70}{80}$
0,42	$\frac{35}{35}$	$\frac{40}{60}$	$\frac{30}{45}$	$\frac{50}{50}$
0,48	$\frac{30}{33}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{-}{-}$	$\frac{50}{55}$
0,60	$\frac{30}{60}$	$\frac{-}{40}$	$\frac{-}{35}$	$\frac{79}{75}$
0,72	$\frac{60}{45}$	$\frac{40}{-}$	$\frac{30}{-}$	$\frac{50}{50}$

## П1.2. РАСЧЁТ ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ПОЛУАВТОМАТА

Зубофрезерные станки, работающие по методу обката, предназначены для обработки цилиндрических колёс с прямыми и косыми зубьями, а также червячных колёс.

Метод обката заключается в том, что заготовке и инструменту сообщаются движения, воспроизводящие сцепление червячной передачи пары сопряжённых зубчатых колёс или колеса с зубчатой рейкой, и одновременно режущий инструмент совершает рабочие движения резания. Метод отличается высокой производительностью, точностью.

Формообразование зубьев червячного колеса осуществляется методами радиального и тангенциального врезания. При втором методе используют винт радиального перемещения и специальную червячную фрезу с заборным конусом.

## Подготовка исходных данных

### П1.8. Основные параметры обрабатываемых колёс

$m_{\text{заг}}$ , мм	$z_{\text{заг}}$		
	25	40	60
	$D_{\text{заг}}$ , мм		
2	50	80	120
3	75	120	180
4	100	160	240
Исходный контур	–		13755-81
Степень точности по ГОСТ 1643–91	–		12-12-10В
Коэффициент смещения	$x$		0

Составляем уравнения кинематического баланса цепи обката:

$$1 \cdot \frac{68}{17} \frac{29}{29} \frac{29}{29} \frac{27}{27} i_{\text{диф}} \frac{58}{58} \frac{e}{f} \frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} \frac{33}{33} \frac{35}{35} \frac{1}{192} = \frac{k}{z_{\text{заг}}},$$

где  $k$  – число заходов червячной фрезы;  $z_{\text{заг}}$  – число зубьев нарезаемого колеса заготовки;  $a, b, c, d, e, f$  – сменные колёса гитары деления;  $i_{\text{диф}} = 1$  – передаточное отношение механизма дифференциала.

Для наших расчётов примем  $k = 1$ .

Передаточное отношение гитары сменных колёс:  $\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{24k}{z_{\text{заг}}} \frac{f}{e}$ .

Причём подбор сменных колёс в гитаре должен отвечать условиям:  $a + b > c + (15 \dots 22)$ ;  $c + d > b + (15 \dots 22)$  при  $z \leq 161$ ,  $\frac{e}{f} = \frac{54}{54} = 1$ . Ис-

пользуя данные станка, устанавливаем набор шестерён:

– для  $z_{\text{заг}} = 25$   $\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{24}{25}$ , принимаем  $\frac{80}{50} \cdot \frac{48}{80} = \frac{24}{25}$ ;

$$80 + 50 > 48 + (15 \dots 22);$$

$$48 + 80 > 50 + (15 \dots 22).$$

– для  $z_{\text{заг}} = 40$   $\frac{a_1}{b_1} \frac{c_1}{d_1} = \frac{24}{40}$ , принимаем  $\frac{40}{80} \cdot \frac{60}{50} = \frac{24}{40}$ ;

$$40 + 80 > 60 + (15 \dots 22);$$

$$60 + 50 > 80 + (15 \dots 22).$$

– для  $z_{\text{заг}} = 60$   $\frac{a_1 \cdot c_1}{b_1 \cdot d_1} = \frac{24}{60}$ , принимаем  $\frac{40}{60} \cdot \frac{45}{75} = \frac{24}{60}$ ;

$$40 + 60 > 45 + (15 \dots 22)$$

$$45 + 75 > 60 + (15 \dots 22).$$

Принятые сменные шестерни удовлетворяют условиям, и по ним будем производить дальнейшие расчёты.

### П1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ЗВЕНЬЕВ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ

Наиболее вероятностные значения суммарных ошибок звеньев во всех случаях будем определять как квадратические суммы составляющих ошибок

$$\delta s_{\Sigma i} = \sqrt{\sum \delta_{k_i}^2},$$

где  $\delta_{k_i}^2$  –  $k$ -я составляющая ошибка  $i$ -го звена.

Чаще всего эта сумма имеет вид:

$$\delta s_{\Sigma i} = \sqrt{\delta s_{t_i}^2 + \delta s_{r_i}^2 + \delta s_{a_i}^2},$$

где  $\delta s_{t_i}$ ,  $\delta s_{r_i}$ ,  $\delta s_{a_i}$  – составляющие ошибки  $i$ -го звена, вызванные, соответственно, погрешностью шага, монтажным радиальным биением и монтажным осевым биением данного звена.

#### Погрешности постоянных звеньев

##### *Червячные колёса*

Важнейшие составляющие ошибки червячных колёс определяют по формулам:

$$\delta s_{t_i} = \delta t_{\Sigma i}; \quad \delta s_{r_i} = \delta r_{\Sigma i}; \quad \delta s_{a_i} = \delta a_{\Sigma i} \cdot \text{tg} \beta_i,$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности окружного шага  $i$ -го колеса;  $\delta r_{\Sigma i}$  – допуск монтажного радиального биения колеса;  $\delta a_{\Sigma i}$  – допуск монтажного осевого биения колеса;  $\beta_i$  – угол наклона зубьев колеса.

Для расчёта величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  берётся по ГОСТ 1643–81 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски» или по ГОСТ 3675–81 «Передачи червячные. Допуски». Результаты сводим в таблицы. Допуск радиального биения определяется по формуле:

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_2,$$

где  $\delta r_2$  – допуск радиального биения посадочной шейки вала.

Величину  $\delta r_2$  выбираем по ГОСТ 520–89.

### П1.9. Допуски радиального биения для червячных колёс, мкм

№ п/п	Название звена	$\delta t_{\Sigma i}$
64	Червячное колесо	14,1

Результаты сводим в табл. П1.12, П1.13, П1.14.

Допуск монтажного осевого биения колеса для упорных подшипников скольжения определяем по формуле:

$$\delta a_{\Sigma i} = \delta a_1,$$

где  $\delta a_1$  – наименьший из допусков на перпендикулярность каждого из торцов подшипников скольжения.

### П1.10. Допуски осевого биения для червячных колёс, мкм

№ п/п	Название звена	$\delta s_{\Sigma i}$
64	Червячное колесо	11

Исходя из того, что  $\beta = 2^\circ 46'$ , определяем:

$$\delta s_{a64} = 21,17 \text{ мкм.}$$

Исходя из того, согласно ГОСТ 3675–81, принимаем:

$$\delta s_{a64} = 28 \text{ мкм.}$$

Вычисляем:

$$\delta s_{\Sigma 64} = \sqrt{28^2 + 14,1^2 + 21,17^2} = 37,82 \text{ мкм.}$$

Результаты расчётов сведём в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

Помимо указанных составляющих ошибок, для делительных червячных колёс следует учитывать ошибку:

$$\delta s_{f_i} = \delta f_i \frac{1}{\cos \alpha_i},$$

где  $\delta f_i$  – допуск отклонения профиля колеса от эвольвенты, определяется по ГОСТ 3675–81;  $\alpha_i$  – угол зацепления колеса.

Согласно ГОСТ 3675–81, принимаем  $s_f = 11$  мкм.

По паспортным данным станка  $\alpha = 15^\circ$

$$\delta s_f = 11 \frac{1}{\cos 15^\circ} = 14,67 \text{ мкм.}$$

Результаты расчётов сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

## **Червяки**

Составляющие ошибки червяков определяются по формулам:

$$\delta s_{r_i} = \delta t_{\Sigma i}; \quad \delta s_{r_i} = \delta r_{\Sigma i} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a_i}; \quad \delta s_{a_i} = \delta a_{\Sigma i},$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности осевого шага червяка;  
 $\alpha_{a_i}$  – половина угла профиля резьбы в осевом сечении.

Согласно паспорту станка  $\alpha_{a_i} = 15^{\circ}06'$ . Величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  определяется по ГОСТ 3675–81 «Передачи червячные. Допуски» в графе «Предельные накопленные отклонения осевого шага». Результаты сводим в таблицы.

Допуск монтажного радиального биения червяков, выполненных заодно с валом, при подшипниках качения определяем по формуле:

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta^2 r_1 + \delta^2 r_3},$$

где  $\delta r_1$  – допуск радиального биения подшипников качения;  $\delta r_3$  – допуск радиального биения по подшипниковой шейке вала относительно центровых отверстий.

Величина  $\delta r_1$  выбирается по ГОСТ 520–2002.

### **П1.11. Допуски радиального биения червячков, мкм**

№ п/п	Обозначение, ГОСТ подшипника	$\delta r_1$	$\delta r_3$	$\delta r_{\Sigma i}$	$\delta r_{\text{ср}}$
65	8209 ГОСТ 3478–89	4	5	6,4	6,4
	8209 ГОСТ 3478–89	4	5	6,4	6,4

$$\delta r_{\Sigma 65} = \sqrt{4^2 + 5^2} = 6,4 \text{ мкм.}$$

$$\delta s_{r_{65}} = 6,4 \cdot \operatorname{tg} 15^{\circ}06' = 1,7 \text{ мкм.}$$

Результаты сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

Величину  $\delta a_{\Sigma i}$  определяем для упорных подшипников качения:

$$\delta a_{\Sigma i} = \sqrt{\delta^2 a_2 + \delta^2 a_3},$$

где  $\delta a_2$  – допуск на непараллельность сторон пальца подшипника;  
 $\delta a_3$  – допуск на овальность тел качения.

Величина  $\delta a_2$  определяется по ГОСТ 520–89 «Шарико- и роликоподшипники. Технические условия» в графе «Непараллельность дорожек качения противоположным торцам свободного плоского и тупого кольца одинарных и двойных подшипников».

Радиальные и радиально-упорные подшипники качения:  $\delta a_{\Sigma i} = \delta a_{\Pi}$ , где  $\delta a_{\Pi}$  – допуск осевого биения подшипников качения. Его величина определяется по ГОСТ 520–89 графа «Боковое биение по дорожке качения». Исходя из того, что червяки делительных пар имеют в качестве опор качения подшипники двух групп. В качестве результата будет приниматься средняя величина.

### П1.12. Допуски осевого биения червяков, мкм

№ п/п	Обозначение, ГОСТ подшипника	$\delta a_2$	$\delta a_3$	$\delta a_4$	$\delta a_{\Sigma i}$	$\delta a_{cp}$
65	8209 ГОСТ 3478–89	–	–	5	5	4,6
	8209 ГОСТ 3478–89	–	–	5	5	
	36211 ГОСТ 831–75	3	3	–	4,2	
	36211 ГОСТ 831–75	3	3	–	4,2	

$$\delta' a_{\Sigma 65} = \sqrt{3^2 + 3^2} = 4,2 \text{ мкм}, \delta'' a_{\Sigma 65} = 5 \text{ мкм},$$

следовательно  $\delta a_{cp 65} = \frac{5 + 4,2}{2} = 4,6 \text{ мкм}$ . Результаты расчётов сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

### Цилиндрические и конические колёса

Важнейшие составляющие ошибки цилиндрических колёс определяем по формулам:

$$\delta s_{t_i} = \delta t_{\Sigma i}; \delta s_{r_i} = \delta r_{\Sigma i}; \delta s_{a_i} = \delta a_{\Sigma i} \cdot \operatorname{tg} \beta_i,$$

где  $\delta t_{\Sigma i}$  – допуск накопленной погрешности окружного шага  $i$ -го колеса;  $\delta r_{\Sigma i}$  – допуск монтажного радиального биения колеса;  $\delta a_{\Sigma i}$  – допуск монтажного осевого биения колеса;  $\beta_i$  – угол наклона зубьев колеса.

Величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  берётся по ГОСТ 1643–81 «Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски». В случае прямозубого колеса ошибки  $\delta s_{a_i}$  отсутствуют, так как  $\beta_i = 0^\circ$ .

Составляющие ошибки прямозубого конического колеса

$$\delta s_{r_i} = \delta t_{\Sigma i}; \delta s_{r_i} = \delta r_{\Sigma i} \cos \varphi_i; \delta s_{a_i} = \delta a_{\Sigma i} \cdot \sin \varphi_i,$$

где  $\varphi_i$  – угол начального конуса  $i$ -го колеса.

Примем  $\varphi_i = 35^\circ$ . Величина допуска  $\delta t_{\Sigma i}$  берётся по ГОСТ 1758–81 «Передачи зубчатые конические с прямыми и косыми зубьями. Допуски», в графе «Наибольшая накопленная погрешность шага по колесу». Для зубчатых колёс, закреплённых на валах, наибольшее вероятное значение допускаемого монтажного биения при подшипниках качения определяется по формуле:

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta^2 r_1 + \delta^2 r_2},$$

где  $\delta r_1$  – допуск радиального биения подшипников качения, мкм;  $\delta r_2$  – допуск радиального биения посадочной шейки под колесо относительно подшипниковой шейки вала.

Ошибка для радиальных и радиально-упорных подшипников качения  $\delta a_{\Sigma i}$  определяется по формуле:  $\delta a_{\Sigma i} = \delta a_{\Pi}$ . Расчёт величины  $\delta r_{\Sigma i}$  и  $\delta a_{\Sigma i}$  сведём в таблицу.

Например:

$$\text{– для № 63 } \delta r_{\Sigma 63} = \sqrt{3^2 + 5^2} = 5,8 \text{ мкм, } \delta r_{\Sigma 63} = 7 \text{ мкм;}$$

$$\text{– для № 22 } \delta r_{\Sigma 22} = \sqrt{5^2 + 5^2} = 7 \text{ мкм, } \delta r_{\Sigma 22} = 8 \text{ мкм.}$$

Следовательно,

$$\text{№ 63 } \delta s_{\Sigma 63} = \sqrt{63^2 + 5,8^2} = 63,2 \text{ мкм;}$$

$$\text{№ 22 } \delta r_{22} = 7 \cdot \cos 35^\circ = 6,3 \text{ мкм, } \delta s_{a_{22}} = 8 \cdot \cos 35^\circ = 7,2 \text{ мкм,}$$

$$\delta s_{\Sigma 22} = \sqrt{36^2 + 6,3^2 + 7,2^2} = 37,24 \text{ мкм.}$$

Результаты сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

Допуск монтажного осевого биения колеса для упорных подшипников скольжения определяем по формуле:

$$\delta a_{\Sigma i} = \delta a_1,$$

где  $\delta a_1$  – наименьший из допусков на перпендикулярность каждого из торцов подшипников скольжения, мкм.



**П1.13. Допуски радиального биения  
цилиндрических и конических колёс, мкм**

№ п/п	Обозначение, ГОСТ подшипника	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$\delta r_{\Sigma i}$	$\delta r_{cp}$	$\delta a_{\Sigma i}$	$\delta a_{cp}$
63	8209 ГОСТ 3478–89	3	5	5,8	5,8	7	7
	8209 ГОСТ 3478–89	3	5	5,8	5,8	7	7
62	36211 ГОСТ 831–75	5	5	7	7	8	8
	36211 ГОСТ 831–75	5	5	7	7	8	8
56	67512 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	67512 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
55	42211 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	8
	42211 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	8
54	7310 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	42310 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	7,5
53	210 ГОСТ 8338–75	5	5	7	6,4	8	7,5
	8210 ГОСТ 3478–89	3	5	5,8	6,4	7	8
22	67714 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	67714 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
21	67512 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	67512 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
15	207 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	8
	67510 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
14	208 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	8
	208 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7	8	8
13	206 ГОСТ 8338–75	4	5	6,4	6,4	8	8
	206 ГОСТ 8338–75	4	5	6,4	6,4	8	8
12	7510 ГОСТ 333–79	5	6	7,8	8,1	8	8,5
	46122 ГОСТ 831–75	6	6	8,4	8,1	9	8,5
9	46122 ГОСТ 831–75	6	6	8,4	8,1	9	8,5
	7510 ГОСТ 333–79	5	6	7,8	8,1	8	8,5
8	7307 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	7208 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
7	7209 ГОСТ 333–79	5	6	7,8	8,1	8	8,5
	46120 ГОСТ 831–75	6	6	8,4	8,1	9	8,5
6	46120 ГОСТ 831–75	6	6	8,4	8,1	9	8,5
	7209 ГОСТ 333–79	5	6	7,8	8,1	8	8,5
5	67513 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8
	67513 ГОСТ 333–79	5	5	7	7	8	8

### Погрешности сменных звеньев

Сменными звеньями цепи деления являются сменные колёса гитары деления. Составляющие ошибки сменных звеньев определяем по формуле:

$$\delta s_{t_i} = \delta t_{\Sigma i}; \delta s_{r_i} = \delta r_{\Sigma i}.$$

Ошибка  $\delta s_{a_i}$ , вызванная монтажным осевым биением равна, так как колёса прямозубые и  $\beta = 0^\circ$ . Величину  $\delta t_{\Sigma i}$  берём по ГОСТ 1643–81. Монтажное биение крайних сменных шестерён при подшипниках качения:

$$\delta r_{\Sigma i} = \sqrt{\delta^2 r_1 + \delta^2 r_2 + \delta^2 r_3},$$

где  $\delta r_3$  – половина наибольшего диаметрального зазора посадки шестерён на валу. Обычно применяется только к изношенным станкам. Принимаем  $\delta r_3 = 0$ .

Монтажное биение промежуточных сменных шестерён при расчёте новых станков будем определять по формуле:

$$\delta r_{\Sigma i} = \delta r_4,$$

где  $\delta r_4$  – допуск радиального биения наружной поверхности бронзовой втулки, запрессованной в ступицу колеса относительно её отверстия. Принимаем  $\delta r_4 = 5$  мкм.

#### П1.14. Расчёт величины $\delta r_{\Sigma i}$ для крайних сменных колёс

№ п/п	Обозначение, ГОСТ подшипника	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$\delta r_{\Sigma i}$	$\delta r_{cp}$
a	206 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7
	206 ГОСТ 8338–75	5	5	7	7
d	67510 ГОСТ 333–79	6	5	7,8	7,8
	67510 ГОСТ 333–79	6	5	7,8	7,8

$$\delta r_{\Sigma a} = \sqrt{5^2 + 5^2} = 7 \text{ мкм}; \delta r_{\Sigma d} = \sqrt{5^2 + 6^2} = 7,8 \text{ мкм}.$$

В случае неточного подбора сменных колёс возникает дополнительная погрешность работы станка.

Приведённая к заготовке, эта погрешность будет равна:

$$\delta s_{\text{заг}} = \frac{3140 \cdot V_{\text{заг}}}{\frac{\Delta i_{\text{см}} / d_{\text{заг}}}{i_{\text{см}}^{\text{теор}}}},$$

где  $V_{\text{заг}}$  – число оборотов, совершаемых заготовкой за 1 проход;  $\Delta i_{\text{см}}$  – разность между фактическим и теоретическим передаточным отношением гитары;  $d_{\text{заг}}$  – диаметр делительной окружности заготовки;  $i_{\text{см}}^{\text{теор}}$  – теоретическое передаточное отношение гитары сменных колёс.

Исходя из того, что рассматриваемый станок повышенной точности, величина  $\Delta i_{\text{см}}$  настолько мала, что  $\delta s_{\text{см}}$  можно не учитывать и принять равным нулю. Гитара сменных колёс подбирается точно, без округлений, поэтому погрешностей не даёт.

### Погрешности конечных звеньев

#### *Инструмент*

В зубофрезерных станках, работающих червячной фрезой, составляющие погрешностей инструмента при нарезании колёс с косым зубом, при радиальной подаче будут:

$$\delta s_{r_{\text{инн}}} = \delta t_{\Sigma_{\text{инн}}}; \delta s_{r_{\text{инн}}} = \delta r_{\Sigma_{\text{инн}}} \cdot \text{tg} \alpha_{\text{инн}}; \delta s_{a_{\text{инн}}} = \delta a_{\Sigma_{\text{инн}}},$$

где  $\delta t_{\Sigma_{\text{инн}}}$  – допуск накопленной погрешности окружного шага инструмента. Величина допуска  $\delta t_{\Sigma_{\text{инн}}}$  должна определяться по ГОСТ 3346–49.

Величину  $\delta r_{\Sigma_{\text{инн}}}$  определяем по формуле:

$$\delta r_{\Sigma_{\text{инн}}} = \sqrt{\delta^2 r_1 + \delta^2 r_2}.$$

Допуск радиального биения  $\delta r_1$  для подшипника 236216 ГОСТ 831–75 равен 5 мкм, по ГОСТ 520–89 величина  $\delta r_2 = 8$  мкм,

$$\delta r_{\Sigma_{\text{инн}}} = \sqrt{5^2 + 8^2} = 9,43 \text{ мкм.}$$

Результаты расчётов занесём в табл. П1.12, П1.13, П1.14.

#### *Заготовка*

Вследствие неточности установки заготовки на станке и неточности вращения шпинделя возникают дополнительные погрешности, существенно влияющие на точность работы станка. При этом заготовка действует как одно из звеньев точностей кинематической цепи.

Составляющие ошибки заготовки будут определяться следующим образом:

$$\delta s_{r_{\text{заг}}} = \delta r_{\Sigma \text{заг}}; \quad \delta s_{a_{\text{заг}}} = \delta a_{\Sigma \text{заг}} \cdot \text{tg} \beta_{\text{заг}};$$

Для заготовки посадочных изделий, установке на цилиндрических оправках, посадка заготовки с гарантированным зазором:

$$\delta r_{\Sigma \text{заг}} = \sqrt{\delta^2 r_{10} + \delta^2 r_{11}},$$

где  $\delta r_{10}$  – допуск радиального биения окружности выступов заготовки относительно оси вращения стола;  $\delta r_{11}$  – допуск радиального биения окружности выступов заготовки относительно оси её посадочного отверстия.

Величина  $\delta r_{10}$  определяется техническими условиями. Принимаем  $\delta r_{10} = 10$  мкм. Величина  $\delta r_{11}$  определяется по ГОСТ 1643–81;  $\delta r_{11} = 10$  мкм.

$$\delta r_{\Sigma \text{заг}} = \sqrt{10^2 + 10^2} = 14,14 \text{ мкм.}$$

Результаты расчётов сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

#### П1.4. ПРИВЕДЕНИЕ ОШИБОК ЗВЕНЬЕВ К ЗАГОТОВКЕ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗДЕЛИЙ

Для приведения ошибок звеньев к заготовке будем пользоваться формулой:

$$\delta s_i = \delta s_{\Sigma i} i'_i \sin^2 \left( \frac{\varphi_i}{2} \right),$$

где  $\delta s_i$  – приведённая к заготовке суммарная ошибка  $i$ -го звена;  $\delta s_{\Sigma i}$  – суммарная ошибка  $i$ -го звена;  $i'_i$  – линейное передаточное отношение  $i$ -го звена до заготовки;  $\varphi_i$  – угол поворота  $i$ -го звена за время одного прохода.

При  $\varphi_i \geq 180^\circ$  будем пользоваться более простой формулой:

$$\delta s_i = \delta s_{\Sigma i} i'_i.$$

#### Определение угловых передаточных отношений

В станках с вращательным профилирующим движением инструмента угловое передаточное отношение  $i_i$  между  $i$ -м звеном и заготовкой будет определяться как произведение передаточных отношений

всех промежуточных передач, выраженных через числа зубьев или заходов. Если  $i$ -е звено находится в ветви заготовки (т.е. между органом настройки и заготовкой), то для ведущих звеньев:

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i-1}} \frac{z_{i-2}}{z_{i-3}} \dots \frac{z_2}{z_{из}}$$

Для ведомых звеньев:

$$i_i = \frac{z_{i-1}}{z_{i-2}} \frac{z_{i-3}}{z_{i-4}} \dots \frac{z_2}{z_{из}}$$

Если  $i$ -е звено находится в ветви инструмента (т.е. между органом настройки и инструментом), то для ведущих звеньев:

$$i_i = \frac{z_i}{z_{i+1}} \frac{z_{i+2}}{z_{i+3}} \dots \frac{z_{n-1}}{z_n} \frac{z_{ин}}{z_{заг}}$$

Для ведомых звеньев:

$$i_i = \frac{z_{i+1}}{z_{i+2}} \frac{z_{i+3}}{z_{i+4}} \dots \frac{z_{n-1}}{z_{n+1}} \frac{z_{ин}}{z_{заг}},$$

где  $z_{из}$  – число зубьев колеса, сидящего на шпинделе изделия;  $z_n$  – число зубьев колеса, сидящего на шпинделе инструмента;  $z_{заг}$  – число зубьев заготовки;  $z_{ин}$  – число зубьев инструмента.

Результаты сводим в табл. 2.11, 2.12, 2.13.

### **Определение линейных передаточных отношений и углов поворота звеньев**

#### *Линейные передаточные отношения*

При расчёте передаточных отношений будем пользоваться следующей формулой:

$$i'_i = \frac{d_{заг}}{d_i} \cdot i_{i-1},$$

где  $d_i$  – диаметр делительной окружности  $i$ -го звена.

Рассмотрим пример расчёта для  $z_{заг} = 25$  и сведём все расчёты в табл. П1.15.

**П1.15. Расчёт линейных передаточных отношений  
для цилиндрических и червячных колёс**

№ п/п	$d_i$ , мм	$d_{\text{зар}}$ , мм	$d_{\text{зар}}/d_i$	$i$	$i'_i$
64	432	–	$0,002d_{\text{зар}}$	0,0141	$0,002d_{\text{зар}}$
63	87,5	–	$0,011d_{\text{зар}}$	0,0141	$1,5 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
62	87,5	–	$0,011d_{\text{зар}}$	0,0141	$1,5 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
54	68	–	$0,015d_{\text{зар}}$	0,036	$5,4 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
53	272	–	$0,004d_{\text{зар}}$	0,14	$5,6 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
15	99	–	$0,01d_{\text{зар}}$	0,0141	$1,41 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
14	99	–	$0,01d_{\text{зар}}$	0,0141	$1,41 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$d$	125	–	$0,008d_{\text{зар}}$	0,0141	$1,12 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$c$	120	–	$0,008d_{\text{зар}}$	0,0136	$1 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$b$	75	–	$0,013d_{\text{зар}}$	0,0136	$1,76 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$a$	200	–	$0,005d_{\text{зар}}$	0,036	$1,8 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$f$	135	–	$0,007d_{\text{зар}}$	0,036	$2,52 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
$e$	135	–	$0,007d_{\text{зар}}$	0,036	$2,52 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
13	145	–	$0,007d_{\text{зар}}$	0,036	$2,52 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$
12	145	–	$0,007d_{\text{зар}}$	0,036	$2,52 \cdot 10^{-5}d_{\text{зар}}$

Для червяков

$$i'_i = \frac{d_{\text{зар}}}{d_{i-1}} i_{i-1},$$

где  $i_{i-1}$  – угловое передаточное отношение от червячного колеса до заготовки.

**П1.16. Расчёт линейных передаточных отношений для червяков**

№ п/п	$d_i$ , мм	$d_{\text{зар}}$ , мм	$d_{\text{зар}}/d_i$	$i$	$i'_i$
65	120	–	$0,008d_{\text{зар}}$	1	$0,008d_{\text{зар}}$

Для конических колёс

$$i'_i = \frac{d_{\text{зар}}}{d_{\text{ср}i}} i_i,$$

где  $d_{\text{ср}i}$  – средний диаметр рабочей части начального конуса колеса.

Расчёт сведём в табл. П1.17. Для фрезы примем  $i_{\text{ин}} = 1$ .

### П1.17. Расчёт линейных передаточных отношений для конических колёс

№ П/П	$d_i$ , мм	$d_{\text{заг}}$ , мм	$d_{\text{заг}}/d_i$	$i$	$i'_i$
56	124,12	–	$0,008d_{\text{заг}}$	0,036	$2,86 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
55	124,12	–	$0,008d_{\text{заг}}$	0,036	$2,86 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
22	124,12	–	$0,008d_{\text{заг}}$	0,036	$2,86 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
21	124,12	–	$0,015d_{\text{заг}}$	0,036	$2,86 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
9	67,5	–	$0,004d_{\text{заг}}$	0,036	$5 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
8	67,5	–	$0,01d_{\text{заг}}$	0,036	$5 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
7	67,5	–	$0,01d_{\text{заг}}$	0,036	$5 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
6	110,97	–	$0,007d_{\text{заг}}$	0,036	$3,24 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$
5	110,97	–	$0,007d_{\text{заг}}$	0,036	$3,24 \cdot 10^{-5}d_{\text{заг}}$

#### Углы поворота звеньев

В зубообрабатывающих станках углы поворота звеньев при определении накопленной погрешности окружного шага и разности соседних окружных шагов вычисляется по формуле:

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{V_{\text{заг}}}{i_i} \cdot 180^\circ.$$

При определении отклонений профиля от эвольвенты:

$$\frac{\Phi_i}{2} = \frac{V_{\text{заг}} \epsilon_{\text{заг}}}{z_{\text{заг}} i_i} \cdot 180^\circ,$$

где  $\epsilon_{\text{заг}}$  – коэффициент перекрытия обрабатываемого колеса в зацеплении с инструментом;  $z_{\text{заг}}$  – число зубьев обрабатываемого колеса.

Число оборотов  $V_{\text{заг}}$ , совершаемое заготовкой за время одного прохода от кинематики станка, для зубофрезерного станка принимаем  $V_{\text{заг}} = 1$ .

Определение угла поворота рассмотрим для  $z_{\text{заг}} = 25$ ;  $m = 2$  мм;  $z_{\text{ин}} = 1$ . При определении угла поворота для определения отклонений профиля от эвольвенты примем  $\epsilon_{\text{заг}} = 1,5$ ;  $V_{\text{заг}} = 1$ .

$$\text{Для заготовки: } \frac{\Phi_{\text{заг}}}{2} = \frac{1 \cdot 1,5}{25 \cdot 1} \cdot 180^\circ = 10^\circ 8'.$$

$$\text{Для червячного колеса 64: } \frac{\Phi_{64}}{2} = \frac{1 \cdot 1,5}{25 \cdot 1} \cdot 180^\circ = 10^\circ 8'.$$

$$\text{Для колёс 64 – 15: } \frac{\Phi_{63-15}}{2} = \frac{1,5 \cdot 1}{25 \cdot 0,014} \cdot 180^\circ = 771^\circ.$$

$$\text{Для сменной шестерни } d: \frac{\Phi_d}{2} = \frac{1,5 \cdot 1}{25 \cdot 0,036} \cdot 180^\circ = 794^\circ.$$

$$\text{Для сменной шестерни } a: \frac{\Phi_a}{2} = \frac{1,5 \cdot 1}{25 \cdot 0,014} \cdot 180^\circ = 771^\circ.$$

$$\text{Для колёс } 13 - 5: \frac{\Phi_{13-5}}{2} = \frac{1 \cdot 1,5}{25 \cdot 0,036} \cdot 180^\circ = 300^\circ.$$

$$\text{Для колёс } 22 - 53: \frac{\Phi_{22-53}}{2} = \frac{1 \cdot 1,5}{25 \cdot 0,036} \cdot 180^\circ = 300^\circ.$$

$$\text{Для инструмента: } \frac{\Phi_{\text{ин}}}{2} = \frac{1 \cdot 1,5}{25 \cdot 2} \cdot 180^\circ = 5^\circ 4'.$$

При определении накопленной погрешности окружного шага и разности соседних окружных шагов.

$$\text{Для заготовки: } \frac{\Phi_{\text{заг}}}{2} = \frac{1}{1} \cdot 180^\circ = 180^\circ.$$

$$\text{Для червячного колеса } 64: \frac{\Phi_{64}}{2} = \frac{1}{1} \cdot 180^\circ = 180^\circ.$$

$$\text{Для колёс } 64 - 15: \frac{\Phi_{63-15}}{2} = \frac{1}{0,014} \cdot 180^\circ = 12\ 857^\circ.$$

$$\text{Для сменной шестерни } d: \frac{\Phi_d}{2} = \frac{1}{0,014} \cdot 180^\circ = 12\ 857^\circ.$$

$$\text{Для сменной шестерни } c \text{ и } b: \frac{\Phi_{c-d}}{2} = \frac{1}{0,0136} \cdot 180^\circ = 13\ 235^\circ.$$

$$\text{Для сменной шестерни } a: \frac{\Phi_a}{2} = \frac{1}{0,014} \cdot 180^\circ = 12\ 857^\circ.$$

$$\text{Для колёс } 13 - 5: \frac{\Phi_{13-5}}{2} = \frac{1}{0,036} \cdot 180^\circ = 5000^\circ.$$

$$\text{Для колёс } 22 - 53: \frac{\Phi_{22-53}}{2} = \frac{1}{0,036} \cdot 180^\circ = 5000^\circ.$$

$$\text{Для инструмента: } \frac{\Phi_{\text{ин}}}{2} = \frac{1}{2} \cdot 180^\circ = 90^\circ.$$

Для других  $z_{\text{заг}}$  и  $m_{\text{заг}}$  расчёты проводим по аналогичной схеме, и результаты расчётов сводим в табл. П1.18, П1.19, П1.20.

$$\text{При } \frac{\Phi_i}{2} \geq 90^\circ \text{ члены } \sin^2\left(\frac{\Phi_i}{2}\right) = 1.$$



**П1.18. Вычисление накопленной погрешности  
окружного шага для  $z = 25$**

$z_{\text{заг}} = 25$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		50		75		100	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>
заг	Заготовка	14,14	199,94	14,14	199,94	14,14	119,94		
64	Червячное колесо	1,872	3,5	2,8	7,88	3,74	5,91		
65	Червяк	1,216	1,478	1,824	3,326	2,432	0,04		
63	Цилиндрическое колесо	0,047	0,01	0,712	0,506	0,95	0,9		
62	Цилиндрическое колесо	0,047	0,01	0,712	0,506	0,95	0,9		
14	Цилиндрическое колесо	0,032	0,001	0,48	0,23	0,64	0,409		
15	Цилиндрическое колесо	0,032	0,001	0,48	0,23	0,64	0,409		
<i>d</i>	Цилиндрическое колесо	0,017	0,0002	0,262	0,068	0,35	0,122		
<i>c</i>	Цилиндрическое колесо	0,017	0,0002	0,262	0,068	0,35	0,122		
<i>b</i>	Цилиндрическое колесо	0,0285	0,0812	0,427	0,182	0,57	0,324		
<i>a</i>	Цилиндрическое колесо	0,0295	0,087	0,442	0,195	0,59	0,348		
<i>f</i>	Цилиндрическое колесо	0,041	0,168	0,615	0,378	0,82	0,672		
<i>e</i>	Цилиндрическое колесо	0,041	0,168	0,615	0,379	0,82	0,672		
13	Цилиндрическое колесо	0,08	0,64	1,2	1,44	1,6	2,56		
12	Цилиндрическое колесо	0,08	0,64	1,2	1,44	1,6	2,56		
9	Коническое колесо	0,095	0,902	1,425	2,03	1,9	3,61		

$z_{\text{заг}} = 25$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		50		75		100	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>
8	Коническое колесо	0,095	0,902	1,425	2,03	1,9	3,61		
7	Коническое колесо	0,095	0,902	1,425	2,03	1,9	3,61		
6	Коническое колесо	0,06	0,36	0,9	0,81	1,2	1,44		
5	Коническое колесо	0,06	0,36	0,9	0,81	1,2	1,44		
22	Коническое колесо	0,055	0,302	0,825	0,68	1,1	1,21		
21	Коническое колесо	0,055	0,302	0,825	0,68	1,1	1,21		
56	Коническое колесо	0,055	0,302	0,825	0,68	1,1	1,21		
55	Коническое колесо	0,053	0,302	2,55	6,5	1,1	1,21		
54	Цилиндрическое колесо	0,170	0,6289	2,625	6,89	3,4	11,56		
53	Цилиндрическое колесо	0,175	0,6300	2,625	6,89	3,5	12,25		
ин	Фреза	22	484	22	484	22	484		
частичная сумма $\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta t_{\Sigma}$			688,79		697,81		694,99		
$0,9\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f$			30,21		50,52		101,2		
общая сумма $\sum \delta s_i^2$			719		748,33		796,19		
$\delta t_{\Sigma} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		30,56		31,18		32,16			

**П1.19. Вычисление накопленной погрешности  
окружного шага для  $z = 40$**

$z_{\text{заг}} = 40$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		80		100		160	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>
заг	Заготовка	14,14	199,94	14,14	199,94	14,14	199,94	14,14	119,94
64	Червячное колесо	3,74	14,02	5,616	31,54	7,488	23,65		
65	Червяк	2,43	5,91	3,65	13,13	4,86	0,16		
63	Цилиндрическое колесо	1,68	2,82	0,252	0,063	0,336	0,112		
62	Цилиндрическое колесо	1,68	2,82	0,252	0,063	0,336	0,112		
14	Цилиндрическое колесо	1,12	1,25	0,168	0,28	0,224	0,05		
15	Цилиндрическое колесо	1,12	1,25	0,168	0,028	0,224	0,05		
<i>d</i>	Цилиндрическое колесо	0,078	0,006	0,110	0,0121	0,011	0,0001		
<i>c</i>	Цилиндрическое колесо	0,176	0,03	0,0264	0,0006	0,035	0,0012		
<i>b</i>	Цилиндрическое колесо	0,136	0,018	0,0204	0,0004	0,027	0,0007		
<i>a</i>	Цилиндрическое колесо	0,128	0,016	0,0192	0,0001	0,025	0,0006		
<i>f</i>	Цилиндрическое колесо	0,088	0,007	0,0132	0,0001	0,017	0,00628		
<i>e</i>	Цилиндрическое колесо	0,088	0,007	0,0132	0,0001	0,017	0,00628		
13	Цилиндрическое колесо	1,76	3,09	0,264	0,069	0,352	0,123		
12	Цилиндрическое колесо	1,76	3,09	0,264	0,069	0,352	0,123		
9	Коническое колесо	2,08	4,32	0,312	0,097	0,416	0,173		

$z_{\text{заг}} = 40$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		80		100		160	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>	МКМ	МКМ <sup>2</sup>
8	Коническое колесо	2,08	4,32	0,312	0,097	0,416	0,173		
7	Коническое колесо	2,08	4,32	0,312	0,097	0,416	0,173		
6	Коническое колесо	1,36	1,84	0,204	0,041	0,272	0,073		
5	Коническое колесо	1,36	1,84	0,204	0,041	0,272	0,073		
22	Коническое колесо	1,2	1,44	0,18	0,324	0,24	0,057		
21	Коническое колесо	1,2	1,44	0,18	0,324	0,24	0,057		
56	Коническое колесо	1,28	1,44	0,18	0,324	0,24	0,057		
55	Коническое колесо	1,2	1,44	0,18	0,324	0,24	0,057		
54	Цилиндрическое колесо	4,08	6,64	0,612	0,374	0,816	0,665		
53	Цилиндрическое колесо	4,24	17,97	0,632	0,399	0,848	0,719		
ин	Фреза	22	484	22	484	22	484		
частичная сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta t_{\Sigma}$			704,13		749,24		760,67		
$0,9(\sum \delta s_i^2) \delta f$			33,8		53,53		114,24		
общая сумма $\sum \delta s_i^2$			737,93		802,47		874,4		
$\delta t_{\Sigma} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		30,96		32,3		33,72			

**П1.20. Вычисление накопленной погрешности  
окружного шага для  $z = 60$**

$z_{\text{заг}} = 60$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		120		180		240	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>
заг	Заготовка	14,14	199,94	14,14	199,94	14,14	119,94		
64	Червячное колесо	5,616	31,54	8,424	70,96	7,29	126,16		
65	Червяк	3,65	13,3	5,47	29,94	11,23	53,23		
63	Цилиндрическое колесо	0,42	0,176	0,63	0,39	0,84	0,705		
62	Цилиндрическое колесо	0,42	0,176	0,63	0,39	0,84	0,705		
14	Цилиндрическое колесо	0,276	0,076	0,414	0,171	0,552	0,304		
15	Цилиндрическое колесо	0,276	0,0076	0,414	0,171	0,552	0,304		
<i>d</i>	Цилиндрическое колесо	0,044	0,0019	0,066	0,0043	0,088	0,0077		
<i>c</i>	Цилиндрическое колесо	0,088	0,0017	0,133	0,017	0,177	0,031		
<i>b</i>	Цилиндрическое колесо	0,0696	0,0048	0,104	0,0108	0,139	0,019		
<i>a</i>	Цилиндрическое колесо	0,0696	0,0048	0,104	0,0108	0,139	0,019		
<i>f</i>	Цилиндрическое колесо	0,78	0,608	0,117	0,0136	0,156	0,024		
<i>e</i>	Цилиндрическое колесо	0,78	0,608	0,117	0,0136	0,156	0,024		
13	Цилиндрическое колесо	0,156	0,024	0,234	0,054	0,312	0,097		
12	Цилиндрическое колесо	0,156	0,024	0,234	0,054	0,312	0,097		
9	Коническое колесо	0,18	0,032	0,77	0,0729	0,36	0,129		

$z_{\text{заг}} = 60$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		120		180		240	
Индекс	Название звена	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$	$\delta s_i$	$\delta s_i^2$
		мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>	мкм	мкм <sup>2</sup>
8	Коническое колесо	0,18	0,032	0,27	0,0729	0,36	0,129		
7	Коническое колесо	0,18	0,032	0,27	0,0729	0,36	0,129		
6	Коническое колесо	0,113	0,12	0,169	0,0285	0,226	0,051		
5	Коническое колесо	0,113	0,012	0,169	0,0285	0,226	0,051		
22	Коническое колесо	0,098	0,0092	0,148	0,021	0,197	0,038		
21	Коническое колесо	0,098	0,0092	0,148	0,021	0,197	0,038		
56	Коническое колесо	0,098	0,0092	0,148	0,021	0,197	0,038		
55	Коническое колесо	0,098	0,0092	0,148	0,021	0,197	0,038		
54	Цилиндрическое колесо	0,168	0,028	0,252	0,063	0,336	0,112		
53	Цилиндрическое колесо	0,18	0,032	0,27	0,072	0,36	0,129		
ин	Фреза	22	484	22	484	22	484		
частичная сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta t_{\Sigma}$			730,60		812,38		880,24		
$0,9(\sum \delta s_i^2) \delta f$			38,14		61,48		133,11		
общая сумма $\sum \delta s_i^2$			768,74		873,87		993,35		
$\delta t_{\Sigma} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		31,60		33,7		35,93			

## Определение погрешностей изделий

### Отклонения профиля от эвольвенты

Отклонения профиля зуба колеса от эвольвенты  $\delta f$  образуется в результате неравномерности вращения заготовки во время обработки одного зуба, вызванной линейными ошибками звеньев точностной цепи. Эта погрешность измеряется по нормам к теоретической эвольвенте, т.е. по касательной к основному цилиндру и перпендикулярно направлению зуба. Поэтому все ошибки звеньев должны приводиться к основной (а не делительной) окружности обрабатываемого колеса с поправкой на угол наклона зуба. Наибольшее вероятное значение отклонения профиля от эвольвенты для каждого типоразмера обрабатываемого колеса определяем по формуле:

$$\delta f = 0,78 \cos \alpha_{r_{\text{заг}}} \sqrt{\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f},$$

где  $\alpha_{r_{\text{заг}}}$  – угол зацепления обрабатываемого колеса в нормальном сечении;  $\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f$  – квадратическая сумма всех приведённых к заготовке ошибок звеньев точностной цепи.

При  $\alpha_{r_{\text{заг}}} = 20^\circ$  эта формула принимает более простой вид:

$$\delta f = 0,71 \sqrt{\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f}.$$

Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента:

$$\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f = \sum_{i=1}^n \delta s_i^2 + \delta s_{\text{ин}}^2 + \delta s_{\text{заг}}^2 + \delta s_{f_{\text{дк}}}^2 + \delta s_{f_{\text{ин}}}^2 + \delta s_{u_{\text{заг}}}^2,$$

где  $\delta s_i$ ,  $\delta s_{\text{ин}}$ ,  $\delta s_{\text{заг}}$  – приведённые к заготовке суммарные ошибки соответственно  $i$ -го звена, инструмента и заготовки, вызванные погрешностями их изготовления и монтажа;  $\delta s_{f_{\text{дк}}}$  – приведённая к заготовке ошибка от отклонения профиля делительного колеса;  $\delta s_{f_{\text{ин}}}$  – то же, от изгиба оправки под заготовкой.

Последней величиной можно пренебречь, так как будем считать станок абсолютно жёсткой системой.

Рассмотрим пример расчёта суммарных ошибок для  $z_{\text{заг}} = 25$ ,  $m_{\text{заг}} = 2$  мм.

$$\delta s_{\text{заг}} = 14,14 \cdot \sin 10^\circ 8' = 0,5 \text{ мкм}$$

$$\delta s_{64} = 7,6 \cdot 10^{-2} \cdot \sin^2 10^\circ 8' \cdot 50 = 0,133 \text{ мкм}$$

$$\delta s_{64} = 3,36 \cdot 10^{-2} \cdot \sin^2 10^\circ 8' \cdot 50 = 0,589 \text{ мкм}$$

$$\begin{aligned}
\delta s_{63-62} &= 9,5 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,0475 \text{ МКМ} \\
\delta s_{15-14} &= 6,4 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,032 \text{ МКМ} \\
\delta s_{d-c} &= 3,5 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,0175 \text{ МКМ} \\
\delta s_B &= 5,7 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,0285 \text{ МКМ} \\
\delta s_a &= 5,9 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,0295 \text{ МКМ} \\
\delta s_e &= 8,2 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,041 \text{ МКМ} \\
\delta s_f &= 8,2 \cdot 10^{-4} \cdot 50 = 0,041 \text{ МКМ} \\
\delta s_{12-13} &= 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,08 \text{ МКМ} \\
\delta s_{9-7} &= 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,095 \text{ МКМ} \\
\delta s_{6-5} &= 1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,06 \text{ МКМ} \\
\delta s_{22-21} &= 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,055 \text{ МКМ} \\
\delta s_{56-55} &= 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,055 \text{ МКМ} \\
\delta s_{54} &= 3,4 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,17 \text{ МКМ} \\
\delta s_{53} &= 3,5 \cdot 10^{-3} \cdot 50 = 0,175 \text{ МКМ} \\
\delta s_{f_{dk53}} &= 0,019 \cdot 50 = 0,95 \text{ МКМ} \\
\delta s_{\text{ин}} &= 22 \cdot \sin^2 10^\circ 8' = 0,772 \text{ МКМ}
\end{aligned}$$

Результаты расчётов сводим в табл. П1.21, П1.22, П1.23.

### П1.21. Вычисление разности соседних окружных шагов для $z = 25$

$z_{\text{зар}} = 25$	$d_{\text{зар}}, \text{мм}$	50	75	100
$K \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta t_{\Sigma}$		–	–	–
$0,9 \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta f$		30,21	50,52	101,2
общая сумма $\sum \delta s_i^2$		30,21	50,52	101,2
$\delta_{ct} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		6,26	8,1	11,46

### П1.22. Вычисление разности соседних окружных шагов для $z = 40$

$z_{\text{зар}} = 40$	$d_{\text{зар}}, \text{мм}$	80	120	160
$K \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta t_{\Sigma}$		–	–	–
$0,9 \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta f$		33,8	53,53	114,24
общая сумма $\sum \delta s_i^2$		33,8	53,53	114,24
$\delta_{ct} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		6,62	8,34	12,18



### П1.23. Вычисление разности соседних окружных шагов для $z = 60$

$z_{\text{заг}} = 60$	$d_{\text{заг}}, \text{ мм}$	120	180	240
$K \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta t_{\Sigma}$		–	–	–
$0,9 \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta f$		38,14	61,48	133,11
общая сумма $\sum \delta s_i^2$		38,14	61,48	133,11
$\delta_{ct} = 1,14 \sqrt{\sum \delta s_i^2}$		7,04	8,93	13,15

#### *Накопленная погрешность окружного шага*

В образовании накопленной погрешности окружного шага  $\delta t_{\Sigma}$  обрабатываемого колеса участвуют все рассмотренные ранее ошибки, которые вызываются погрешностями изготовления и монтажа звеньев, их силовыми и тепловыми деформациями и неточностью подбора сменных шестерен.

Кроме того, на величину накопленной погрешности окружного шага, при измерении её приборами с кромочными наконечниками, влияют отклонения профиля от эвольвенты на двух одинаковых сторонах проверяемых зубьев. Наибольшее вероятное значение накопленной погрешности окружного шага для каждого типоразмера обрабатываемых колёс определяют по формуле:

$$\delta t_{\Sigma} = 1,14 \sqrt{\left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta t_{\Sigma} + 0,9 \left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta f}.$$

Величина  $\left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta f$  берётся из таблицы для вычисления погрешностей  $\delta f$ . Для станков с вращательным профилирующим движением инструмента формула суммирования будет:

$$\left( \sum \delta s_i^2 \right) \delta t_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \delta s_i^2 + \delta s_{\text{ин}}^2 + \delta s_{\text{заг}}^2 + \delta s_{\text{сш}}^2 + \delta s_{u_{\text{заг}}}^2,$$

где  $\delta s_{\text{сш}}$  – приведённая к заготовке ошибка от неточности подбора сменных шестерён в гитаре.

Расчёт накопленной погрешности окружного шага и представлены в табл. П1.24, П1.25, П1.26.

**П1.24. Вычисление коэффициентов влияния  
(по отклонению профиля от эвольвенты) для  $z = 25$**

$z_{\text{заг}} = 25$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		50		75		100	
№ п/п	Название группы факторов	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	0,25	2,96	0,25	0,74	0,25	0,17		
дп1	Делительная пара	2,08	24,64	3,36	10,02	13,27	11,36		
пш	Постоянные шестерни	6,19	17,79	28,17	43,33	50,096	42,89		
сш	Сменные шестерни	1,13	13,48	1,26	3,77	2,26	1,93		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	11,72	41,12	25,09	42,14	50,9	43,58		
сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta f$		21,383	100	57,921	100	116,77	100		

**П 1.25. Вычисление коэффициентов влияния  
(по отклонению профиля от эвольвенты) для  $z = 40$**

$z_{\text{заг}} = 40$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		80		120		160	
№ п/п	Название группы факторов	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	0,078	0,32	0,078	0,129	0,078	0,061		
дп1	Делительная пара	7,36	30,92	15,45	25,69	21,84	17,29		
пш	Постоянные шестерни	4,378	18,39	19,298	32	29,25	23,15		
сш	Сменные шестерни	0,084	0,35	0,0134	0,022	0,003	0,002		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	11,9	50	25,28	41,93	51,17	40,51		
сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta f$		23,8	100	60,12	100	126,3	100		

**П1.26. Вычисление коэффициентов влияния  
(по отклонению профиля от эвольвенты) для  $z = 60$**

$z_{\text{заг}} = 60$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		120		180		240	
№ п/п	Название группы факторов	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	0,0121	0,035	0,0121	0,0158	0,0121	0,0078		
дп1	Делительная пара	14,148	42,04	29,93	39,10	53,166	34,41		
пш	Постоянные шестерни	6,354	18,88	21,243	27,75	50,02	32,37		
сш	Сменные шестерни	1,235	3,67	0,0701	0,091	0,125	0,08		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	11,9	35,36	25,28	33,02	51,17	33,11		
сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta f$		33,65	100	76,54	100	154,5	100		

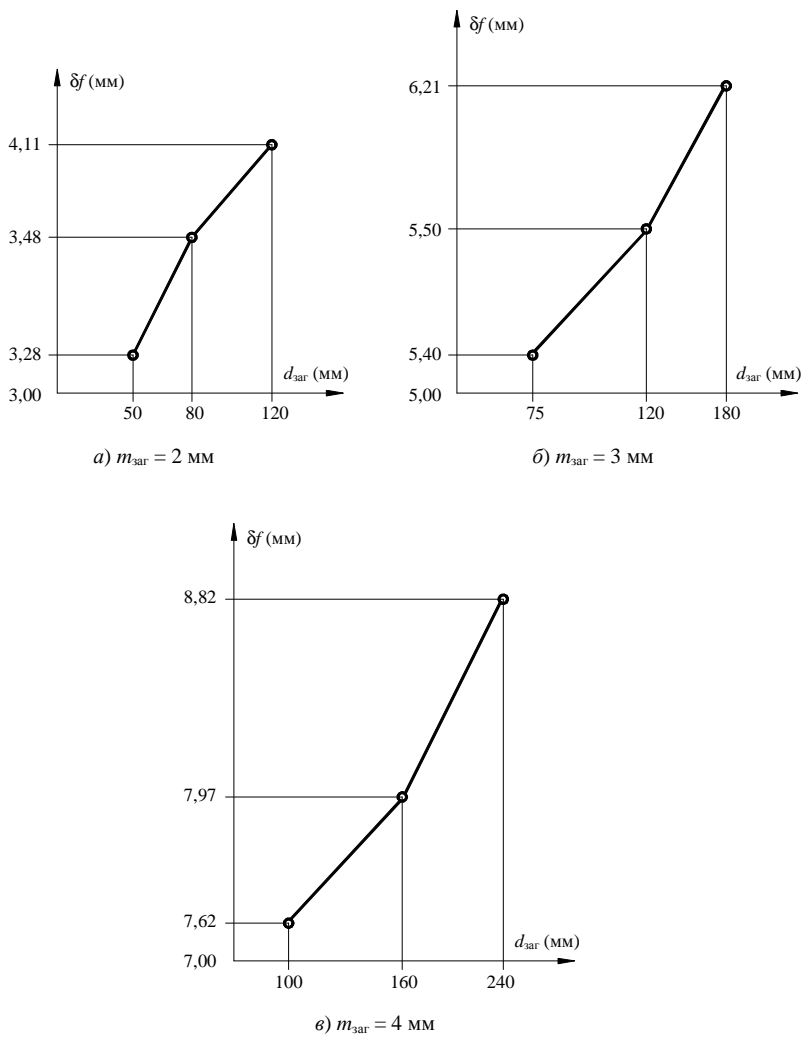


Рис. П1.2. Отклонение профиля от эвольвенты

### *Разность соседних окружных шагов*

Погрешность зубчатого колеса, показываемая разностью соседних окружных шагов  $\delta_{ct}$ , всегда контролируется приборами с кромочными наконечниками. Наибольшее вероятное значение разности соседних окружных шагов для каждого типоразмера обрабатываемого колеса:

$$\delta_{ct} = 1,14\sqrt{K \left(\sum \delta s_i^2\right) \delta t_{\Sigma} + 0,9 \left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f},$$

где  $K$  – коэффициент, зависящий только от числа зубьев  $z_{\text{заг}}$  обрабатываемого колеса.

Величины  $\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta t_{\Sigma}$  и  $0,9 \left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f$  берутся из таблицы для вычисления погрешностей  $\delta t_{\Sigma}$  для тех же самых выбранных типоразмеров колёс.

Расчёт представляем в табл. П1.27, П1.28, П1.29.

**П1.27. Вычисление коэффициентов влияния  
(по накопительной погрешности окружного шага) для  $z = 25$**

$z_{\text{заг}} = 25$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		50		75		100	
№ п/п	Название группы факторов	$\left(\sum \delta s_i^2\right) j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$\left(\sum \delta s_i^2\right) j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$\left(\sum \delta s_i^2\right) j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$\left(\sum \delta s_i^2\right) j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	199,94	29,02	199,94	28,65	199,94	28,77		
дп1	Делительная пара	3,088	0,44	11,206	1,6	5,95	0,86		
пш	Постоянные шестерни	0,62	0,09	1,4	0,2	2,5	0,36		
сш	Сменные шестерни	1,145	0,166	1,27	0,8	2,608	0,38		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	484	70,26	484	69,36	484	69,64		
сумма $\left(\sum \delta s_i^2\right) \delta f$		688,79	100	697,1	100	694,99	100		

**П1.28. Вычисление коэффициентов влияния  
(по накопительной погрешности окружного шага) для  $z = 40$**

$z_{\text{заг}} = 40$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		80		120		160	
№ п/п	Название группы факторов	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	199,94	28,39	199,94	26,69	199,94	26,28		
дп1	Делительная пара	19,93	2,83	44,67	5,97	23,81	3,13		
пш	Постоянные шестерни	0,21	0,03	20,116	2,68	52,917	6,96		
сш	Сменные шестерни	0,084	0,01	0,0143	0,002	0,00276	0,0004		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	484	68,73	484	64,6	484	63,63		
сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta f$		704,16	100	749,24	100	760,67	100		

**П1.29. Вычисление коэффициентов влияния  
(по накопительной погрешности окружного шага) для  $z = 60$**

$z_{\text{заг}} = 60$		$d_{\text{заг}}, \text{мм}$		120		180		240	
№ п/п	Название группы факторов	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$	$(\sum \delta s_i^2)_j$ , мкм <sup>2</sup>	$E_j, \%$
заг	Заготовка	199,94	27,37	199,94	24,61	199,94	22,71		
дп1	Делительная пара	44,84	6,14	100,9	12,42	179,39	20,38		
пш	Постоянные шестерни	0,6	0,082	26,849	3,3	16,786	1,91		
сш	Сменные шестерни	1,229	0,17	0,0701	0,0086	0,1247	0,014		
дп2	Делительная пара	–	–	–	–	–	–		
ин	Фреза	484	66,25	484	59,58	484	54,99		
сумма $(\sum \delta s_i^2) \delta f$		730,60	100	812,39	100	880,24			

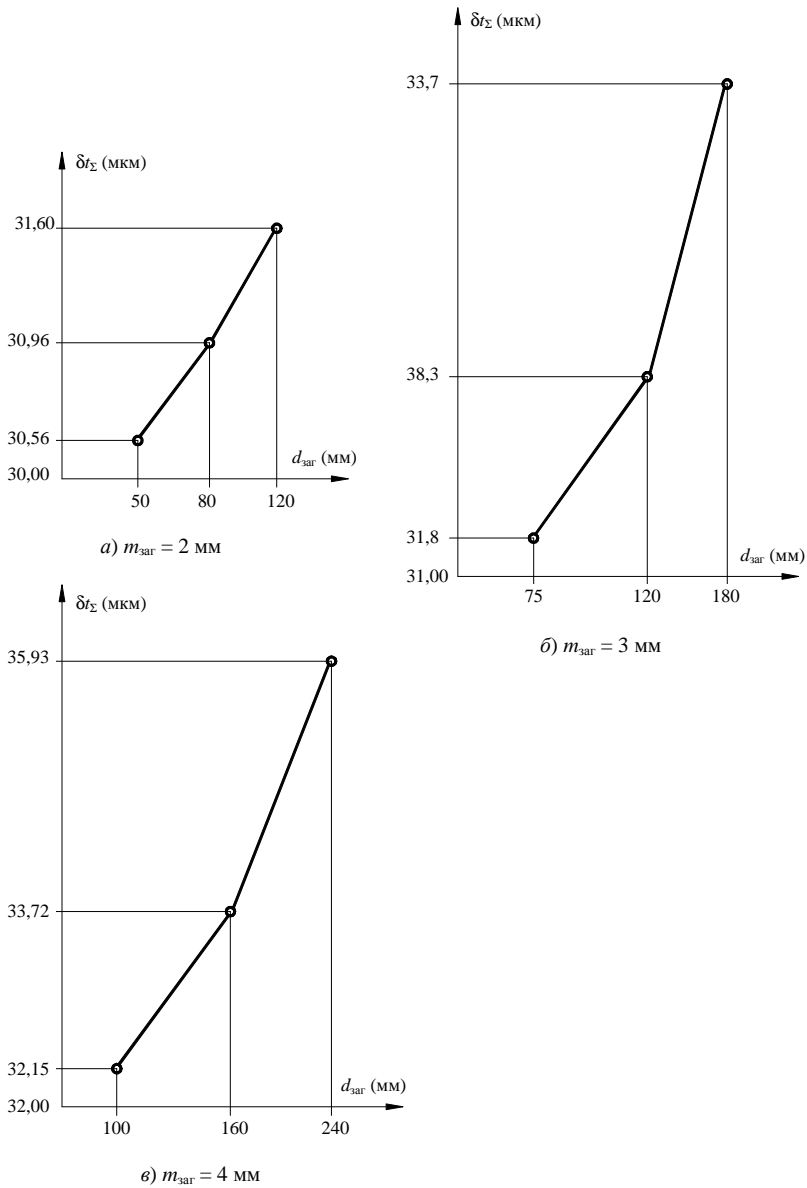


Рис. П1.3. Накопленные погрешности окружного шага

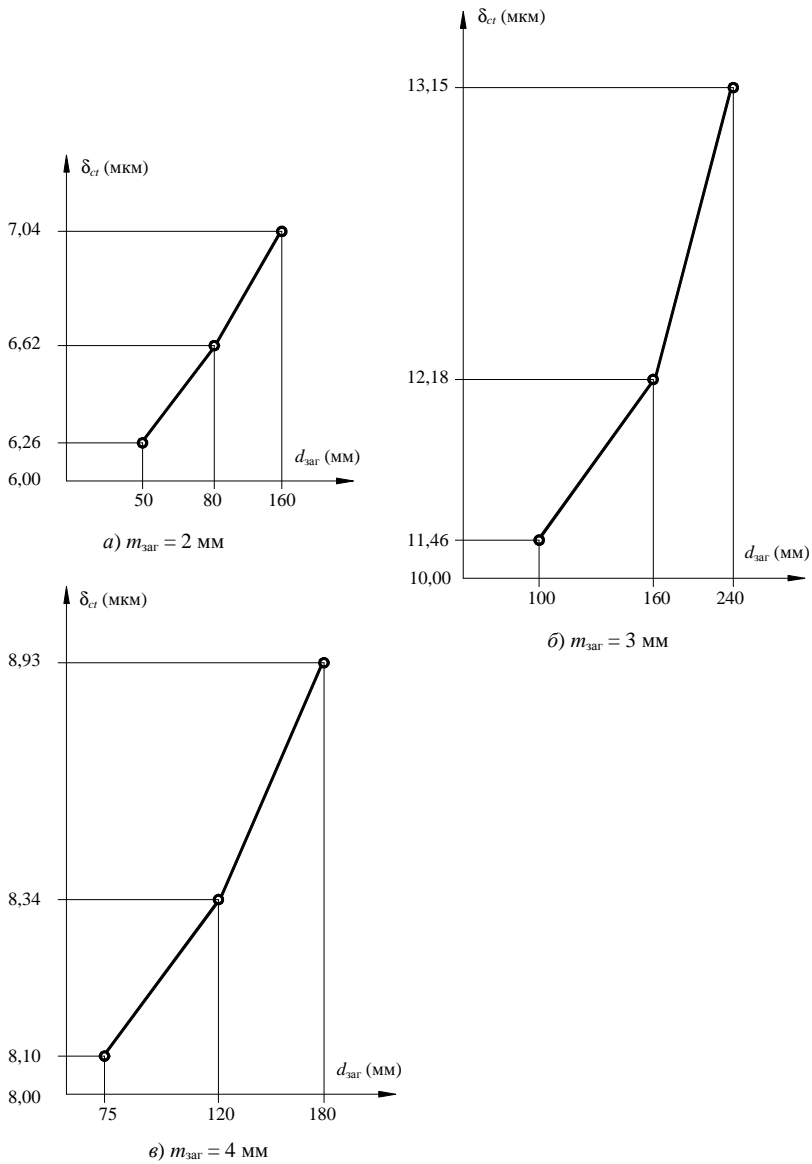


Рис. П1.4. Разность соседних окружных шагов

## П1.5. АНАЛИЗ БАЛАНСА ТОЧНОСТИ СТАНКА

Баланс точности станка – это соотношение различных факторов, влияющих на точность обработки. Баланс точности станка не может быть выражен одним числовым уравнением. Для каждого конкретного случая обработки на данном станке может быть определено частное уравнение баланса точности:

$$E_1 + E_2 + \dots + E_i + E_n = 100\% ,$$

где  $E_1, E_2, \dots, E_n$  – величины, выражающие в процентах удельное влияние каждого  $i$ -го фактора на точность обработки, названные коэффициентами влияния.

Анализ баланса точности будем производить по наиболее характерным погрешностям изделий: для зубообрабатывающих станков – по погрешностям  $\delta f$  и  $\delta t_\Sigma$ .

### Определение коэффициентов влияния

Для зубообрабатывающих станков коэффициенты влияния группы факторов (при исследовании соответственно по погрешностям  $\delta f$  и  $\delta t_\Sigma$ ):

$$E_j = \frac{(\sum \delta s_i^2)_j}{(\sum \delta s_i^2) \delta f} \cdot 100\% ;$$

$$E_j = \frac{(\sum \delta s_i^2)_j}{(\sum \delta s_i^2) \delta t_\Sigma} \cdot 100\% ,$$

где  $E_j$  – коэффициент влияния  $j$ -й группы факторов;  $(\sum \delta s_i^2)_j$  – квадратическая сумма приведённых к заготовке ошибок, вызванных факторами  $j$ -й группы;  $(\sum \delta s_i^2) \delta f$ ,  $(\sum \delta s_i^2) \delta t_\Sigma$  – квадратические суммы всех приведённых к заготовке ошибок, соответственно, при образовании погрешностей  $\delta f$ ,  $\delta t_\Sigma$ .

Вычисление коэффициентов влияния по накопленной погрешности окружного шага будем проводить в таблицах. Сумма всех коэффициентов влияния определяется и составляет всегда 10%.

### Построение диаграмм баланса точности

При расчёте зубообрабатывающих станков для каждого выбранного значения модуля  $m_{\text{заг}}$  обрабатываемых колёс должна быть построена своя диаграмма, причём отдельно для погрешностей  $\delta f$  и от-

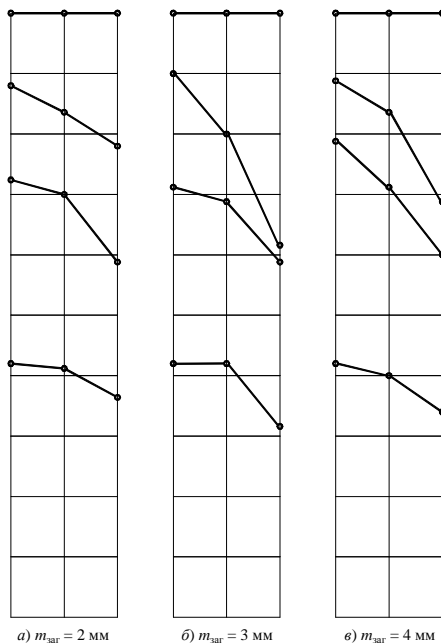


дельно для погрешности  $\delta t_{\Sigma}$ . В результате построения диаграмм можно наглядно проследить как изменяется доля каждой группы факторов, вносимых в образование той или иной погрешности изделия при изменении его основных параметров.

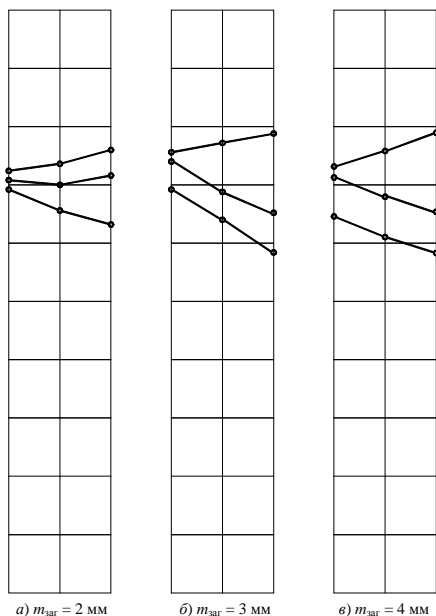
Данные диаграммы представлены на рис. П1.5 и П1.6.

Результаты вычислений представляем в виде диаграмм.

*Примечание:* На каждой диаграмме по нижнему краю откладываются выбранные значения одного из основных параметров изделия (шкала – логарифмическая). Для зубообрабатывающих станков – это значения диаметра делительной окружности  $d_{\text{заг}}$  колеса, для резбо-обрабатывающих – значения шага винтовой линии  $T_{\text{заг}}$  резьбы. В вертикальном направлении для каждого значения параметра изделия последовательно откладываются отрезки, выражающие в масштабе коэффициенты влияния всех групп факторов. (Сумма всех отрезков, т.е. высота диаграммы, составляет 100 %). Концы одноименных отрезков соединяются ломанными линиями, которые делят всю диаграмму на несколько зон влияния по числу групп факторов. Каждая зона влияния обозначается индексом соответствующей группы факторов.



**Рис. П1.5. Диаграмма баланса точности станка  
(по отклонению профиля от эвольвенты)**



**Рис. П1.6. Диаграммы баланса точности станка  
(по накопленной погрешности окружного шага)**

### **Выводы**

На основе анализа расчётных таблиц, графиков погрешностей обрабатываемых колёс и диаграмм баланса точности можно сделать следующие выводы:

1. Станок обеспечивает получение зубчатых колёс не ниже 6-го класса точности.
2. Отклонение от эвольвенты для колёс малого диаметра и малого модуля позволяет получить колёса 5-го класса точности.
3. Накопленная погрешность окружного шага всех колёс будет находиться в пределах допуска 6-го класса точности.
4. Удельное влияние различных факторов на точность изделий непостоянно и зависит от величины модуля и диаметра обрабатываемых колёс.
5. Преобладающее влияние на точность обработки оказывают ошибки делительных пар, инструмента и заготовки.
6. При изготовлении деталей (колёс) малого диаметра большое внимание нужно уделить точности установки.
7. Для повышения точности обрабатываемых колёс необходимо производить обработку фрезой класса точности АА.

**РАСЧЁТ НА ТОЧНОСТЬ ТОКАРНО-ЗАТЫЛОВОЧНОГО  
СТАНКА МОДЕЛИ 1Е811**

**РАСЧЁТ ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ВНУТРЕННЕЙ ЦЕПИ  
ИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ**

При конструировании металлорежущих станков с точными кинематическими связями весьма важно обоснованно выбирать лучший вариант кинематической цепи по критерию кинематической точности.

Для оценки точностных характеристик гидравлического шагового привода при применении его во внутренних цепях металлообрабатывающих станков проведён сравнительный анализ точности вариантов кинематических цепей затылования: 1) цепи, составленной из механических звеньев и настраиваемой на определённое передаточное отношение гитарой сменных колёс; 2) аналогичной цепи, где для привода инструмента применяется гидравлический шаговый привод, а в качестве звена настройки используется генератор гидравлических импульсов; передаточное отношение гидромеханической связи будет определяться числом рабочих щелей на периферии вращающейся золотниковой втулки.

Расчёты при этом выполняются в табличной форме, что повышает удобство, наглядность, надёжность вычислений, особенно при необходимости последующих корректировок. Для каждого варианта кинематической цепи составлены таблицы исходных геометрических и точностных параметров всех звеньев, таблицы для вычисления действующих и приведённых погрешностей.

В качестве объекта анализа принят токарно-затыловочный станок мод. 1Е811 с двумя вариантами исполнения внутренней кинематической цепи:

1) кинематическая цепь затылования составлена из механических звеньев и настраивается на определённое передаточное отношение гитарой сменных колёс;

2) кинематическая цепь затылования выполнена в виде гидромеханической связи на основе шагового гидропривода с исполнительными силовыми шаговыми гидродвигателями привода заготовки и инструмента; передаточное отношение цепи будет определяться числом рабочих щелей звена настройки в виде генератора гидравлических импульсов.

Для оценки точности характеристик цепей затылования расчёт был произведён для одинаковых условий работы, для случая затылования червячных модульных фрез со следующими параметрами:

**Таблица**

$m_A = 1,75$ мм	$d_{a0} = 63$ мм	$L = 50$ мм	$z_0 = 12$
$m_A = 3,5$ мм	$d_{a0} = 80$ мм	$L = 71$ мм	$z_0 = 10$
$m_A = 7$ мм	$d_{a0} = 118$ мм	$L = 125$ мм	$z_0 = 9$

В соответствии с общей методикой рассмотрим особенности её реализации по этапам.

### **Этап 1. Подготовка исходных данных**

На основе кинематической схемы станка (рис. П2.1), цепи деления и паспортных данных составляется структурно-параметрическая схема (рис. П2.2), где

C/A – исходная воображаемая передача, образуемая инструментом и заготовкой;

DA – ходовой винт;

GZ – сменные шестерни;

DO – прочие зубчатые передачи;

P – место подвода внешнего потока мощности.

При детальной форме расчёта в стадии разработки технического или рабочего проекта необходимы следующие технические материалы:

- 1) паспорт станка;
- 2) кинематическая схема со спецификацией зубчатых колёс, червяков и ходовых винтов;
- 3) схема размещения на станке подшипников качения с соответствующей спецификацией;
- 4) нормы точности станка;
- 5) сборочные чертежи основных узлов;
- 6) рабочие чертежи всех звеньев точностных цепей (зубчатых колёс, червяков, ходовых винтов и т.п.) и сопряжённых деталей (валов, оправок, втулок и т.п.);
- 7) стандарты и технические условия на нормы точности отдельных деталей.

### **Этап 2. Определение действующих и приведённых погрешностей звеньев**

При расчёте в детальной форме на основе схем чертежей и нормативно-технической документации определяют геометрические, кинематические и точностные параметры звеньев, действующие и приведённые погрешности.

С целью удобства и наглядности все расчёты ведутся в табличной форме. Исходные параметры звеньев кинематической цепи затылования, составленной из механических звеньев, представлены в табл. П2.1 – П2.3.

Действующие погрешности кинематической цепи вычисляются на основании исходных данных и приведены в табл. П2.4 – П2.7.





## П2.1. Исходные параметры звеньев кинематической цепи

$m_A = 1,75 \text{ мм}$				$d_{до} = 63 \text{ мм}$				$L = 50 \text{ мм}$				$z_0 = 12$			
Индекс звена ( <i>i</i> )	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	$\beta_i$	Уровень точности		$\delta S_{pi}$	$\delta S_{ji}$	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$K_r$	$\delta a_1$	$\delta a_2$	$K_a$	$\delta S_{mi}$ МКМ
					венца	опор									
		3	4		6	7	8	9	10	11		13	14		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
15 Цил	22	2,5	55	0	6	0	32	8	15	15	1	0	15	0	21
20 ЦилК	24	3	76	18°40'	6	0	32	8	0	15	1	10	15	0,34	16
21 Цил	88	2,5	220	0	6	0	63	9	0	15	1	10	15	0	15
24 ЦилК	96	3	304	18°40'	6	–	63	9	0	5	1	6	0	0,34	5
25 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15
26 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15
27 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
28 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
29 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	5	1	0	0	0	5
30 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
d Цил	60	2	120	0	5	–	28	7	0	15	1	0	0	0	15
e Цил	75	2	150	0	5	–	28	7	0	15	1	8	0	0	15
f Цил	63	2	126	0	5	–	28	7	0	15	1	0	0	0	15
g Цил	110	2	220	0	5	0	40	7	15	15	1	8	15	0	21
35 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	0	15	1	0	0	0	15
36 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20
37 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20
38 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	15	15	1	0	0	0	21
a Цил	60	2	120	0	5	0	28	7	15	15	1	0	0	0	21
b Цил	50	2	100	0	5	0	20	7	0	15	1	0	0	0	15
c Цил	80	2	160	0	5	0	20	7	0	15	1	0	0	0	15
39 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
40 Цил	25	3	75	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	21
41 ЦилЧ	2	3	50	0	6	0	22	11	15	15	0,124	8	15	1	17
i Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15
h Цил	55	2	44	0	5	0	16	6	13	10	1	0	0	0	16
j Цил	22	2	44	0	5	0	16	6	13	10	1	0	0	0	16
k Цил	56	2	112	0	5	0	28	6	13	15	1	0	0	0	20
56 Цил	30	2	60	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
57 Цил	45	2	90	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
58 Кон	28	2,5	56	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
64 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
65 Кон	27	12	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
71 хв ( <i>t</i> )	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71хв (25)	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71 хв ( <i>L</i> )	1	12	50	0	П	0	10	–	5	0	0,08	5	0	1	5
72 Гайка	1	12	50	0	П	0	5	–	5	0	0,08	5	0	1	5
A изд.	1,75	12	63	0	–	–	–	–	40	0	0,08	0	0	1	3

Монтажную погрешность в графе 16 определяются по обобщённой формуле:

$$\delta S_{mi} = \sqrt{(\delta r_1^2 + \delta r_2^2) K_r^2 + (\delta a_1^2 + \delta a_2^2) K_a^2}.$$

## П2.2. Исходные параметры звеньев кинематической цепи

$m_A = 1,75 \text{ мм}$				$d_{\text{до}} = 63 \text{ мм}$				$L = 50 \text{ мм}$				$z_0 = 12$							
Индекс звена ( <i>i</i> )	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	$\beta_i$	Уровень точности		$\delta S_{pi}$	$\delta S_{\beta}$	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$K_r$	$\delta a_1$	$\delta a_2$	$K_a$	$\delta S_{mi}$ МКМ				
					венца											опор		МКМ	
					мм											мм		МКМ	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16				
15 Цил	22	2,5	55	0	6	0	32	8	15	15	1	0	15	0	21				
20 ЦилК	24	3	76	18°40'	6	0	32	8	0	15	1	10	15	0,34	16				
21 Цил	88	2,5	220	0	6	0	63	9	0	15	1	10	15	0	15				
22 Цил	55	2,5	137,5	0	6	0	45	8	0	15	1	10	15	0	15				
24 ЦилК	96	3	304	18°40'	6	–	63	9	0	5	1	6	0	0,34	5				
25 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15				
26 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15				
27 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15				
28 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15				
29 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	5	1	0	0	0	5				
30 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15				
d Цил	35	2	70	0	5	–	20	7	0	15	1	0	0	0	15				
e Цил	96	2	192	0	5	–	28	7	0	15	1	8	0	0	15				
f Цил	71	2	142	0	5	–	28	7	0	15	1	0	0	0	15				
g Цил	113	2	226	0	5	0	40	7	15	15	1	8	15	0	21				
35 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	0	15	1	0	0	0	15				
36 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20				
37 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20				
38 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	15	15	1	0	0	0	21				
a Цил	50	2	100	0	5	0	20	6	15	15	1	0	0	0	21				
b Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15				
c Цил	80	2	160	0	5	0	28	6	0	15	1	0	0	0	15				
39 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22				
40 Цил	25	3	75	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	21				
41 ЦилЧ	2	3	50	0	6	0	22	11	15	15	0,124	8	15	1	17				
i Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15				
h Цил	23	2	46	0	5	0	16	6	0	15	1	0	0	0	15				
j Цил	39	2	78	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16				
k Цил	46	2	92	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16				
56 Цил	30	2	60	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21				
57 Цил	45	2	90	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21				
58 Кон	28	2,5	56	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22				
64 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22				
65 Кон	27	12	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22				
71 хв ( <i>t</i> )	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5				
71хв (25)	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5				
71 хв ( <i>L</i> )	1	12	50	0	П	0	10	–	5	0	0,08	5	0	1	5				
72 Гайка	1	12	50	0	П	0	5	–	5	0	0,08	5	0	1	5				
А изд.	1,75	12	63	0	–	–	–	–	40	0	0,08	0	0	1	3				

Монтажную погрешность в графе 16 определяют по обобщённой формуле:

$$\delta S_{mi} = \sqrt{(\delta r_1^2 + \delta r_2^2) K_r^2 + (\delta a_1^2 + \delta a_2^2) K_a^2} \cdot$$



### П2.3. Исходные параметры звеньев кинематической цепи

$m_A = 3,5 \text{ мм}$				$d_{a0} = 80 \text{ мм}$				$L = 71 \text{ мм}$				$z_0 = 10$			
Индекс звена ( $i$ )	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	$\beta_i$	Уровень точности		$\delta S_{pi}$	$\delta S_{\beta i}$	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$K_r$	$\delta a_1$	$\delta a_2$	$K_a$	$\delta S_{mit}$ МКМ
					венца	опор									
		3	4		6	7	8	9	10	11		13	14		
1	2	мм		5	6	7	8	9	10	11	12	МКМ		15	16
15 Цил	22	2,5	55	0	6	0	32	8	15	15	1	0	15	0	21
20 ЦилК	24	3	76	18°40'	6	0	32	8	0	15	1	10	15	0,34	16
21 Цил	88	2,5	220	0	6	0	63	9	0	15	1	10	15	0	15
22 Цил	55	2,5	137,5	0	6	0	45	8	0	15	1	10	15	0	15
24 ЦилК	96	3	304	18°40'	6	–	63	9	0	5	1	6	0	0,34	5
25 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15
26 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15
27 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
28 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
29 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	5	1	0	0	0	5
30 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
d Цил	35	2	70	0	5	–	20	7	0	15	1	0	0	0	15
e Цил	96	2	192	0	5	–	28	7	0	15	1	8	0	0	15
f Цил	71	2	142	0	5	–	28	7	0	15	1	0	0	0	15
g Цил	113	2	226	0	5	0	40	7	15	15	1	8	15	0	21
35 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	0	15	1	0	0	0	15
36 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20
37 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20
38 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	15	15	1	0	0	0	21
a Цил	50	2	100	0	5	0	20	6	15	15	1	0	0	0	21
b Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15
c Цил	80	2	160	0	5	0	28	6	0	15	1	0	0	0	15
39 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
40 Цил	25	3	75	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	21
41 ЦилЧ	2	3	50	0	6	0	22	11	15	15	0,124	8	15	1	17
i Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15
h Цил	23	2	46	0	5	0	16	6	0	15	1	0	0	0	15
j Цил	39	2	78	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16
k Цил	46	2	92	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16
56 Цил	30	2	60	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
57 Цил	45	2	90	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
58 Кон	28	2,5	56	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
64 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
65 Кон	27	12	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
71 хв (t)	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71хв (25)	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71 хв (L)	1	12	50	0	П	0	10	–	5	0	0,08	5	0	1	5
72 Гайка	1	12	50	0	П	0	5	–	5	0	0,08	5	0	1	5
A изд.	1,75	12	63	0	–	–	–	–	40	0	0,08	0	0	1	3

## П2.4. Исходные параметры звеньев кинематической цепи

$m_A = 7 \text{ мм}$				$d_{a0} = 118 \text{ мм}$				$L = 125 \text{ мм}$				$z_0 = 9$			
Индекс звена ( <i>i</i> )	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	$\beta_i$	Уровень точности		$\delta S_{pi}$	$\delta S_{fi}$	$\delta r_1$	$\delta r_2$	$K_i$	$\delta \alpha_1$	$\delta \alpha_2$	$K_\alpha$	$\delta S_{min}$ МКМ
					венца	опор									
		2	3		4	5	6	7	8	9		10	11		
15 Цил	22	2,5	55	0	6	0	32	8	15	15	1	0	15	0	21
18 Цил	55	2,5	137,5	0	6	0	45	8	0	15	1	8	0	0	15
20 ЦилК	24	3	76	18°40'	6	0	32	8	0	15	1	10	15	0,34	16
21 Цил	88	2,5	220	0	6	0	63	9	0	15	1	10	15	0	15
24 ЦилК	96	3	304	18°40'	6	–	63	9	0	5	1	6	0	0,34	5
26 Цил	55	2,5	137,5	0	6	–	45	9	0	15	1	5	0	0	15
27 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
28 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
29 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	5	1	0	0	0	5
30 Цил	60	2	120	0	6	–	45	8	0	15	1	0	0	0	15
<i>d</i> Цил	36	2	72	0	5	–	20	6	0	15	1	0	8	0	15
<i>e</i> Цил	110	2	220	0	5	–	40	7	0	15	1	0	8	0	15
<i>f</i> Цил	42	2	84	0	5	–	20	6	0	15	1	0	8	0	15
<i>g</i> Цил	120	2	240	0	5	0	40	7	15	15	1	8	15	0	21
35 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	0	15	1	0	0	0	15
37 Цил	50	2,5	125	0	6	0	45	8	13	10	1	0	0	0	20
38 Цил	48	2,5	120	0	6	0	45	8	15	15	1	0	0	0	21
<i>a</i> Цил	45	2	90	0	5	0	20	6	15	15	1	0	0	0	21
<i>b</i> Цил	50	2	100	0	5	–	20	6	0	15	1	0	0	0	15
<i>c</i> Цил	80	2	160	0	5	0	28	6	0	15	1	0	0	0	15
39 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
40 Цил	25	3	75	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	21
41 ЦилЧ	2	3	50	0	6	0	22	11	15	15	0,124	8	15	1	17
<i>i</i> Цил	30	2	60	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15
<i>h</i> Цил	36	2	72	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16
<i>j</i> Цил	27	2	54	0	5	0	20	6	0	15	1	0	0	0	15
<i>k</i> Цил	53	2	106	0	5	0	20	6	13	10	1	0	0	0	16
56 Цил	30	2	60	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
57 Цил	45	2	90	0	6	0	32	8	15	15	1	0	0	0	21
58 Кон	28	2,5	56	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
64 Кон	27	2,5	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
65 Кон	27	12	67,5	0	6	0	32	8	15	15	1	8	15	0,26	22
71 хв ( <i>t</i> )	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71хв (25)	1	12	50	0	П	0	8	–	5	0	0,08	5	0	1	5
71хв (100)	1	12	50	0	П	0	10	–	5	0	0,08	8	0	1	5
71 хв ( <i>L</i> )	1	12	50	0	П	0	10	–	5	0	0,08	5	0	1	5
72 Гайка	1	12	50	0	П	0	5	–	5	0	0,08	5	0	1	5
А изд.	9	7	118	0	–	–	–	–	40	0	0,08	0	0	1	3

## П2.5. Точностные параметры кинематической цепи

$m_A = 3,5 \text{ мм}$		$d_{\text{до}} = 80 \text{ мм}$		$L = 71 \text{ мм}$		$z_0 = 10$	
Звено ( <i>i</i> )	$\delta S_i$ , МКМ	$v_i$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}^{1,4}$		
1	2	3	4	5	6		
15 Цил	53	16	0,105	0,002	0,043		
20 ЦилК	48	4	0,28	0,0058	0,17		
21 Цил	78	4	0,16	0,002	0,077		
24 ЦилК	68	1	0,39	0,0058	0,27		
25 Цил	60	1	0,76	0,013	0,68		
26 Цил	60	1	0,76	0,013	0,68		
27 Цил	60	1	0,88	0,015	0,84		
28 Цил	50	1	0,75	0,015	0,64		
29 Цил	50	1	0,75	0,015	0,64		
30 Цил	60	1	0,88	0,015	0,84		
<i>d</i> Цил	43	1	0,65	0,015	0,55		
<i>e</i> Цил	43	0,8	0,65	0,015	0,55		
<i>f</i> Цил	43	0,8	0,13	0,017	0,64		
<i>g</i> Цил	55	0,458	0,96	0,017	0,94		
35 Цил	60	16	0,055	0,001	0,017		
36 Цил	91	15,36	0,083	0,001	0,03		
37 Цил	91	15,36	0,083	0,001	0,03		
38 Цил	66	14,75	0,065	0,01	0,022		
<i>a</i> Цил	49	8,74	0,08	0,0017	0,029		
<i>b</i> Цил	49	8,95	0,096	0,02	0,038		
<i>c</i> Цил	53	5,59	0,104	0,002	0,042		
39 Кон	54	8,74	0,16	0,003	0,077		
40 Цил	53	0,1	12,2	0,023	33,18		
41 ЦилЧ	39	1,0425	1,09	0,28	1,3		
<i>i</i> Цил	35	2,66	0,26	0,0073	0,15		
<i>h</i> Цил	32	1,3	0,98	0,03	0,97		
<i>j</i> Цил	32	2,66	0,48	0,015	0,36		
<i>k</i> Цил	44	1,045	0,648	0,015	0,54		
56 Цил	53	0,458	3,38	0,064	5,5		
57 Цил	53	0,25	4,12	0,078	7,26		
58 Кон	54	1,3	1,30	0,024	1,44		
64 Кон	54	5,59	0,25	0,0046	0,14		
65 Кон	54	5,59	0,25	0,0046	0,14		
72 Гайка	10	0,458	10	1	25,12		
А изд.	3	1	3	1	4,66		
$I_{\text{заг}}^{\text{изм}}$ , мм	$lr = 5,498$		25		$L_{\text{заг}} = 47$		
	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$	
Погрешности ходового винта	13	36,27	13	36,27	15	44,31	
Температурные погрешности	0,13	0,057	0,6	0,49	1,4	1,6	
Погрешности сменных звеньев	0,395	0,27	1,8	2,28	4,1	7,2	

Примечание:

$$\delta S_i = \delta S_{P_i} + \delta S_{m_i}, \quad v_i = \frac{n_i}{n_A}, \quad \delta S_{iA} = \delta S_i \xi'_{iA}, \quad \xi'_{iA} = \frac{P_A z_A}{P_i z_i v_i}.$$

## П2.6. Точностные параметры кинематической цепи

$m_A = 3,5 \text{ мм}$		$d_{\text{до}} = 80 \text{ мм}$		$L = 71 \text{ мм}$		$z_0 = 10$		
Звено ( <i>i</i> )	$\delta S_i$ , МКМ	$v_i$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}^{1,4}$			
1	2	3	4	5	6			
15 Цил	53	16	0,004	0,21	0,11			
20 ЦилК	48	4	0,012	0,55	0,43			
21 Цил	60	4	0,006	0,38	0,26			
24 ЦилК	78	4	0,004	0,31	0,19			
25 Цил	68	4	0,012	0,78	0,71			
26 Цил	60	4	0,006	0,36	0,24			
27 Цил	60	4	0,069	0,44	0,32			
28 Цил	50	4	0,007	0,36	0,24			
29 Цил	50	4	0,007	0,35	0,23			
30 Цил	60	4	0,007	0,42	0,3			
<i>d</i> Цил	35	4	0,0125	0,44	0,32			
<i>e</i> Цил	43	1,46	0,0125	0,54	0,42			
<i>f</i> Цил	43	1,46	0,017	0,73	0,63			
<i>g</i> Цил	61	0,92	0,017	1,037	1,05			
35 Цил	60	16	0,002	0,11	0,05			
36 Цил	91	15,36	0,002	0,18	0,09			
37 Цил	91	15,36	0,0057	0,52	0,4			
38 Цил	66	14,75	0,0057	0,38	0,26			
<i>a</i> Цил	49	8,74	0,004	0,14	0,06			
<i>b</i> Цил	49	9,44	0,004	0,2	0,11			
<i>c</i> Цил	53	5,21	0,004	0,21	0,11			
39 Кон	54	8,5	0,006	0,33	0,21			
40 Цил	53	0,05	0,1	5,3	10,3			
41 ЦилЧ	39	0,58	0,1	3,9	6,72			
<i>i</i> Цил	35	1,15	0,036	1,18	1,26			
<i>h</i> Цил	36	1,23	0,036	1,31	1,46			
<i>j</i> Цил	31	1,15	0,066	2,05	2,73			
<i>k</i> Цил	36	0,58	0,066	2,36	3,33			
56 Цил	53	0,92	0,063	3,36	5,46			
57 Цил	53	0,61	0,063	3,36	5,46			
58 Кон	54	1,23	0,05	2,74	4,1			
64 Кон	54	5,21	0,01	0,54	0,42			
65 Кон	54	5,21	0,01	0,54	0,42			
72 Гайка	10	0,92	1	10	25,12			
A изд.	3	1	1	4,66	8,62			
$I_{\text{заг}}^{\text{изм}}$ , мм	1t = 10,998		25		L <sub>заг</sub> = 65			
	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$		
Погрешности ходового винта	13	36,27	13	36,27	15	44,31		
Температурные погрешности	0,26	0,15	0,6	0,49	1,56	1,86		
Погрешности сменных звеньев	0,001	0	0,002	0	0,006	0		

Примечание:

$$\delta S_i = \delta S_{P_i} + \delta S_{m_i}, \quad v_i = \frac{n_i}{n_A}, \quad \delta S_{iA} = \delta S_i \xi'_{iA}, \quad \xi'_{iA} = \frac{P_A z_A}{P_i z_i v_i}.$$

## П2.7. Точностные параметры кинематической цепи

$m_A = 7$ мм		$d_{a0} = 118$ мм		$L = 125$ мм		$z_0 = 9$		
Звено ( <i>i</i> )	$\delta S_i$ , мкм	$v_i$	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}^{1,4}$			
1	2	3	4	5	6			
15 Цил	53	16	0,008	0,42	0,3			
20 ЦилК	48	4	0,023	1,1	1,14			
21 Цил	78	4	0,008	0,62	0,51			
24 ЦилК	50	1	0,028	1,15	1,22			
26 Цил	60	16	0,003	0,18	0,09			
27 Цил	60	16	0,0036	0,23	0,13			
28 Цил	50	16	0,0036	0,18	0,09			
29 Цил	50	16	0,0036	0,18	0,09			
30 Цил	60	16	0,0036	0,22	0,12			
<i>d</i> Цил	35	4	0,006	0,21	0,11			
<i>e</i> Цил	55	5,24	0,006	0,33	0,21			
<i>f</i> Цил	35	5,24	0,0016	0,56	0,43			
<i>g</i> Цил	61	1,83	0,0016	0,98	0,97			
35 Цил	60	16	0,0036	0,22	0,12			
37 Цил	91	15,36	0,0036	0,33	0,21			
38 Цил	66	14,75	0,0036	0,24	0,14			
<i>a</i> Цил	35	8,48	0,009	0,314	0,2			
<i>b</i> Цил	49	7,63	0,009	0,44	0,32			
<i>c</i> Цил	53	4,77	0,009	0,48	0,36			
39 Кон	54	8,48	0,012	0,66	0,56			
40 Цил	53	0,036	0,24	12,72	35,18			
41 ЦилЧ	39	0,45	0,24	9,36	22,9			
<i>i</i> Цил	35	0,89	0,091	3,19	5,07			
<i>h</i> Цил	36	1,07	0,091	3,19	5,25			
<i>j</i> Цил	35	0,89	0,146	5,1	9,79			
<i>k</i> Цил	44	0,45	0,146	6,24	12,98			
56 Цил	53	1,83	0,064	3,38	5,5			
57 Цил	53	0,998	0,064	3,38	5,5			
58 Кон	54	1,07	0,117	6,33	13,24			
64 Кон	54	4,77	0,022	1,17	1,25			
65 Кон	54	4,77	0,022	1,17	1,25			
72 Гайка	10	1,83	1	10	25,12			
А изд.	4,66	1	1	4,66	8,62			
$I_{\text{заг}}^{\text{нзм}}$ , мм	$l_t = 10,998$		25		100		$L_{\text{заг}} = 119$	
	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\delta S_{iA}^{1,4}$	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\delta S_{iA}^{1,4}$
Погрешности ходового винта	13	36,27	13	36,27	15	44,31	15	44,3
Температурные погрешности	0,53	0,41	0,6	0,49	2,4	3,41	2,86	4,6
Погрешности сменных звеньев	1,58	1,19	1,79	2,26	7,18	15,8	8,54	20,1

*Примечание:*

$$\delta S_i = \delta S_{p_i} + \delta S_{m_i}, \quad v_i = \frac{n_i}{n_A}, \quad \delta S_{iA} = \delta S_i \xi'_{iA}, \quad \xi'_{iA} = \frac{p_A z_A}{p_i z_i v_i}.$$

### Этап 3. Определение выходных показателей точности

В результате полного и полуквадратичного суммирования погрешностей на расчётных таблицах определяют практические предельные значения и величину поля рассеяния кинематической погрешности, а также кинематической ( $\Sigma$ ) и накопленной ( $\rho$ ) погрешности для точностной цепи станка. На основании полученных данных строят графики расчётных и допустимых погрешностей для разных вариантов структуры или настройки КС (КЦ) с целью их сравнительного анализа и выбора оптимального варианта (рис. П2.2).

В таблицах П2.8 – П2.10 произведено определение выходных показателей кинематической точности для изделия.

#### П2.8. Определение выходных показателей точности

$m_A = 1,75 \text{ мм}$		$d_{ao} = 63 \text{ мм}$		$L = 50 \text{ мм}$		$z_0 = 12$	
$l_{\text{заг}}^{\text{НЗМ}}$ , мм	$\Sigma^{(l)}$ , мкм	$\Sigma$	$\delta S$ , мкм	$\sum (\delta S_{iA})^2$	$\omega S_{\Sigma}$ , мкм		
$lt = 5,498$	49,93	88,28	$24,5 \approx 25$	319,21	$17,87 \approx 18$		
25	51,81	90,73	$25,0 \approx 25$	322,64	$17,9 \approx 18$		
$L_{\text{заг}} = 47$	56,91	104,80	$27,7 \approx 28$	393,81	$19,8 \approx 20$		

#### П2.9. Определение выходных показателей точности

$m_A = 3,5 \text{ мм}$		$d_{ao} = 80 \text{ мм}$		$L = 71 \text{ мм}$		$z_0 = 10$	
$l_{\text{заг}}^{\text{НЗМ}}$ , мм	$\Sigma^{(l)}$ , мкм	$\Sigma$	$\delta S$ , мкм	$\sum (\delta S_{iA})^2$	$\omega S_{\Sigma}$ , мкм		
$lt = 10,998$	63,54	118,57	$30,29 \approx 30$	382,32	$19,55 \approx 20$		
25	63,88	118,91	$30,3 \approx 30$	382,61	$19,56 \approx 20$		
$L_{\text{заг}} = 65$	66,85	128,32	$32,1 \approx 32$	440,67	$20,99 \approx 21$		

#### П2.10. Определение выходных показателей точности

$m_A = 7 \text{ мм}$		$d_{ao} = 118 \text{ мм}$		$L = 125 \text{ мм}$		$z_0 = 9$	
$l_{\text{заг}}^{\text{НЗМ}}$ , мм	$\Sigma^{(l)}$ , мкм	$\Sigma$	$\delta S$ , мкм	$\sum (\delta S_{iA})^2$	$\omega S_{\Sigma}$ , мкм		
$lt = 21,991$	94,12	197,55	$43,6 \approx 44$	700,26	$26,5 \approx 27$		
25	94,40	197,99	$43,7 \approx 44$	701,05	$26,5 \approx 27$		
100	103,59	222,49	$47,4 \approx 47$	763,07	$27,6 \approx 28$		
$L_{\text{заг}} = 119$	105,41	227,87	$48,31 \approx 48$	770,21	$27,75 \approx 28$		

Примечание:  $\Sigma^{(l)} = \sum \delta S_{iA}$ ,  $\Sigma = \sum \delta S_{iA}^{1,4}$ ,  $\delta S_{\Sigma} = 1,4 \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^{1,4}}$ ,

$$\omega S_{\Sigma} = \Sigma^{(2)} = \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^2}.$$

#### Этап 4. Анализ баланса точности станка

Для исследования точностной структуры кинематических цепей и наглядного представления о возможности её изменения с целью повышения точности или снижения трудоёмкости изготовления звеньев цепи, проводится анализ баланса точности системы.

При полуквадратическом суммировании анализ баланса точности существенно упрощается и дает возможность выделять любые группы факторов. Расчётная формула для определения коэффициентов влияния будет иметь вид:

$$S_q = \frac{\left( \sum \delta S_{iA}^{1,4} \right)_q}{\left( \sum \delta S_{iA}^{1,4} \right)}. \quad (3.61)$$

Определение коэффициентов влияния проведено по величинам  $\delta S_{\Sigma}^{\text{из}}$  (для изделия) в табл. П2.11 – П2.13, где применены следующие группы факторов: А (изд) – изделие, В (заг) – заготовка, DA – ходовой винт; DO – остальные звенья КЦ, GZ – сменные шестерни. Числовые значения величин, входящих в формулу (3.61), выбираются из табл. П2.4. – П2.9.

#### П2.11. Определение коэффициентов влияния для диаграмм баланса точности изделия на станке с механическими звеньями

$m_A = 1,75 \text{ мм}$	$d_{a0} = 63 \text{ мм}$	$L = 50 \text{ мм}$	$z_0 = 12$			
$l_{\text{заг}}^{\text{изм}}, \text{ мм}$	$1t = 5,498$	25	$L_{\text{заг}} = 47$			
Фактор ( $q$ )	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	88,28	1	90,73	1	104,8	1
С (заг)	4,66	0,053	4,66	0,051	4,66	0,044
DO (пш)	44,34	0,502	44,34	0,489	44,34	0,423
GZ (сш)	2,95	0,033	4,96	0,055	9,88	0,094
DA (хв)	36,33	0,41	36,76	0,4	45,91	0,44

**П2.12. Определение коэффициентов влияния для диаграмм  
баланса точности изделия на станке с механическими звеньями**

$m_A = 3,5$ мм	$d_{a0} = 80$ мм	$L = 71$ мм	$z_0 = 10$
----------------	------------------	-------------	------------

$l_{\text{заг}}^{\text{ИЗМ}}$ , мм	$1t = 10,998$		25		$L_{\text{заг}} = 65$	
Фактор ( $q$ )	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	118,57	1	118,91	1	128,32	1
С (заг)	4,66	0,04	4,66	0,04	4,66	0,036
DO (пш)	77,49	0,65	77,49	0,65	77,49	0,60
DA (хв)	36,42	0,31	36,76	0,31	46,17	0,36

**П2.13. Определение коэффициентов влияния для диаграмм  
баланса точности изделия на станке с механическими звеньями**

$m_A = 7$ мм	$d_{a0} = 118$ мм	$L = 125$ мм	$z_0 = 9$
--------------	-------------------	--------------	-----------

$l_{\text{заг}}^{\text{ИЗМ}}$ , мм	$1t = 5,498$		25		100		$L_{\text{заг}} = 47$	
Фактор ( $q$ )	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	197,55	1	197,99	1	222,49	1	227,87	1
С (заг)	4,66	0,02	4,66	0,02	4,66	0,02	4,66	0,02
DO (пш)	152,2	0,77	152,2	0,77	152,2	0,68	152,2	0,67
GZ (сш)	3,62	0,01	3,98	0,01	17,52	0,09	21,86	0,10
DA (хв)	36,58	0,19	36,76	0,19	47,72	0,21	48,76	0,21

На основе табл. П2.11 – П2.13 построены диаграммы баланса точности изделия (рис. П2.3), где значения коэффициентов влияния выражены в процентах.



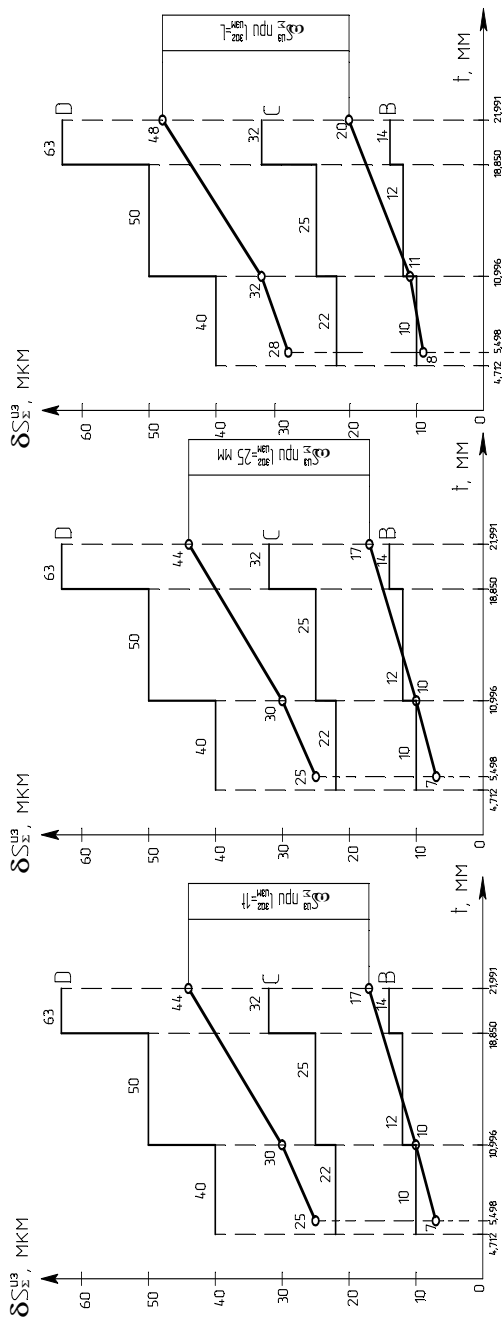


Рис. П2.3. Поля рассеяния погрешности изделия на станке с механической и гидравлической цепью затывания

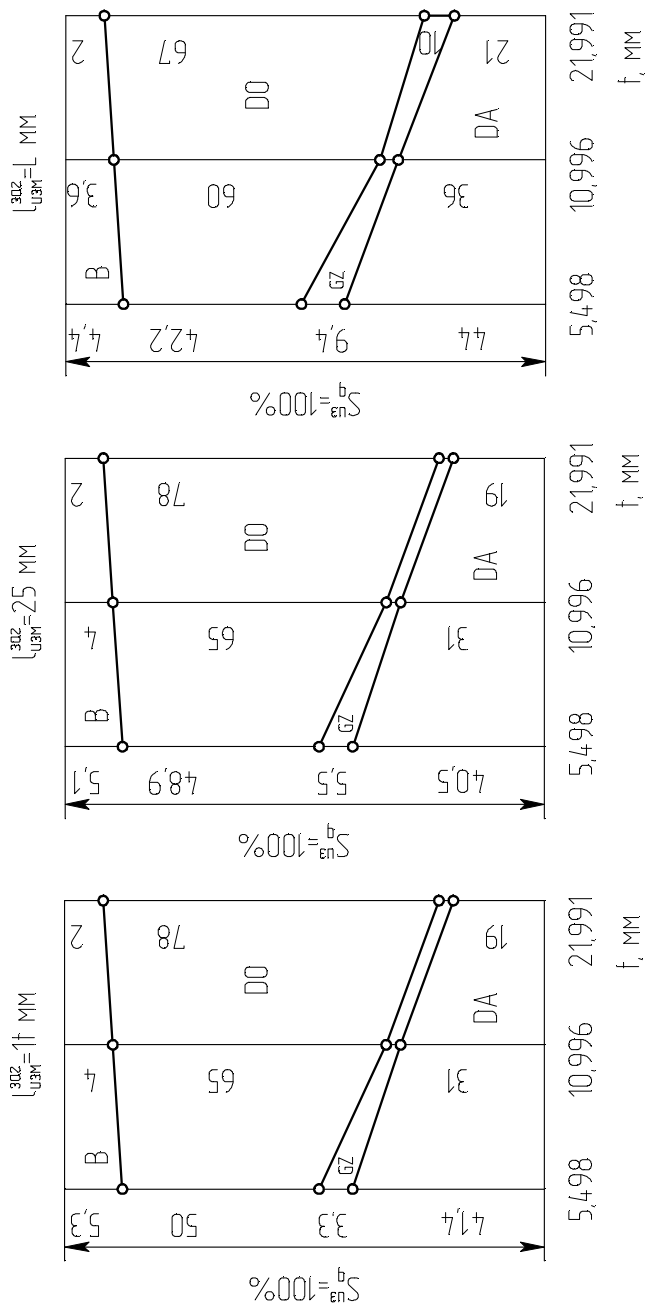


Рис. П2.4. Диаграммы баланса точности изделия на станке с механической ценою затылования

## ЭТАП 5. АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ, ПОДВЕДЕНИЕ ИТОГОВ

После подробного анализа всех расчётных таблиц, графиков погрешностей и диаграмм баланса точности должны быть сделаны выводы: о расчётной степени точности КС (цепи, станка, изделия) во всём диапазоне работы станка; о степени влияния отдельных групп факторов на точность КС (цепи, станка, изделия) во всем диапазоне работы станка; о возможности расширения некоторых допусков с целью уменьшения его изготовления; о возможности изменения конструкции станка, отдельных размеров и допусков с целью повышения его точности; о принципах рационального конструирования других моделей КС (КЦ) станков аналогичного типа.

1. КС станка при выбранных параметрах звеньев гарантирует получение станков класса точности Н, возможно также получение станков класса П (см. поля рассеяния на рис. П2.3).

2. КС станка (изделия) при выбранных значениях параметров звеньев гарантирует получение изделий степени точности В, возможно также получение изделий степени точности С.

3. В балансе точности станка влияние ходового винта (DA) является преобладающим, уменьшаясь с ростом его шага (см. рис. П2.4).

4. В балансе точности станка влияние остальных передач в КС станка весьма значительно. Следовательно, нормируемый уровень их точности нельзя резко понижать ради уменьшения трудоёмкости изготовления станка (рис. П2.3).

### Расчёт точности гидравлической цепи затылования

Для предварительной оценки точностной характеристики гидравлической цепи затылования необходимо провести расчёт её точности. Расчёт точности цепи затылования с ГШД производим аналогично расчёту на точность цепи, составленной из механических звеньев (также в табличной форме).

При этом, учитывая, что в волновых гидравлических передачах биение венца гибкого колеса практически не влияет на точность передачи, представим ГШД как плоское колесо с зубцами, равномерно расположенными по торцу, тогда здесь имеет место накопленная погрешность  $\delta_{\phi}$ , ошибка радиального биения ротора.

К числу монтажных погрешностей при применении ГШД в цепи затылования относятся погрешности, возникающие за счёт:

- а) перекоса осей при соединении выходного вала ГШД с валом ходового винта;
- б) перекоса при посадке;
- в) смещения из-за зазоров.

Результаты определения действующих и приведённых погрешностей приведены в табл. П2.14, П2.15 и П2.20.

В таблицах П2.15, П2.18, П 2.21 проводится определение показателей кинематической точности для станка (линейной) и для изделия (угловой и линейной).

На рисунках П2.5 и П2.6 показано сравнение расчётных значений показателей точности цепи затылования, состоящей из механических звеньев и гидромеханической цепи, с допускаемыми для станка и для изделия.

Определение коэффициентов влияния проведено по параметрам (для станка) в таблицах П2.16, П2.19 и П2.22.

На основе таблиц П2.16, П2.19 и П2.22 построены диаграммы баланса точности изготовления изделия на станке с гидравлической цепью затылования (рис. П2.7), где значения коэффициентов влияния выражены в процентах.

#### П2.14. Исходные параметры звеньев кинематической цепи с ГШД

$m_A = 1,75 \text{ мм}$		$d_{a0} = 63 \text{ мм}$		$L = 50 \text{ мм}$		$z_0 = 12$			
Индекс звена (i)	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	Степень точности, класс	$\delta S_i$ , мкм	$v_i$	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}$ , мкм	$\delta S_{iA}^{1,4}$
		мм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ГШД1	–	–	–	–	55	0,458	0,017	1,48	1,73
39 Кон	27	2,5	67,5	6	49	5,59	0,005	0,25	0,14
40 Цил	25	3	75	6	49	6,1	0,23	1,143	1,21
41 Чер	2	3	50	6	39	1,0425	0,23	1,09	1,12
ГШД2	–	–	–	–	55	1,0425	0,015	1,31	1,46
64 Кон	2,5	27	67,5	6	54	5,59	0,005	0,25	0,14
65 Кон	2,5	27	67,5	6	54	5,59	0,005	0,25	0,14
ГШД 3	–	–	–	–	55	11,19	0,001	0,055	0,03
71 хв (1t)	1	12	50	П	13	0,458	1	13	36,27
(25)	1	12	50	П	13	0,458	1	13	36,27
(L)	1	12	50	П	15	0,458	1	15	44,31
72 Гай	1	12	50	П	10	0,0458	1	10	25,12
A (зар)	12	1,75	63	–	3	1	1	3	4,66

Примечание:  $\delta S_i = \delta S_{p_i} + \delta S_{m_i}$ ,  $v_i = \frac{n_i}{n_A}$ ,  $\xi'_{iA} = \frac{P_A z_A}{p_i z_i v_i}$ ,  $\delta S_{iA} = \delta S_i \cdot \xi'_{iA}$ .

**П2.15. Определение выходных показателей точности  
гидравлической цепи**

$m_A = 1,75 \text{ мм}$	$d_{a0} = 63 \text{ мм}$	$L = 50 \text{ мм}$	$z_0 = 12$
-------------------------	--------------------------	---------------------	------------

$l_{\text{заг}}^{\text{изм}}, \text{ мм}$	$\Sigma^{(l)}, \text{ мкм}$	$\Sigma$	$\delta S_{\Sigma}, \text{ мкм}$	$\Sigma$	$\omega S_{\Sigma}, \text{ мкм}$
1	2	3	4	5	6
$1t = 5,498$	31,86	72,029	$21,03 \approx 21$	283,93	$16,85 \approx 17$
25	31,86	72,029	$21,03 \approx 21$	283,93	$16,85 \approx 17$
$L_{\text{заг}} = 47$	33,86	80,063	$22,89 \approx 23$	349,93	$18,7 \approx 19$

Примечание:  $\Sigma^{(l)} = \sum \delta S_{iA}$ ,  $\Sigma = \sum \delta S_{iA}^{1,4}$ ,  $\delta S_{\Sigma} = 1,4 \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^{1,4}}$ ,  
 $\sum (\delta S_{iA})^2$ ,  $\omega S_{\Sigma} = \Sigma^{(2)} = \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^2}$ .

**П2.16. Определение коэффициентов влияния  
для диаграмм баланса точности изделия на станке  
с гидравлической цепью затылования**

$m_A = 1,75 \text{ мм}$	$d_{a0} = 63 \text{ мм}$	$L = 50 \text{ мм}$	$z_0 = 12$
-------------------------	--------------------------	---------------------	------------

$l_{\text{заг}}^{\text{изм}}, \text{ мм}$	$1t = 5,498$		25		$L_{\text{заг}} = 47$	
	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	72,029	1	72,029	1	80,063	1
С (заг)	4,66	0,06	4,66	0,06	4,66	0,06
DO (пш)	31,099	0,43	31,099	0,43	31,099	0,39
DA (хв)	36,27	0,51	39,27	0,51	44,31	0,55

## П2.17. Исходные параметры звеньев кинематической цепи с ГШД

$m_A = 3,5$ мм	$d_{a0} = 80$ мм	$L = 71$ мм	$z_0 = 10$
----------------	------------------	-------------	------------

Индекс звена (i)	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	Степень точности, класс	$\delta S_i$ , МКМ	$v_i$	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}$ , МКМ	$\delta S_{iA}^{1,4}$
		мм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ГШД1	–	–	–	–	55	0,92	0,017	1,48	1,73
39 Кон	27	2,5	67,5	6	54	5,21	0,01	0,54	0,42
40 Цил	25	3	75	6	53	0,045	0,1	5,3	10,32
41 Чер	2	3	50	6	39	0,58	0,1	3,9	6,72
ГШД2	–	–	–	–	55	0,58	0,066	5,742	11,55
64 Кон	2,5	27	67,5	6	54	5,21	0,01	0,54	0,42
65 Кон	2,5	27	67,5	6	54	5,21	0,01	0,54	0,42
ГШД 3	–	–	–	–	55	10,43	0,001	0,055	0,03
71 хв (1t)	1	12	50	П	13	0,92	1	13	36,27
(25)	1	12	50	П	13	0,92	1	13	36,27
(L)	1	12	50	П	15	0,92	1	15	44,31
72 Гай	1	12	50	П	10	0,92	1	10	25,12
A (заг)	12	1,75	63	–	3	1	1	3	4,66

Примечание:  $\delta S_i = \delta S_{p_i} + \delta S_{m_i}$ ,  $v_i = \frac{n_i}{n_A}$ ,  $\xi'_{iA} = \frac{P_A z_A}{p_i z_i v_i}$ ,  $\delta S_{iA} = \delta S_i \cdot \xi'_{iA}$ .

## П2.18. Определение выходных показателей точности гидравлической цепи

$m_A = 3,5$ мм	$d_{a0} = 80$ мм	$L = 71$ мм	$z_0 = 10$
----------------	------------------	-------------	------------

$l_{\text{заг}}^{\text{изм}}$ , мм	$\Sigma^{(l)}$ , МКМ	$\Sigma$	$\delta S_{\Sigma}$ , МКМ	$\Sigma$	$\omega S_{\Sigma}$ , МКМ
1	2	3	4	5	6
1t = 10,998	44,13	97,66	26,4 ≈ 26	357,34	18,90 ≈ 19
25	44,13	97,66	26,4 ≈ 26	357,34	18,90 ≈ 19
$L_{\text{заг}} = 65$	46,13	105,7	27,9 ≈ 28	413,34	20,3 ≈ 20

Примечание:  $\Sigma^{(l)} = \sum \delta S_{iA}$ ,  $\Sigma = \sum \delta S_{iA}^{1,4}$ ,  $\delta S_{\Sigma} = 1,4 \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^{1,4}}$ ,  $\sum (\delta S_{iA})^2$ ,  $\omega S_{\Sigma} = \Sigma^{(2)} = \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^2}$ .

**П2.19. Определение коэффициентов влияния  
для диаграмм баланса точности изделия на станке  
с гидравлической цепью затылования**

$m_A = 3,5 \text{ мм}$	$d_{до} = 80 \text{ мм}$	$L = 71 \text{ мм}$	$z_0 = 10$
------------------------	--------------------------	---------------------	------------

$l_{\text{заг}}^{\text{изм}}, \text{ мм}$	$1t = 10,998$		25		$L_{\text{заг}} = 65$	
Фактор ( $q$ )	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	97,66	1	97,66	1	105,7	1
С (заг)	4,66	0,05	4,66	0,05	4,66	0,04
DO (пш)	56,73	0,58	56,73	0,58	56,73	0,54
DA (хв)	36,27	0,37	36,27	0,37	44,31	0,42

**П2.20. Исходные параметры звеньев кинематической цепи с ГШД**

$m_A = 7 \text{ мм}$	$d_{до} = 118 \text{ мм}$	$L = 125 \text{ мм}$	$z_0 = 9$
----------------------	---------------------------	----------------------	-----------

Индекс звена ( $i$ )	$Z_i$	$m_i$	$d_i$	Степень точности, класс	$\delta S_i, \text{ мкм}$	$v_i$	$\xi'_{iA}$	$\delta S_{iA}, \text{ мкм}$	$\delta S_{iA}^{1,4}$
		мм							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ГШД1	–	–	–	–	55	1,83	0,016	1,39	1,56
39 Кон	27	2,5	67,5	6	54	4,47	0,022	1,17	1,25
40 Цил	25	3	75	6	49	0,036	0,24	11,76	31,52
41 Чер	2	3	50	6	39	0,45	0,24	9,36	22,9
ГШД2	–	–	–	–	55	0,45	0,146	12,702	35,11
64 Кон	2,5	27	67,5	6	54	4,77	0,022	1,17	1,25
65 Кон	2,5	27	67,5	6	54	4,77	0,022	1,17	1,25
ГШД 3	–	–	–	–	55	9,54	0,001	0,055	0,03
71 хв (1t)	1	12	50	П	13	1,83	1	13	36,27
(25)	1	12	50	П	13	1,83	1	13	36,27
(100)						1,83	1	15	44,31
(L)	1	12	50	П	15	1,83	1	15	44,31
72 Гай	1	12	50	П	10	1,83	1	10	25,12
А (заг)	12	1,75	63	–	3	1	1	3	4,66

Примечание:  $\delta S_i = \delta S_{p_i} + \delta S_{m_i}$ ,  $v_i = \frac{n_i}{n_A}$ ,  $\xi'_{iA} = \frac{P_A z_A}{P_i z_i v_i}$ ,  $\delta S_{iA} = \delta S_i \cdot \xi'_{iA}$ .

**П2.21. Определение выходных показателей точности  
гидравлической цепи**

$m_A = 7 \text{ мм}$	$d_{до} = 118 \text{ мм}$	$L = 125 \text{ мм}$	$z_0 = 9$
----------------------	---------------------------	----------------------	-----------

$l_{заг}^{нзм}, \text{ мм}$	$\Sigma^{(l)}, \text{ МКМ}$	$\Sigma$	$\delta S_{\Sigma}, \text{ МКМ}$	$\Sigma$	$\omega S_{\Sigma}, \text{ МКМ}$
1	2	3	4	5	6
$1t = 21,991$	64,81	160,92	$37,7 \approx 38$	671,3	$25,91 \approx 26$
25	64,81	160,92	$37,7 \approx 38$	671,3	$25,91 \approx 26$
100	66,81	168,96	$39,02 \approx 39$	727,3	$26,97 \approx 27$
$L_{заг} = 119$	66,81	168,96	$39,02 \approx 39$	727,3	$26,97 \approx 27$

Примечание:  $\Sigma^{(l)} = \sum \delta S_{iA}$ ,  $\Sigma = \sum \delta S_{iA}^{1,4}$ ,  $\delta S_{\Sigma} = 1,4 \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^{1,4}}$ ,  
 $\sum (\delta S_{iA})^2$ ,  $\omega S_{\Sigma} = \Sigma^{(2)} = \sqrt{\sum (\delta S_{iA})^2}$ .

**П2.22. Определение коэффициентов влияния  
для диаграмм баланса точности изделия на станке  
с гидравлической цепью затылования**

$m_A = 7 \text{ мм}$	$d_{до} = 118 \text{ мм}$	$L = 125 \text{ мм}$	$z_0 = 9$
----------------------	---------------------------	----------------------	-----------

$l_{заг}^{нзм}, \text{ мм}$	$1t = 5,498$		25		100		$L_{заг} = 47$	
	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$	$(\delta S)_q$	$S_q$
А (изд)	160,92	1	160,92	1	168,92	1	168,92	1
С (заг)	4,66	0,03	4,66	0,03	4,66	0,03	4,66	0,03
DO (пш)	119,99	0,75	119,99	0,75	119,99	0,71	119,99	0,71
DA (хв)	36,27	0,22	36,27	0,22	44,31	0,26	44,31	0,26



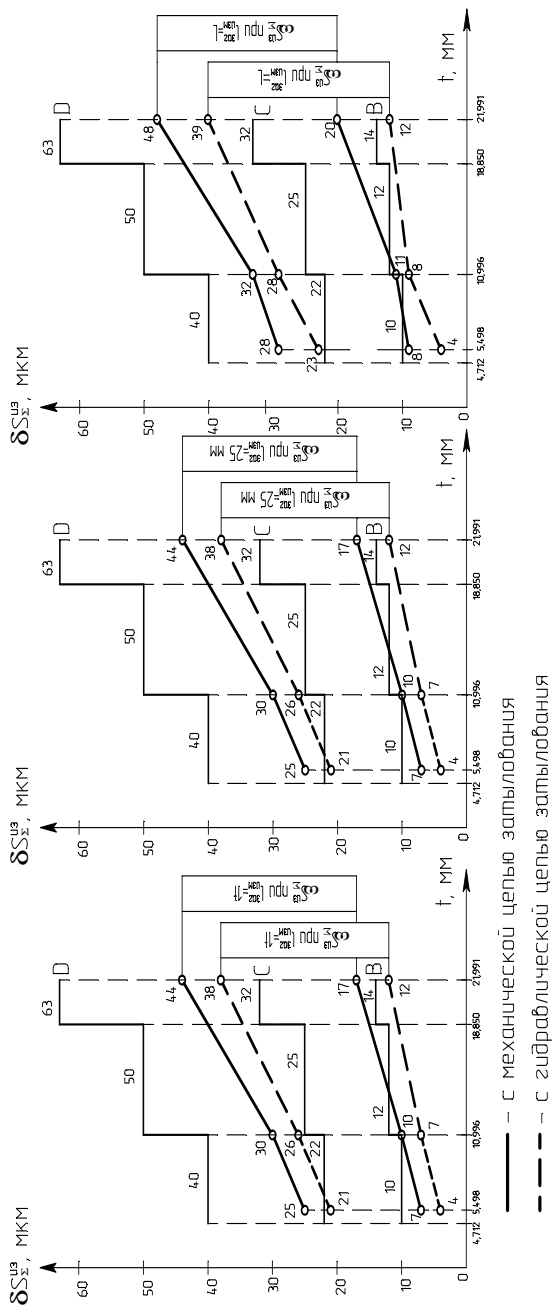


Рис. П2.5. Поля рассеяния погрешности изделия на станке с механической и гидравлической цепью затывлования

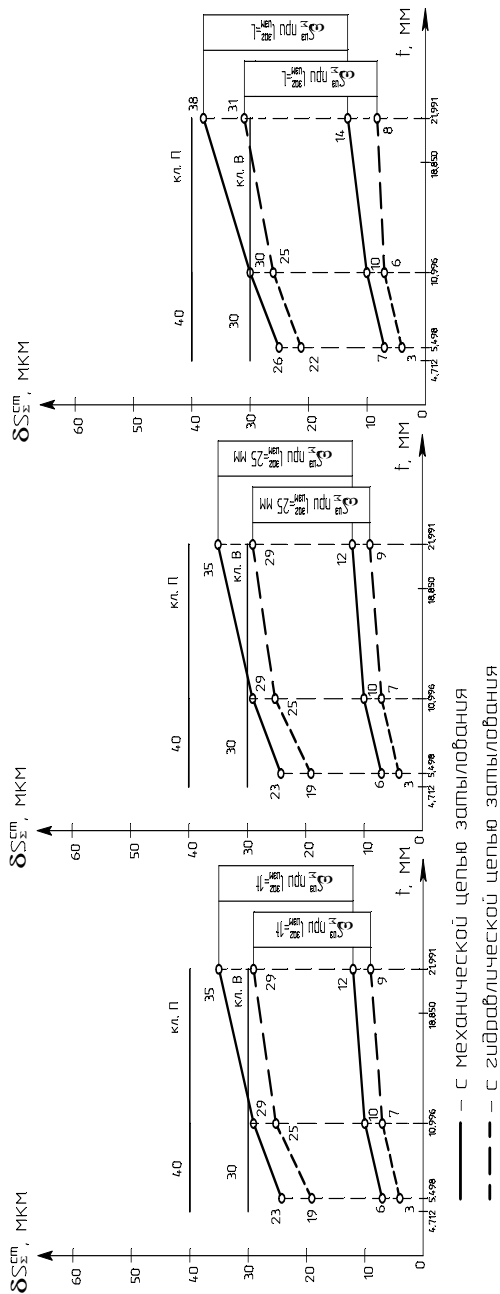


Рис. П2.6. Поля рассеяния погрешности на станке с механической и гидравлической целью затылования

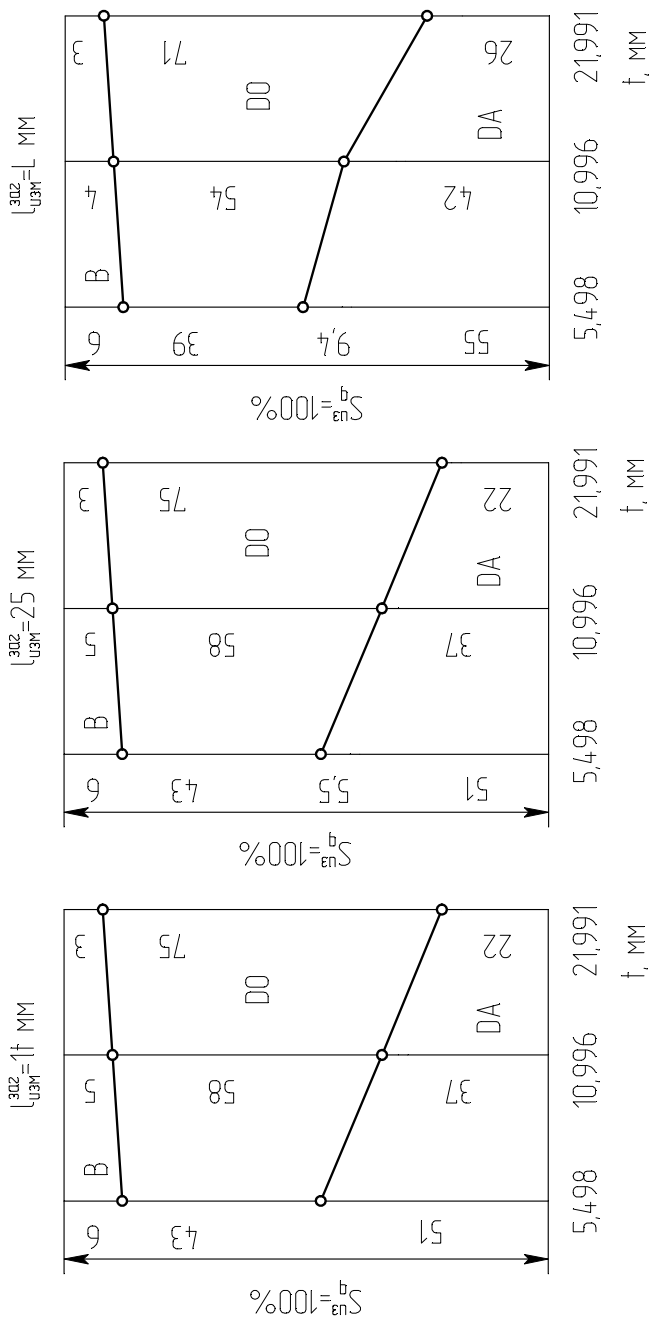


Рис. П2.7. Диаграммы баланса точности изделия на станке с гидравлической цепью затягивания

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

---

В результате приведённого расчёта точности гидравлической цепи затылования с ГШД и цепи затылования, составленной из механических звеньев, можно решить вопрос о возможной степени точности обработки, какую может обеспечить та или другая цепь обката и выяснить, какое влияние оказывают погрешности отдельных звеньев и механизмов на точность работы станка.

В результате сравнительного расчёта погрешностей изделия (червячной модульной фрезы), обработанной с помощью механической цепи обката, настраиваемой гитарой сменных колёс, и гидравлической цепи, включающей в себя ГШД, было установлено, что степень точности изделия, затылованного с помощью гидравлической цепи затылования, несколько выше точности модульной фрезы, полученной при затыловании с механической цепью обката. Класс точности червячных модульных фрез в обоих случаях по всем указанным параметрам соответствует классу С и D, а некоторых экземпляров – В.

Повышение точности в случае применения гидравлической цепи затылования, можно объяснить тем, что в случае применения ГШД точностная цепь укорачивается, так как из цепи исключаются цилиндрические и конические колеса, сменные шестерни гитары деления, кроме того, несмотря на малую погрешность, вносимую цилиндрическими, коническими и сменными колёсами, погрешность, вносимая шаговыми гидродвигателями, несколько меньше.

В результате точностного расчёта и расчёта удельного влияния отдельных элементов кинематической цепей на точность изделия показано, что наибольшая доля ошибок приходится на счёт ходового винта, заготовки и инструмента, доля погрешностей, вносимая ГШД значительно меньше, также как и погрешность сменных колёс, цилиндрических и конических колёс.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

---

1. Плужников, А.И. Точность и оптимизация кинематических цепей станков / А.И. Плужников. – М. : Машиностроение, 1983. – 283 с.
2. Плужников, А.И. Методы расчёта на точность зубо- и резьбо-обрабатывающих станков / А.И. Плужников. – М. : ЦБТИ, 1958. – 74 с.
3. Решетов, Д.Н. Точность металлорежущих станков / Д.Н. Решетов, В.Т. Портман. – М. : Машиностроение, 1986. – 336 с.
4. Соболев, Н.П. Повышение кинематической точности металлорежущих станков / Н.П. Соболев. – М. : Машгиз, 1952. – 217 с.
5. Писманик, К.М. Станки для производства конических зубчатых колёс / К.М. Писманик, Л.И. Шейко, В.М. Денисов. – М. : Машиностроение, 1993. – 184 с.
6. Обработка металлов резанием : справочник технолога / А.А. Панов и др. – М. : Машиностроение, 1988. – 736 с.
7. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т. 2 / под ред. А.Г. Косиловой, Р.К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. – 496 с.
8. Допуски и посадки : справочник. В 2-х ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – Л. : Машиностроение, 1983. – Ч. 2. – 448 с.
9. Интернет-ресурс: [www.databases.ru](http://www.databases.ru) (Сайт, содержащий ГОСТы).

# ОГЛАВЛЕНИЕ

---

---

<b>ВВЕДЕНИЕ</b> .....	3
<b>1. ТОЧНОСТЬ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ ОБКАТКИ-ДЕЛЕНИЯ</b> .....	5
<b>1.1. Точность зубчатых колёс и её показатели</b> .....	5
<b>1.2. Технологическая точность зуборезных станков</b> .....	16
<b>1.3. Точность кинематических цепей станков</b> .....	38
<b>2. МЕТОДИКА РАСЧЁТА ТОЧНОСТИ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЦЕПЕЙ СТАНКА</b> .....	73
<b>2.1. Подготовка исходных данных</b> .....	73
<b>2.2. Определение ошибок звеньев точностных цепей</b> .....	76
2.2.1. Погрешности постоянных звеньев .....	77
2.2.2. Погрешности сменных звеньев .....	79
2.2.3. Погрешности конечных звеньев .....	82
<b>2.3. Монтажное биение звеньев</b> .....	85
<b>2.4. Деформации звеньев</b> .....	89
<b>2.5. Приведение ошибок к заготовке и определение погрешностей изделий</b> .....	91
2.5.1. Определение угловых передаточных отношений .....	92
2.5.2. Определение линейных передаточных отношений и углов поворота звеньев .....	95
2.5.3. Определение погрешностей изделий .....	98
<b>2.6. Анализ баланса точности станка</b> .....	102
<b>2.7. Последовательность расчёта кинематической точности станка</b> .....	106
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ</b> .....	118
<b>ЗАКЛЮЧЕНИЕ</b> .....	186
<b>СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ</b> .....	187