



ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЦЕНТР ДИСТАНЦИОННОГО ОБУЧЕНИЯ И ПОВЫШЕНИЯ  
КВАЛИФИКАЦИИ

Кафедра «Технология машиностроения»

## УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

# «Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов»

Авторы

Мельников А.С.

Тищенко Э.Э.

Берберов С.А.

Ростов-на-Дону, 2012



Центр дистанционного обучения и повышения квалификации

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

## Авторы

Мельников А.С. - к.т.н., профессор

Тищенко Э.Э. - к.т.н, доцент

Берберов С.А. - к.т.н., доцент





## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ.....</b>	<b>6</b>
<b>1. Задачи обеспечения нормируемых стандартами показателей точности зубчатых передач.....</b>	<b>10</b>
1.1 Редукторы цилиндрические .....	10
1.2 Редукторы червячные .....	39
1.3 Редукторы конические .....	57
<b>2. Задачи обеспечения нормальной работы подшипниковых опор валов редукторов .....</b>	<b>72</b>
<b>3. Другие задачи размерного анализа конструкций редукторов .....</b>	<b>85</b>
<b>4. Синтез размерного описания конструктивной формы детали.....</b>	<b>92</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Нормы бокового зазора цилиндрических передач (показатели <math>J_n \min</math>, <math>fa</math>).....</b>	<b>107</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Допуск на радиальное биение зубчатого венца <math>Fr</math> для цилиндрических передач .....</b>	<b>108</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Нормы контакта зубьев для цилиндрических передач (допуска параллельности осей <math>fx</math> и допуск на перекос осей <math>fy</math>).....</b>	<b>111</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Рекомендуемый осевой зазор, мкм, для шариковых радиально-упорных однорядных подшипников .....</b>	<b>114</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 5. Допуски на радиальное биение колец подшипников (<math>Kia</math> – кольца внутренние, <math>Kea</math> – кольца наружные) .....</b>	<b>118</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 6. Натяги и зазоры при посадке шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-</b>	



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

упорных подшипников .....	122
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 7. Нормы кинематической точности червячных передач (показатель <math>F_r</math> – допуск на радиальное биение зубчатого венца червячного колеса, мкм) .....</b>	<b>130</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 8. Нормы плавности работы червяка (для червячных передач) (показатель <math>f_r</math> – допуск на радиальное биение червяка, мкм).....</b>	<b>132</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 9. Нормы контакта зубьев и витков для червячных передач .....</b>	<b>133</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 10. Нормы контакта для червячных передач (показатель <math>f_{\Sigma r}</math>- допуск на угол скрещивания осей) .....</b>	<b>135</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 11. Норма кинематической точности конической передачи.....</b>	<b>136</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 12. Осевое смещение зубчатого венца <math>f_{AMr}</math> в конической передаче .....</b>	<b>139</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 13. Предельные отклонения межосевого угла конической передачи <math>E_{\Sigma}</math> .....</b>	<b>146</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 14. Толщина стопорных колец .....</b>	<b>147</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 15. Допуски формы посадочных поверхностей под подшипники.....</b>	<b>148</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 16. Допуски торцового биения заплечиков отверстий корпусов и валов, мкм, не более .....</b>	<b>149</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 17. Параметр шероховатости поверхности <math>R_a</math> (мкм) детали в зависимости от качества точности размера .....</b>	<b>150</b>
<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 18. Размеры шпонок, мм.....</b>	<b>151</b>



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых  
редукторов

<b>ПРИЛОЖЕНИЕ 19. Методика построения плоской размерной цепи с параллельными звеньями .....</b>	<b>157</b>
<b>Список литературы .....</b>	<b>162</b>



## ВВЕДЕНИЕ

В ходе проектирования конструктор преобразует первичный информационный образ машины, описанный в техническом задании на проектирование набором показателей служебного назначения, в пространственно-размерный, описанный в конструкторской документации конструктивной формой деталей, ее размерным описанием, свойствами материалов, которыми она наполнена, размерами взаимного расположения деталей в конструкции машины или сборочной единицы. Подробнее об этом преобразовании см. в [3, гл.3]. От адекватности этих двух информационных образов в решающей степени зависит качество в будущем изготовленной машины. Технолог в ходе изготовления машины переносит пространственно-размерную информацию из конструкторской документации, расположенной на бумажных или магнитных носителях, на конструкционные материалы деталей и собранные из них сборочные единицы и машину в целом. Адекватность этого переноса опосредованным образом обеспечивает требуемое качество изготовленной машины. Требуемое качество машины, заданное потребителем (заказчиком), обеспечивается правильным заданием размерных связей при ее проектировании и достижением заданной конструктором точности этих связей технологом при ее изготовлении.

Таким образом, конструктивная форма деталей, свойства материалов и размерное описание конструкции являются общим для всех специалистов, участвующих в процессе создания машины, средством достижения требуемого ее качества. Поэтому



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

логика построения конструктивной формы детали, синтеза размерных связей и ее освоение в ходе подготовки специалистов по направлениям 150700 Машиностроение и 151900 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств имеют большое значение, обеспечивая конкурентоспособность по качеству изделий, которые будут проектировать и изготавливать эти специалисты.

В настоящем учебном пособии эту логику и правила анализа и синтеза конструктивной формы деталей и размерного описания конструкции изделия, которыми должны руководствоваться конструкторы и технологи, мы демонстрируем на типовых примерах зубчатых передач, которые широко используются в конструкциях многих машин. Освоив правила решения типовых задач размерного анализа и синтеза таких широко распространенных сборочных единиц, специалист будет в состоянии решать подобные задачи и в других конструкциях.

Зубчатые передачи широко распространены в конструкциях различных машин. С их помощью реализуются кинематические и динамические связи между двигателями различного рода и рабочими (исполнительными) органами машин. Зубчатыми передачами изменяют угловую скорость и передаваемый крутящий момент, эта задача количественно описывается передаточным отношением. Номинальные размеры находящихся в зацеплении зубчатых колес определяются при проектировании передачи в результате прочностных расчетов в зависимости от физико-механических свойств материала, величин передаточного отношения и крутящего момента. Эти расчеты являются предметом изучения учебной дисциплины «Детали машин». Но для того,



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

чтобы зубчатая передача с требуемым качеством выполняла свою задачу в составе любой машины нужно, во-первых, задать при ее проектировании и достичь при изготовлении необходимую точность размеров зубчатых венцов, и, во-вторых, с необходимой точностью расположить в пространстве зубчатые венцы друг относительно друга. От этой точности зависит и кинематическая точность передачи, и плавность ее работы, и производимый передачей шум, и ее надежность и долговечность и т.д.

Точность различных зубчатых передач (цилиндрических, конических, червячных ) регламентируется ГОСТ-ами [9-10], которые устанавливают 12 степеней точности и 6 видов сопряжения, комплекты показателей для оценки точности передачи и их численные значения в зависимости от степени точности и вида сопряжения. Эти показатели точности и их допускаемые значения использует конструктор, выбирая степень точности передачи в зависимости от ее служебного назначения в проектируемой машине. Достижение этих показателей должен обеспечить технолог в технологических процессах изготовления деталей и сборки зубчатой передачи.

Конструктивно зубчатые передачи оформляются в виде редукторов с постоянным или изменяющимся передаточным отношением. Редукторы с постоянным передаточным отношением входят в состав приводных станций машин различного назначения – подъемно-транспортных машин (различных конвейеров, подъемных кранов и т.п.), насосных станций в нефтегазовой отрасли и т.д. Редукторы с изменяющимся передаточным отношением получили название коробок скоростей. Коробки скоростей имеют в своем составе многие машины – автомобили, тракто-





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ры, металлорежущие станки и т.д. В любом редукторе для каждой зубчатой передачи задаются степень ее точности и вид сопряжения. Для обеспечения этой точности конструктор должен провести размерный анализ проектируемого редуктора и назначить на размеры его деталей и их сопряжения соответствующие допуски. Инструментом такого анализа служат размерные цепи, каждая из которых описывает формирование одного показателя точности передачи. Изучению типовых задач размерного анализа в различных редукторах и посвящено настоящее пособие.

Работе с настоящим пособием должно предшествовать изучение основных положений теории размерных цепей, приведенных в разных источниках. Это пособие опирается на изложение теории размерных цепей в [3] (см. Приложение 19).

Все задачи размерного анализа в редукторах можно разделить на две большие группы. Первую группу составляют задачи обеспечения нормируемых стандартами показателей точности зубчатых передач. Во вторую группу входят задачи обеспечения точности размерных связей, напрямую не связанные с нормируемыми показателями точности зубчатой передачи, но обеспечивающие нормальные условия работы всей конструкции (например, подшипниковых опор и т.д.).



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

# 1. ЗАДАЧИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМИРУЕМЫХ СТАНДАРТАМИ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТОЧНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

## 1.1 Редукторы цилиндрические

ГОСТ 1643-81 устанавливает для различных цилиндрических зубчатых колес и передач двенадцать степеней точности, которые в порядке убывания точности обозначаются цифрами 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 и 12.

Стандарт устанавливает шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче, которые обозначаются буквами латинского алфавита A, B, C, D, E, и H и восемь видов допусков  $T_{jn}$  на боковой зазор  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  и  $h$ . Обозначения даны в порядке уменьшения бокового зазора и допуска на него, как показано на рис. 1.

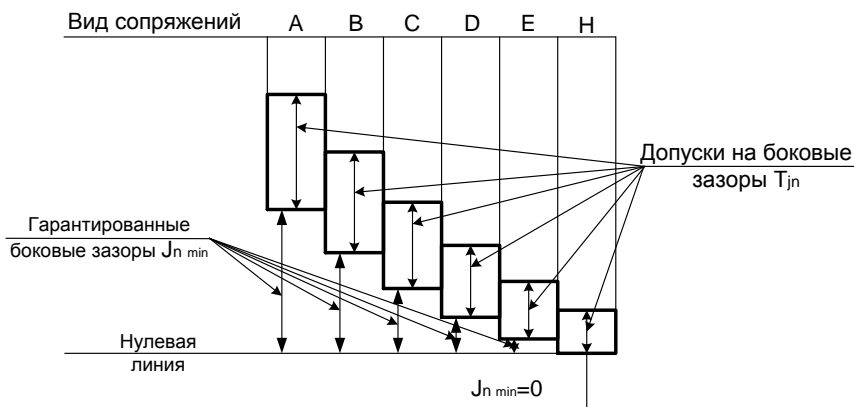


Рис. 1. Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры

Стандарт также устанавливает возможности применения



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

видов сопряжения для передач разных степеней точности, эти возможности приведены в табл.1. При этом видам сопряжений H и E соответствует вид допуска на боковой зазор  $h$ , а видам сопряжений D, C, B, A – виды допуска  $d$ ,  $c$ ,  $b$ , и  $a$  соответственно.

Таблица 1

Виды сопряжений зубчатых колес в передаче в зависимости от степени точности по нормам плавности работы

Вид сопряжения						
Степень точности по нормам плавности работы	3 – 12	3 – 11	3 – 9	3 – 8	3 – 7	3 – 7

Для каждой степени точности цилиндрических зубчатых колес и передач стандарт регламентирует нормы: кинематической точности, плавности работы и контакта зубьев зубчатых колес в передаче. Эти нормы невозможно задать и измерить непосредственно, и поэтому в стандарте они обеспечиваются опосредованно с помощью следующих показателей точности:

- межосевое расстояние с допускаемыми отклонениями,
- радиальное биение зубчатых венцов,
- допуск непараллельности рабочих осей в плоскости, проходящей через эти оси,
- допуск на скрещивание рабочих осей (допуск на несовмещение двух рабочих осей в одной плоскости).

Численные значения этих показателей, установленные стандартом, приведены в приложениях 1,2,3.

Точностью межосевого расстояния зубчатой передачи обеспечивается гарантированный боковой зазор между эвольвентными поверхностями двух соседних зубьев в каждом сопря-



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

жени. Стандарт устанавливает, что **межосевое расстояние зубчатой передачи представляет собой расстояние между ее рабочими осями. Под рабочей осью понимается ось, вокруг которой вращается зубчатый венец колеса.**

Стандарт устанавливает шесть классов отклонений межосевого расстояния, приведенных в приложении 1. Для обеспечения гарантированного бокового зазора в каждом сопряжении  $j_{nmin}$  (см. рис.1) стандарт устанавливает соответствие классов отклонений межосевого расстояния видам сопряжения зубчатых колес: для сопряжений H и E – II класса, а для сопряжений D, C, B, и A – классов III, IV, V и VI соответственно.

Точность изготовления зубчатых колес и передач задается степенью точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения по нормам бокового зазора. Степень точности зубчатой передачи указывается на чертеже редуктора в технических требованиях специальной записью. Например, запись **7 – С ГОСТ 1643-81** следует понимать так: зубчатая передача 7 степени точности по всем нормам с видом сопряжения **С** и приведенным выше соответствием между видом сопряжения и классом отклонений межосевого расстояния.

Итак, при проектировании редуктора выбором степени точности, вида сопряжения, класса отклонения межосевого расстояния обеспечиваются необходимые кинематическая точность, плавность и долговечность работы зубчатой передачи. После этого выбора конструктор проводит размерный анализ конструкции редуктора, в результате которого рассчитывает и назначает допуски на размеры деталей редуктора, влияющих на каждый показатель точности передачи. Инструментом такого анализа



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

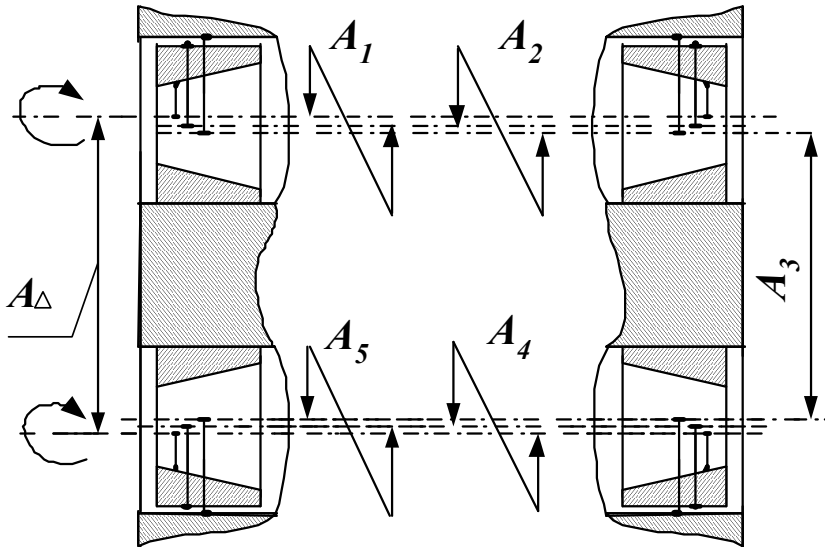
служат размерные цепи, в которых исходными (замыкающими) звеньями являются нормируемые стандартом показатели точности. В каждой размерной цепи конструктор решает прямую задачу.

Рассмотрим эти размерные цепи и особенности решения прямой задачи в каждой из них.

**Задача 1. Обеспечение точности межосевого расстояния зубчатой передачи.** В формулировке задачи содержится размер – расстояние между рабочими осями зубчатой передачи. Поскольку рабочей осью считается та ось, вокруг которой вращается зубчатый венец колеса (или шестерни), то нужно определить обе рабочие оси находящиеся в зацеплении зубчатых колес. Такими осями являются ***оси беговых дорожек наружных колес любых*** подшипников качения, на которые установлены валы, несущие зубчатые колеса. Сам вал и все, что на нем установлено, вращается именно вокруг этой оси. Поэтому ***исходным звеном размерной цепи и будет расстояние между осями беговых дорожек наружных колец подшипников,*** как это показано на рис. 2. ГОСТ1643-81 нормирует точность этого размера (см. Приложение 1), задавая симметричный допуск. Это означает, что в разных редукторах межосевое расстояние окажется разным. В результате боковой зазор между находящимися в контакте зубьями будет разным (чем меньше межосевое расстояние, тем меньше боковой зазор). Но если межосевое расстояние передачи остается в пределах установленного стандартом допуска, то и боковой зазор будет в пределах допуска  $T_{jiv}$  соответствующего выбранному виду сопряжения (см. рис. 1).



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов



$TA_{\Delta}$  по ГОСТ 1643-81

Рис.2. Схема размерной цепи, описывающей формирование межосевого расстояния зубчатой передачи

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

На рис. 2 приведена размерная цепь, описывающая формирование межосевого расстояния зубчатой передачи. Она построена по методике, приведенной в Приложении 19 [3]. Физический смысл составляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл. 2.

Таблица 2

Характеристика звеньев размерной цепи

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
$A_4$	Межосевое расстояние зубчатой передачи	$A_0 \pm f_a$		$TA_4$	$0$	ГОСТ 1643-81	-
$A_1$	Несоосность беговой дорожки с базовой поверхностью кольца	$0 \pm K_{ea}$	$0$	$K_{ea}$	$0$	ГОСТ 520-2002	-
$A_2$	Несоосность ОБ кольца с ВБ (от-	$0 \pm S_{\max} / 2$	$0$		$0$	ГОСТ	$S_{\max}$ - Максимальный

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	верстием) корпуса			$S_{\max}$		3325-85	зазор в посадке кольца в корпус
$A_3$	Межосевое расстояние отверстий в корпусе		$A_o$	?	0		<b>Рассчитывается из уравнения полей допусков РЦ</b>
$A_4$	Несоосность ОБ кольца с ВБ (отверстием) корпуса	$0 \pm S_{\max} / 2$	0	$S_{\max}$	0	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца в корпус
$A_5$	Несоосность беговой дорожки с базовой поверхностью кольца	$0 \pm K_{ea}$	0	$K_{ea}$	0	ГОСТ 520-2002	-





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Стандарт на точность подшипников качения ГОСТ 520-2002 регламентирует радиальное биение беговой дорожки наружного кольца относительно наружной цилиндрической поверхности и неравностенность кольца. И тот и другой параметры могут быть измерены и схемы их измерения стандартом регламентированы. Но и тот и другой параметры являются следствием несоосности беговой дорожки и наружной цилиндрической поверхности, которую напрямую измерить весьма сложно. Из геометрических соображений радиальное биение (и неравностенность тоже) равно удвоенной несоосности этих поверхностей.

Поэтому фактически звено  $A_1$  в этой размерной цепи является стандартным, его номинал равен нулю, а допуск равен радиальному биению или неравностенности (что одно и тоже) и его величина зависит от класса точности подшипника. Допуск на радиальное биение беговой дорожки колец относительно наружного цилиндра см. в Приложении 5. координата середины поля допуска несоосности равна нулю.

Кольцо подшипника устанавливается в корпус по специальной подшипниковой переходной посадке, допускающей зазор. В результате появления зазора появляется несоосность базовой поверхности кольца и отверстия корпуса. Величина максимального зазора определяется разностью диаметров – максимального отверстия и минимального кольца. Величины этих диаметров в зависимости от посадки, качества и номинала определены стандартом на посадки подшипников (см. Приложение 6). Таким образом, звено  $A_2$  является стандартным, его номинал равен нулю, допуск равен максимальному зазору и координата середины поля допуска равна нулю.



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Звенья  $A_4$  и  $A_5$  по физическому содержанию и способу определения их величин полностью повторяет звенья  $A_2$  и  $A_1$  соответственно и поэтому тоже являются стандартными. При этом численные значения допусков этих звеньев могут быть разными, так как, как правило, выходной вал редуктора по диаметру больше входного и, следовательно, диаметры подшипников и допуски на них окажутся разными.

Таким образом, задача обеспечения точности межосевого расстояния цилиндрической зубчатой передачи сводится к выбору класса точности подшипников, их посадки в корпус и расчету поля допуска звена  $A_3$ –

межосевого расстояния отверстий в корпусе редуктора.

Если воспользоваться методом полной взаимозаменяемости, то допуск звена  $A_3$  рассчитывается из уравнения полей допусков:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m TA_i.$$

В этом уравнении неизвестный допуск  $TA_3$  находится в правой части уравнения, являясь одним из слагаемых суммы, поэтому:

$$TA_3 = TA_{\Delta} - \sum_{i=1}^{m-1} TA_i$$

С достаточной для практики точностью этот расчет можно вести вероятностным способом (по методу неполной взаимозаменяемости), так как векторы радиальных биений колец подшипников и смещений колец в пределах зазоров в посадках их в



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

корпус разнонаправлены и мало вероятно, что совпадут по направлению. В этом случае допуск  $TA_3$  рассчитывается из уравнения полей допусков размерной цепи с риском получения бракованных изделий  $P(x)=0,027\%$  (в этом случае коэффициент риска  $t_\Delta = 3$ ):

$$TA_\Delta = t_\Delta \sqrt{\sum_{i=1}^m \lambda_i^2 (TA_i')^2} \quad [ ]$$

Откуда

$$TA_3 = \frac{\sqrt{TA_\Delta^2 - t_\Delta^2 \sum_{i=1}^{m-1} \lambda_i^2 (TA_i)^2}}{t_\Delta \lambda_3} .$$

Если принять для всех составляющих звеньев одинаковое значение  $\lambda_i = \lambda_{cp}$  получим:

$$TA_3 = \frac{\sqrt{TA_\Delta^2 - t_\Delta^2 \lambda_{cp}^2 \sum_{i=1}^{m-1} (TA_i)^2}}{t_\Delta \lambda_{cp}}$$

Этот рассчитанный допуск  $TA_3$  и проставляется на чертеже корпуса редуктора.

**Задача 2. Обеспечение радиального биения зубчатого венца в оговоренных стандартом пределах.** Радиальное биение зубчатого венца относительно рабочей оси приводит к тому, что боковой зазор в передаче на каждой паре зубьев не-



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

прерывно меняется при вращении зубчатых колес. За счет этого биения очередной зуб то глубже проникает во впадину между зубьями другого колеса, то наоборот, что и обуславливает изменение бокового зазора. Для того, чтобы боковой зазор  $T_{jn}$  оставался в пределах допуска, соответствующего степени точности передачи и виду сопряжения (см. рис. 1), стандарт устанавливает допустимые величины радиального биения зубчатого венца  $F_r$  (см. приложение 2). Таким образом, стандарт опосредованным способом задает допуск на несоосность делительного цилиндра зубчатого венца с рабочей осью. Этот допуск равен  $F_r$ , а координата его середины равна нулю. Это размер и будет исходным звеном размерной цепи  $L$ , приведенной на рис. 3.

Физическое содержание звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине приведены в табл. 3. В этой размерной цепи все звенья имеют номинальные значения и координаты середин полей допусков равные нулю. Допуски же только двух составляющих звеньев – внутридетальных размеров вала  $G_3$  и колеса  $G_1$  – не оговариваются стандартами и рассчитываются из уравнения размерной цепи. Допуски остальных звеньев определяются из соответствующих стандартов.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

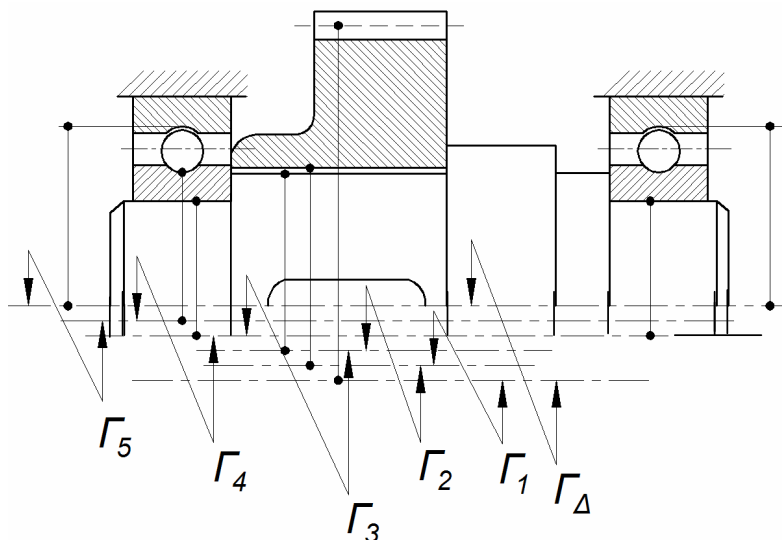


Рис. 3. Схема размерной цепи, описывающей формирование несоосности делительного цилиндра зубчатого колеса с его рабочей осью (радиального биения)

Если зубчатое колесо устанавливается на вал по посадке с гарантированным натягом, то звено  $\Gamma_2$  обращается в ноль и не участвует в размерной цепи. Если же зубчатое колесо устанавливается на вал по посадке с гарантированным зазором, то появляется возможность его смещения относительно посадочной шейки вала в пределах зазора.



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

В этом случае допуск размера  $F_2$  определяется максимальным зазором в выбранной посадке соответствующего качества точности.

Допустимая несоосность беговой дорожки с базовым отверстием внутреннего кольца подшипника (допуск размера  $F_4$ ) оговаривается как ее радиальное биение (или неравностенность) стандартом ГОСТ 520-2002 в соответствии с выбранным классом точности подшипника качения (см Приложение 5).

Допустимая несоосность беговых дорожек колец подшипника (допуск размера  $F_5$ ) определяется максимальным радиальным зазором в подшипнике, который устанавливается стандартом (ГОСТ 24810-81) на этот радиальный зазор в зависимости от класса точности выбранного подшипника (см. Приложение 4).

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 3

Характеристика звеньев размерной цепи  $\Gamma$

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
$\Gamma_4$	Несоосность делительного цилиндра с рабочей осью	$0 \pm \frac{Fr}{2}$	$0$	$Fr$	$0$	ГОСТ 1643-81	
$\Gamma_1$	Несоосность делительного цилиндра с базовым отверстием колеса		$0$	$?$	$0$		<b>Назначается удовлетворяющим уравнению полей допусков</b>
$\Gamma_2$	Несоосность ОБ (отверстия) колеса с ВБ вала (шейкой под колесо)	$0 \pm S_{\max} / 2$	$0$	$S_{\max}$	$0$		$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке колеса на вал
$\Gamma_3$	Несоосность ВБ (шейки под колесо) с ОБ вала (шейкой)		$0$	$?$	$0$		<b>Назначается удовлетворяющим уравне-</b>

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	под подшипник)						<b>нию полей допусков</b>
<b><math>\Gamma_4</math></b>	Несоосность беговой дорожки с базовым отверстием кольца подшипника	$0 \pm K_{ia} / 2$	<b>0</b>	$K_{ia}$	<b>0</b>	ГОСТ 520-2002	
<b><math>\Gamma_5</math></b>	Несоосность беговых дорожек колец подшипника	$0 \pm S_{max} / 2$	<b>0</b>	$S_{max}$	<b>0</b>	ГОСТ 24810-81	$S_{max}$ - Максимальный радиальный зазор в подшипнике





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Допуски внутридетальных размеров  $f_1$  и  $f_3$  зубчатого колеса и вала назначаются из уравнения полей допусков размерной цепи в соответствии с принятым методом достижения точности замыкающего звена. Так как векторы радиальных биений кольца подшипника, зубчатого венца относительно базового отверстия, несоосностей шеек вала и беговых дорожек подшипника разнонаправлены и мало вероятно, что совпадут по направлению, логично в уравнении полей допусков использовать квадратичное суммирование, характерное для метода частичной взаимозаменяемости. Как и в задаче 1 для практики достаточно принять вероятность появления радиального биения за пределами допуска  $F_r$   $P(x) = 0,027\%$  (в этом случае коэффициент риска  $t_A = 3$ ).

**Задача 3. Обеспечение параллельности рабочих осей зубчатой передачи.** Рабочей осью считается общая ось беговых дорожек наружных колец подшипников качения. Угловая размерная цепь, описывающая формирование непараллельности рабочих осей зубчатой передачи приведена на рис. 4. Физическое содержание и способы определения величины составляющих звеньев этой размерной цепи приведены в табл. 4. На рис.4 валы, несущие зубчатые колеса, установлены на конические радиально-упорные подшипники. Общая ось конических беговых дорожек проходит через центры окружностей в радиальных сечениях, проведенных в середине ширины кольца.

Показатель точности зубчатой передачи  $\beta_A$  нормируется



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых  
редукторов

стандартом (ГОСТ 1643-81) как отношение катета  $f_x$  образующе-  
гося при отклонении от параллельности осей треугольника, к ши-  
рине зубчатого венца  $B$ :

$$\beta_{\Delta} \approx \operatorname{tg} \beta = \frac{f_x}{B}$$

где  $\beta$  – угол между рабочими осями зубчатой передачи,

$B$  – ширина зубчатого венца,

$f_x$  – катет на ширине зубчатого венца, нормируемый  
стандартом в зависимости от степени точности зубчатой передачи  
(см. Приложение 3).

Ввиду малости угла  $\beta$  стандарт с достаточной для практиче-  
ских расчетов точностью устанавливает равенство между значе-  
ниями угла и его тангенса.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

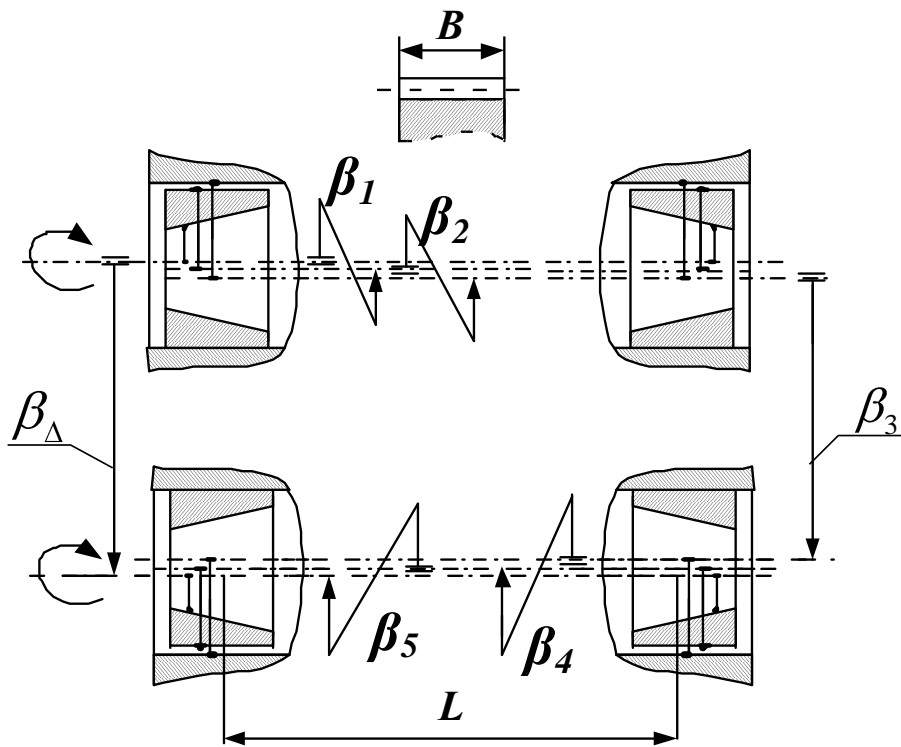


Рис. 4. Схема размерной цепи, описывающей формирование параллельности рабочих осей зубчатой передачи

Появление угла  $\beta$  приводит к уменьшению пятна контакта зубьев за счет смещения его к одному из торцов зубчатого венца, что ведет к неравномерной динамической нагрузке зуба по длине со всеми вытекающими из этого негативами для его прочности и долговечности.



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

В этой размерной цепи все звенья имеют номинальные значения и координаты середин их полей допусков равные нулю. Допуски всех звеньев, кроме  $\beta_3$ , выбираются или определяются из соответствующих стандартов.

Рабочая ось шестерни непараллельна к общей оси базовых цилиндров колец подшипников. Эта непараллельность  $\beta_1$  возникает в результате радиального биения беговых дорожек относительно базовых наружных поверхностей колец. Допуск звена  $\beta_1$  равен максимально возможному углу между предельными положениями рабочей оси. Максимальный угол между этими осями образуется, когда радиальные биения колец разнонаправлены и его величина опреого величина определяется отношением радиального биения беговых дорожек кол колец к расстоянию  $L$  между средними сечениями по их ширине (см. рис. 4).

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 4

Характеристика звеньев размерной цепи  $\beta$

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
$\beta_4$	Непараллельность рабочих осей зубчатой передачи	$o_{\pm} \frac{f_x}{2B}$	$o$	$\frac{f_x}{B}$	$o$	ГОСТ 1643-81	
$\beta_1$	Непараллельность рабочей оси шестерни с общей осью ОБ колец подшипников	$o_{\pm} \frac{K_{ea}}{2L}$	$o$	$\frac{K_{ea}}{L}$	$o$	ГОСТ 520-2002	
	Непараллельность общей оси ОБ колец подшипников с об-	$o_{\pm} \frac{S_{max}}{L}$	$o$		$o$	ГОСТ 3325-85	$S_{max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца подшипника в корпус

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$\beta_2$	шей осью отверстий в корпусе			$\frac{2S_{\max}}{L}$			
$\beta_3$	Непараллельность общих осей отверстий в корпусе		$0$	$?$	$0$		<b>Рассчитывается из уравнения полей допусков РЦ</b>
$\beta_4$	Непараллельность общей оси ОБ колец подшипников с общей осью отверстий в корпусе	$0 \pm \frac{S_{\max}}{L}$	$0$	$\frac{2S_{\max}}{L}$	$0$	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца подшипника в корпус
$\beta_5$	Непараллельность рабочей оси колеса с общей осью ОБ колец подшипников	$0 \pm \frac{K_{ea}}{2L}$	$0$	$\frac{K_{ea}}{L}$	$0$	ГОСТ 520-2002	



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Если подшипники одинаковы, то

$$T\beta_1 = \frac{K_{ea}}{L}$$

Значения  $K_{ea}$  для используемых в конструкции подшипников см. в Приложении 5.

Непараллельность  $\beta_2$  общей оси ОБ колец подшипников с общей осью отверстий в корпусе возникает в результате того, что наружные кольца подшипников установлены в корпус по посадкам, в которых возможен зазор. Допуск звена  $\beta_2$  равен максимально возможному углу. Максимальный угол между этими осями образуется, когда зазоры выбраны в разные стороны и равен:

$$\beta_2 \approx tg \beta_2 = \frac{S_{1max} + S_{2max}}{2L}$$

Если подшипники, на которые установлен вал, одинаковы, то  $S_{1max} = S_{2max}$  и тогда

$$\beta_2 \approx tg \beta_2 = \frac{S_{max}}{L}$$

Звенья  $\beta_5$  и  $\beta_4$  по содержанию и способу определения допусков аналогичны звеньям  $\beta_1$  и  $\beta_2$ . Их величина может отличаться от допусков звеньев  $\beta_1$  и  $\beta_2$ , если размеры подшипников ведомого вала отличаются от подшипников ведущего вала, что в реальных конструкциях бывает достаточно часто.

Таким образом, задача обеспечения параллельности рабочих осей цилиндрической зубчатой передачи сводится к выбору класса точности подшипников, их посадки в корпус и расчету по-



### Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ля допуска звена  $\beta_3$  – допуска на отклонения от параллельности осей отверстий под подшипники в корпусе редуктора. Этот допуск рассчитывается из уравнения полей допусков размерной цепи, при этом возможен как метод полной, так и неполной взаимозаменяемости с вероятностью появления непараллельности осей за пределами установленного стандартом допуска  $P(x) = 0,027\%$  (в этом случае коэффициент риска  $t_\Delta = 3$ ). В этих расчетах необходимо допуски всех звеньев выразить через отношения катетов к одной и той же длине. Такой длиной должна стать  $L$  – расстояние между серединами подшипниковых опор. Тогда и допуск замыкающего звена должен быть отнесен к этой длине, для чего необходимо установленную стандартом величину катета  $f_x$  умножить

на коэффициент приведения, равный отношению  $\frac{L}{B}$ . Тогда допуск замыкающего звена в уравнении допусков определяется

$$T\beta_\Delta = \frac{f_x \times \frac{L}{B}}{L}$$

Рассчитанный из уравнения полей допусков размерной цепи допуск звена  $\beta_3$  поставляется на чертеже корпуса редуктора или записывается в технических требованиях.





Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**Задача 4. Обеспечение угла скрещивания рабочих осей в установленных стандартом пределах.** В идеале рабочие обе оси передачи в схеме на рис.4 находятся в одной плоскости. Однако в реальных конструкциях они от этой плоскости отклоняются. Это отклонение оценивается углом скрещивания  $\gamma$ , который в партии передач получает рассеивание.

Появление угла  $\gamma$  приводит к уменьшению пятна контакта зубьев, что негативно сказывается на работоспособности передачи. При этом интенсивность влияния угла  $\gamma$  на пятно контакта значительно выше, чем непараллельности осей (угол  $\beta$  рис. 5а). ГОСТ 1643-81 устанавливает допустимую величину угла скрещивания  $\gamma$  так же как и непараллельность рабочих осей – катетом  $f_\gamma$ , отнесенным к ширине зубчатого венца  $B$ , но его величина вдвое меньше, чем  $f_x$ :  $f_\gamma = 0,5 f_x$ . (см. Приложение 3). Размерная цепь, описывающая формирование угла скрещивания  $\gamma$  приведена на рис. 5б.

Сравнение размерных цепей  $\beta$  и  $\gamma$  показывает, что физическая сущность составляющих звеньев обеих цепей одинакова:

$$\beta_1 = \gamma_1, \beta_2 = \gamma_2$$

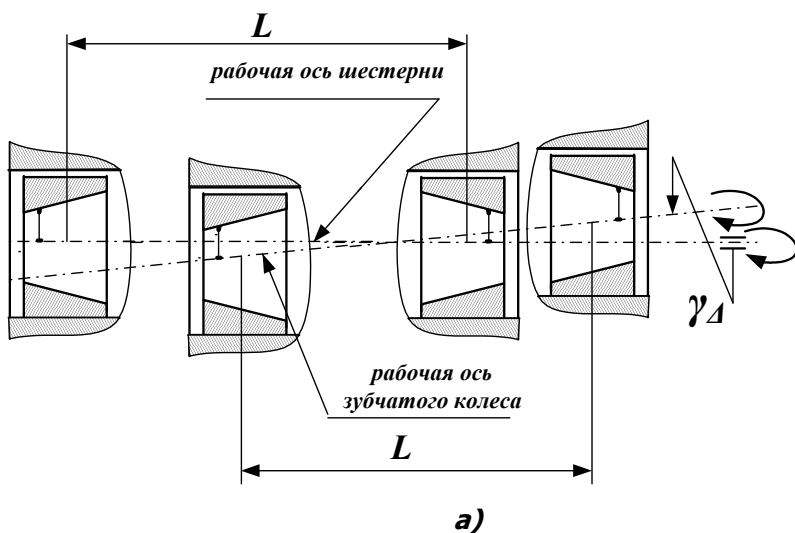
$\beta_4 = \gamma_4, \beta_5 = \gamma_5$ . Одинаковы и поля их допусков, так как причины появления их погрешностей одни и те же – радиальные биения беговых дорожек наружных колец подшипников относительно базовых наружных цилиндрических поверхностей и зазоры между базовыми поверхностями колец и отверстиями корпуса соответствующие выбранной посадке. Различными по величине окажутся допуски звеньев  $\beta_3$  и  $\gamma_3$ , так как различны по величине допуски исходных звеньев, т.е. допуск на скрещивание осей цилиндрической зубчатой передачи вдвое более жесткий,



### Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

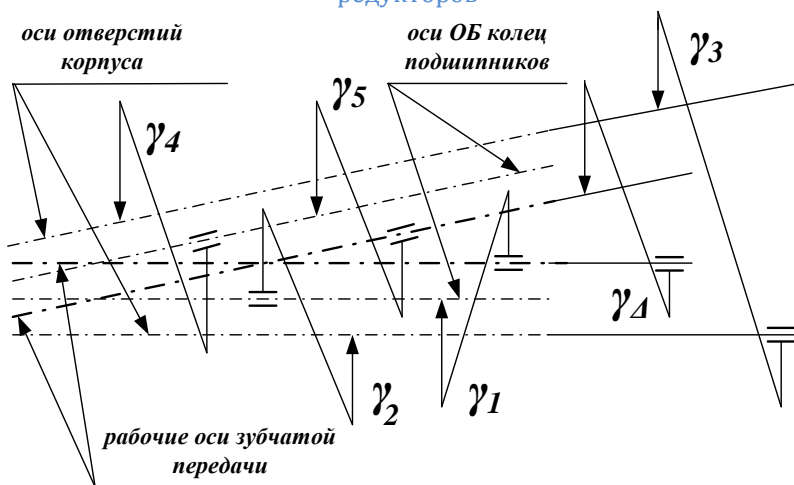
чем допуск на их непараллельность. Тем не менее, в табл. 5 приведены способы определения величины всех звеньев размерной цепи  $\gamma$ .

Таким образом, задача обеспечения точности угла скрещивания рабочих осей цилиндрической зубчатой передачи сводится к выбору класса точности подшипников, их посадки в корпус и расчету поля допуска звена  $\gamma_3$  – допуска на скрещивание осей отверстий под подшипники в корпусе редуктора.





Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов



б)

Рис. 5. Схема угловой размерной цепи, описывающей формирование угла скрещивания рабочих осей зубчатой передачи

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 5

Характеристика звеньев размерной цепи  $y$

№ Звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
$y_4$	Угол скрещивания рабочих осей зубчатой передачи	$0 \pm \frac{f_y}{2B}$	$0$	$\frac{f_y}{B}$	$0$	ГОСТ 1643-81	
$y_1$	Угол скрещивания рабочей оси шестерни с общей осью ОБ колец подшипников	$0 \pm \frac{K_{ea}}{2L}$	$0$	$\frac{K_{ea}}{L}$	$0$	ГОСТ 520-2002	
$y_2$	Угол скрещивания общей оси ОБ колец подшипников с общей осью отверстий в корпусе	$0 \pm \frac{S_{max}}{2L}$	$0$	$\frac{S_{max}}{L}$	$0$	ГОСТ 3325-85	$S_{max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца подшипника в корпус

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$Y_3$	Угол скрещивания общих осей отверстий в корпусе		$0$	$?$	$0$		<b>Рассчитывается из уравнения полей допусков РЦ</b>
$Y_4$	Угол скрещивания общей оси ОБ колец подшипников с общей осью отверстий в корпусе	$0 \pm \frac{S_{\max}}{2L}$	$0$	$\frac{S_{\max}}{L}$	$0$	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца подшипника в корпус
$Y_5$	Угол скрещивания рабочей оси колеса с общей осью ОБ колец подшипников	$0 \pm \frac{K_{ea}}{2L}$	$0$	$\frac{K_{ea}}{L}$	$0$	ГОСТ 520-2002	



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Этот допуск рассчитывается из уравнения полей допусков размерной цепи, при этом возможен как метод полной, так и неполной взаимозаменяемости с вероятностью появления непараллельности осей за пределами установленного стандартом допуска  $P(x)=0,027\%$  (в этом случае коэффициент риска  $t_{\Delta} = 3$ ). В этих расчетах необходимо допуски всех звеньев выразить через отношения катетов к одной и той же длине. Такой длиной должна стать  $L$  – расстояние между серединами подшипниковых опор. Тогда и допуск замыкающего звена должен быть отнесен к этой длине, для чего необходимо установленную стандартом величину катета  $f_y$ , умножить на коэффициент приведения, равный отноше-

нию  $\frac{L}{B}$ . Тогда допуск замыкающего звена в уравнении допусков определяется

$$T\gamma_{\Delta} = \frac{f_y \times \frac{L}{B}}{L}$$

Рассчитанный из уравнения полей допусков допуск звена  $Y_3$  поставляется на чертеже корпуса редуктора или записывается в технических требованиях.



## 1.2 Редукторы червячные

Точность червячных передач регламентирована ГОСТ 3675-81 Передачи цилиндрические червячные. Допуски. Стандарт устанавливает 12 степеней точности червячных передач, которые обозначаются цифрами от 1 до 12 в порядке убывания точности. Для червяков, червячных колес, червячных пар и червячных передач в каждой степени точности установлены нормы кинематической точности, нормы плавности работы и нормы контакта зубьев и витков. Для количественного описания каждой из этих норм используется набор измеряемых показателей. Стандарт устанавливает шесть видов сопряжений червяка с червячным колесом **A, B, C, D, E, H** (см. рис. 1) и восемь видов допуска на боковой зазор **x, y, z, a, b, c, d, h**. (обозначения – в порядке убывания величины бокового зазора и допуска на него). Рекомендуется соответствие между видами сопряжения и степенью точности по нормам плавности работы, приведенное в табл. 5.

Таблица 5

Вид сопряжения	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>D</i>	<i>E</i>	<i>H</i>
Степень точности по нормам плавности работы	5 - 12	5 - 12	3 - 9	3 - 8	2 - 6	2 - 6

Стандарт устанавливает соответствие вида допуска на боковой зазор виду сопряжения: сопряжениям **H** и **E** соответствует вид допуска на боковой зазор **h**, а видам сопряжений **D, C, D, A** – вид допуска **d, c, b** и **a** соответственно.



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Точность изготовления червячных передач стандарт задает степень точности, а требования к боковому зазору – видом сопряжения и видом допуска на боковой зазор. Например, запись **7 – C ГОСТ 3675-81** означает червячную передачу со степенью точности **7** по всем трем нормам, с видом сопряжения **C** и видом допуска на боковой зазор **c**.

Нормируемые стандартом показатели точности червячной передачи:

- допуск на радиальное биение зубчатого венца червячного колеса  $F_r$  (см. Приложение 7),
- допуск на радиальное биение витка червяка  $f_r$  (см. Приложение 8),
- допуск на межосевое расстояние  $f_a$  задается разностью предельных отклонений межосевого расстояния  $f_{ar}$  на рис. 6 (см. Приложение 9).

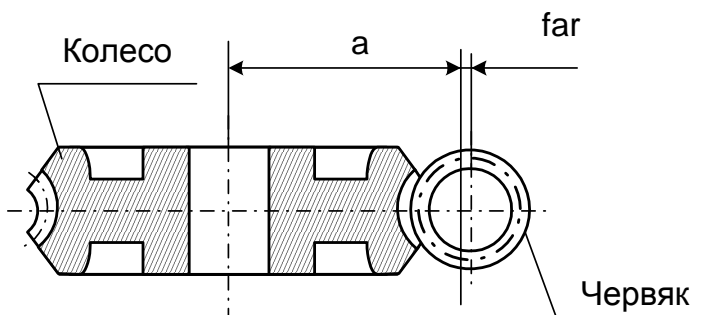


Рис. 6

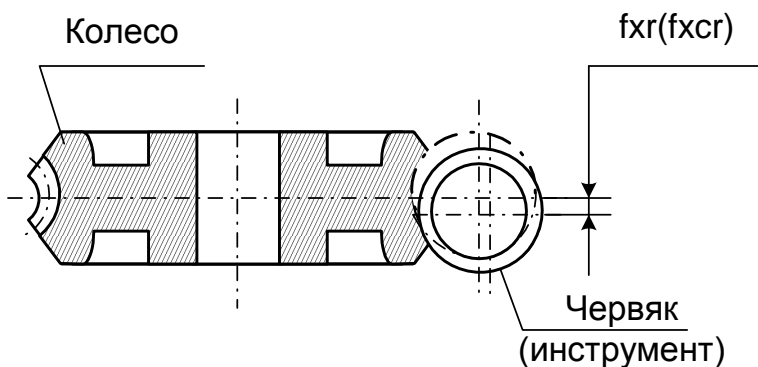
- допуск на смещение средней плоскости червячного колеса  $f_x$  задается разностью предельных отклонений  $f_{xr}$  (см. Приложение 9). Под смещением понимается расстояние между средней плоскостью червячного колеса и плоскостью, перпендикулярной его оси, прохо-





Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

двухосевая через ось червяка в собранной передаче, как это показано на рис. 7,



- допуск на отклонение межосевого угла  $f_{\Sigma r}$  (разность между действительным и номинальным межосевыми углами червячной передачи). Задается линейной величиной (катетом) на ширине зубчатого венца червячного колеса, как это показано на рис. 8 (см. Приложение 10).

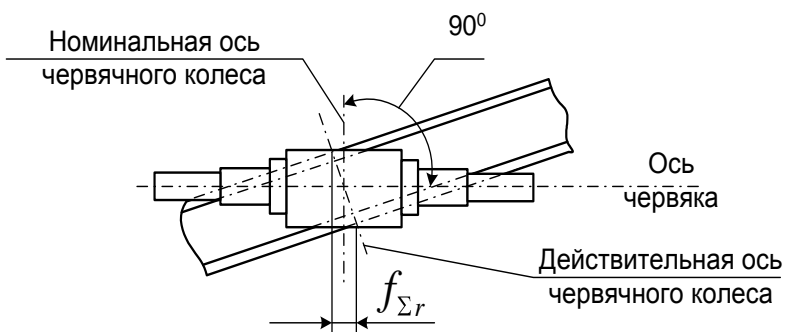


Рис. 8



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Инструментом для обеспечения этих показателей точности служат размерные цепи, описывающие их формирование. Достижение каждого из этих показателей точности в изготовленной червячной передаче обеспечивается: на этапе конструирования – расчетом и назначением допусков составляющих звеньев соответствующей размерной цепи, на этапе изготовления – достижением заданной точности составляющих звеньев при изготовлении деталей и сборке передачи.

**Задача 5. Обеспечение радиального биения зубчатого венца червячного колеса в установленных стандартом пределах.** Эта задача полностью аналогична задаче 2 в цилиндрической зубчатой передаче, рассмотренной выше в п.1.1. Для ее решения строится такая же размерная цепь, результатом решения являются допуски на внутридетальные размеры зубчатого колеса (допуск на несоосность зубчатого венца с базовым отверстием) и вала (допуск на несоосность шейки вала под червячное колесо с общей осью шеек под подшипники). Эти допуски указываются на чертежах червячного колеса и вала и достигаются при их изготовлении.

**Задача 6. Обеспечение радиального биения витка червяка в установленных стандартом пределах.** Эта задача аналогична предыдущей задаче 5. Отличие лишь в том, что червяк всегда изготавливается заодно с валом, поэтому результатом расчета является допуск на несоосность витков червяка с общей осью шеек вала под подшипники. Этот допуск указывается на чертеже червяка и обеспечивается технологическим процессом



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

его изготовления.

**Задача 7. Обеспечить заданную стандартом точность межосевого расстояния червячной передачи.** По содержанию эта задача аналогична задаче 1 в цилиндрической зубчатой передаче. Отличие состоит в конструкции подшипниковых опор червяка (см. рис. 10). Отличие заключается в том, что часто наружный диаметр витков червяка больше наружного диаметра подшипников, на которые он установлен. Это означает, что отверстие в корпусе редуктора должно быть больше наружного диаметра подшипников и не меньше наружного диаметра витков червяка, иначе червяк невозможно установить в корпус. Поэтому для обеспечения возможности сборки подшипники червяка устанавливают в промежуточный стакан, наружный диаметр которого больше наружного диаметра витков червяка. Соответствующие отверстия в корпусе под установку стакана позволяют установить червяк в сборе с подшипниками и стаканом (см. рис. 10).

В результате в размерную цепь межосевого расстояния добавляются дополнительные звенья: внутридетальный размер стакана – несоосность отверстия под подшипники с наружным базовым цилиндром и размер установки стакана в отверстие корпуса по посадке (как правило, переходной с возможным зазором). Размерная цепь, описывающая формирование межосевого расстояния червячной передачи в приведенном на рис.10 редукторе, показана на рис. 9.

Физический смысл составляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл. 6.

## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Допуск звена  $A_6$  определяется максимальным зазором в выбранной посадке стакана в корпус редуктора. Обычно это переходная посадка.

Допуск звена  $A_5$  задается экономически достижимым в конкретных условиях производства.

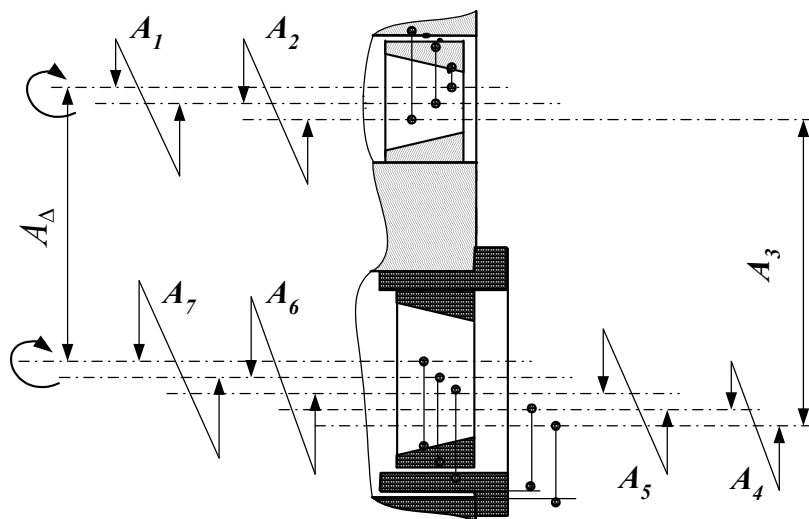


Рис. 9. Схема размерной цепи, описывающей формирование межосевого расстояния червячного редуктора

Таким образом, задача обеспечения точности межосевого расстояния цилиндрической зубчатой передачи сводится к выбору класса точности подшипников и их посадки в корпус, выбору посадки стакана в корпус, назначению допуска на соосность отверстия стакана с его наружным базовым цилиндром и расчету поля допуска звена  $A_3$  — межосевого расстояния отверстий в корпусе редуктора.

Рассчитанный допуск межосевого расстояния отверстий проставляется на чертеже корпуса

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 6

Характеристика звеньев размерной цепи **A**

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
<b>A<sub>Δ</sub></b>	Межосевое расстояние зубчатой передачи	$A_0 \pm f_a$		$TA_{\Delta} = 2f_a$	$0$	ГОСТ 1643-81	
<b>A<sub>1</sub></b>	Несоосность беговой дорожки с базовой поверхностью кольца	$0 \pm K_{ea}/2$	$0$	$K_{ea}$	$0$	ГОСТ 520-2002	
<b>A<sub>2</sub></b>	Несоосность ОБ кольца с ВБ (отверстием) корпуса	$0 \pm \frac{S_{max}}{2}$	$0$	$S_{max}$	$0$	ГОСТ 3325-85	$S_{max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца в корпус
<b>A<sub>3</sub></b>	Межосевое расстояние отверстий в корпусе		$A_0$	$?$	$0$		<b>Рассчитывается из уравнения полей до-</b>

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

							<b>пусков РЦ</b>
<b>A<sub>4</sub></b>	Несоосность ОБ стакана с отверстием	$0 \pm \frac{S_{\max}}{2}$	<b>0</b>	$S_{\max}$	<b>0</b>		Задается выбором посадки и ее качества
<b>A<sub>5</sub></b>	Несоосность отверстия стакана с его ОБ		<b>0</b>	<b>?</b>	<b>0</b>		Задается экономически достижимый допуск
<b>A<sub>6</sub></b>	Несоосность ОБ кольца с ВБ (отверстием) корпуса	$0 \pm \frac{S_{\max}}{2}$	<b>0</b>	$S_{\max}$	<b>0</b>	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке кольца в корпус
<b>A<sub>7</sub></b>	Несоосность беговой дорожки с базовой поверхностью кольца	$0 \pm K_{ea}/2$	<b>0</b>	$K_{ea}$	<b>0</b>	ГОСТ 520-2002	

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

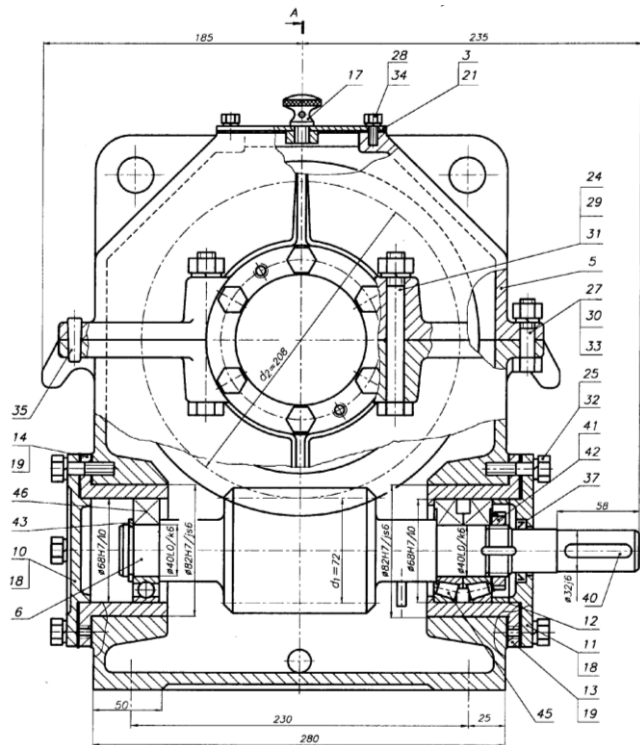
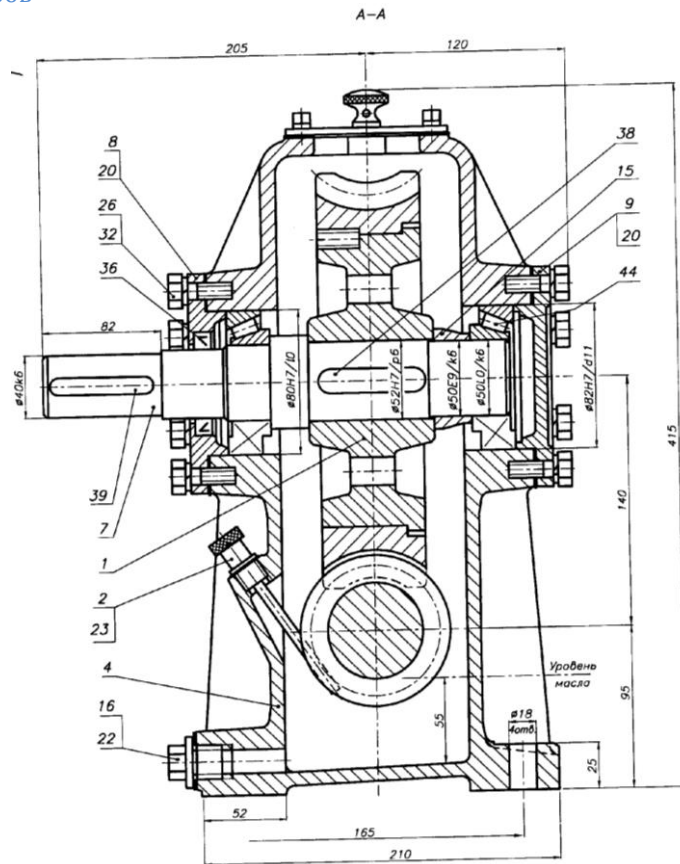


Рис. 10. Червячный редуктор





**Задача 8. Обеспечить совмещение срединной плоскости червячного колеса с рабочей осью червяка** (см. рис. 11). Несовмещение приводит к смещению пятна контакта зуба и витков червяка и его уменьшению, в результате чего возрастает удельное давление в зоне контакта зубьев и, как следствие, интенсифицируется износ зубьев и снижается долговечность передачи.

Формирование этого показателя точности передачи описывается соответствующей размерной цепью. На рис. 10 приведена такая размерная цепь **Ч**. Физический смысл составляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл.7.

В этой размерной цепи размеры 4-х звеньев регламентированы разными стандартами:

- замыкающее звено **Ч<sub>д</sub>** – ГОСТ 9774-81 на точность червячных передач в зависимости от степени точности передачи (Приложение 9),
- составляющее звено **Ч<sub>з</sub>** ширина подшипника **t** – ГОСТ регламентирующий размеры подшипников,
- составляющее звено **Ч<sub>г</sub>** – максимальный зазор в специальной посадке наружного кольца подшипника в отверстие корпуса по ГОСТ 3325-85 ,
- составляющее звено **Ч<sub>г</sub>** – по ГОСТ 520-2002, в зависимости от класса точности подшипника (Приложение 5).



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

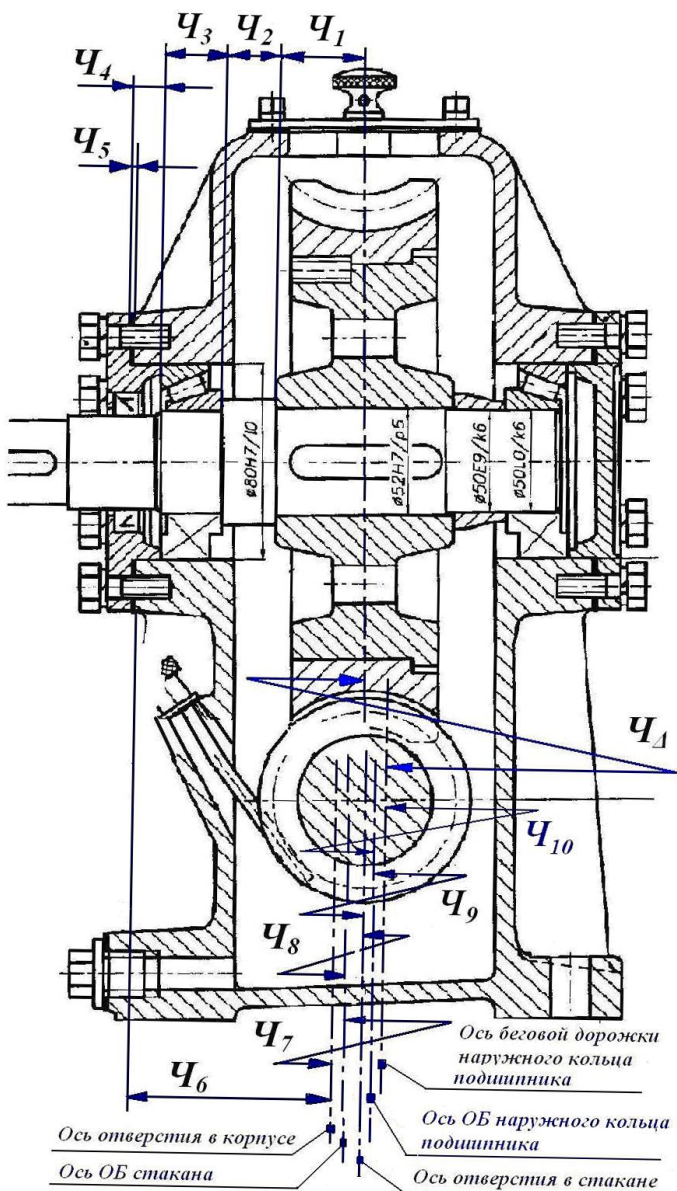


Рис. 11. Размерная цепь, описывающая формирование несовмещения срединной плоскости червячного колеса с рабочей осью червяка

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Характеристика звеньев размерной цепи **Ч**

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	Допуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
<b>Ч<sub>Δ</sub></b>	Расстояние между срединной плоскостью колеса и осью червяка	$0 \pm f_x$	<b>0</b>	$2f_x$	<b>0</b>	ГОСТ 9774-81	
<b>Ч<sub>1</sub></b>	Размер между срединной плоскостью колеса и его ОБ		<b>?</b>	Назначаются экономически достижимые			
<b>Ч<sub>2</sub></b>	Размер между ВБ и ОБ вала		<b>?</b>	Назначаются экономически достижимые			
<b>Ч<sub>3</sub></b>	Размер между ВБ и ОБ подшипника					ГОСТ	Монтажный размер
<b>Ч<sub>4</sub></b>	Размер между ВБ и ОБ крышки		<b>?</b>	Назначаются экономически достижимые			
	Размер между ВБ		<b>?</b>	<b>?</b>	<b>?</b>		<b>Рассчитывается</b>

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b><math>\chi_5</math></b>	и ОБ прокладки						<b>по уравнениям РЦ</b>
<b><math>\chi_6</math></b>	Размер корпуса от торца (ВБ1) до оси отверстия под червяк (ВБ2)		<b>?</b>	Назначаются экономически достижимые			
<b><math>\chi_7</math></b>	Несоосность ОБ стакана с отверстием корпуса		<b>0</b>	$S_{\max}$	<b>0</b>	Задается выбором посадки и ее качества	
<b><math>\chi_8</math></b>	Несоосность отверстия и ОБ стакана		<b>0</b>	<b>?</b>	<b>0</b>	Назначается экономически достижимая	
<b><math>\chi_9</math></b>	Несоосность ОБ подшипника с отверстием стакана		<b>0</b>	$S_{\max}$	<b>0</b>	ГОСТ 3325-85	
<b><math>\chi_{10}</math></b>	Несоосность беговой дорожки с ОБ кольца подшипника		<b>0</b>	$K_{ea}$	<b>0</b>	ГОСТ 520-2002	



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Назначение размеров остальных составляющих звеньев определяется выбранным методом достижения точности замыкающего звена размерной цепи. В размерной цепи **Ч**, в которой 10 составляющих звеньев, согласно рекомендациям [3] могут быть использованы либо метод пригонки, если производство единичное или мелкосерийное, либо метод регулирования неподвижным компенсатором, если производство крупносерийное или массовое. В любом случае размеры нерегламентированных стандартами составляющих звеньев и их точность назначаются исходя из экономического их достижения при изготовлении. Затем выбирается компенсирующее звено и деталь-компенсатор, с которой при пригонке будет сниматься слой материала, и рассчитывается новый размер этой детали, при котором на ней всегда будет необходимый материал для пригонки. При методе регулирования рассчитываются количество ступеней размеров детали-компенсатора и размеры каждой ступени. Последовательность расчетов и необходимые формулы см. в [3].

**Задача 9. Обеспечить заданную стандартом точность межосевого угла червячной передачи** (см. рис. 12).

Отклонение межосевого угла от номинального значения приводит к смещению и уменьшению пятна контакта зуба колеса с витком червяка, поэтому стандарт регламентирует допусковое отклонение этого угла в зависимости от степени точности передачи катетом  $f_{\Sigma\theta}$ , отнесенным к ширине зубчатого венца колеса (см. Приложение 10).

Угловая размерная цепь  $\varphi$ , описывающая формирование межосевого угла приведена на рис. 12. Физический смысл со-



### Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ставляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл.8.

Звено  $\varphi_1$  – непараллельность рабочей оси колеса к общей оси ОБ подшипников возникает в результате того, что беговые дорожки колец несоосны с базовыми наружными цилиндрами и векторы этих несоосностей разнонаправлены.

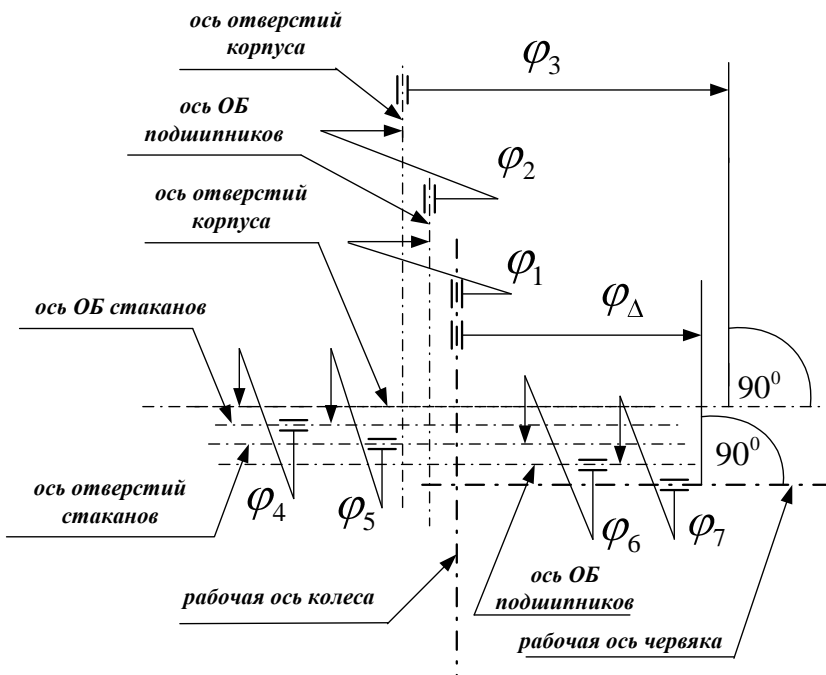


Рис. 12. Схема размерной цепи, описывающей формирование межосевого угла червячной передачи

Величина допустимой несоосности беговой дорожки с базовым цилиндром задается ГОСТ 520-2002 радиальным биением  $K_{ea}$  (см. Приложение 5). Максимальный угол поворота рабочей оси колеса относительно общей оси базовых цилиндров колец



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

определится отношением

этого радиального биения к расстоянию  $L_1$  между средними плоскостями колец в редукторе

$\varphi_2$  – непараллельность оси ОБ подшипников к оси отверстий корпуса, размер установки, описывающий переход с оси ОБ подшипников на ось ВБ корпуса (отверстий под подшипники). Посадки подшипников в корпус допускают появление зазора, который порождает неопределенность базирования, поэтому номинальное значение этого размера равно нулю, допуск – отношению максимального зазора в посадке  $S_{max}$  к расстоянию  $L_1$  между средними плоскостями колец в редукторе, координата середины поля допуска равна нулю.

$\varphi_3$  – межосевой угол отверстий в корпусе редуктора, внутридетальный размер между двумя вспомогательными базами корпуса. Номинальное значение этого угла равно  $90^\circ$ , допуск угла предстоит рассчитать, координата этого допуска будет равна нулю.

$\varphi_4$  – непараллельность оси ОБ стаканов к оси отверстий корпуса, размер, описывающий переход с оси ВБ корпуса (отверстий) на ось ОБ стаканов, в которые устанавливаются подшипники червяка. Если стаканы устанавливаются в корпус по посадке с гарантированным зазором, ось их ОБ совмещается с осью отверстий корпуса и угол  $\varphi_4 = 0$  и в размерную цепь не включается. Если же в посадке возможен зазор, то номинальное значение угла  $\varphi_4$  равно нулю, допуск определяется отношением максимального зазора в посадке  $S_{max}$  к расстоянию  $L_2$  между срединными плоскостями, проведенными через середины длины базовых цилиндров стаканов.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 8

Характеристика звеньев размерной цепи  $\varphi$

№ звена	Физическое содержание	Размер на чертеже	Номинальный размер	До-пуск $T$	Координата середины допуска $Ec$	Источник информации о точности	Примечание
$\varphi_4$	Межосевой угол червячной передачи		$90^\circ$	$\frac{2f_\Sigma}{B}$	$0$	ГОСТ 9774-81	
$\varphi_1$	Непараллельность рабочей оси колеса к общей оси ОБ подшипников		$0$	$\frac{K_{ea}}{L_1}$	$0$	ГОСТ 520-2002	
$\varphi_2$	Непараллельность оси ОБ подшипников к оси отверстий корпуса		$0$	$\frac{S_{\max}}{L_1}$	$0$	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке колец подшипников в корпус
	Межосевой угол от-						<b>Рассчитыв-</b>

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$\varphi_3$	верстей корпуса		$90^\circ$	?	0		ается из уравнения полей допусков РЦ
$\varphi_4$	Непараллельность оси ОБ стаканов к оси отверстий корпуса		0	$\frac{S_{\max}}{L_2}$	0	Задается выбором посадки и ее качества	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке стаканов в корпус
$\varphi_5$	Непараллельность общей оси отверстий стаканов к общей оси их ОБ		0	?	0		Назначается экономически достижимым
$\varphi_6$	Непараллельность оси ОБ подшипников к оси отверстий стаканов		0	$\frac{S_{\max}}{L_2}$	0	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке колец подшипников в корпус
$\varphi_7$	Непараллельность рабочей оси червяка к оси ОБ колец подшипников		0	$\frac{K_{ea}}{L_2}$	0	ГОСТ 520-2002	



### 1.3 Редукторы конические

Точность конических зубчатых передач регламентирована ГОСТ 1758-81. Этот стандарт устанавливает 12 степеней точности, которые обозначаются в порядке убывания точности цифрами 1,2 ...12. Для каждой степени точности колес и передач стандарт устанавливает нормы:

- кинематической точности,
- плавности работы,
- контакта зубьев зубчатых колес в передаче.

Стандарт устанавливает также шесть видов сопряжений зубчатых колес в передаче. Вид сопряжения определяет минимальный гарантированный боковой зазор. Вид сопряжения в порядке убывания гарантированного зазора обозначается буквами латинского алфавита A, B, C, D, E и H (см. рис. 1).

Рекомендуемые соотношения видов сопряжений и степеней точности передач приведено в табл. 9.

Таблица 9

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Степень точности по нормам плавности в работе	4- 12	4 -11	4 -9	4 -8	4 - 7	4 - 7

Стандарт предусматривает 5 видов допусков на боковой зазор, которые назначаются в зависимости от биения зубчатого венца. Виды допусков обозначаются буквами латинского алфавита a, b, c, d и h. Рекомендуемые сочетания видов допусков на боковой зазор с видами сопряжений приведены в табл. 10.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 10

Вид сопряжения	A	B	C	D	E	H
Вид допуска на боковой зазор	a	b	c	d	h	

Среди всех установленных стандартом показателей точности конической передачи выделим три, которые достигаются при сборке редуктора и обеспечение которых требует назначения соответствующей точности размеров некоторых деталей и их соединений (посадок) при проектировании и достижения этой точности в технологических процессах изготовления деталей и сборки редуктора:

- допуск на биение зубчатого венца  $F_r$ . Биением зубчатого венца называют наибольшую в пределах зубчатого колеса разность расстояний от его **рабочей оси** до элемента нормального исходного контура (одиночного зуба или впадины), наложенного на профили зубьев колеса. Биение определяется в направлении, перпендикулярном образующей делительного конуса зубчатого колеса на среднем конусном расстоянии  $R_m$  (см. рис. 13). Численные значения допусков на биение зубчатого венца см. в Приложении 11.



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

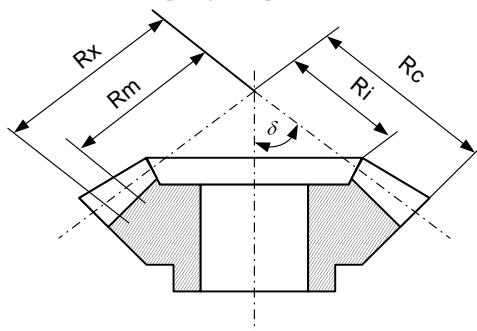


Рис.13. Конусные расстояния конического зубчатого колеса

$R_m$  – среднее конусное расстояние

- Предельные осевые смещения зубчатого венца  $\pm f_{AM}$ . Величина смещения зубчатого венца вдоль его оси определяется при монтаже передачи от положения, при котором характеристики зацепления (плавность работы, пятно контакта) являются наилучшими, установленными при обкаточном контроле пары (см. рис. 14). Численные значения предельных смещений зубчатых венцов см. в Приложении 12.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

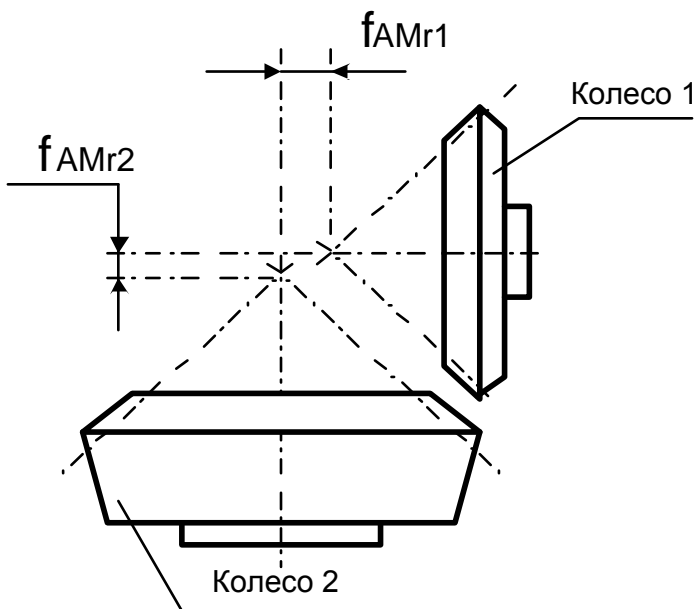


Рис. 14. Предельные осевые смещения зубчатых венцов конической передачи

- Предельные отклонения межосевого угла передачи  $E_z$ . Отклонением межосевого угла называется разность между действительным и номинальным углами в передаче. Стандарт задает предельные отклонения межосевого угла в линейных величинах, отнесенных к среднему конусному расстоянию  $R_m$  в зависимости от вида сопряжения. (см. Приложение 13)

Достижение указанных выше показателей точности конических передач при их проектировании и изготовлении обеспечивается размерным анализом конструкций конических редукторов путем выявления соответствующих каждому показателю размерных цепей и решению в них прямой или обратной задач.

**Задача 10. Обеспечить радиальное биение зубчатого венца конического колеса в установленных стандартом пределах.** Радиальное биение зубчатого венца возникает в результате его несоосности с рабочей осью. Эта несоосность в предыдущих задачах 2 и 5 служила при построении размерной цепи исходным (замыкающим) звеном, его допуск нормировался стандартами как радиальное биение  $F_r$  и измерялся в направлении, перпендикулярном к рабочей оси цилиндрического или червячного колеса. Для конических колес биение зубчатого венца  $F_r$  стандарт определяет по направлению перпендикуляра к образующей делительного конуса. Поскольку все остальные звенья размерной цепи по-прежнему будут в перпендикулярном к рабочей оси направлении, имеет смысл в качестве исходного звена при построении размерной цепи  $E$  принять проекцию радиального биения  $F_r$ , заданного стандартом, на перпендикуляр к рабочей оси конического зубчатого колеса, равную

$$E_{\Delta} = F_o = F_r \times \cos \delta$$

В остальном размерная цепь  $E$  ничем не будет отличаться от аналогичных размерных цепей для цилиндрического или червячного колеса (см. задачи 2 и 5).

**Задача 11. Обеспечить осевые смещения зубчатого венца в заданных стандартом пределах.** Исходным звеном размерной цепи  $K_{\Delta} K$  (см. рис. 15), описывающей эту задачу, и будет это осевое смещение  $K_{\Delta}$ .

Очевидно, что номинальное значение исходного (замыкающего) звена  $K_{\Delta}$  будет равно нулю, допуск его  $TK_{\Delta} = 2 f_{AM}$  и



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

координата середины поля допуска  $Ec_d = 0$ . Физический смысл составляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл.11. При построении размерной цепи  $K$  для упрощения схемы не приняты во внимание возможные зазоры в переходных посадках стакана в корпус редуктора и наружного кольца подшипника в отверстие стакана ввиду их малости, которые приведут в некоторых редукторах партии к появлению несоосностей наружного цилиндра стакана с отверстием корпуса и наружного базового цилиндра кольца подшипника с отверстием стакана, что несколько снижает точность расчетов в размерной цепи. Для передач со степенями точности выше 7-ой этого делать не рекомендуется.

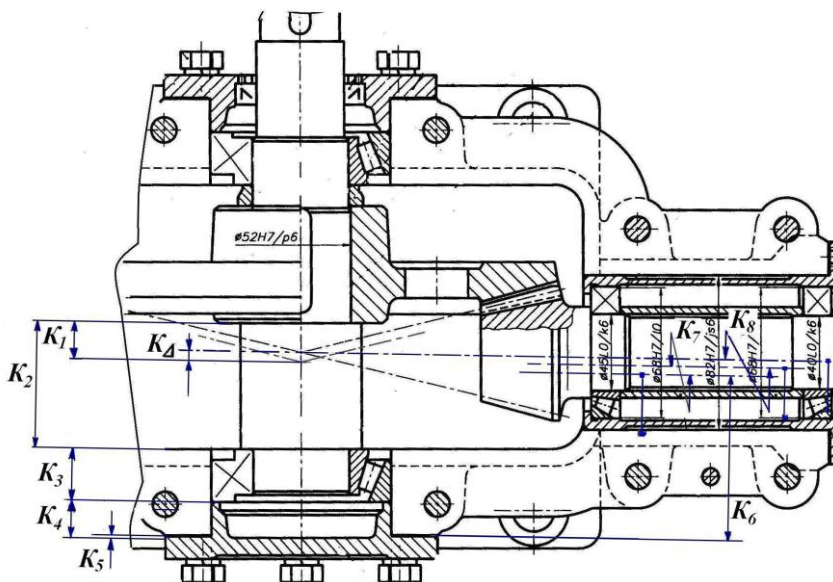


Рис. 15. Схема размерной цепи  $K$ , описывающей формирование осевого смещения зубчатого венца конического колеса



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Требуемая точность показателя  $f_{AM}$  достигается, как правило, методом дискретного регулирования неподвижным компенсатором. В размерной цепи  $K$  на рис. 14 таким компенсатором служит прокладка (звено  $K_5$ ). Методика расчета количества ступеней компенсации и размеров компенсаторов каждой ступени см. в [3].

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 11

Характеристика звеньев размерной цепи ***K***

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на чер-теже	Номи-наль-ный раз-мер	До-пуск <b><i>T</i></b>	Коорди-ната се-реди-ны до-пуска <b><i>Ec</i></b>	Источник ин-формации о точ-ности	Примечание
<b><i>K<sub>Δ</sub></i></b>	Осевое смещение зубчатого венца		<b><i>0</i></b>	<b><math>2 f_{AM}</math></b>	<b><i>0</i></b>	ГОСТ 1758-81	
<b><i>K<sub>1</sub></i></b>	Расстояние от вершины делительного конуса до ОБ колеса		<b><i>?</i></b>	<b><i>?</i></b>	<b><i>?</i></b>	Назначается экономически достижимыми	
<b><i>K<sub>2</sub></i></b>	Расстояние между ВБ и ОБ вала		<b><i>?</i></b>	<b><i>?</i></b>	<b><i>?</i></b>	Назначается экономически достижимыми	
<b><i>K<sub>3</sub></i></b>	Монтажный размер подшипника (расстояние между ВБ и ОБ подшипника)					ГОСТ	



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b><math>K_4</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ крышки подшипника		<b>?</b>	<b>?</b>	<b>?</b>	Назначается экономически достижимыми	
<b><math>K_5</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ прокладки		<b>?</b>	<b>?</b>	<b>?</b>		<b>Рассчитывается из уравнений РЦ</b>
<b><math>K_6</math></b>	Расстояние между двумя ВБ корпуса (плоскостью торца бобышки и осью отверстия)		<b>?</b>	<b>?</b>	<b>?</b>	Назначается экономически достижимыми	
<b><math>K_7</math></b>	Несоосность ВБ (отвештия под подшипник) с ОБ стакана		<b>0</b>	<b>?</b>	<b>0</b>	Назначается экономически достижимый	
<b><math>K_8</math></b>	Несоосность беговой дорожки кольца подшипника с его ОБ		<b>0</b>	<b><math>K_{ea}</math></b>	<b>0</b>	ГОСТ 520-2002	



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**Задача 12. Обеспечить предельные отклонения межосевого угла конической передачи  $E_z$  в заданных стандартом пределах.**

Размерная цепь, описывающая формирование межосевого угла в конструкции конического редуктора на рис. 16, приведена на рис. 16. Физический смысл составляющих звеньев этой размерной цепи и источники информации об их величине и точности приведены в табл.12.

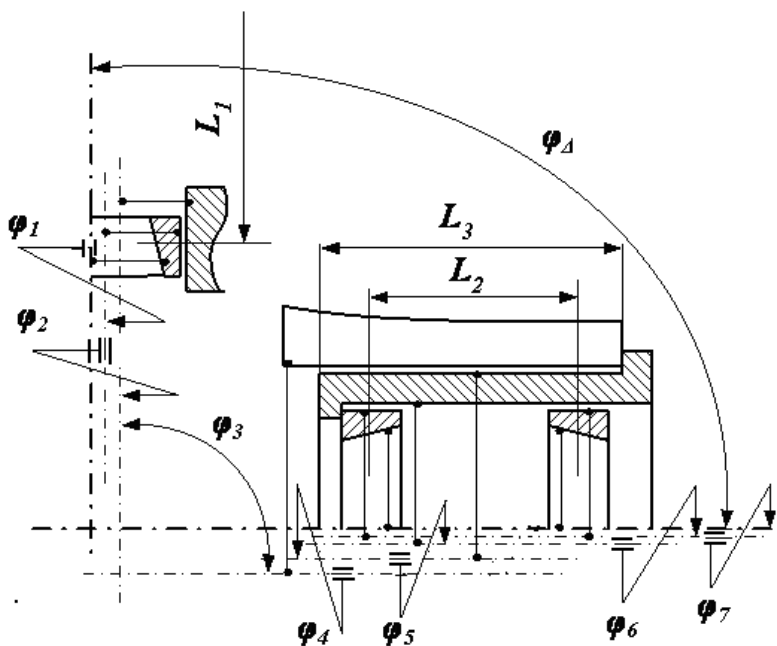


Рис.16. Схема размерной цепи  $\varphi$ , описывающей формирование межосевого угла конической передачи



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Стандарт задает симметрично расположенные предельные отклонения межосевого угла, т. е. для ортогональной пере-

дачи 
$$\varphi_{\Delta} = \frac{\pi}{2} \pm \frac{E_{\Sigma}}{R_m}.$$

$\varphi_1$  – угол между рабочей осью зубчатого колеса (общей осью беговых дорожек наружных колец подшипников) и общей осью базовых наружных цилиндров колец подшипников, образующийся за счет неточности изготовления колец подшипников. Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала. Допускаемая несоосность беговых дорожек с наружной цилиндрической поверхностью регламентируется ГОСТ 520-2002 в зависимости от типоразмера и класса точности подшипника (см. Приложение 5).

$\varphi_2$  – угол между общим осями базовых цилиндров колец подшипников и отверстий в корпусе редуктора, образующийся за счет зазоров в посадках колец в корпус, выбираемой при проектировании редуктора в соответствии с ГОСТ 3325-85. Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала.

$\varphi_3$  – угол между осями отверстий под подшипники в корпусе редуктора. В ортогональной конической передаче номинальное значение этого угла равно  $90^\circ$ . Допуск и его координата рассчитываются из уравнений размерной цепи.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 12

Характеристика звеньев размерной цепи  $\varphi$

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на чер-теже	Номи-наль-ный раз-мер	До-пуск $T$	Коорди-ната се-реди-ны до-пуска $Ec$	Источ-ник инфор-мации о точнос-ти	Примечание
$\varphi_{\Delta}$	Межосевой угол чер-вячной передачи		$\frac{\pi}{2}$	$\frac{2E_{\Sigma}}{R_m}$	0	ГОСТ 1758-81.	
$\varphi_1$	Непараллельность ра-бочей оси колеса к об-щей оси ОБ подшипни-ков		0	$\frac{K_{ea}}{L_1}$	0	ГОСТ 520-2002	
$\varphi_2$	Непараллельность оси ОБ подшипников к оси отверстий корпуса		0	$\frac{S_{max}}{L_2}$	0	ГОСТ 3325-85	$S_{max}$ - Максимальный за-зор в посадке ко-лец подшип-ников в корпус

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$\varphi_3$	Межосевой угол отверстий корпуса		$\frac{\pi}{2}$	?	0		<b>Рассчитывается по уравнению полей допусков РЦ</b>
$\varphi_4$	Непараллельность оси ОБ стакана к оси отверстия корпуса		0	$\frac{S_{\max}}{L_3}$	0	Задается выбором посадки и ее квалитета	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке стаканов в корпус
$\varphi_5$	Непараллельность оси отверстия стакана к оси его ОБ		0	?	0		Назначается экономически достижимым
$\varphi_6$	Непараллельность оси ОБ подшипников к оси отверстия стакана		0	$\frac{S_{\max}}{L_2}$	0	ГОСТ 3325-85	$S_{\max}$ - Максимальный зазор в посадке колец подшипников в стакан
$\varphi_7$	Непараллельность рабочей оси шестерни к оси ОБ колец подшипников		0	$\frac{K_{ea}}{L_2}$	0	ГОСТ 520-2002	



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$\varphi_4$  – угол между осями отверстия в корпусе редуктора (вспомогательной базой корпуса) и наружной цилиндрической поверхностью стакана (основной базой стакана), образующийся за счет зазора в посадке стакана в корпус. Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала.

$\varphi_5$  – угол между осями отверстия и наружной цилиндрической поверхности стакана (внутридетальный размер между ВБ и ОБ стакана). Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала. Допуск назначается экономично достижимым.

$\varphi_6$  – звено аналогично  $\varphi_2$ , т. е. угол между общей осью базовых цилиндров колец подшипников и отверстия в стакане, образующийся за счет зазоров в посадках колец в корпус, выбираемой при проектировании редуктора в соответствии с ГОСТ 3325-85. Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала.

$\varphi_7$  – звено аналогично  $\varphi_1$ , т. е. угол между рабочей осью зубчатого колеса (общей осью беговых дорожек наружных колец подшипников) и общей осью базовых наружных цилиндров колец подшипников, образующийся за счет неточности изготовления колец подшипников. Номинальное значение этого угла равно нулю, допуск симметричен относительно номинала. Допускаемая несоосность беговых дорожек с наружной цилиндрической поверхностью регламентируется ГОСТ 520-2002 в зависимости от типоразмера и класса точности подшипника (см. Приложение 5).

Так как допуски всех звеньев размерной цепи задаются отношением допускаемого линейного отклонения (катета) к



### Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

соответствующей базе (второму катету), то при расчетах в уравнение полей допусков все их надо привести к общему знаменателю. В качестве такого общего знаменателя логично принять знаменатель допуска замыкающего звена, т.е. среднее конусное расстояние конической передачи  $R_m$ . Тогда числитель каждого поля допуска в табл. 12 нужно умножить на переводной коэффициент, равный отношению его базы к конусному расстоянию. Например,

для звена  $\varphi_1$  такой коэффициент равен  $\frac{L_1}{R_m}$ .

Так как в размерной цепи семь составляющих звеньев и нет возможностей для пригонки или регулирования, то единственно возможным методом достижения точности замыкающего звена остается неполная (частичная) взаимозаменяемость с коэффициентом риска  $P(x) = 0,027\%$ . Результатом расчета должен быть допуск звена  $\varphi_3$  – угла между осями отверстий в корпусе редуктора (внутридетального размера корпуса). Методику расчета см. в [3].



## **2. ЗАДАЧИ ОБЕСПЕЧЕНИЯ НОРМАЛЬНОЙ РАБОТЫ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ**

В зависимости от характера нагрузки валы редукторов устанавливаются на радиальные шариковые или роликовые, радиально-упорные шариковые или роликовые или на опорные шариковые и радиальные шариковые или роликовые подшипники. В прямозубых цилиндрических редукторах все валы устанавливаются на радиальные шариковые или роликовые подшипники. Положение вала с установленными на него зубчатыми колесами в осевом направлении определяется базированием наружного кольца подшипника корпусе редуктора. Варианты конструктивного оформления установки радиальных подшипников в корпус приведены на рис. 17.



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

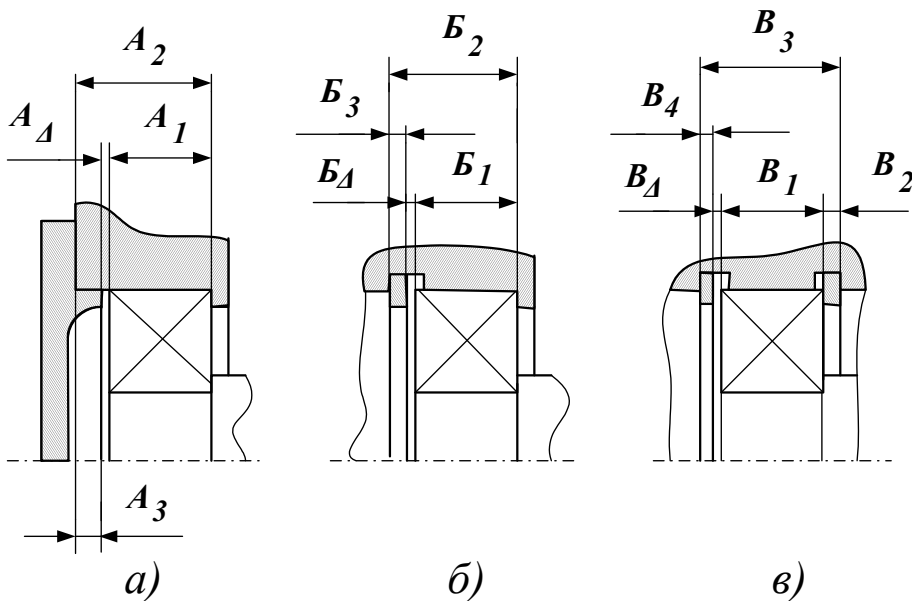


Рис. 17. Варианты установки подшипника в корпус и размерные цепи, описывающие возможность сборки подшипниковой опоры и ее нормальной работы

Во время работы редуктора подшипниковые опоры нагреваются, и детали редуктора и подшипника получают упругие тепловые деформации. Во избежание возникновения в них внутренних напряжений для компенсации этих деформаций в осевом направлении необходимо обеспечить минимально необходимый зазор  $A_{\Delta} = B_{\Delta} = B_{\Delta}$ .

**Задача 13. Обеспечить минимальный осевой зазор, необходимый для компенсации упругих деформаций деталей подшипниковой опоры.** Формирование этого зазора в разных вариантах фиксации в осевом направлении наружного кольца подшипника в отверстии корпуса описывается размерными



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

цепями, приведенными на рис. 17.

Такая задача является смешанной, так как об исходном (замыкающем звене) известна только его минимальная величина, но не задается допуск и координата его середины. Среди составляющих звеньев любой из размерных цепей звено  $A_1 = B_1 = B_1$  является стандартным, его величина и допуск определяется типоразмером подшипника. Кроме этого в размерных цепях  $B$  и  $B$  звенья  $B_3 = B_2 = B_4$  также оговорены стандартом на разжимные стопорные кольца [14] (см. Приложение 14).

Для решения этой задачи номинальное значение замыкающего звена принимается равным нулю. Номинальные значения нестандартных звеньев назначаются такими, чтобы они удовлетворяли уравнение номинальных размеров. Допуски нестандартных звеньев назначаются экономически достижимые. Используя уравнение полей допусков, определяют допуск замыкающего звена. Затем находят координату середины поля допуска замыкающего звена:

$$E_{c_{\Delta}} = E_{i_{\Delta}} + \frac{TA_{\Delta}(TB_{\Delta}, TB_{\Delta})}{2}$$

На все нестандартные звенья, кроме одного, назначают координаты середин их полей допусков и из уравнения координат середин допусков определяют координату середины поля допуска последнего звена.

Для примера в табл. 10 приведены физический смысл составляющих звеньев размерной цепи  $B$  и источники информации об их величине и точности.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 10

Характеристика звеньев размерной цепи **B**

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на чер-теже	Номи-наль-ный раз-мер	Допуск <b>T</b>	Коорди-ната середины по-ля допуска <b>Es</b>	Источ-ник информа-ции о точ-ности	Приме-чание
<b>B<sub>Δ</sub></b>	Осевой зазор	$0_{+EI}^?$	<b>0</b>	<b>Рассчитываются по уравнениям размерной цепи</b>			
<b>B<sub>1</sub></b>	Ширина на-ружного кольца под-шипника					ГОСТ	
<b>B<sub>2</sub></b>	Расстояние между ВБ и ОБ стопорно-го кольца (толщина кольца)					ГОСТ	Толщи-на кольца

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b><i>V<sub>3</sub></i></b>	Расстояние между двумя ВБ корпуса редуктора		<b><i>Рассчитывается по уравнению размерной цепи</i></b>	Назначается экономически достижимым	<b><i>Рассчитывается по уравнению размерной цепи</i></b>		
<b><i>V<sub>4</sub></i></b>	Расстояние между ВБ и ОБ стопорного кольца (толщина кольца)					ГОСТ	Толщина кольца



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**Задача 14. Обеспечить осевой зазор в радиально-упорных подшипниках в заданных пределах (осевое перемещение вала на радиально-упорных подшипниках).**

При сборке редуктора осевой зазор создается и измеряется между торцами наружного кольца одного из подшипников и крышки подшипника ( $E_A$  на рис. 18). Во время работы редуктора кольцо подшипника перемещается на величину этого зазора и за счет этого образуются радиальные зазоры в обоих подшипниках, обеспечивающие их нормальное вращение. Величина осевого зазора нормируется стандартом [13] (см. Приложение 4). Размерная цепь, описывающая формирование осевого зазора  $E_A$ , представлена на рис. 18.

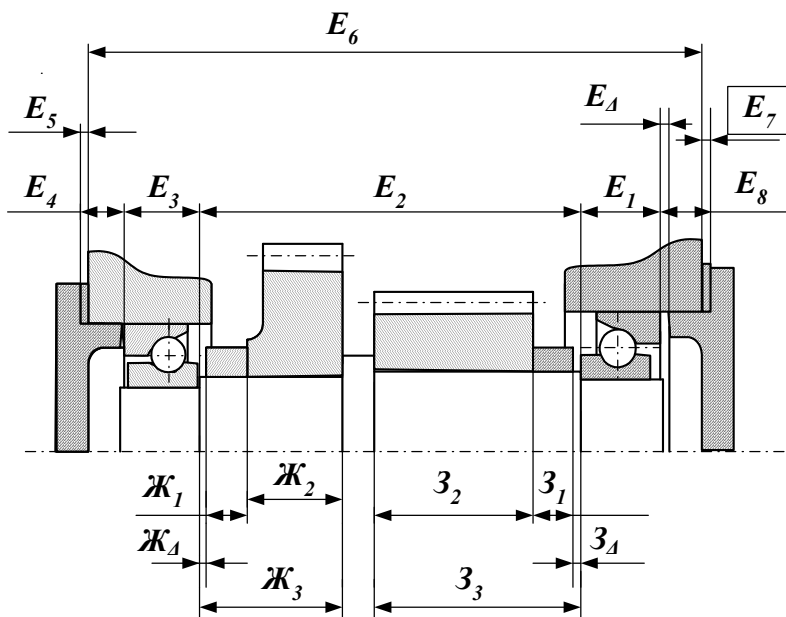


Рис. 18. Схема размерной цепи  $E$ , описывающей формирование осевого зазора



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Но для того, чтобы при сборке конструкции такая размерная цепь реализовалась, необходимо предварительно решить еще две задачи:

- **Задача 15. Обеспечить зазор  $J_{\Delta}$  между торцами внутреннего кольца левого подшипника и втулки (проставочного кольца).** Этот зазор вала – базовый торец вала должен контактировать с торцом внутреннего кольца подшипника.

- **Задача 16. Обеспечить зазор  $Z_{\Delta}$  между торцами внутреннего кольца правого подшипника и втулки (проставочного кольца).** Этот зазор гарантирует в любом собираемом редукторе реализацию схемы базирования второго подшипника базовый торец внутреннего кольца подшипника должен контактировать с торцом вала.

Размерные цепи  **$J$**  и  **$Z$** , описывающие формирование каждого из этих осевых зазоров, приведены на рис. 18. В каждой из этих размерных цепей решается смешанная задача, методику решения которой см. [3] и пример ее решения – см. предыдущую задачу 13.

Если эти две задачи не будут решены, то может возникнуть ситуация, приведенная на рис. 23. В таком случае количество составляющих звеньев размерной цепи  **$E$**  возрастает с 8 до 11, что существенно осложняет достижение требуемой точности осевого зазора  **$E_{\Delta}$** .

Физический смысл составляющих звеньев размерной

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

цепи  $E$  на рис. 18 и источники информации об их величине и точности приведены в табл. 11.

$E_1$  – монтажный размер радиально-упорного подшипника (размер между его основной и вспомогательной базами) оговорен стандартом для каждого типоразмера как шарикового, так и роликового.

$E_2$  – внутридетальный размер вала между его основной базой и вспомогательной для второго подшипника.

$E_3$  – размер между основной и вспомогательной базами левого подшипника (монтажный размер) оговорен стандартом для каждого типоразмера как шарикового, так и роликового.

$E_4$  – внутридетальный размер крышки левого подшипника между ее основной и вспомогательной базой.

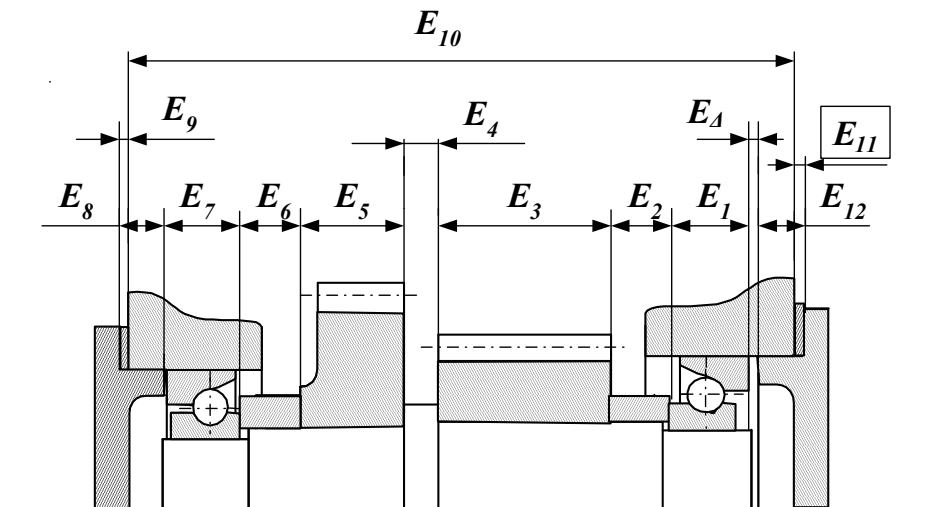


Рис.19. Схема размерной цепи  $E$  в случае, когда не обеспечены зазоры  $J_4$  и  $Z_4$



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

$E_5$  – толщина левой прокладки, размер между ее основной и вспомогательной базой.

$E_6$  – внутридетальный размер корпуса редуктора между двумя его вспомогательными базами.

$E_7$  – толщина правой прокладки, размер между ее основной и вспомогательной базой.

$E_8$  – внутридетальный размер крышки правого подшипника между ее основной и вспомогательной базой.

В зависимости от типа производства (объема выпуска редукторов) в такой размерной цепи для достижения требуемой точности замыкающего звена используются либо метод пригонки в единичном или мелкосерийном производствах, либо метод регулирования неподвижным компенсатором в крупносерийном и массовом производствах. В любом случае выбирается компенсирующее звено, изменением которого достигается требуемая точность замыкающего звена. В примере на рис. 19 компенсатором служит правая прокладка – звено  $E_7$ .

На все нестандартные звенья размерной цепи допуски и координаты середин их назначаются удобными для экономичного изготовления деталей, т.е. экономично достижимыми, как это показано в табл.11.

Для пригонки рассчитывается размер компенсирующего звена, обеспечивающий на детали-компенсаторе в любом случае необходимый для пригонки слой материала. Для регулирования рассчитываются количество ступеней компенсации и размер компенсатора каждой ступени. Методику этих расчетов см. в [3].





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

В червячных редукторах червяк часто устанавливают на сдвоенную подшипниковую опору из двух радиально-упорных подшипников, как, например, в редукторе на рис. 11.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 11

Характеристика звеньев размерной цепи **E**

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на черте-же	Номи-наль-ный раз-мер	Допуск <b>T</b>	Коорди-ната середи-ны поля допуска <b>Eс</b>	Источ-ник инфор-мации о точности	Приме-чание
<b>E<sub>Δ</sub></b>	Осевой зазор		<b>0</b>	<b>Рассчитываются по уравнениям размерной цепи</b>		ГОСТ	
<b>E<sub>1</sub></b>	Монтажный размер правого подшипника					ГОСТ	
<b>E<sub>2</sub></b>	Расстояние между ВБ и ОБ вала			Назначаются экономически достижимыми			
<b>E<sub>3</sub></b>	Расстояние между ВБ и ОБ левого подшипника					ГОСТ	
<b>E<sub>4</sub></b>	Расстояние между ВБ и ОБ левой крышки подшипника			Назначаются экономически достижимыми			

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b><math>E_5</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ левой прокладки			Назначаются экономически достижимыми		
<b><math>E_6</math></b>	Расстояние между двумя ВБ корпуса редуктора			Назначаются экономически достижимыми		
<b><math>E_7</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ правой прокладки				<b><i>Рассчитывается по уравнению РЦ</i></b>	
<b><math>E_8</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ правой крышки подшипника			Назначаются экономически достижимыми		



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

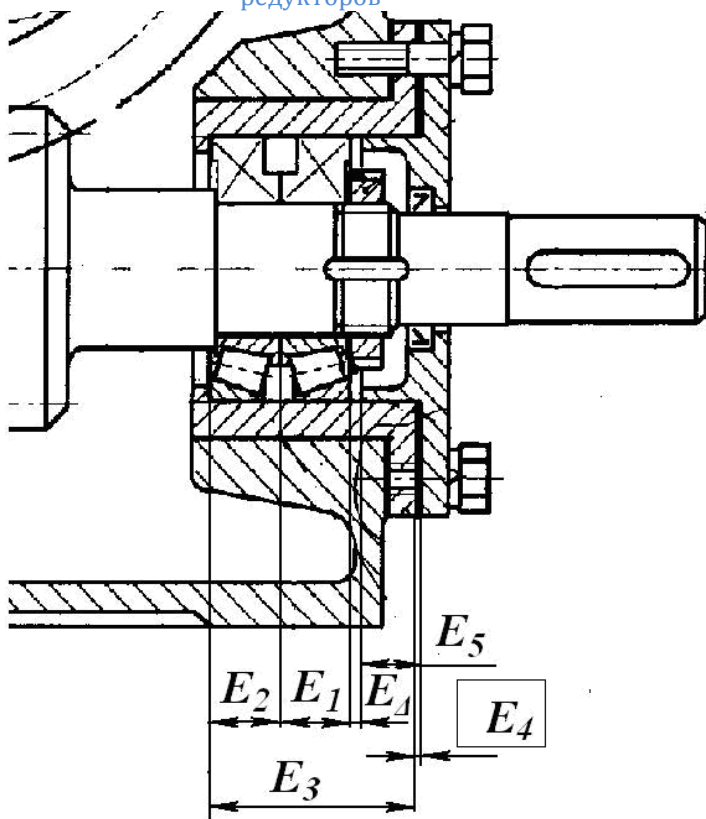


Рис. 20. Схема размерной цепи  $E$  в случае двойной подшипниковой опоры

В такой конструкции размерная цепь  $E$  осевого перемещения вала представлена на рис. 20. Количество составляющих звеньев в такой размерной цепи уменьшается и, следовательно, задача достижения требуемой точности осевого перемещения вала упрощается, и, как одно из важных следствий, изготовление такой конструкции удешевляется.

### 3. ДРУГИЕ ЗАДАЧИ РАЗМЕРНОГО АНАЛИЗА КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ

#### **Задача 17. Обеспечить контакт зубьев на всей длине зуба колеса.**

Решение этой задачи необходимо для распределения окружной силы по всему материалу обоих зубчатых колес. В идеале нужно иметь одинаковую ширину зубчатых венцов шестерни и колеса и совместить их торцы. Однако, во-первых, даже при одинаковом номинале ширины зубчатых венцов возникнет разница за счет погрешностей их изготовления, и, во-вторых, а счет погрешностей изготовления других деталей редуктора вряд ли возможно всегда при сборке добиться совмещения торцов зубчатых венцов. Поэтому для компенсации этих погрешностей в конструкторской литературе рекомендуется номинальное значение ширины зубчатого венца шестерни назначать на 5 мм больше номинального значения ширины зубчатого венца колеса. Предполагается, что таким образом гарантированно обеспечится решение задачи. Если бы не нужно было совмещать торцы зубчатых венцов, то решение задачи достигалось бы. Но при этом за счет погрешностей других деталей редуктора не исключается ситуация, приведенная на рис. 20а, когда за счет смещения торца шестерни на величину  $B_1$  относительно торца колеса фактическая длина контакта зубьев уменьшается, а увеличенная ширина зубчатого венца шестерни приводит только к дополнительному неоправданному увеличению массы шестерни и, как следствие, к дополнительным затратам на ее изготовление.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

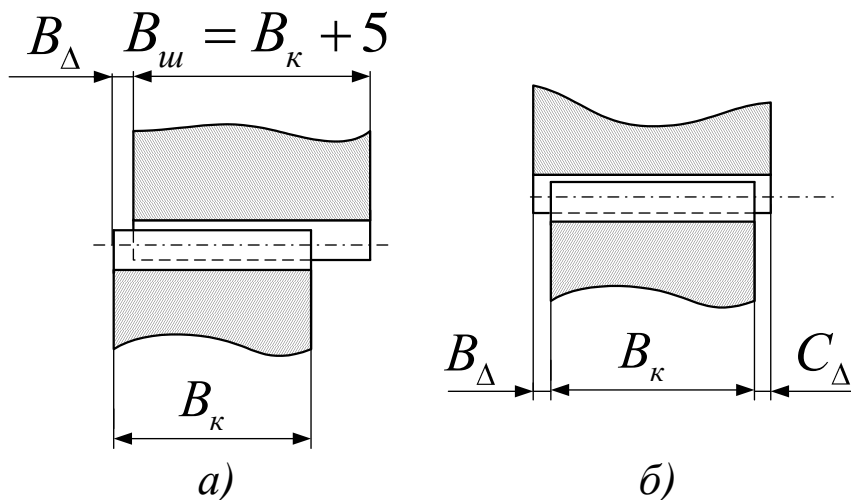


Рис. 21. Обеспечение контакта зубьев по всей их длине

Поэтому простое увеличение номинального значения ширины зубчатого венца шестерни гарантированного решения задачи не обеспечивает. Для решения поставленной задачи в конструкции редуктора всегда должна создаваться ситуация, представленная на рис. 21б. Таким образом, в формулировке поставленной задачи содержатся два размера –  $B_{\Delta}$  и  $C_{\Delta}$ , которые будут исходными звеньями соответствующих размерных цепей.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

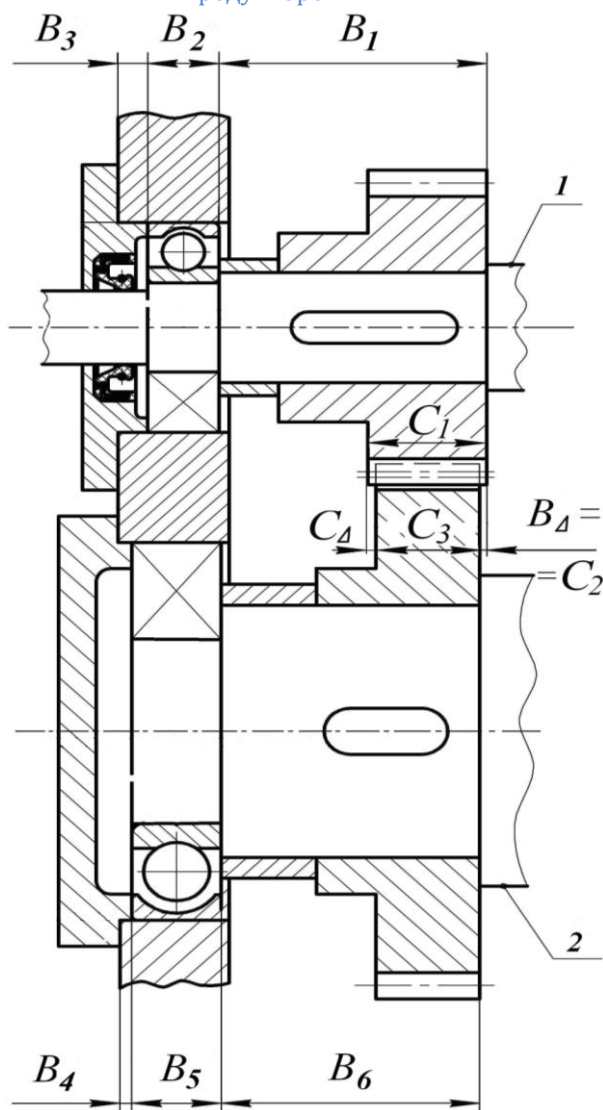


Рис. 22. Схема размерных цепей **B** и **C**, обеспечивающих контакт зубьев по всей длине зуба колеса

Размерные цепи **B** и **C**, описывающие решение этой задачи в цилиндрическом редукторе, приведены на рис. 22. Физи-



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ческий смысл составляющих звеньев размерной цепи **B** и источники информации об их величине и точности приведены в табл. 12.

Теоретически исходное звено **B<sub>1</sub>** и должно быть равно нулю. Но, учитывая тепловые деформации деталей редуктора, минимальное значение должно быть несколько больше нуля. Таким образом, известно номинальное значение, равное нулю и нижнее отклонение  $EI_1 = 0,2 \div 0,4$  мм. Поле допуска и его координата неизвестны. Поэтому в размерной цепи **B** нужно решить смешанную задачу.

**B<sub>1</sub>** – размер вала шестерни между его вспомогательной и основной базами в осевом направлении, допуск этого размера назначается экономично достижимым, координата середины поля допуска равна нулю.

**B<sub>2</sub>** – монтажный размер подшипника вала шестерни, стандартизован в зависимости от типоразмера подшипника [5] .

**B<sub>3</sub>** – размер крышки подшипника между ее вспомогательной и основной базами в осевом направлении, задается экономично достижимым.

**B<sub>4</sub>** – размер второй крышки подшипника между ее вспомогательной и основной базами в осевом направлении, задается экономично достижимым.

**B<sub>5</sub>** – монтажный размер подшипника вала колеса, стандартизован в зависимости от типоразмера подшипника [5] .

**B<sub>6</sub>** – размер вала шестерни между его вспомогательной и основной базами в осевом направлении, допуск этого размера назначается экономично достижимым, координата середины поля допуска равна нулю.



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 12

Характеристика звеньев размерной цепи **B**

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на чер-теже	Номи-наль-ный раз-мер	Допуск $T$	Коорди-ната середи-ны по-ля допус-ка $Ec$	Источ-ник инфор-мации о точности	Приме-чание
<b><math>B_4</math></b>	Выступ торца венца шестерни относительно торца венца колеса		<b><math>0</math></b>	<b><i>Рассчитываются по уравнениям размерной цепи</i></b>			
<b><math>B_1</math></b>	Размер между ВБ и ОБ вала шестерни			Назначаются экономически достижимыми			
<b><math>B_3</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ подшипника вала шестерни					ГОСТ	
<b><math>B_4</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ крышки подшипника вала шестерни			Назначается экономически достижимым	<b><i>Рассчитывается по уравнению размерной цепи</i></b>		

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b><math>B_5</math></b>	Расстояние между ВБ и ОБ подшипника вала колеса					ГОСТ	
<b><math>B_6</math></b>	Размер между ВБ и ОБ вала колеса			Назначаются экономически достижимыми			

Физический смысл составляющих звеньев размерной цепи **C** и источники информации об их величине и точности приведены в табл. 13.

Таблица 13.

Характеристика звеньев размерной цепи C

№ звена	Физическое содержание	Раз-мер на чер-теже	Номи-наль-ный раз-мер	Допуск $T$	Коорди-ната се-реди-ны поля допуска $E_s$	Источ-ник инфор-мации о точности	Приме-чание
<b>СА</b>	Выступ левого торца венца шестерни относительно торца венца колеса	0		<b>Рассчитываются по уравнениям размерной цепи</b>			

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

<b>C1</b>	Ширина венца шестерни			Назначаются экономически достижимыми			
<b>C2</b>	Выступ правого торца венца шестерни относительно торца венца колеса	0		Равен ВД			
<b>C3</b>	Ширина венца колеса			Назначаются экономически достижимыми			



## 4. СИНТЕЗ РАЗМЕРНОГО ОПИСАНИЯ КОНСТРУКТИВНОЙ ФОРМЫ ДЕТАЛИ

Конструктивной формой детали называют замкнутый объем, ограниченный сочетанием простых геометрических поверхностей. Для того, чтобы описать конструктивную форму, необходимо сначала описать каждую поверхность в отдельности, а затем описать размерами взаимное расположение всех поверхностей и образовать таким образом замкнутый объем.

Отдельно взятая поверхность детали описывается тремя параметрами:

- Размер поверхности (как правило, этот параметр задается для осесимметричных поверхностей),
- Допускаемая макрогеометрическая погрешность формы поверхности (нецилиндричность, неплоскостность и т.п.),
- Шероховатость поверхности (микрогеометрическая погрешность формы).

Требования к точности этих параметров (допуски) зависят от той функции, которую выполняет поверхность. С функциональной точки зрения поверхность в составе конструктивной формы детали может выполнять одну из четырех возможных функций:

- 1) быть исполнительной поверхностью (ИП) машины или механизма,
- 2) участвовать в определении положения детали в машине (входить в состав основной базы (ОБ) детали),
- 3) участвовать в определении положения другой дета-

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ли в машине (входить в состав вспомогательной базы (ВБ) детали),

- 4) обеспечивать замкнутость объема, такие поверхности называют свободными (СП).

Поэтому прежде чем приступить к синтезу размерного описания детали необходимо провести анализ ее конструктивной формы и определить принадлежность каждой поверхности к комплекту, выполняющему общую функцию.

Например, на рис. 23 приведен промежуточный вал **ВП** цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора, конструкция которого показана на рис. 24. Вал выполнен заодно с шестерней второй ступени и несет на себе зубчатое колесо первой ступени. Для удобства дальнейшего анализа все поверхности вала пронумерованы.

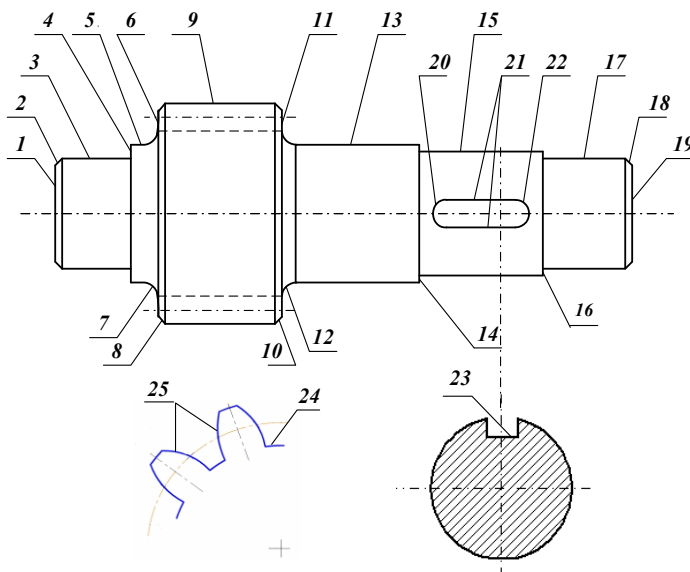


Рис. 23. Промежуточный вал редуктора



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

В конструктивной форме вала есть исполнительные поверхности зубчатого механизма второй ступени. Эту функцию выполняют эвольвентные поверхности 25 зубьев шестерни. Если число зубьев шестерни  $z$ , то таких поверхностей  $2z$ .

Функцию ОБ вала выполняет комплект поверхностей 3,4,17. Поверхности 3 и 17 каждая является двойной опорной базой, а вместе их общая ось выполняет функцию двойной опорной базы (общая ось, потому что вал в подшипники устанавливается по посадке с натягом). Плоский кольцевой торец 4 – опорная база. В схеме базирования вала 4 опорных точки на общей оси поверхностей 3 и 17 и одна опорная точка – на торце 4.

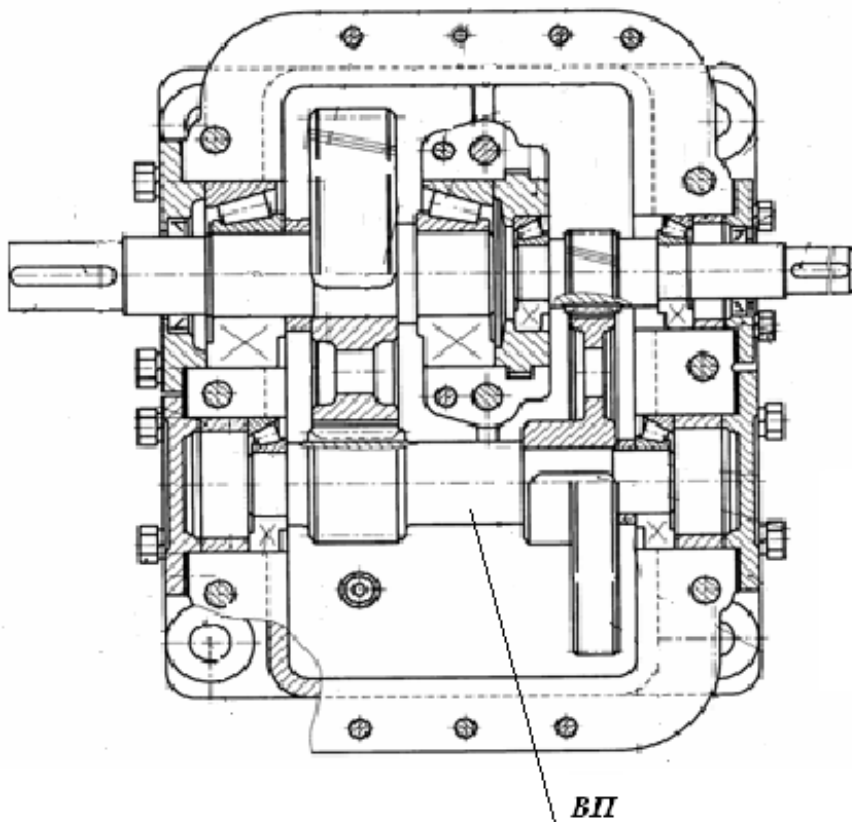


Рис. 24. Цилиндрический двухступенчатый соосный редуктор

Комплетов вспомогательных баз у вала три.

Комплект ВБ1 предназначен для базирования зубчатого колеса. В него входят поверхности 14 и 15. Длина цилиндрической поверхности 15 больше ее диаметра, поэтому она может выполнять и выполняет функцию двойной направляющей базы. Если зубчатое колесо устанавливается на вал по посадке с гарантированным зазором, то эту функцию она выполняет своей поверх-



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ностью (опорные точки в схеме базирования располагаются на цилиндрической поверхности), если же с натягом – то своей осью и опорные точки соответственно на оси цилиндрической поверхности. Выбор посадки колеса на вал осуществляется при решении задачи обеспечения требуемой точности радиального биения зубчатого венца колеса (см. задачу 2). Плоский кольцевой торец 14 выполняет функцию опорной базы и в схеме базирования колеса он несет одну опорную точку. Схема базирования неполная.

Комплект ВБ2 предназначен для установки шпонки. Он состоит из плоских поверхностей 21, образующих паз, плоскости дна шпоночного паза 23 и цилиндрической поверхности 20. Плоскость дна шпоночного паза 23 выполняет функцию установочной базы, в схеме базирования на ней располагают 3 опорные точки. Симметрично расположенные относительно плоскости симметрии паза шириной  $b$  боковые плоские поверхности 21 вместе выполняют функцию направляющей базы. Если шпонка устанавливается в паз по посадке с зазором, то опорные точки в схеме базирования располагают на одной из поверхностей 21, если же шпонка устанавливается по посадке с натягом, то опорные точки располагают на плоскости симметрии шпоночного паза. Цилиндрическая поверхность 20 служит опорной базой, на схеме базирования на ней располагают одну опорную точку. Комплект ВБ2 полный.

Комплект ВБ3 предназначен для базирования проставочного кольца между торцом 16 вала и внутренним кольцом подшипника. Он неполный и состоит из части цилиндрической поверхности 17, которая выполняет функцию двойной опорной базы, и плоской кольцевой поверхности торца 16, которая выполняет функцию установочной базы. Так как кольцо на вал





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

устанавливается с зазором, то на схеме базирования опорные точки располагают на поверхности 17.

Все остальные поверхности вала нужны, чтобы образовать замкнутый объем, т.е. являются свободными.

Теперь можно приступать к синтезу размерного описания конструкции детали.

Эту работу начинают с **описания каждой поверхности в отдельности**.

Начнем с поверхностей комплекта ОБ. Требования к точности посадочных мест под подшипники качения установлены ГОСТ 3325-85. Номинальные значения диаметров  $d_1$  и  $d_2$  цилиндрических поверхностей 3 и 17 определяются прочностным расчетом вала. В соответствии с рекомендуемой посадкой внутренних колец подшипников на вал допуски этих диаметров соответствуют 6 качеству посадки **k**. Погрешность формы (нецилиндричность) и шероховатость в соответствии со стандартом назначаются в зависимости от номинального размера (см. Приложения 15, 16, 17). Шероховатость плоского торца 4 также оговорена стандартом (см. Приложение 17).

Размеры эвольвентных ИП определяются из динамического расчета зубчатой передачи. Назначаются степень точности и вид сопряжения зубчатой передачи и записываются в технических условиях, например, **9 – С ГОСТ 1643-81**, что означает 9 степень точности и вид сопряжения С.

В комплекте ВБ1 размер цилиндрической поверхности 15  $d_3$  определяется динамическим прочностным расчетом, точность размера определяется посадкой зубчатого колеса на вал, выбранной при решении задачи 2 (обеспечение заданного стан-



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

дартром радиального биения зубчатого венца). Допускаемая погрешность формы (нецилиндричность) – не более половины допуска на диаметр. Шероховатость назначается в соответствии с качеством точности размера поверхности. Эти соответствия приведены в Приложении 17. Торцовая плоскость 14 несет одну опорную точку, размера не имеет, шероховатость по аналогии с торцом 4 –  $Ra_{2,5}$ .

Размеры шпоночного паза (комплект поверхностей ВБ2), – ширина паза  $b$ , глубина  $t_1$  и их точность установлены ГОСТ 23360-78 в зависимости от диаметра цилиндрической поверхности вала. (см. Приложение 18). Шероховатость этих поверхностей должна соответствовать качеству точности размеров.

Таблица 14

Размерное описание поверхностей в конструктивной форме детали

Функциональный комплект	№ поверхности	Размер, мм	Допуск размера, мкм	Допуск погрешности формы, мкм	Rz (Ra), мкм	Основание для назначения точности	Примечание
1	2	3	4	5	6	7	8
ОБ	3	$d_1$	$k_6$	0,00 4	$Ra_{1,25}$	ГОСТ 3325-85	
	4	-	-		$Ra_{2,5}$		
	7	$d_2$	$k_6$	0,00 4	$Ra_{1,25}$		

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ИП	5	<b>9 – С ГОСТ 1643-81</b>			Ra2, 5	ГОСТ 1643- 81	
ВБ1	4		-		Ra2, 5		
	5	d <sub>3</sub>	f <sub>6</sub> (p <sub>6</sub> )	0,5IT 6	Ra1, 25	Раз- мерная цепь в задаче 2	
ВБ2	23					ГОСТ 23360- 78	
	21						
	20						
ВБ3	16	-	-		Ra2, 5		
	7	d <sub>2</sub>	k <sub>6</sub>	0,00 4	Ra1, 25		
СП		Охватывающие по H12, Охватываемые по h12, Остальные ± 0,5 IT12, Шероховатость Rz (Ra)			Rz2 0		

Комплект ВБ3 состоит из части цилиндрической поверхности 17, размер и параметры точности которой уже определены при размерном описании основной базы вала – точность диаметра k<sub>6</sub>, нецилиндричность 0,004 мм, шероховатость Ra1,25. Торцовая поверхность 16 функционально аналогична торцу 4 (проставочное кольцо как бы продолжает внутреннее кольцо правого подшипника), поэтому требования к этой поверхности повторяют требования к торцу 4 - шероховатость Ra2,5.

Остальные поверхности – свободные, замыкают объем и



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

не контактируют ни с какой другой деталью редуктора. Точность их размеров устанавливаем по 12 качеству, погрешность формы и шероховатость должны соответствовать качеству точности.

Размерное описание всех поверхностей сведено в табл. 14.

Теперь нужно **описать взаимное расположение всех поверхностей**. Эту работу начинают с размерного описания поверхностей в комплекте одного функционального назначения.

В примере ступенчатого вала начнем с исполнительных поверхностей (эвольвентных поверхностей зубьев). Таких поверхностей в конструктивной форме зубчатого венца **2z**, они расположены равномерно по делительному цилиндру  $D_0$ . (см. рис. 25) Эта равномерность описана двумя размерами:

- шагом  $S$ , который представляет собой расстояние по делительной окружности между двумя одноименными эвольвентными поверхностями двух соседних зубьев,

- толщиной зуба  $t$ , которая представляет собой расстояние между разноименными эвольвентными поверхностями, образующими зуб.

Точность этих размеров зависит от степени точности зубчатой передачи и оговорена ГОСТ 1643-81



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

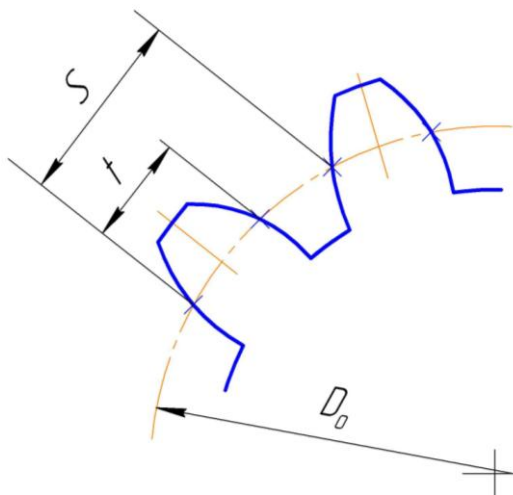


Рис. 25. Размерное описание взаимного расположения исполнительных поверхностей

Основную базу составляют посадочные места подшипников качения – две цилиндрических поверхности 3 и 17 и торец 4. Размерное описание основной базы вала представлено на рис. 26. Оно состоит из описания каждой поверхности (из табл. 13) и двух размеров, описывающих их взаимное расположение – допустимая несоосность каждой шейки под подшипник с их общей осью А и допустимое биение торца 4 относительно той же общей оси А. Эти показатели точности также установлены ГОСТ 3325-85 (см. Приложение 16).

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

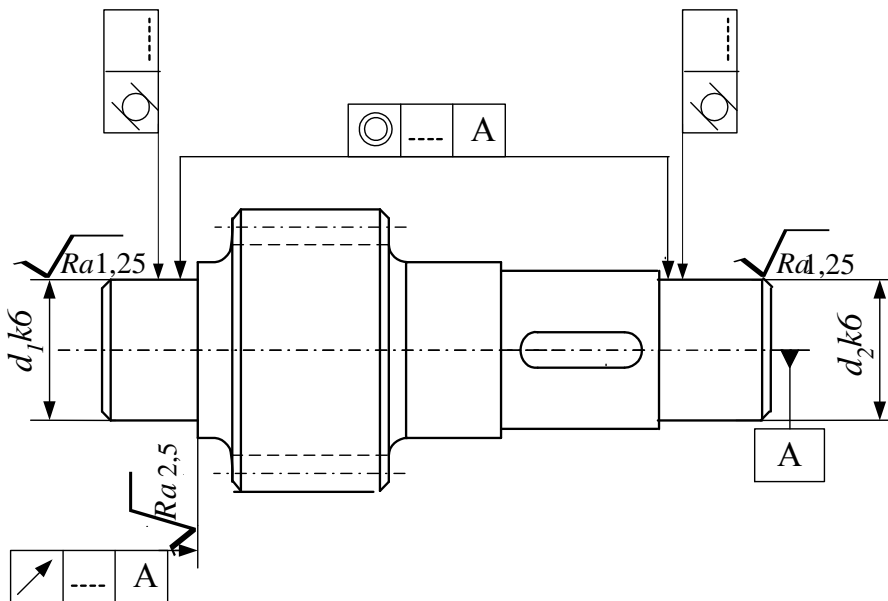


Рис. 26. Размерное описание основной базы вала

Взаимное расположение поверхностей 14 и 15 в комплекте ВБ1 для базирования зубчатого колеса может быть задано торцовым биением (допустимой неперпендикулярностью) торца 14 к оси цилиндрической поверхности 15. Но торец 14 опорная база, несущая одну опорную точку, и контакт торца ступицы зубчатого колеса в одной точке будет достигнут всегда независимо от величины этого торцового биения. Поэтому ограничивать его жестким допуском смысла не имеет.

Взаимное расположение поверхностей в комплекте ВБ3 (шпоночного паза) описано размерами  $b$  и  $t_1$  (см. рис.27), их номинальные значения и допуски устанавливаются ГОСТ 23360-78 (см. приложение 18).

## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

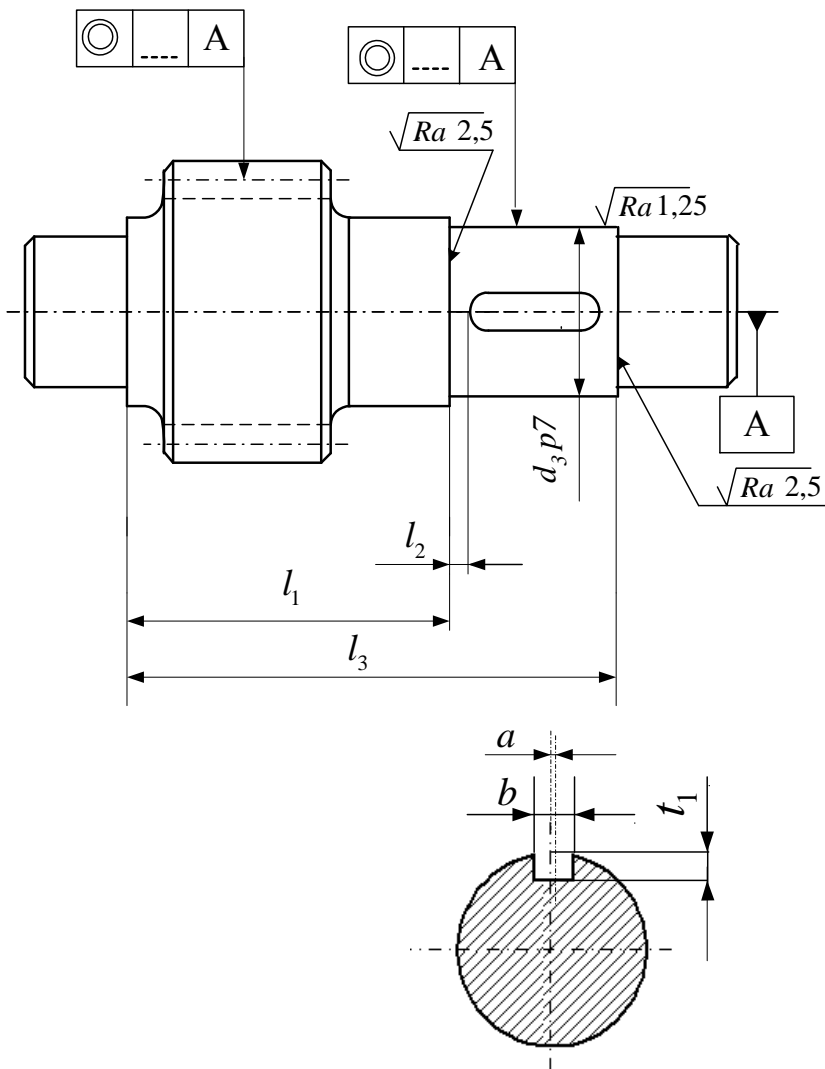


Рис. 27. Размерное описание поверхностей в комплектах ВБ и взаимного расположения комплектов ОБ и ВБ

Осталось описать взаимное расположение комплектов разного функционального назначения. На рис. 27 представлены



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

такие размеры для промежуточного вала:

допускаемая несоосность делительного цилиндра с общей осью А основной базы вала описывает положение всех ИП относительно ОБ в радиальном направлении, допуск не несоосность рассчитывается при решении задачи обеспечения требуемой стандартом величины радиального биения зубчатого венца вал-шестерни (см. задачу 2),

– допускаемая несоосность цилиндрической шейки под зубчатое колесо с общей осью А основной базы вала описывает положение ВБ1 относительно ОБ в радиальном направлении, допуск не несоосность рассчитывается при решении задачи обеспечения требуемой стандартом величины радиального биения зубчатого венца вал-шестерни (см. задачу 2),

– размером описано положение комплекта ВБ1 относительно ОБ в осевом направлении, этот размер участвует в задаче совмещения торцов зубчатых венцов шестерни и колеса второй передачи, его точность назначается экономически достижимой (см. задачу 17),

– комплекты ВБ1 и ВБ2 вместе обеспечивают требуемое положение зубчатого колеса на вал, поэтому логично задать положение ВБ2 относительно ВБ1 размерами  $I_2$  в осевом направлении и  $a$  (несовмещение плоскости симметрии шпоночного паза с диаметральной плоскостью цилиндрической шейки ВБ1),



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

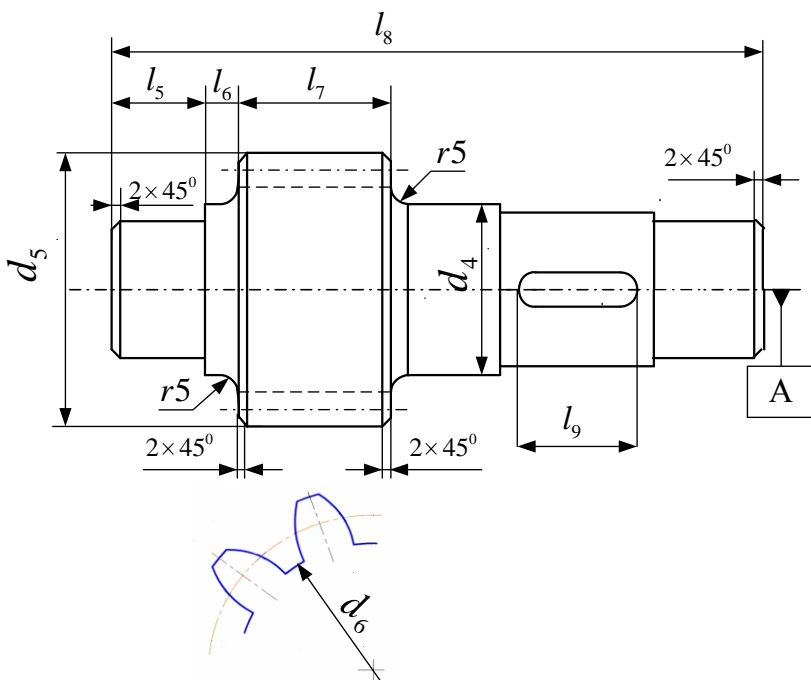


Рис.28. Размерное описание свободных поверхностей вала и расположения

На рис. 28 показано размерное описание свободных поверхностей вала и их расположения относительно других функциональных комплектов:

–  $d_4$ ,  $d_5$ ,  $d_6$  – диаметры СП, их точность по 12 квалитету,

–  $l_5$ ,  $l_6$  описывают положение СП относительно ОБ в осевом направлении, их точность по 12 квалитету,

–  $l_6$  описывает положение СП (полуцилиндрической поверхности шпоночного паза) в осевом направлении относительно ВБЗ, точность по 12 квалитету,



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

–  $I_7$ ,  $I_8$ , радиусы  $r_5$ , фаски  $2 \times 45^0$  описывают взаимное положение СП внутри комплекта СП, их точность по 12 качеству.

Для разработки рабочего чертежа детали (в нашем примере промежуточного вала редуктора) необходимо совместить рис. 25 – 28, используя правила ЕСКД.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 1.**

**НОРМЫ БОКОВОГО ЗАЗОРА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (ПОКАЗАТЕЛИ  $J_N$  MIN,  $f_a$ )**

Вид сопряжения	Класс отклонения межосевого	Обозначение	Межосевое расстояние, $a_w$ , мм						
			До 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
H	II	<b><math>J_n</math> min</b>	0	0	0	0	0	0	0
F	II		30	35	40	46	52	57	63
D	III		46	54	63	72	81	89	97
C	IV		74	87	100	115	130	140	155
B	V		120	140	160	185	210	230	250
A	VI		190	220	250	290	320	360	400
-	I	<b><math>f_a</math></b>	±10	±11	±12	±14	±16	±18	±20
H,E	II		±16	±18	±20	±22	±25	±28	±30
D	III		±22	±28	±30	±35	±40	±45	±50
C	IV		±35	±45	±50	±55	±60	±70	±80
B	V		±60	±70	±80	±90	±100	±110	±120
A	VI		±100	±110	±120	±140	±160	±180	±200

**ПРИЛОЖЕНИЕ 2.**

**ДОПУСК НА РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА  $f_R$  ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Степень точности	Модуль $m$ , мм	Делительный диаметр $d$ , мм						
		До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000	Св. 4000 до 6300
		МКМ						
3	От 1 до 3.5	6	9	11	13	14	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	7	10	13	14	16	18	-
	Св. 6.3 до 10	8	11	14	16	18	20	22
4	От 1 до 3.5	10	15	18	20	22	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	11	16	20	22	25	28	-
	Св. 6.3 до 10	13	18	22	25	28	32	36
5	От 1 до 3.5	16	22	28	32	36	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	18	25	32	36	40	45	-
	Св. 6.3 до 10	20	28	36	40	45	50	56

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	Св. 10 до 16	-	32	40	45	50	56	63
6	От 1 до 3.5	25	36	45	50	56	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	23	40	50	56	63	71	-
	Св. 6.3 до 10	32	45	56	63	71	80	90
	Св. 10 до 16	-	50	63	71	80	90	100
7	От 1 до 3.5	36	50	63	71	80	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	40	56	71	80	90	100	-
	Св. 6.3 до 10	45	63	80	90	100	112	125
	Св. 10 до 16	-	71	90	100	112	125	140
	Св. 16 до 25	-	80	100	112	125	140	160
8	От 1 до 3.5	45	63	80	90	100	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	50	71	90	100	112	125	-
	Св. 6.3 до 10	56	80	100	112	125	140	160
	Св. 10 до 16	-	90	112	125	140	160	180
	Св. 16 до 25	-	100	125	140	160	180	200
	Св. 25 до 40	-	-	140	160	190	224	250
9	От 1 до 3.5	71	80	100	112	125	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	80	100	112	125	140	160	-
	Св. 6.3 до 10	90	112	125	140	160	180	200
	Св. 10 до 16	-	125	160	160	180	200	224
	Св. 16 до 25	-	160	200	200	224	224	250
	Св. 25 до 40	-	-	250	250	280	280	315
	Св. 40 до 55	-	-	315	315	355	355	400

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

10	От 1 до 3.5	100	112	125	140	160	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	125	140	140	160	180	200	-
	Св. 6.3 до 10	140	160	160	180	200	224	250
	Св. 10 до 16	-	180	200	200	224	250	280
	Св. 16 до 25	-	224	250	250	280	280	315
	Св. 25 до 40	-	-	315	315	355	355	400
	Св. 40 до 55	-	-	400	400	450	450	500
11	От 1 до 3.5	125	140	160	180	200	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	160	180	180	200	224	250	-
	Св. 6.3 до 10	180	200	200	224	250	280	315
	Св. 10 до 16	-	224	250	250	280	315	355
	Св. 16 до 25	-	280	315	315	355	355	400
	Св. 25 до 40	-	-	400	400	450	450	500
	Св. 40 до 55	-	-	500	500	560	560	630
12	От 1 до 3.5	160	180	200	224	250	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	200	224	224	250	280	315	-
	Св. 6.3 до 10	224	250	250	280	315	355	400
	Св. 10 до 16	-	280	315	315	355	400	450
	Св. 16 до 25	-	355	400	400	450	450	500
	Св. 25 до 40	-	-	500	500	560	560	630
	Св. 40 до 55	-	-	630	630	710	710	800

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 3.**  
**НОРМЫ КОНТАКТА ЗУБЬЕВ ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ (ДОПУСКА ПАРАЛЛЕЛЬНОСТИ ОСЕЙ  $f_x$  И ДОПУСК НА ПЕРЕКОС ОСЕЙ  $f_y$ )**

Степень точности	Обозначение	Модуль $m$ , мм	Ширина зубчатого колеса (полушеврона) или длина контактной линии, мм							
			До 40	Св. 40 до 100	Св. 100 до 160	Св. 160 до 250	Св. 250 до 400	Св. 400 до 630	Св. 630 до 1000	Св. 1000 до 1250
			МКМ							
3	$f_x$	От 1 до 10	4.5	6	8	10	11	14	16	20
	$f_y$	От 1 до 10	2.2	3	4	5	5.6	7.1	8	10
4	$f_x$	От 1 до 10	5.5	8	10	12	14	18	22	25

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 10	2.8	4	5	6	7.1	9	11	12
5	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 16	7	10	12	16	18	22	25	30
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 16	4	5	6.3	8	9	11	12	16
6	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 16	9	12	16	20	25	28	32	40
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 16	4.5	6.3	8	10	12	14	16	20
7	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 25	11	16	20	25	28	32	40	50
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 25	5.6	8	10	12	14	16	20	25
8	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 40	18	25	32	40	45	56	-	-
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 40	9	12	16	20	22	28	-	-
9	<b><i>Fx</i></b>	От 1 до 55	28	40	50	63	71	90	-	-
	<b><i>Fy</i></b>	От 1 до 55	14	20	25	30	36	45	-	-
10	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 55	45	63	80	100	112	140	-	-



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 55	22	32	40	50	56	71	-	-
11	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 55	71	100	125	160	180	224	-	-
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 55	36	50	63	80	90	112	-	-
12	<b><i>fx</i></b>	От 1 до 55	112	160	200	250	280	355	-	-
	<b><i>fy</i></b>	От 1 до 55	56	80	100	125	140	180	-	-

## ПРИЛОЖЕНИЕ 4. РЕКОМЕНДУЕМЫЙ ОСЕВОЙ ЗАЗОР, МКМ, ДЛЯ ШАРИКОВЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ОДНОРЯДНЫХ ПОДШИПНИКОВ

Таблица 1

Диаметр отверстия подшипника $d$ , мм		Осевой зазор при угле контакта $\alpha$ , °					
		12				26 и 36	
Св.	До	Схема 1		Схема 2		Схема 1	
		наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.
-	30	20	40	30	50	10	20
30	50	30	50	40	70	15	30
50	80	40	70	50	100	20	40
80	120	50	100	60	150	30	50
120	180	80	150	100	200	40	70
180	260	120	200	150	250	50	100

**Примечание.** Схемы установки подшипников: 1 - два в одной опоре; 2 - один в каждой опоре.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 2.

Диаметр отверстия подшипника $d$ , мм		Осевой зазор при угле контакта $\alpha$ , °					
		10 ... 16			25 ... 29		
Св.	До	Схема 1		Схема 2		Схема 1	
		наим.	наиб.	наим. <sup>н</sup>	наиб.	наим.	наиб.
-	30	20	40	40	70	-	-
30	50	40	70	50	100	20	40
50	80	50	100	80	150	30	50
80	120	80	150	120	200	40	70
120	180	120	200	200	300	50	100
180	260	160	250	250	350	80	150
260	360	200	300	-	-	-	-
360	400	250	350	-	-	-	-

**Примечание.** Схемы установки подшипников: 1 - два в одной опоре; 2 - один в каждой опоре.

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**Радиальные зазоры в подшипниках Gr, мкм**

Таблица 3

Подшипники шариковые радиальные однорядные без канавок для вставления шариков с цилиндрическим отверстием

Номинальный диаметр отверстия подшипника, мм	Группа зазора			
	б		нормальная	
	наименьший	наибольший	наименьший	наибольший
Свыше 2.5 до 10 вкл.	0	7	2	13
Св. 10 до 18	0	9	3	18
Св. 18 до 24	0	10	5	20
Св. 24 до 30	1	11	5	20
Св. 30 до 40	1	11	6	20
Св. 40 до 60	1	11	6	23
Св. 60 до 65	1	15	8	28
Св. 65 до 80	1	15	10	30
Св. 80 до 100	1	18	12	36
Св. 100 до 120	2	20	15	41

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Таблица 4

Подшипники радиальные роликовые с короткими цилиндрическими роликами с цилиндрическим отверстием

Номинальный диаметр отверстия подшипника, мм	Группа зазора			
	б		нормальная	
	наименьший	наибольший	наименьший	наибольший
До 10 вкл.	10	40	20	30
Св. 10 до 24	10	40	20	30
Св. 24 до 30	10	45	25	35
Св. 30 до 40	15	50	25	40
Св. 40 до 50	20	55	30	45
Св. 50 до 65	20	65	35	50
Св. 65 до 80	25	75	40	60
Св. 80 до 100	30	80	45	70
Св. 100 до 120	35	90	50	80

## ПРИЛОЖЕНИЕ 5.

### ДОПУСКИ НА РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ КОЛЕЦ ПОДШИПНИКОВ (КІА – КОЛЬЦА ВНУТРЕННИЕ, КЕА – КОЛЬЦА НАРУЖНЫЕ)

#### 1. Подшипники радиальные и радиально-упорные

Таблица 1 – Внутреннее кольцо (Кіа, мкм)

d, мм	Класс точности		
	нормальный (0)	6	5
От 0,6 до 2,5 включ.	10	5	4
Св. 2,5 >>10>>	10	6	4
>> 10 >> 18>>	10	7	4
>> 18>> 30>>	13	8	4
>> 30 >> 50>>	15	10	5
>> 50 >> 80>>	20	10	5
>> 80 >> 120>>	25	13	6
>> 120 >> 180>>	30	18	8
>> 180 >> 250>>	40	20	10
>> 250 >> 315>>	50	25	13
>> 315 >> 400>>	60	30	15
>> 400 >> 500>>	65	35	-

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

>> 500 >> 630>>	70	40	-
>> 630 >> 800>>	80	-	-
>> 800 >> 1000>>	90	-	-
>> 1000 >> 1250>>	100	-	-
>> 1250 >> 1600>>	120	-	-
>> 1600 >> 2000>>	140	-	-

Таблица 2 – Наружное кольцо (Кеа, мкм)

D, мм	Класс точности		
	нормальный (0)	6	5
От 2.5 до 6 включ.	15	8	5
Св. 6 >>18>>	15	8	5
>> 18>> 30>>	15	9	6
>> 30 >> 50>>	20	10	7
>> 50 >> 80>>	25	13	8
>> 80 >> 120>>	35	18	10
>> 120 >> 150>>	40	20	11
>> 150 >> 180>>	45	23	13
>> 180 >> 250>>	50	25	15
>> 250 >> 315>>	60	30	18
>> 315 >> 400>>	70	35	20

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

>> 400 >> 500>>	80	40	23
>> 500 >> 630>>	100	50	25
>> 630 >> 800>>	120	60	30
>> 800 >> 1000>>	140	75	-
>> 1000 >> 1250>>	160	-	-
>> 1250 >> 1600>>	190	-	-
>> 1600 >> 2000>>	220	-	--
>> 2000 >> 2500>>	250	-	-

**2. Подшипники роликовые конические**

Таблица 3– Внутреннее кольцо ( Kia, мкм)

d, мм	Класс точности		
	нормальный (0)	6	5
От 10 до 18 включ.	15	15	5
Св. 18 >>30>>	18	18	5
>> 30 >> 50>>	20	20	6
>> 50 >> 80>>	25	25	7
>> 80 >> 120>>	30	30	8
>> 120 >> 180>>	35	35	11
>> 180 >> 250>>	50	50	13



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

>> 250 >> 315>>	60	60	-
>> 315 >> 400>>	70	70	-

Таблица 4 – Наружное кольцо (Кеа, мкм)

D, мм	Класс точности		
	нормальный (0)	6	5
От 18 до 30 включ.	18	18	6
Св. 30 >>50>>	20	20	7
>> 50 >> 80>>	25	25	8
>> 80 >> 120>>	35	35	10
>> 120 >> 150>>	40	40	11
>> 150 >> 180>>	45	45	13
>> 180 >> 250>>	50	50	15
>> 250 >> 315>>	60	60	18
>> 315 >> 400>>	70	70	20
>> 400 >> 500>>	80	80	
>> 500 >> 630>>	100	100	

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 6.**

**НАТЯГИ И ЗАОРЫ ПРИ ПОСАДКЕ ШАРИКОВЫХ И РОЛИКОВЫХ РАДИАЛЬНЫХ И ШАРИКОВЫХ РАДИАЛЬНО-УПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ**

Натяги и зазоры при посадке шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников на вал.  
Класс точности 0.

Интервалы номинальных диаметров d, мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника dm, мкм		Натяг (+), зазоры (-), мкм, для посадок															
			L0/n6		L0/m6		L0/k6		L0/js6		L0/j6		L0/h6		L0/g6		L0/f6	
	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.
От 0,6 до 3	0	-8	+18	+4	+16	+2	+14	0	+11	-3	+12	-2	+8	-6	6	8	2	12
Св. 3 до 6	0	8	24	8	20	4	17	1	12	4	14	2	8	8	4	12	2	18
Св. 6 до 10	0	8	27	10	23	6	18	1	12,5	4,5	15	2	8	9	3	14	5	22

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Св. 10 до 18	0	8	31	12	26	7	20	1	13.5	5,5	06	3	8	11	2	17	8	27
Св. 18 до 30	0	10	38	15	31	8	25	2	16.5	6,5	19	4	10	13	3	20	10	33
Св. 30 до 50	0	12	45	17	37	9	30	2	20	8	23	5	12	16	3	25	13	41
Св. 50 до 80	0	15	54	20	45	11	36	2	24.5	9,5	27	7	15	19	5	29	15	49
Св. 80 до 120	0	20	65	23	55	13	45	3	31	11	33	9	20	22	8	34	16	58
Св. 120 до 180	0	25	77	27	35	15	53	3	37.5	12,5	39	11	25	25	11	39	18	68
Св. 180 до 250	0	30	90	31	76	17	63	4	44.5	14,5	46	13	30	29	15	44	20	79
Св. 250 до 315	0	35	101	34	87	20	71	4	51	16	51	16	35	32	18	49	21	88

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Натяги и зазоры при посадке шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников на вал.

Класс точности 6.

Интервалы номинальных диаметров d, мм	Предельные отклонения диаметра отверстия подшипника dm, мкм		Натяг (+), зазоры (-), мкм, для посадок															
			L6/n6		L6/m6		L6/k6		L6/js6		L6/j6		L6/h6		L6/g6		L6/f6	
	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.
От 0,6 до 3	0	7	17	4	15	2	13		10	3	11	2	7	6	5	8	1	12
Св. 3 до 6	0	7	23	8	19	4	16	1	11	4	13	2	7	8	3	12	3	18
Св. 6 до 10	0	7	26	10	22	6	17	1	11,5	4,5	14	2	7	9	2	14	6	22
Св. 10 до 18	0	7	30	12	25	7	19	1	12,5	5,5	15	3	7	11	1	17	9	27
Св. 18 до 30	0	8	36	15	29	8	23	2	14,5	6,5	17	4	8	13	1	20	12	33
Св. 30 до 50	0	10	43	17	35	9	28	2	18,5	8	21	5	10	16	1	25	15	41

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Св. 50 до 80	0	12	51	20	42	11	33	2	21.5	9,5	24	7	12	19	2	29	18	49
Св. 80 до 120	0	15	60	23	50	13	40	3	26	11	28	9	15	22	3	34	21	58
Св. 120 до 180	0	18	70	27	58	15	46	3	30.5	12, 5	32	11	18	25	4	39	25	68
Св. 180 до 250	0	22	82	31	68	17	55	4	36.5	14, 5	38	13	22	29	7	44	28	79
Св. 250 до 315		25	91	34	77	20	61	4	41	16	41	16	25	32	8	49	31	88

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Натяги и зазоры при посадке шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников в корпус.

Класс точности 0.

Интервалы номинальных диаметров D, мм	Пределные отклонения диаметра отверстия подшипника Dm, мкм		Натяг (+), зазоры (-), мкм, для посадок															
			P7/10		N7/10		M7/10		K7/10		Js7/10		J7/10		H7/10		G7/10	
	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.
От 0,6 до 3	0	8	16	2	14	4	12	6	10	8	5	13	6	12	0	18	2	20
Св. 3 до 6	0	8	20		16	4	12	8	9	11	6	14	6	14	0	20	4	24
Св. 6 до 10	0	8	24	1	19	4	15	8	10	13	7	15	7	16	0	23	5	28
Св. 10 до 18	0	8	29	3	23	3	18	8	12	14	9	17	8	18	0	26	6	32

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Св. 18 до 30	0	9	35	5	28	2	21	9	15	15	10	19	9	21	0	30	7	37
Св. 30 до 50	0	11	42	6	33	3	25	11	18	18	12	23	11	25	0	36	9	45
Св. 50 до 80	0	13	51	8	39	4	30	13	21	22	15	28	12	31	0	43	10	53
Св. 80 до 120	0	15	59	9	45	5	35	15	25	25	17	32	13	37	0	50	12	62
Св. 120 до 150	0	18	68	10	52	6	40	18	28	30	20	38	14	44	0	58	14	72
Св. 150 до 180	0	25	68	3	52	13	40	25	28	37	20	45	14	51	0	65	14	79
Св. 180 до 250	0	30	79	3	60	16	46	30	33	43	23	53	16	60	0	76	15	91
Св. 250 до 315	0	35	88	1	66	21	52	35	36	51	26	61	16	71	0	87	17	104
Св. 315 до 400	0	40	98	1	73	24	57	40	40	57	28	68	18	79	0	97	18	115

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Натяги и зазоры при посадке шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников в корпус.

Класс точности 6.

Интервалы номинальных диаметров D, мм	Пределные отклонения диаметра отверстия подшипника D <sub>m</sub> , мкм		Натяг (+), зазоры (-), мкм, для посадок															
			P7/16		N7/16		M7/16		K7/16		Js7/16		J7/16		H7/16		G7/16	
	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.	Верхн.	Нижн.
От 2.5 до 3	0	7	16	1	14	3	12	5	10	7	5	12	6	11	0	17	2	19
Св. 3 до 6	0	7	20	1	16	3	12	7	9	10	6	13	6	13	0	19	4	23
Св. 6 до 10	0	7	24	2	19	3	15	7	10	12	7	14	7	15	0	22	5	27
Св. 10 до 18	0	7	29	4	23	2	18	7	12	13	9	16	8	17	0	25	6	31



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Св. 18 до 30	0	8	35	6	28	1	21	8	15	14	10	18	9	20	0	29	7	36
Св. 30 до 50	0	9	42	8	33	1	25	9	18	16	12	21	11	23	0	34	9	43
Св. 50 до 80	0	11	51	10	39	2	30	11	21	20	15	26	12	29	0	41	10	51
Св. 80 до 120	0	13	59	11	45	3	35	13	25	23	17	30	13	35	0	48	12	60
Св. 120 до 150	0	15	68	13	52	3	40	15	28	25	20	35	14	41	0	55	14	69
Св. 150 до 180	0	18	68	10	52	6	40	18	28	30	20	38	14	44	0	58	14	69
Св. 180 до 250	0	20	79	13	60	6	46	20	33	33	23	43	16	50	0	66	15	72
Св. 250 до 315	0	25	88	11	66	11	52	25	36	41	26	51	16	61	0	77	17	94
Св. 315 до 400	0	28	98	13	73	12	57	28	40	45	28	56	18	67	0	85	18	103

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 7.**

**НОРМЫ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ (ПОКАЗАТЕЛЬ FR – ДОПУСК НА РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА, МКМ)**

Сте- пень точно- сти	Модуль m, мм	Делительный диаметр, мм								
		До 12	Св. 12 до 20	Св. 20 до 32	Св. 32 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 125	Св. 125 до 200	Св. 200 до 315	Св. 315 до 400
3	От 0,1 до 0,5	2	3	4	4	5	6	6	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	4	4	4	5	6	6	8	9	9
4	От 0,1 до 0,5	4	5	6	7	8	9	10	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	6	6	7	8	9	10	12	14	15
5	От 0,1 до 0,5	7	8	9	10	11	12	14	16	-
	Св. 0,5 до 1,0	9	10	11	12	14	16	19	22	22
6	От 0,1 до 0,5	11	12	14	16	19	22	26	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	15	16	18	20	22	25	30	35	36

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

7	От 0,1 до 0,5	16	18	20	22	26	30	36	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	21	22	24	26	30	36	42	48	50
8	От 0,1 до 0,5	19	21	25	28	32	38	45	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	26 9	28	30	34	38	45	50	55	63
9	От 0,1 до 0,5	24	26	30	36	42	48	55	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	34	36	40	45	50	55	63	75	90
10	От 0,1 до 0,5	30	34	38	45	53	60	70	-	-
	Св. 0,5 до 1,0	42	45	50	55	60	70	80	95	110
11	Св. 0,5 до 1,0	50	55	63	70	80	90	105	120	140
12	Св. 0,5 до 1,0	63	70	75	85	95	110	130	150	180

**ПРИЛОЖЕНИЕ 8.**

**НОРМЫ ПЛАВНОСТИ РАБОТЫ ЧЕРВЯКА (ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ) (ПОКАЗАТЕЛЬ FR – ДОПУСК НА РАДИАЛЬНОЕ БИЕНИЕ ЧЕРВЯКА, МКМ)**

Дели- тель- ный ди- метр чер- вяка, мм	Модуль m, мм	Степень точности									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
До 10	От 0,5 до 1,0	3	5	7	11	15	20	25	32	40	48
Св. 10 до 18		3	5	7	11	16	20	25	32	40	50
Св. 18 до 30		3	5	8	12	17	21	26	34	42	53

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

## ПРИЛОЖЕНИЕ 9. НОРМЫ КОНТАКТА ЗУБЬЕВ И ВИТКОВ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

(показатели  $f_a$  – предельные отклонения межосевого расстояния червячной передачи, мкм,

$f_x$  – предельные смещения средней плоскости червячного колеса в передаче, мкм)

Степень точности	Обозначение	Межосевое расстояние $a_w$ , мм							
		До 12	Св. 12 До 20	Св. 20 До 32	Св. 32 До 50	Св. 50 До 80	Св. 80 До 125	Св. 125 До 180	Св. 180
3	$f_a$	±3	±4	±4	±5	±6	±7	±8	±9
4 и 5		±4	±5	±6	±8	±9	±11	±12	±14
6		±8	±9	±11	±14	±16	±18	±20	±22
7		±11	±14	±16	±20	±22	±28	±30	±35
8		±18	±22	±25	±32	±35	±45	±50	±55
9		±30	±36	±40	±50	±60	±70	±80	±90
10		±45	±55	±63	±80	±90	±110	±120	±140
11 и 12		±75	±90	±105	±125	±150	±175	±200	±230
3	$f_x$	±2	±3	±3	±4	±5	±6	±7	±8
4 и 5		±3	±4	±5	±6	±13	±9	±10	±12
6		±6	±7	±9	±11	±18	±14	±16	±18
7		±9	±12	±13	±16	±28	±22	±24	±28
8		±14	±18	±20	±26	±48	±36	±40	±45

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

9		±24	±28	±32	±40	±71	±56	±63	±71
10		±36	±45	±50	±63	±120	±90	±95	±112
11 и 12		±60	±71	±85	±100	±	±140	±160	±180

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 10.**  
**НОРМЫ КОНТАКТА ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ (ПОКАЗАТЕЛЬ FZR- ДОПУСК НА УГОЛ СКРЕЩИВАНИЯ ОСЕЙ)**

Ширина зубчатого венца червячного колеса, мм	Степень точности										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	Предельные отклонения межосевого угла передачи $\pm f_{Zr}$ , мкм										
До 63	3,6	5,0	6,0	7,1	9	12	16	22	28	34	42
Св. 63 до 100	5,0	6,0	7,5	9,5	12	17	22	28	36	45	56
Св. 100 до 160	7,1	8,0	11	13	17	24	30	40	50	63	80
Св 160 до 250	-	-	-	19	24	32	42	56	71	90	110
Св. 250	-	-	-	-	-	48	63	80	100	130	160

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 11.**  
**НОРМА КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ТОЧНОСТИ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ**

Допуск на биение зубчатого венца  $F_g$ , мкм

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Средний делительный диаметр, мм					
		До 125	Св. 125 до 400	Св. 400 до 800	Св. 800 до 1600	Св. 1600 до 2500	Св. 2500 до 4000
4	От 1 до 3.5	10	15	18	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	11	16	20	22	-	-
	Св. 6.3 до 10	13	18	22	25	28	-
5	От 1 до 3.5	16	22	28	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	18	25	32	36	-	-
	Св. 6.3 до 10	20	28	36	40	45	-
	Св. 10 до 16	22	32	40	45	50	56
6	От 1 до 3.5	25	36	45	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	28	40	50	56	-	-
	Св. 6.3 до 10	32	45	56	63	71	-
	Св. 10 до 16	36	50	63	71	80	90
7	От 1 до 3.5	36	50	63	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	40	56	71	80	-	-
	Св. 6.3 до 10	45	63	80	90	100	-
	Св. 10 до 16	50	71	90	100	112	125



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

				0			
	Св. 16 до 25	60	80	100	112	125	140
8	От 1 до 3.5	45	63	80	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	50	71	90	100	-	-
	Св. 6.3 до 10	56	80	100	112	125	-
	Св. 10 до 16	63	90	112	125	140	160
	Св. 16 до 25	75	100	125	140	160	180
	Св. 25 до 40	-	120	140	160	190	224
	Св. 40 до 55	-	-	170	190	220	240
9	От 1 до 3.5	56	80	100	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	63	90	112	125	-	-
	Св. 6.3 до 10	71	100	125	140	160	-
	Св. 10 до 16	80	112	140	160	180	200
	Св. 16 до 25	95	125	160	180	200	224
	Св. 25 до 40	-	150	180	200	240	280
	Св. 40 до 55	-	-	200	240	280	320
10	От 1 до 3.5	71	100	125	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	80	112	140	160	-	-
	Св. 6.3 до 10	90	125	160	180	200	-
	Св. 10 до 16	100	140	180	200	224	250
	Св. 16 до 25	120	160	200	224	250	280
	Св. 25 до 40	-	180	224	260	300	355
	Св. 40 до 55	-	-	260	300	340	400

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

11	От 1 до 3.5	90	125	160	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	100	140	180	200	-	-
	Св. 6.3 до 10	112	160	200	224	250	-
	Св. 10 до 16	120	180	224	250	280	315
	Св. 16 до 25	150	200	250	280	315	355
	Св. 25 до 40	-	220	280	315	380	450
	Св. 40 до 55	-	-	315	380	450	530
12	От 1 до 3.5	112	160	200	-	-	-
	Св. 3.5 до 6.3	125	180	224	250	-	-
	Св. 6.3 до 10	140	200	250	280	315	-
	Св. 10 до 16	150	224	280	315	355	400
	Св. 16 до 25	180	250	315	360	400	450
	Св. 25 до 40	-	280	360	420	480	560
	Св. 40 до 55	-	-	420	480	560	630

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 12.**

**ОСЕВОЕ СМЕЩЕНИЕ ЗУБЧАТОГО ВЕНЦА F<sub>AM</sub> В КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕ**

Нормы плавности работы (показатель  $\pm f_{AM}$ )

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Среднее конусное расстояние R, мм											
		До 50			Св. 50 до 100			Св. 100 до 200			Св. 200 до 400		
		Угол делительного конуса зубчатого колеса $\delta$ , градусы											
		До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
		Предельные осевые смещения зубчатого венца $\pm F_{AM}$ , мкм											
4	От 1 до 3.5	5,6	4,8	2,0	19	16	6,5	42	36	15	95	80	34
	Св. 3.5 до 6.3	3,2	2,6	1,1	10,5	9	3,6	22	19	8	50	42	18
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	6,7	5,6	2,4	15	13	5	32	28	12
5	От 1 до 3.5	9	7,5	3	30	25	10,5	60	50	21	130	110	48
	Св. 3.5 до 6.3	5	4,2	1,7	16	14	6,0	36	30	13	80	67	28
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	11	9	3,8	24	20	8,5	53	45	18
	Св. 10 до 16	-	-	-	8	7,1	3	16	14	5,6	36	30	12
6	От 1 до 3.5	14	12	5	48	40	17	105	90	38	240	200	85
	Св. 3.5 до 6.3	8	6,7	2,8	26	22	9,5	60	50	21	130	105	45

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	Св. 6.3 до 10	-	-	-	17	15	6	38	32	13	85	71	30
	Св. 10 до 16	-	-	-	13	11	4,5	28	24	10	60	50	21
7	От 1 до 3.5	20	17	7,1	67	56	24	150	130	53	340	280	120
	Св. 3.5 до 6.3	11	9,5	4	38	32	13	80					
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	24	21	8,5	53	45	19	120	100	40
	Св. 10 до 16	-	-	-	18	16	6,7	40	34	14	85	71	30
	Св. 16 до 25	-	-	-	-	-	-	30	26	11	67	56	22
8	От 1 до 3.5	28	24	10	95	80	34	200	180	75	480	400	170
	Св. 3.5 до 6.3	16	13	5,6	53	45	17	120	100	40	250	210	90
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	34	30	12	75	63	26	170	140	60
	Св. 10 до 16	-	-	-	26	22	9	56	48	20	120	100	42
	Св. 16 до 25	-	-	-	-	-	-	45	36	15	95	80	32
	Св. 25 до 40	-	-	-	-	-	-	36	30	13	75	63	26
	Св. 40 до 55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	67	56	24
9	От 1 до 3.5	40					48	300	260	105	670	560	240
			4	4	40	20							
	Св. 3.5 до 6.3	22			5	3	26	160	140	60	360	300	130
			9										
	Св. 6.3 до 10				0	2	17	105	90	38	240	200	85
	Св. 10 до 16				8	0	13	80	67	28	170	150	60
	Св. 16 до 25						-	63	53	22	130	110	48
	Св. 25 до 40						-	50	42	18	105	90	38
	Св. 40 до 55						-	-	-	-	95	80	32

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Среднее конусное расстояние R, мм											
		До 50		Св. 50 до 100		Св. 100 до 200		Св. 200 до 400					
		Угол делительного конуса зубчатого колеса $\delta$ , градусы											
		До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
		Предельные осевые смещения зубчатого венца $\pm F_{at}$ , мкм											
10	От 1 до 3.5	56	48	20	190	160	67	420	360	150	950	800	340
	Св. 3.5 до 6.3	32	26	11	105	90	38	240	190	80	500	420	180
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	71	60	24	150	130	53	320	280	120
	Св. 10 до 16	-	-	-	50	45	18	110	95	40	240	200	85
	Св. 16 до 25	-	-	-	-	-	-	85	75	30	190	160	67
	Св. 25 до 40	-	-	-	-	-	-	71	60	25	150	130	53
	Св. 40 до 55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	130	110	45
11	От 1 до 3.5	80	67	28	280	220	95	600	500	210	1300	1100	500
	Св. 3.5 до 6.3	45	38	16	150	130	53	320	280	120	750	600	260
	Св. 6.3	-	-	-	100	85	34	210	180	75	480	400	160

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	до 10												
	Св. 10 до 16	-	-	-	75	63	26	160	130	56	340	280	120
	Св. 16 до 25	-	-	-	-	-	-	120	105	45	260	220	95
	Св. 25 до 40	-	-		-	-	-	100	85	36	210	180	75
	Св. 40 до 55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	190	160	67
12	От 1 до 3.5	110	95	40	380	320	130	850	10	300	1900	1600	670
	Св. 3.5 до 6.3	63	53	22	210	180	75	450	380	160	1000	850	360
	Св. 6.3 до 10	-	-	-	140	120	48	300	250	105	670	560	240
	Св. 10 до 16	-	-	-	105	90	36	220	190	80	480	400	170
	Св. 16 до 25	-	-	-	-	-	-	170	150	60	380	300	130
	Св. 25 до 40	-	-	-	-	-		140	120	50	300	250	105
	Св. 40 до 55	-	-	-	-	-	-	-	-	-	260	220	90

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Степень точности	Средний нормальный модуль, мм	Среднее конусное расстояние R, мм								
		Св. 400 до 800			Св. 800 до 11600			Св. 1600		
		Угол делительного конуса зубчатого колеса $\delta$ , градусы								
		До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45	До 20	Св. 20 до 45	Св. 45
Предельные осевые смещения зубчатого венца $\pm F_{am}$ , мкм										
4	От 1 до 3.5	10	80	5						
	Св. 3.5 до 6.3	10	5	0						
	Св. 6.3 до 10	1	0	5	60					
5	От 1 до 3.5	00	50	05						
	Св. 3.5 до 6.3	80	50	3						

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	Св. 6.3 до 10	10	5	0	50					
	Св. 10 до 16	5	3	6	60	40	0			
6	От 1 до 3.5	30	50	90						
	Св. 3.5 до 6.3	80	40	00						
	Св. 6.3 до 10	80	50	3	80					
	Св. 10 до 16	30	10	5	80	40	00			
7	От 1 до 3.5	50	30	70						
	Св. 3.5 до 6.3	00	40	40						
	Св. 6.3 до 10	50	10	0	60					
	Св. 10 до 16	80	60	7	00	40	40			
	Св. 16 до 25	40	20	0	00	50	05	30	30	20
8	От 1 до 3.5	050	00	80						
	Св. 3.5 до 6.3	60	80	00						
	Св. 6.3 до 10	60	00	25	50					
	Св. 10 до 16	60	20	0	60	80	00			



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

	Св. 16 до 25	00	70	0	20	60	50	00	50	20
	Св. 25 до 40	60	30	6	40	80	20	10	00	60
	Св. 40 до 55	40	20	8	80	40	00	00	00	10

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 13.**

**ПРЕДЕЛЬНЫЕ ОТКЛОНЕНИЯ МЕЖОСЕВОГО УГЛА КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ E<sub>z</sub>**

Вид сопряжения	Среднее конусное расстояние R, мм																				
	До 50			Св. 50 до 100			Св. 100 до 200			Св. 200 до 400			Св. 400 до 800			Св. 800 до 1600			Св. 1600		
	Угол делительного конуса шестерни δ1, градусы																				
	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25	До 15	Св. 15 до 25	Св. 25
	±E <sub>z</sub> , МКМ																				
H,E	7,5	10	12	10	12	15	12	17	20	15	24	26	20	28	34	26	40	53	34	63	85
D	11	16	19	16	19	22	19	26	32	22	36	40	32	45	56	40	63	85	56	95	140
C	18	26	30	26	30	32	30	45	50	32	56	63	50	71	85	63	100	130	85	160	220
B	30	42	50	42	50	60	50	71	80	60	90	100	80	110	140	100	160	210	140	250	340
A	45	63	80	63	80	95	80	110	125	95	140	160	125	180	220	160	250	320	22	380	530

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 14.**  
**ТОЛЩИНА СТОПОРНЫХ КОЛЕЦ**

Условный диаметр кольца (диаметр вала) $d$ , мм	Ширина кольца $S$ , мм	Условный диаметр кольца (диаметр вала) $d$ , мм	Ширина кольца $S$ , мм	Условный диаметр кольца (диаметр вала) $d$ , мм	Ширина кольца $S$ , мм	Условный диаметр кольца (диаметр вала) $d$ , мм	Ширина кольца $S$ , мм
4	0,4	22	1,2	45	1,7	80	2,5
5	0,6	23	1,2	46	1,7	82	2,5
6	0,7	24	1,2	48	1,7	85	2,5
7	0,8	25	1,2	50	2,0	88	3,0
8	1,0	26	1,2	52	2,0	90	3,0
9	1,0	27	1,2	54	2,0	92	3,0
10	1,0	28	1,2	55	2,0	95	3,0
11	1,0	29	1,2	56	2,0	98	3,0
12	1,0	30	1,2	58	2,0	100	3,0
13	1,0	32	1,2	60	2,0	102	3,0
14	1,0	34	1,2	62	2,0	105	3,0
15	1,0	35	1,7	65	2,5	108	3,0
16	1,2	36	1,7	68	2,5	110	3,0
17	1,2	37	1,7	70	2,5	112	3,0
18	1,2	38	1,7	72	2,5	115	3,0
19	1,2	40	1,7	75	2,5	120	3,0
20	1,2	42	1,7	78	2,5	125	3,0

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

## ПРИЛОЖЕНИЕ 15. ДОПУСКИ ФОРМЫ ПОСАДОЧНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПОД ПОДШИПНИКИ

(для классов точности подшипников 0 и 6)

Интервалы номинальных диаметров d и D, мм	Допуски формы посадочных поверхностей подшипников, мкм, не более							
	Валов (осей)				Отверстий корпусов			
	Допуск круглости	Допуск профиля продольного сечения	Допуск непостоянства диаметра		Допуск круглости	Допуск профиля продольного сечения	Допуск непостоянства диаметра	
			в поперечном сечении	в продольном сечении			в поперечном сечении	в продольном сечении
От 3 до 6	2,0	2,0	4	4	3,0	3,0	6	6
Св. 6 до 10	2,5	2,5	5	5	4,0	4,0	8	8
Св. 10 до 18	3,0	3,0	6	6	4,5	4,5	9	9
Св. 18 до 30	3,5	3,5	7	7	5,0	5,0	10	10
Св. 30 до 50	4,0	4,0	8	8	6,0	6,0	12	12
Св. 50 до 80	5,0	5,0	10	10	7,5	7,5	15	15
Св. 80 до 120	6,0	6,0	12	12	9,0	9,0	18	18
Св. 120 до 180	6,0	6,0	12	12	10,0	10,0	20	20
Св. 180 до 250	7,0	7,0	14	14	11,5	11,5	23	23
Св. 250 до 315	8,0	8,0	16	16	13,0	13,0	26	26
Св. 315 до 400	9,0	9,0	18	18	14,0	14,0	28	28
Св. 400 до 500	10,0	10,0	20	20	16,0	16,0	32	32

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

**ПРИЛОЖЕНИЕ 16.**  
**ДОПУСКИ ТОРЦОВОГО БИЕНИЯ ЗАПЛЕЧИКОВ ОТВЕРСТИЙ КОРПУСОВ И ВАЛОВ, МКМ, НЕ БОЛЕЕ**

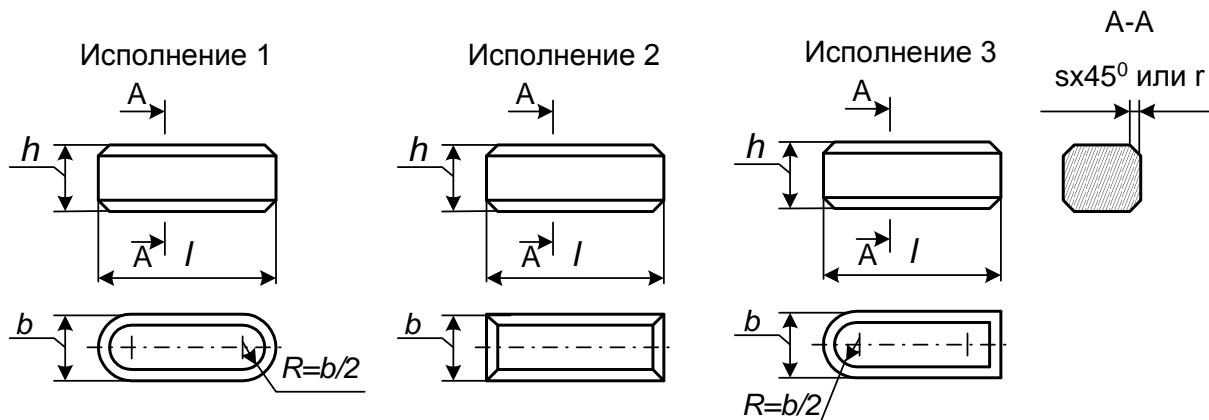
Интервалы номинальных диаметров, D и d, мм	Отверстий корпусов		Валов	
	Класс точности подшипника			
	0	6	0	6
От 3 до 6	18	12	12	8
Св. 6 до 10	22	15	15	9
Св. 10 до 18	27	18	18	11
Св. 18 до 30	33	21	21	13
Св. 30 до 50	39	25	25	16
Св. 50 до 80	46	30	30	19
Св. 80 до 120	54	35	35	22
Св. 120 до 180	63	40	40	25
Св. 180 до 250	72	46	46	29
Св. 250 до 315	81	52	52	32
Св. 315 до 400	89	57	57	36
Св. 400 до 500	97	63	63	40

**ПРИЛОЖЕНИЕ 17.**  
**ПАРАМЕТР ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ RA (МКМ) ДЕТАЛИ В ЗАВИСИМОСТИ**  
**ОТ КАЛИТЕТА ТОЧНОСТИ РАЗМЕРА**

Размер, мм	Квалитет точности размера											
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12 и 13	14 и 15	16 и 17
До 18	0,2	0,4	0,4	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2	6,3	12,5	12,5	25
Св. 18 до 50	0,4	0,8	0,8	1,6	3,2	3,2	3,2	6,3	6,3	12,5	25	50
Св. 50 до 120	0,4	0,8	1,6	1,6	3,2	3,2	6,3	6,3	12,5	25	50	100
Св. 120 до 500	0,4-0,8	0,8-1,6	1,6	1,6-3,2	3,2	3,2	6,3	6,3	2,5	25	50	100

*Примечание.* В таблице рассматривается случай, когда допуски формы не указываются на чертеже, т.е. допуски формы ограничиваются полем допуска размера. Для остальных случаев (когда допуски формы указываются) данные приведены в [12].

## ПРИЛОЖЕНИЕ 18. РАЗМЕРЫ ШПОНОК, ММ



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

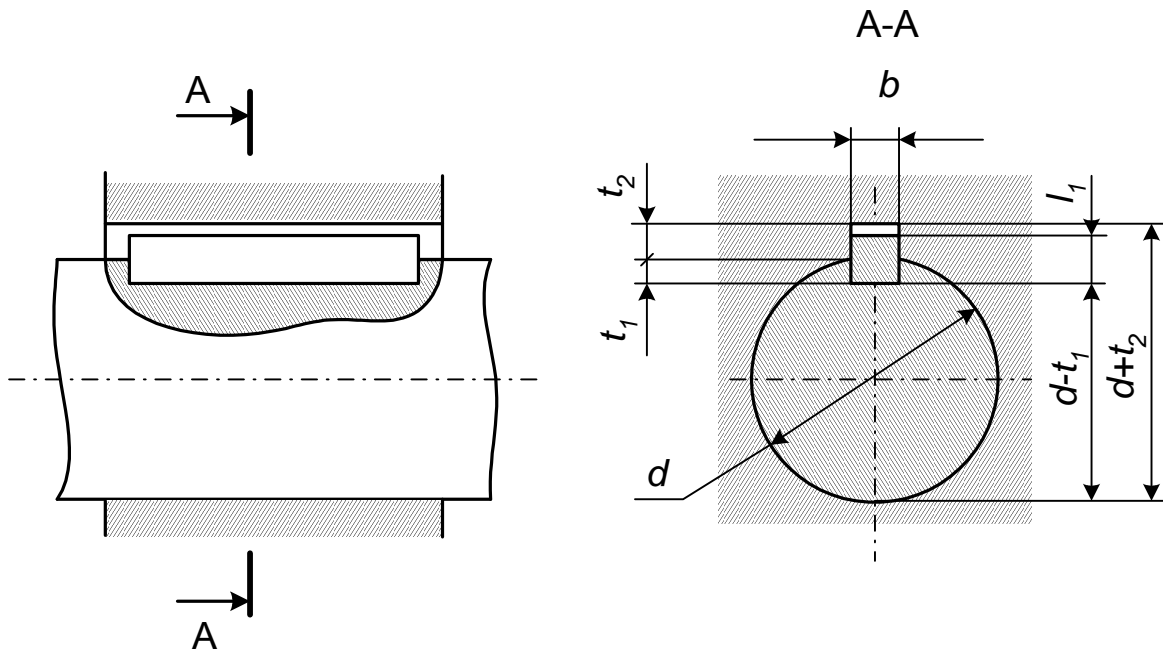
Ширина b (пред. откл. h9)	Высота h (пред. откл. h11, h9)	Размер фаски s или радиус r		Длина t (пред. откл. h14)	
		не бо- лее	не ме- нее	от	до
2	2	0,25	0,16	6	20
3	3			6	36
4	4			8	45
5	5	0,4	0,25	10	56
6	6			14	70
7	7			16	63
8	7			18	90
10	8	0,6	0,4	22	110
12	8			28	140
14	9			36	160
16	10			45	180
18	11			50	200
20	12	0,8	0,6	56	220
22	14			63	250
24	14			63	250
25	14			70	280
28	16			80	320
32	18			90	360
36	20	1,2	1,0	100	400



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

40	22			100	400
45	25			110	450
50	28			125	500
56	32			140	500
63	32			160	500
70	36	2,0	1,6	180	500
80	40			200	500
90	45			220	500
100	50			250	500
		3,0	2,5		

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Диаметр вала d, мм	Сечение шпонки bхh	Шпоночный паз											
		Ширина b						Глубина				Радиус за- кругления r <sub>1</sub> или фаска s <sub>1</sub> х45°	
		Свободное соеди- нение		Нормальное соедине- ние		Плот- ное соеди- нение	Вал t <sub>1</sub>		Втулка t <sub>2</sub>				
		Вал Н9	Втулка D10	Вал Н9	Втулка Js9		Вал и втулка P9	Но- мин.	Пред. отк.	Номин.	Пред. отк.	Не более	Не ме- нее
От 6 до 8	2х2	+0,025	+0,06	-0,004	+0,012	-0,006	1,2	+0,1 0	1,0	+0,1 0	0,16	0,08	
Св. 8 до 10	3х3	0	+0,02	-0,029	-0,012	-0,031	1,8		1,4				
Св. 10 до 12	4х4	+0,03	+0,078	0	+0,015	-0,012	2,5		1,8				
Св. 12 до 17	5х5	0	+0,030	-0,03	-0,015	-0,042	3,0	+0,2 0	2,3	+0,2 0	0,25	0,16	
Св. 17 до 22	6х6						3,5		2,8				
Св. 22 до 30	7х7	+0,036	+0,098	0	+0,018	-0,015	4,0		+0,2 0				3,3
Св. 30 до 38	8х7	0	+0,040	-0,036	-0,018	-0,051	5,0	3,3					
	10х8												
Св. 38 до 44	12х8	+0,043 0	+0,120+ 0,050	0 -0,043	+0,21 -0,021	-0,018 -0,061	5,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0	0,6	0,4	
Св. 44 до 50	14х9						5,5		3,8				
Св. 50 до 58	16х10						6,0		4,3				
Св. 58 до 65	18х11						7,0		4,4				
Св. 65 до 75	20х12	+0,052 0	+0,149 +0,065	0 -0,052	+0,026 -0,026	-0,022 -0,074	7,5	+0,2 0	4,9	+0,2 0	0,6	0,4	
Св. 75 до 85	22х14						9,0		5,4				
Св. 85 до 95	24х14						9,0		5,4				
Св. 95 до 110	25х14	+0,062 0	+0,180 +0,080	0 -0,062	+0,031 -0,031	-0,026 -0,088	9,0	+0,2 0	6,4	+0,2 0	1,0	0,7	
Св. 110 до 130	28х16						9,0		7,4				
	32х18						10,0		8,4				
	3						11,0						

Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

Св. 130	до	6x20										
150		40x22										
Св. 150	до	45x25										
170												
Св. 170	до	50x28										
200												
Св. 200	до											
300												



## ПРИЛОЖЕНИЕ 19.

# МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ПЛОСКОЙ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

Построение размерной цепи начинают с *выявления исходного звена*. Исходным звеном называют размер, содержащийся в формулировке поставленной задачи. Исходное звено может содержаться в формулировке задачи в явной или неявной форме.

*Выявление первого составляющего звена.* Исходное звено всегда по физическому смыслу представляет собой показатель точности машины (сборочной единицы), т.е. расстояние (относительный поворот) между поверхностями ее различных деталей. Приступая к выявлению составляющих звеньев размерной цепи можно начинать из любого конца исходного звена. В любом случае мы окажемся на поверхности одной из деталей, между которыми задано исходное звено.

**ПРАВИЛО 1.** Первое составляющее звено размерной цепи представляет собой внутривидеальный размер детали, описывающий в направлении исходного звена положение поверхности (или ее элемента), соответствующей концу исходного звена, относительно основной базы этой детали.

Таким образом, построение первого составляющего звена требует выявления основной базы детали в координатном направлении исходного звена.

*Выявление второго составляющего звена.*

**ПРАВИЛО 2.** Второе составляющее звено представляет собой размер, описывающий переход с основной базы пер-



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

вой детали на соответствующую вспомогательную базу следующей детали в направлении исходного звена.

Согласно теории базирования по физическому смыслу этот размер представляет собой размер установки. Номинальное значение этого размера часто равно нулю, но никогда не равна нулю его погрешность - погрешность установки  $\omega_y$ .

*Выявление третьего составляющего звена.* Задача этого шага - выявить в размерном описании конструктивной формы второй детали внутридетальный размер, описывающий положение вспомогательной базы, на которую перешли на предыдущем шаге, относительно основной базы в направлении исходного звена. Положение этой поверхности в конструкции сборочной единицы полностью определяется внутридетальным размером ее расположения относительно основной базы. Таким образом, для построения третьего звена необходимо выявить основную базу второй детали в направлении исходного звена.

**ПРАВИЛО 3:** Третье составляющее звено представляет собой размер второй детали в направлении исходного звена между ее основной базой и вспомогательной базой, выявленной при построении предыдущего звена.

*Выявление составляющих звеньев  $4 \div (i-1)$ .* Следующие звенья размерной цепи выявляются на основе правил 2 и 3 и описывают повторяющиеся процессы установки каждой следующей детали и введение внутридетальных размеров расположения их поверхностей, выполняющих функции вспомогательной и основной баз в направлении исходного звена. Количество этих звеньев может быть любое и определяется сложностью конструкции машины. Размером  $(i - 1)$ -го звена достигается вспомогательная



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

база базовой детали машины (сборочной единицы). Базовой деталью конструкции в данном случае понимают такую, которая определяет взаимное расположение всех других. Обычно - это корпусная деталь.

*Выявление  $i$ -го звена.* Это звено представляет собой внутридетальный размер базовой детали, описывающий взаимное расположение двух вспомогательных баз, используемых для базирования двух разных деталей в направлении исходного звена. При этом оказывается безразличным положение самой базовой детали - корпуса, так как его изменения не сказываются на взаимном расположении установленных в нем других деталей. Поэтому по достижению вспомогательной базы базовой детали при построении размерной цепи становится бесполезным правило 3, более того, буквальное следование ему не позволит замкнуть строящийся контур размеров и построить размерную цепь. В связи с этим  $i$ -е звено представляет собой внутридетальный размер базовой детали между двумя ее вспомогательными базами, ориентирующими две разные детали в направлении исходного звена. Первую такую вспомогательную базу находят в результате выявления  $(i - 1)$ -го звена. Вторую вспомогательную базу при наличии достаточного опыта такой работы находят обычно при визуальном анализе исследуемой конструкции. В случае затруднений и для проверки результата визуального поиска можно применить следующий прием: начать строить размерную цепь, начиная с противоположного конца исходного звена. В этом случае, пользуясь правилами 1,2,3, обязательно достигают второй вспомогательной базы базовой детали, и остается только соединить эти базы внутридетальным размером базовой детали.



## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

*Выявление остальных звеньев  $(i+I) \div m$ .* Эти звенья могут быть выявлены двумя путями. Первый уже только что описан — построением размерной цепи, начиная с противоположного конца исходного звена. Второй заключается в применении тех же правил 3, 2, и 1, но в обратном направлении, т.е. осуществляя переход со вспомогательных баз предшествующих деталей на основные базы следующих. Внутридетальные размеры всегда определяются по правилу 3.

*Замыкание контура.* Замкнуть контур размеров - значит вернуться в исходную точку. Начав из левого конца исходного звена, нужно в конце построения в него же вернуться. Поэтому исходное звено в конце построения размерной цепи и называют замыкающим. Так как исходное и замыкающее звенья - это один и тот же размер, в практике, а иногда и в специальной литературе используют только термин "замыкающее звено", хотя это упрощение несколько затушевывает смысл и последовательность построения размерной цепи.

В практике решения инженерных задач на базе теории размерных цепей используют один прием, который за счет некоторого снижения точности расчетов существенно уменьшает число звеньев в цепи. Этот прием заключается в том, что в размерную цепь не включают составляющим звеном размер перехода с основной базы на вспомогательную (размер установки), если в теоретической схеме базирования нет неопределенности базирования. Конечно, такое упрощение снижает точность размерных расчетов, так как в этом случае не учитываются некоторые факторы, имеющие место в исследуемой конструкции и участвующие в формировании замыкающего звена. Однако, степень влия-





## Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых редукторов

ния этих факторов на один-два порядка меньше других, связанных с другими звеньями размерной цепи, и поэтому ними можно пренебречь как малыми величинами более высокого порядка. В большинстве случаев такое снижение точности расчетов в практике допустимо.



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых  
редукторов

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. М.: Машиностроение, 2001.
2. А.М. Дальский и др. Справочник технолога машиностроителя. В 2 т. Т.1 М.: Машиностроение, 2003
3. Мельников А.С. Технология машиностроения: основы достижения качества машины: учебное пособие. Ростов-на-Дону; Издательский центр ДГТУ, 2009.
4. Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М.: Машиностроение, 1983.
5. Подшипники качения. Справочник-каталог. Под редакцией Нарышкина В.Н. и Коросташевского Р.В. – М.: Машиностроение, 1984.
6. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Под ред. А.Г.Косиловой и Р.К.Мещерякова. М: Машиностроение, 2001
7. РД 50-635-87. Методические указания. Цепи размерные. Основные понятия. Методы расчета линейных и угловых цепей. Изд. Стандартов, 1987.
8. ГОСТ 1643-81. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
9. ГОСТ 1758-81. Передачи зубчатые конические. Допуски.
10. ГОСТ 9774-81. Передачи зубчатые червячные. Допуски.
11. ГОСТ 3325-85, Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным местам валов и корпусов. Посадки.
12. ГОСТ 520-2002 Межгосударственный стандарт. Подшипни-



Типовые задачи размерного анализа конструкций зубчатых  
редукторов

ки качения. Общие технические условия.

13. ГОСТ 24810-81. Подшипники качения. Зазоры.

14. ГОСТ 13942-86 Кольца пружинные упорные плоские на-  
ружные эксцентрические и канавки для них.