

В. Н. Фещенко

Книга 2

**Проектирование машин
и их деталей**



3-е издание

**СПРАВОЧНИК
КОНСТРУКТОРА**



«Инфра-Инженерия»

УДК 621.001.66(035)
ББК 34.42я2
Ф44

ФЗ № 436-ФЗ	Издание не подлежит маркировке в соответствии с п. 1 ч. 4 ст. 11
----------------	---

Рецензенты:

Ветров С. И., и. о. генерального директора ОАО Завод «Красный Пролетарий», г. Москва.
Абоимов А. В., зам. директора по учебно-производственной работе ГОУПО, лицей №2,
г. Мытищи, Московской обл.
Ломаев А. Н., главный конструктор по изделиям гражданского назначения,
ОАО «Воткинский завод», г. Воткинск.

Фещенко В. Н.

Ф44 СПРАВОЧНИК КОНСТРУКТОРА. Книга 2. Проектирование машин и их деталей :
учебно-практическое пособие. / В. Н. Фещенко. — 3-е изд. испр. и доп. — М. :
Инфра-Инженерия, 2019. — 400 с.

ISBN 978-5-9729-0253-8 (К.2)
ISBN 978-5-9729-0254-5

Изложены основы и правила проектирования машин и передаточных механизмов и их деталей, приведены основы взаимозаменяемости, сведения по Единой системе допусков и посадок и по размерным цепям, применяемые при конструировании в соединениях деталей механизма или машины. Изложены методы определения нагрузочной способности и принципы конструирования деталей с вращательным и поступательным движением, корпусных литых и сварных деталей и др. Дана методика конструирования и расчета нагрузочной способности механических передач, а также нормы и показатели их точности. Приведены особенности конструкций подшипников скольжения и качения и методы определения их нагрузочной способности, а также даны методы их выбора и применения в конструкциях механизмов машин.

Предназначено для инженеров, техников-конструкторов, студентов машиностроительных специальностей технических вузов и учащихся профессионально-технических училищ.

© Фещенко В. Н., автор, 2019
© Издательство «Инфра-Инженерия», 2019

ISBN 978-5-9729-0253-8 (К.2)
ISBN 978-5-9729-0254-5

Глава 1

ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ

1.1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ТОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Современные машины состоят из большого количества взаимодействующих деталей, сборочных единиц и агрегатов. Кроме того, многие машины имеют комплекты сменных сборочных единиц и деталей, которые позволяют приобретать собранной композиции отличительные свойства для выполнения требуемых операций или процессов, расширяющих технологические возможности машин.

Следует учесть, что часть деталей изготавливает изготовитель машины, а остальные детали и сборочные единицы он приобретает у других изготовителей или у поставщиков готовых деталей.

При этом все взаимодействующие детали, сборочные единицы и агрегаты в машине должны иметь определенное назначение и должны обладать строго определенными стабильными характеристиками.

Это возможно при условии, что все детали и сборочные единицы будут изготовлены по чертежам с соблюдением требований нормативно-технических документов и требований взаимозаменяемости. Этими нормативно-техническими документами в первую очередь являются стандарты.

Взаимозаменяемость называют свойство одних и тех же деталей, сборочных единиц или агрегатов машин и т. д., позволяющее при сборке устанавливать их в собираемую конструкцию изделия или заменять их без предварительной подгонки при сохранении всех требований, предъявляемых к работе узла, агрегата и конструкции машины в целом.

Для обеспечения взаимозаменяемости необходимо сформулировать технические требования к изготовлению деталей и сборочных единиц, а также их контролю с тем, чтобы работы по изготовлению изделия производились с требуемой (нормированной) точностью их геометрических и физико-химических параметров и такими методами, при которых создавались бы заданные эксплуатационные показатели изделия.

В большинстве случаев детали машин представляют собой определенные комбинации геометрических тел, которые ограничены поверхностями простейших форм: плоскими, цилиндрическими, коническими и т. д. Простейшие геометрические тела, определяющие форму детали, будем называть их элементами.

При проектировании машин геометрические параметры деталей и их элементов задаются точностью размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. При назначении требований к точности изготовления деталей и их элементов необходимо исходить из их функционального назначения (при эксплуатации), а также методов достижения требуемой точности параметров и точности соединения деталей. Требования к точности должны быть такими, чтобы были обеспечены заданные эксплуатационные свойства изделия при обоснованном использовании методов, средств и затрат.

При изготовлении возникают отступления геометрических параметров реальных деталей от идеальных (запроектированных) форм и значений. Эти отступления называются погрешностями изготовления. Погрешности могут возникнуть также в процессе хранения и эксплуатации машин под воздействием внешней среды, внутренних изменений в структуре материала, износа и т. д.

Точностью называется степень приближения действительных параметров, измеренных с допустимой погрешностью, к идеальным (заданным по чертежу). Понятия о точности и погрешности взаимосвязаны. Точность характеризуется действительной погрешностью (действительная точность) или пределами, ограничивающими значение погрешности (нормированная точность). Чем меньше интервал между этими пределами, тем меньше погрешности, тем выше точность.

Точность деталей по геометрическим параметрам – это совокупное понятие, подразделяющееся по следующим признакам:

- точность размеров элементов;
- точность формы поверхностей элементов (макрогеометрии поверхностей);
- точность по шероховатости поверхности (микрогеометрии);
- точность взаимного расположения элементов (поверхностей).

Погрешности параметров неизбежны и допускаются в определенных пределах, при которых деталь удовлетворяет требованиям сборки и функционирования машины. Нельзя требовать получения абсолютно точного идеального значения параметра, т. е. нулевой погрешности, так как это требование неосуществимо в реальных условиях изготовления и измерения, и следует учитывать, что чем меньше величина погрешности тем выше затраты на изготовление. Сложность задачи по назначению пределов для допустимых погрешностей состоит в том, что ее решение требует от конструктора всестороннего учета как условий функционирования и эксплуатации изделия, так и условий его изготовления и сборки. Условия эти противоречивы: для правильного функционирования может требоваться сужение пределов допускаемых погрешностей, а для экономичного изготовления – расширение.

Таким образом, для практического осуществления принципа взаимозаменяемости изделий необходима четкая система конструкторского, технологического и эксплуатационного анализа и согласованные технико-экономические критерии.

Взаимозаменяемость подразделяют на внешнюю и внутреннюю.

Внешняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость готовых изделий и агрегатов, устанавливаемых в другие более сложные машины (по основным и присоединительным размерам, выходным эксплуатационным характеристикам и параметрам и т. п.).

Внутренняя взаимозаменяемость – это взаимозаменяемость отдельных деталей и механизмов, входящих в изделие или сборочную единицу. Например, в подшипнике качения внутренней групповой взаимозаменяемостью обладают кольца и тела качения (ролики, шарики).

Документы, регламентирующие требования к взаимозаменяемости, должны учитывать и увязывать интересы всех изготовителей и поставщиков. Такими документами являются государственные стандарты и технические условия, которыми устанавливаются требования взаимозаменяемости деталей и сборочных единиц. Этими документами определяются основные и присоединительные размеры и допуски на них, а также выходные параметры, которые могут влиять на эксплуатационное качество устройств, которые войдут в состав машины.

Значительная часть этих документов относится к деталям и узлам, которые находят широкое распространение в машиностроении. Поэтому для обеспечения взаимозаменяемости многочисленных узлов и деталей широкого применения создаются специальные стандарты, регламентирующие общие нормы взаимозаменяемости, которые устанавливаются национальными стандартами технически развитых стран и стандартами DIN и ISO и которые учитывают интересы всех участников рынка.

Взаимозаменяемость может быть *полной*, когда требуемые эксплуатационные свойства, в частности точность, сохраняются у всех деталей и любая деталь из партии может быть поставлена на соответствующее место в машине без подгонки. В процессе такой сборки автоматически обеспечивается требуемая точность сопряжения деталей и узлов и получение эксплуатационных показателей в заданных пределах (запасное колесо автомобиля).

В производственных условиях по экономическим соображениям имеет место *неполная* (ограниченная) взаимозаменяемость, при которой изготавливаемые детали до сборки сортируют по размерам на ряд групп, а затем, при сборке машин используют не любые детали данного номера и наименования, а только определенной группы. В пределах каждой группы размеры деталей имеют минимальные неточности (колесо конкретной модели автомобиля).

При сборке, ремонте и эксплуатации машин и узлов применяются также компенсаторы и регулирование. *Компенсаторы* – это дополнительные детали конструкции в виде втулок, планок, шайб, прокладок, резьбовых соединений и т. п., позволяющие компенсировать неточности изготовления некоторых размеров деталей и их износ. *Регулирование* – это определение заданного взаимного относительного положения поверхностей перемещающихся деталей и закрепление их в заданном положении.

При сборке и ремонте машин и узлов имеют место также пригоночные работы для обеспечения заданного взаимного относительного положения поверхностей деталей.

Обоснованность и соблюдение требований, предъявляемых к сборке и эксплуатации машин и их узлов, обеспечивают надежность и долговечность их эксплуатации.

1.2. ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА И РЯДЫ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ. НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ

Параметрические стандарты устанавливают ряды параметров и размеров наиболее рациональных видов, типов и типов размеров машин, приборов и оборудования. Разработка параметрических рядов требует, прежде всего, установления единой закономерности в системе стандартизуемых величин, к числу которых относятся, помимо геометрических характеристик, мощность, производительность, грузоподъемность, емкость, скорость, прочность и др.

Благодаря этому предотвращается возможность выпуска неоправданно большой номенклатуры машин одного типа, что обусловлено ограничением числа значений параметров и размеров, введенных в стандарты по рядам предпочтительных чисел.

Согласование параметров и размеров на базе предпочтительных чисел позволяет увязать между собой интересы многочисленных производителей и потребителей.

Если проектирование новых машин, приборов ведется одновременно по всему параметрическому ряду, то при этом создаются благоприятные условия для широкой унификации деталей и узлов, для организации производства и для облегчения эксплуатации и ремонта машин, в частности, удобнее решается проблема запасных частей.

Система предпочтительных чисел является теоретической базой развития стандартизации. Смысл этой системы заключается в выборе лишь тех значений параметров и размеров, которые подчиняются строго определенной математической закономерности, а не любых других значений.

Ряды предпочтительных чисел должны отвечать следующим требованиям: представлять рациональную систему градаций, отвечающую потребностям изготовителей и потребителей; быть бесконечными как в сторону малых, так и больших величин, т. е. допускать неограниченное развитие параметров или размеров в направлении их увеличения или уменьшения; включать все десятикратные значения любого члена и единицу; быть простыми и легко запоминаемыми.

Ряды предпочтительных чисел могут быть выражены в виде арифметических или геометрических прогрессий. Арифметические прогрессии используются в стандартах сравнительно редко, однако такие стандарты есть, например, на диаметры подшипников качения и др. Арифметический ряд прост, не требует округления чисел, но его существенным недостатком является относительная неравномерность. При постоянной абсолютной разности относительная разность между членами ряда резко уменьшается. Так, относительная разность между членами арифметического ряда 1-2... 9-10 для чисел 1-2 составляет 100 %, а для чисел 9-10 – всего 11 %. Чтобы этого избежать, в некоторых стандартах использованы ступенчато-арифметические прогрессии, у которых на отдельных отрезках прогрессии разности имеют различные значения.

Специальные исследования показали, что наиболее удобны для стандартизации геометрические прогрессии, включающие единицу и имеющие знаменатель вида

$$q = \sqrt[n]{10},$$

где n – целое число.

Знаменатели прогрессий такого вида придают прогрессиям ряд свойств, удобных для использования в стандартизации. Как увидим дальше, для системы предпочтительных чисел отобраны показатели степени 5, 10, 20, 40, 80. Если принять $n = 10$, то куб любого члена этого ряда, будет примерно в 2 раза больше куба предыдущего члена. При $n = 20$ члены ряда удваиваются через каждые шесть членов, а при $n = 40$ удваиваются через каждые 12 членов.

За основу принят знаменатель прогрессии, обеспечивающий десятикратное увеличение каждого пятого члена ряда, т. е. $aq^5 = 10a$, откуда $q = \sqrt[5]{10}$.

Примечание. *Историю создания рядов предпочтительных чисел связывают с Шарлем Ренаром, который в конце XIX века разработал спецификацию на хлопчатобумажные канаты, взяв за основу канат, имеющий массу a в граммах на 1 м длины, и построил ряд, приняв знаменатель прогрессии, обеспечивающий десятикратное увеличение каждого пятого члена ряда, т. е. $aq^5 = 10a$, откуда и была получена зависимость $q = \sqrt[5]{10}$.*

Числовой ряд при вычислении с точностью до пятой значащей цифры для практического применения был заменен округленными величинами, причем для a была принята положительная, нулевая или отрицательная степень числа 10. Таким образом, получен ряд, условно обозначенный R5: 1 – 1,6 – 2,5 – 4 – 6,3 – 10, который может быть продлен в обоих направлениях.

Из ряда R5 были впоследствии образованы ряды R10, R20 и R40 со знаменателями соответственно $\sqrt[10]{10}$, $\sqrt[20]{10}$ и $\sqrt[40]{10}$, вошедшие в качестве основных рядов в стандарт ИСО и национальные стандарты.

ГОСТ 8032 – 84 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел» устанавливает четыре основных ряда предпочтительных чисел R5, R10, R20, R40 и один дополнительный R80. Применение последнего допускается только в отдельных технически обоснованных случаях.

ГОСТ 8032 – 84 является основой для установления параметров и размеров не только в машиностроении, он также служит базой для увязки между собой всех видов продукции (в том числе материалов, полуфабрикатов, транспортных средств, технологического и энергетического оборудования).

Все ряды предпочтительных чисел основаны на геометрических прогрессиях со знаменателями:

для ряда R5 $q = \sqrt[5]{10} \approx 1,60$; для ряда R20 $q = \sqrt[20]{10} \approx 1,12$; для ряда R10 $q = \sqrt[10]{10} \approx 1,25$;

для ряда R40 $q = \sqrt[40]{10} \approx 1,06$; для ряда R80 $q = \sqrt[80]{10} \approx 1,03$.

Известно, например, что основным параметром токарно-винторезных станков является наибольший диаметр D обрабатываемой заготовки над станиной. ГОСТ 440-57 предусматривает ряд размеров токарно-винторезных станков, обеспечивающих потребности промышленного производства, со значениями D от 100 до 6300 мм, построенными по закону геометрической прогрессии со знаменателем $q = 1,25$ ($D = 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250$ мм и т.д. с небольшими округлениями).

Свойства основных рядов предпочтительных чисел. ГОСТ 8032 – 84 устанавливает стандартные значения предпочтительных чисел в диапазоне $0 < a < \infty$ на основе фиксированных величин, включенных в десятичный интервал $1 < a < 10$. Все эти числа в десятичном интервале от 1 до 10, включенные в ряд R40, приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Числа в десятичном интервале от 1 до 10, включенные в ряд R40

Номера чисел N	R40	Номера чисел N	R40	Номера чисел N	R40	Номера чисел N	R40
0	1,0						
1	1,06	11	1,9	21	3,35	31	6,0
2	1,12	12	2,0	22	3,55	32	6,3
3	1,18	13	2,12	23	3,75	33	6,7
4	1,25	14	2,24	24	4,0	34	7,1
5	1,32	15	2,36	25	4,25	35	7,5
6	1,4	16	2,5	26	4,5	36	8,0
7	1,5	17	2,65	27	4,75	37	8,5
8	1,6	18	2,8	28	5,0	38	9,0
9	1,7	19	3,0	29	5,3	39	9,5
10	1,8	20	3,15	30	5,6	40	10,0

Примечание. В исключительных случаях допускается замена числа 1,18 на 1,15 и 1,25 на 1,2. Последовательность чисел при этом имеет вид: 1,00-1,05-1,10-1,15-1,20-1,30.

1. Стандартизованные предпочтительные числа представляют собой округленные значения точных величин, полученных путем расчета с точностью до пятой значащей цифры.

2. Число 1,0 (табл. 1.1) не входит в десятичный интервал $1 < a \leq 10$. Его можно рассматривать как завершающее число предыдущего десятичного интервала $0,1 < a \leq 1$. Номер ряда предпочтительных чисел (R40, R20, R10, R5) указывает на количество чисел в десятичном интервале. Так, ряд R40 содержит в десятичном интервале 40 чисел.

3. Таблица 1.1 включает все основные ряды предпочтительных чисел. Числа рядов R5, R10 и R20 во всех случаях начинают с единицы и умножают на соответствующие знаменатели прогрессии, в результате: ряд R5 получит вид: 1 – 1,6 – 2,5 – 4,0 – 6,3 – 10,0 – ...; ряд R10 получит вид: 1 – 1,25 – 1,60 – 2,00 – 2,50 – 3,15 – 4,00 – 5,00 – 6,30 – 8,00 – 10,0 – 12,50 – ... и т.д.

4. Начиная с ряда R10, среди предпочтительных чисел имеется число 3,15, которое в практике используют в качестве числа $\pi = 3,1416$. Использование при расчетах числа π позволяет выражать предпочтительными числами длины окружностей, площади кругов, окружные скорости, скорости резания, цилиндрические и сферические поверхности и объемы.

Как известно, прочность и упругие характеристики деталей машин или элементов конструкций пропорциональны площадям, моментам сопротивлений и моментам инерции поперечных сечений, которые в свою очередь являются степенными функциями линейных размеров. На основании свойств геометрической прогрессии можно связать единой закономерностью ряды линейных размеров с прочностными и упругими характеристиками.

В табл. 1.1 все предпочтительные числа имеют номера от 0 до 40. Эти номера облегчают расчеты взаимосвязанных показателей стандартов, ускоряют вычисления. Номера чисел N представляют собой логарифмы предпочтительных чисел a при основании логарифмов, равных знаменателю прогрессии q .

Знаменателем прогрессии ряда R40 является $q = 1,06$. Логарифмическая связь между номерами предпочтительных чисел и соответствующими предпочтительными числами будет:

$$q^0 = 1; q^1 = 1,06; q^2 = 1,12; \dots; q^{10} = 10.$$

В практике вычислений для упрощения расчетов используется известное свойство логарифмов, позволяющее вместо умножения или деления самих предпочтительных чисел складывать или соответственно вычитать номера этих чисел, а по результирующему номеру определять искомое число. При этом удается кроме ускорения вычислений не оперировать округленными числами, что усложняет определение стандартного результата расчетов, так как требует дополнительных округлений.

Например, если непосредственно перемножить предпочтительные числа 2,24 и 3,55, то получим 7,952; результат требуется округлить, подвести его к стандартному значению 8,00.

При пользовании же номерами предпочтительных чисел (табл. 1.1) достаточно провести сложение номеров этих чисел:

$$N = N_{2,24} + N_{3,55} = 14 + 22 = 36.$$

Под номером 36 значится стандартное число 8,00.

Возведение предпочтительного числа в целую положительную или отрицательную степень производят путем умножения порядкового номера предпочтительного числа на показатель степени с последующим нахождением в табл. 1.1 числа, соответствующего полученному порядковому номеру.

Например: определяем результат $3,15^2$, находим $2N_{3,15} = 2 \times 20 = 40$.

Номеру 40 соответствует число 10.

Число, соответствующее корню или дробной положительной или отрицательной степени, вычисляют таким же образом, если произведение номера ряда и дробного показателя степени является целым числом.

Например: определяем результат $\sqrt[5]{3,15} = (3,15)^{1/5}$, находим $\frac{1}{5} \times N_{3,15} = \frac{20}{5} = 4$.

Номеру 4 соответствует число 1,25.

Нормальные линейные размеры. Основную долю применяемых в технике числовых характеристик составляют линейные размеры. В подавляющем большинстве случаев взаимозаменяемость по геометрическим параметрам является важнейшим элементом взаимозаменяемости вообще. Эта геометрическая взаимозаменяемость достигается за счет установления соответствующих размеров и допусков.

ГОСТ 8032-84 допускает округление отдельных чисел (в ряде случаев до двух округлений), что не обеспечивает требуемого уровня взаимозаменяемости и не способствует уменьшению номенклатуры линейных размеров. Из-за большого удельного веса линейных размеров и их роли в обеспечении взаимозаменяемости, оказалось целесообразным самостоятельно регламентировать ряды линейных размеров, приняв в качестве базы для них предпочтительные числа и (в отдельных случаях) их округленные значения (табл. 1.2).

Таблица 1.2

Нормальные линейные размеры (в мм) в диапазоне 1-155 мм (ГОСТ 6636-69)

Ряды				Дополнительные размеры	Ряды				Дополнительные размеры	Ряды				Дополнительные размеры
Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40		Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	
1,0	1,0	1,0	1,0		6,3	6,3	6,3	6,3	6,5	32	32	32	32	33
		1,1	1,05 1,1 1,15					6,7	7,0					34
							7,1	7,1	7,3			36	36	35
	1,2	1,2	1,2	1,25				7,5	7,8					36
			1,3	1,35									40	37
			1,4	1,45		8,0	8,0	8,0	8,0	40	40	40	40	38
			1,5	1,55				8,5	8,8			45	42	39
							9,0	9,0	9,2				45	41
1,6	1,6	1,6	1,6	1,65				9,5	9,8					42
			1,7	1,75										44
			1,8	1,85	10	10	10	10	10,2	50	50	50	50	45
			1,9	1,95				10,5	10,8					46
							11	11	11,2			56	56	47
	2,0	2,0	2,0	2,05				11,5	11,8				60	48
		2,2	2,1	2,15		12	12	12	12,5	63	63	63	63	49
		2,2	2,2	2,30				13	13,5					50
		2,4	2,4					14	14,5			71	71	51
2,5	2,5	2,5	2,5	2,5			14	14	15				75	52
		2,8	2,6	2,7				15	15,5					53
			2,8					16			80	80	80	54
					16	16	16	16						55

			3,0	2,9				17	16,5				85	82
				3,1			18	18	17,5				90	88
3,2	3,2	3,2	3,2	3,3				19	18,5				95	92
			3,4	3,5					19,5					98
			3,6	3,6			20	20	20	20,5	100	100	100	102
			3,8	3,7				21	21,5				105	108
				3,9				22	23,5			110	110	112
4,0	4,0	4,0	4,0	4,1				24					120	115
			4,2	4,4										
			4,5	4,5		25	25	25	25			125	125	125
			4,8	4,6			28	26					130	128
			4,9	4,9				28	27				140	135
	5,0	5,0	5,0	5,2				30	29				150	145
			5,3	5,5				31						155
			5,6	5,6		Примечание. При выборе размеров предпочтение следует отдавать рядам с более крупной градацией, т. е. ряд Ra 5 следует предпочесть ряду Ra 10, ряд Ra 10 – ряду Ra 20 и т.д.								
			6,0	5,8										
				6,2										

ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры» является ограничительным, устанавливает обязательные для всех отраслей промышленности ряды нормальных линейных размеров. Он устанавливает все конкретные значения чисел от самого малого 0,001 мм до самого большого 20000 мм без деления на десятичные интервалы. Отдельные числа в этом сквозном ряду заменены округленными значениями. Этим создаются дополнительные размеры для конструкторов и других лиц, пользующихся ими, а также исключается какая-либо возможность по-разному подходить при назначении линейных размеров.

В ГОСТ 6636-69 в диапазоне от 0,001 до 0,009 мм установлен следующий ряд размеров: 0,001; 0,002; 0,003; 0,004; 0,005; 0,006; 0,007; 0,008; 0,009 мм. Нормальные линейные размеры в диапазоне от 0,1 до 20000 мм установлены в четырех основных рядах, обозначаемых Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40, которые дают размеры для основного применения и в виде дополнительных размеров, построенных на базе ряда R80, начиная с числа 1,25, применение которых допускается лишь в отдельных технически обоснованных случаях.

На базе рядов, входящих в ГОСТ 6636-69, могут создаваться ограничительные стандарты фирм и стандарты предприятия, при этом допускается использование производных рядов путем отбора членов из рядов основного применения: Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40. В табл. 1.2 приведены стандартные ряды нормальных линейных размеров (диаметров, длин, высот и др.).

Стандарт не распространяется на технологические межоперационные размеры и на размеры, связанные расчетными зависимостями с другими принятыми размерами.

При выборе размеров предпочтение следует отдавать рядам с более крупной градацией, т.е. ряд Ra 5 следует предпочесть ряду Ra 10, ряд Ra 10 – ряду Ra 20 и т. д.

1.3. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК (ЕСДП). ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.3.1. РАЗМЕРЫ И ФОРМА СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

При соединении отдельных деталей в механизм, в котором эти детали должны взаимодействовать при передаче энергии движения от двигателя к исполнительному звену, необходимо обеспечить совпадение осей вращения валов с сидящими на них деталями с геометрическими осями.

Для этого в чертежах на соединяемые детали необходимо обеспечить такое сопряжение их поверхностей, указав их размеры, форму и относительное расположение, при которых собранный механизм соответствовал конструкции, представленной на чертеже, и был работоспособным после изготовления. Степень приближения истинного значения закладываемых в чертежах и получаемых при изготовлении параметров передачи, механизма и их деталей к их теоретическому значению называется точностью.

Размер – это числовое значение линейной величины (диаметра, длины и т. д.), который в машиностроении измеряют в миллиметрах. Размеры подразделяют на номинальные, действительные и предельные.

Предельные размеры – два предельно допустимых размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Номинальный размер – размер, относительно которого определяются предельные размеры и который служит также началом отсчета отклонений. Номинальный размер – для отверстия это D , а для вала это d – основной размер, полученный на основе кинематических, динамических и прочностных расчетов или выбранный из конструктивных, технологических, эксплуатационных, эстетических и других соображений. В понятие «отверстие» включают внутренние (охватываемые) элементы деталей, а в понятие «вал» – наружные (охватываемые) элементы деталей (рис. 1.1).

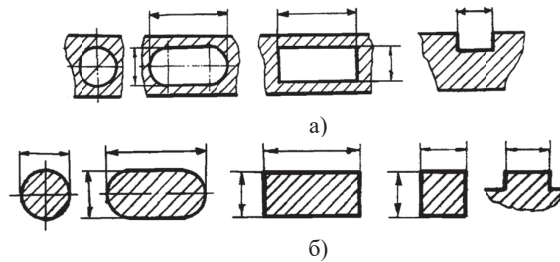


Рис. 1.1. Элементы деталей:
а – охватываемые; б – охватывающие

Номинальные размеры можно классифицировать по назначению на определяющие величину и форму детали, координирующие и сборочные (монтажные). Кроме того, из соображений удобства и точности обработки иногда вводятся технологические размеры. Это тот теоретический размер, которому как можно ближе должен соответствовать размер готовой детали.

Действительный размер – это размер, установленный измерением с допустимой погрешностью.

Чтобы изделие считалось годным, т.е. отвечало своему целевому назначению, его действительный размер должен быть выдержан между двумя теоретически допустимыми предельными размерами, разность которых образует *допуск*. Наибольший предельный размер – это больший из двух предельных, наименьший – это меньший из двух предельных размеров.

Для удобства указывают номинальный размер детали, а каждый из двух предельных размеров определяют по его отклонению от этого номинального размера (рис.1.2). Абсолютную величину и *знак отклонения* получают вычитанием номинального размера из соответствующего предельного размера.

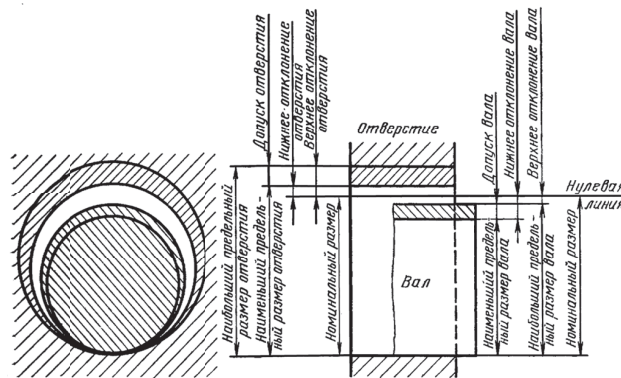


Рис. 1.2. Формирование отклонений для вала и отверстия относительно нулевой линии номинального размера

Отклонение – это алгебраическая разность между размером (действительным, предельным и т. д.) и соответствующим номинальным размером.

Действительное отклонение – это алгебраическая разность между действительным и номинальным размерами.

Предельное отклонение – это алгебраическая разность между предельным и номинальным размерами. Предельные отклонения подразделяют на верхнее и нижнее.

Верхнее отклонение – это алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами, которое для отверстия обозначают – ES , а для вала – es (рис. 1.2).

$$ES = D_{max} - D \text{ и } es = d_{max} - d.$$

Нижнее отклонение – это алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами, которое для отверстия обозначают – EI , а для вала – ei (рис. 1.2).

$$EI = D_{min} - D \text{ и } ei = d_{min} - d.$$

Верхнее и нижнее отклонения приводятся в справочных таблицах и измеряются в микрометрах (мкм), а на чертежах указываются в миллиметрах (мм).

Допуск – это разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или абсолютная величина алгебраической разности между верхним и нижним отклонениями.

Допуск размера отверстия – $T_D = D_{max} - D_{min}$ или $T_D = ES - EI$;

допуск размера вала – $T_d = d_{max} - d_{min}$ или $T_d = es - ei$.

Нулевая линия – это линия, соответствующая номинальному размеру, от которой откладываются отклонения размеров при графическом изображении допусков и посадок. При горизонтальном расположении нулевой линии положительные отклонения откладываются вверх от нее, а отрицательные – вниз.

Поле допуска – это поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями. Поле допуска определяется величиной допуска и его положением относительно номинального размера. При графическом изображении поле допуска заключено между двумя линиями, соответствующими верхнему и нижнему отклонениям относительно нулевой линии.

Основное отклонение – одно из двух отклонений (верхнее или нижнее), ближайшее к нулевой линии, используемое для определения положения поля допуска относительно нулевой линии.

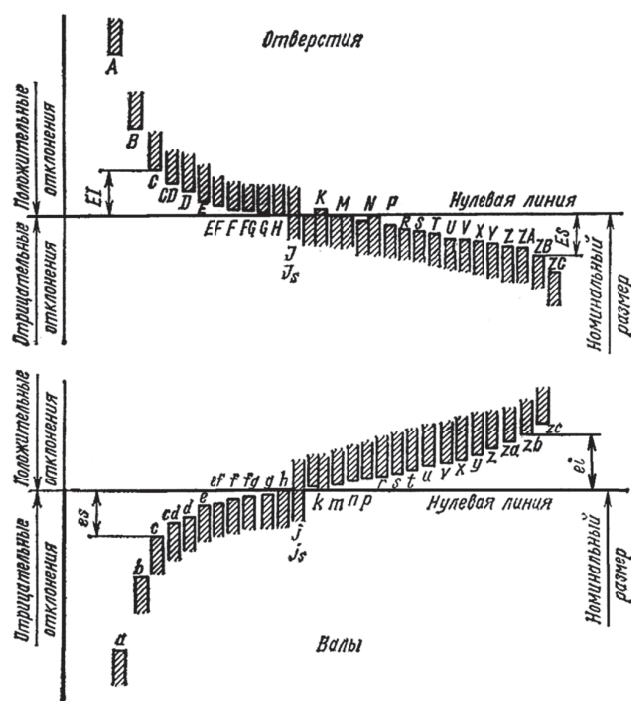


Рис.1.3. Расположение полей допусков относительно нулевой линии

Это нижнее отклонение EI для отверстий от A до H или верхнее отклонение ES для отверстий от J до ZC . Верхнее отклонение es для валов от a до h и нижнее отклонение ei для валов от j до zc . (рис.1.3).

Основное отверстие – это отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю и обозначают – H .

Основной вал – это вал, верхнее отклонение которого равно нулю и обозначают – h .

Посадка – характер соединения деталей, определяемый величиной получающихся в нем зазоров или натягов. В зависимости от взаимного расположения полей допусков отверстия и вала посадки бывают с зазором, натягом и переходные (рис. 1.4).

Зазор – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

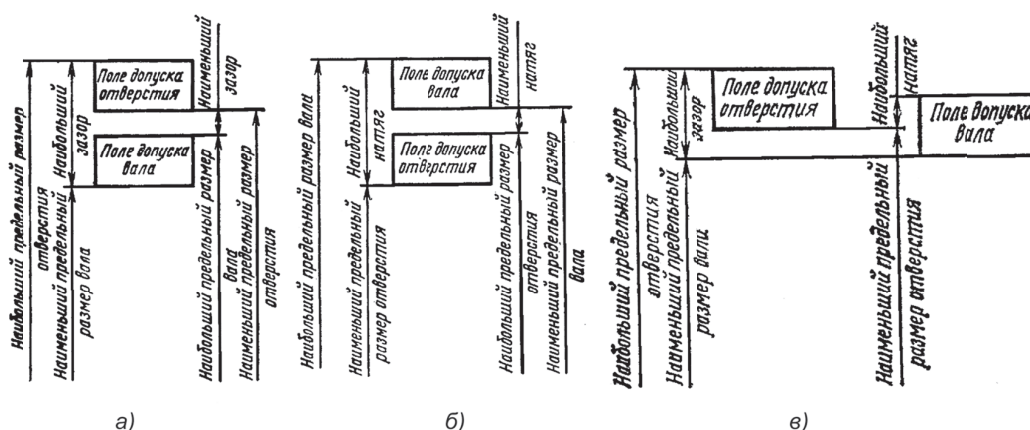


Рис. 1.4. Типы посадок:

a — с зазором; *b* — с натягом; *в* — переходная

Номинальным размером посадки называется номинальный размер, общий для отверстия и вала, составляющих соединение.

Посадка с зазором – посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении (поле допуска отверстия расположено над полем допуска вала) (рис 1.4, а). К посадкам с зазором относятся также посадки, в которых нижняя граница поля допуска отверстия совпадает с верхней границей поля допуска вала. Поскольку идеально точное изготовление деталей невозможно, то невозможно получить в соединении один и тот же по величине зазор. В связи с этим назначаются два предельных значения – наименьший и наибольший зазоры, между которыми должен находиться зазор в соединении по выбранной посадке. Для образования посадок с зазорами используют поля допусков $a-h$ ($A-H$).

Посадка с натягом – это посадка, при которой обеспечивается натяг в соединении. Поле допуска отверстия расположено под полем допуска вала (рис. 1.4, б). Для образования таких посадок используют поля допусков $p - zc$ ($P - ZC$).

Переходная посадка – это посадка, при которой возможно получение как зазора, так и натяга. Если после назначения допусков на обработку вала и отверстия оказывается, что их поля допусков перекрываются частично или полностью, то такие соединения относят к переходным посадкам. Для образования переходных посадок обычно применяют поля допусков $j - n$ ($J - N$).

Наибольший зазор – разность между наибольшим предельным размером отверстия и наименьшим предельным размером вала ($S_{max} = D_{max} - d_{min}$) или алгебраическая разность между верхним отклонением отверстия и нижним отклонением вала ($S_{max} = ES - ei$) (рис. 1.4, а, в).

Наименьший зазор – разность между наименьшим предельным размером отверстия и наибольшим предельным размером вала ($S_{min} = D_{min} - d_{max}$) или алгебраическая разность между нижним отклонением отверстия и верхним отклонением вала ($S_{min} = EI - es$) (рис. 1.4, а).

Допуск зазора (посадки) – разность между наибольшим и наименьшим зазорами ($T_S = S_{max} - S_{min}$) или сумма допусков отверстия и вала ($T_S = T_D + T_d$).

Наибольший натяг – разность между наибольшим предельным размером вала и наименьшим предельным размером отверстия ($N_{max} = d_{max} - D_{min}$) или алгебраическая разность между верхним отклонением вала и нижним отклонением отверстия ($N_{max} = es - EI$) (рис. 1.4, б, в).

Наименьший натяг – разность между наименьшим предельным размером вала и наибольшим предельным размером отверстия ($N_{min} = d_{min} - D_{max}$) или алгебраическая разность между нижним отклонением вала и верхним отклонением отверстия ($N_{min} = ei - ES$) (рис. 1.4, б).

Допуск натяга (посадки) – разность между наибольшим и наименьшим натягами ($T_N = N_{max} - N_{min}$) или сумма допусков вала и отверстия ($T_N = T_d + T_D$).

1.3.2. СИСТЕМЫ ОБРАЗОВАНИЯ ПОСАДОК

Различают две системы образования посадок: систему отверстия и систему вала.

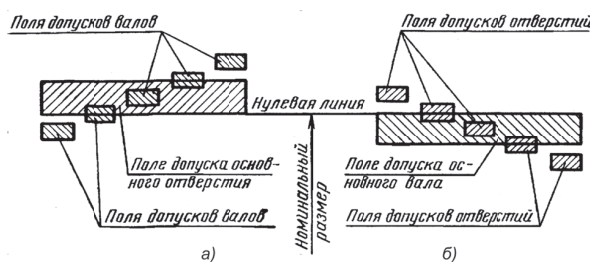


Рис. 1.5. Примеры посадок в системах:
а – отверстия; б – вала

Посадки в системе отверстия – это посадки, у которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных валов с основным отверстием (рис. 1.5, а). У основного отверстия нижнее отклонение равно нулю или наименьший предельный размер его совпадает с номинальным размером соединения, а верхнее зависит от качества.

Рекомендуемые посадки в системе отверстия приведены в табл. 1.3.

Посадки в системе вала – это посадки, у которых различные зазоры и натяги получаются соединением различных отверстий с основным валом (рис. 1.5, б). У основного вала верхнее отклонение равно нулю или наибольший предельный размер совпадает с номинальным размером соединения, а нижнее зависит от качества.

Рекомендуемые посадки в системе вала приведены в табл. 1.4.

1.3.3. ДОПУСКИ И ОТКЛОНЕНИЯ РАЗМЕРОВ ГЛАДКИХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЕТАЛЕЙ ДО 500 мм

Допуск характеризует точность изготовления изделия. Чем меньше допуск, тем труднее изготавливать изделия; но с увеличением допуска, как правило, качество изделия ухудшается. Для нормирования точности изготовления изделий установлены степени точности – квалитеты.

Квалитет (степень точности) – совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности для всех номинальных размеров.

ГОСТ 25346-82 установлено 17 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 17. Самый точный – 01; самый грубый – 17 квалитет. Ссылка на квалитет или допуск может быть сделана сокращенно буквами ИТ. В обозначении буква Т (Toleranz – допуск), а I обозначает допуск ИСО, которые дополняют номером квалитета, например, ИТ7 – это допуск ИСО по 7-му квалитету; ИТ5 – допуск 5-го квалитета и т. п.

Стандарт устанавливает в системе отверстия и системе вала независимые друг от друга ряды допусков и ряды основных отклонений, определяющие положение полей допусков относительно нулевой линии. От взаимного положения полей допусков отверстия и вала относительно нулевой линии зависит посадка, т. е. характер соединения деталей. Поля допусков и посадки являются в этой системе производными от допусков и основных отклонений.

Поля допусков образуются любым сочетанием основного отклонения с допуском, зависящим от размера и квалитета, что позволяет производить образование посадок с зазорами, натягами и переходных в широком диапазоне их значений.

Допуски и предельные отклонения определены в зависимости от номинальных размеров, разбитых на интервалы.

Интервалы номинальных размеров могут быть *основные* и *промежуточные*. Промежуточные интервалы введены (начиная с размеров свыше 10 мм) для предельных отклонений в посадках с большими зазорами и большими натягами для валов от *a* до *c* и от *r* до *zc* и отверстий от *A* до *C* и от *R* до *ZC*.

В расчетных формулах используется среднее геометрическое D граничных значений соответствующего интервала (D_{min} и D_{max}): $D = \sqrt{D_{min} \cdot D_{max}}$.

Для интервалов размеров до 3 мм – $D = \sqrt{3}$.

Единица допуска – множитель в формулах (уравнениях) допусков системы, являющийся функцией номинального размера.

Для квалитетов от 5 до 17 значения допусков определяются из единицы допуска

$$i = 0,45 \cdot \sqrt[3]{D} + 0,001D,$$

где D – в мм, а i – в мкм.

Второй член учитывает погрешности измерения, возрастающие с увеличением D .

Допуск равен произведению единицы допуска на безразмерный коэффициент (число единиц допуска), установленный для данного квалитета и не зависящий от номинального размера: $IT = i \cdot a$.

Число единиц допуска при переходе от одного квалитета к другому, начиная с 5-го, изменяется приблизительно по геометрической прогрессии (7, 10, 16, 25, 40, 64 и т. д.) со знаменателем $\sqrt[3]{10} \approx 1,6$.

Начиная с IT6, значение допуска умножают на 10, переходя от данного квалитета на пять ступеней грубее (100, 160, 250, 400, 640 и т. д.). С помощью этого правила можно построить допуски грубее IT18 = 10 · IT13 = 2500*i* и т. д.

Допуски по квалитетам с IT01 до IT1 назначают на концевые меры длины; IT2-IT4 – на калибры и особо точные изделия; IT5 – IT12 – на сопрягаемые детали.

Предпочтительные для применения поля допусков квалитетов для размеров до 500 мм приведены в табл. 1.5 и табл. 1.6.

Допуски по квалитетам IT13 – IT17 – для неотчетливых размеров несопрягаемых поверхностей деталей указаны в табл. 1.7.

1.3.4. МЕТОДИКА УКАЗАНИЯ НА ЧЕРТЕЖАХ ДОПУСКОВ РАЗМЕРОВ

Прежде чем назначить предельные отклонения размерам на чертежах определяют характер соединения, возможности ремонта, условия эксплуатации и др.

Поля допусков в зависимости от назначения размеров условно делятся на три вида:

- поля допусков для сопрягаемых размеров, т.е. размеров в посадках;
- поля допусков для несопрягаемых размеров;
- поля допусков для неотчетливых размеров.

Поля допусков должны быть расположены:

- для валов, охватывающих деталей (рис. 1.7, а) – в "минус", обозначаются "h", например, h5, h8, h11, h14, h16.
- для отверстий, охватываемых деталей (рис. 1.7, б) – в "плюс", обозначаются "H", например, H6, H7, H9, H11, H14, H16.

- для размеров, не относящихся к валам и отверстиям, (рис. 1.6) – симметрично, обозначаются $\pm \frac{IT}{2}$, например, $\pm \frac{IT14}{2}$; $\pm \frac{IT16}{2}$.

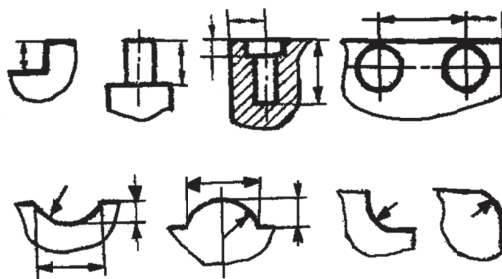


Рис. 1.6. Детали с размерами, не относящимися к валам и отверстиям

При необходимости могут быть назначены симметричные поля допусков для размеров валов и отверстий.

Симметричные поля допусков назначают для валов j_s , например $j_s 5, j_s 6, j_s 14$; для отверстий J_s , например $J_s 6, J_s 8, J_s 14$.

Для всех размеров на чертеже должны быть указаны предельные отклонения.

Предельные отклонения для размеров указываются, как правило, условными обозначениями с указанием значений полей допусков в скобках (см. примеры).

Примеры указания предельных отклонений на чертежах	
Отверстия	$\varnothing 10G7 \begin{pmatrix} +0,020 \\ +0,006 \end{pmatrix}$ $\varnothing 16 H9(+0,043)$ $\varnothing 28J_s 6(\pm 0,006)$ $\varnothing 25K7 \begin{pmatrix} +0,006 \\ -0,015 \end{pmatrix}$
Валы	$\varnothing 40d11 \begin{pmatrix} -0,080 \\ -0,240 \end{pmatrix}$ $\varnothing 60f9 \begin{pmatrix} -0,030 \\ -0,104 \end{pmatrix}$ $\varnothing 80g6 \begin{pmatrix} -0,010 \\ -0,029 \end{pmatrix}$ $\varnothing 90j_s 5(\pm 0,007)$
Примечание. Отклонения даны в системе отверстий.	

На чертежах деталей предельные размеры с предельными отклонениями указывают с помощью таблиц несколькими способами:

числовыми величинами (рис. 1.7, а), причем отклонение, равное нулю, опускается (рис. 1.7, д), а одинаковые по абсолютной величине, но противоположные по знаку отклонения указывают один раз со знаками $\pm$ (рис. 1.7, в);

условными (символическими) обозначениями полей допусков и посадок согласно стандартам (рис. 1.7, з);

символическими условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках их числовых величин (рис. 1.7, ж).

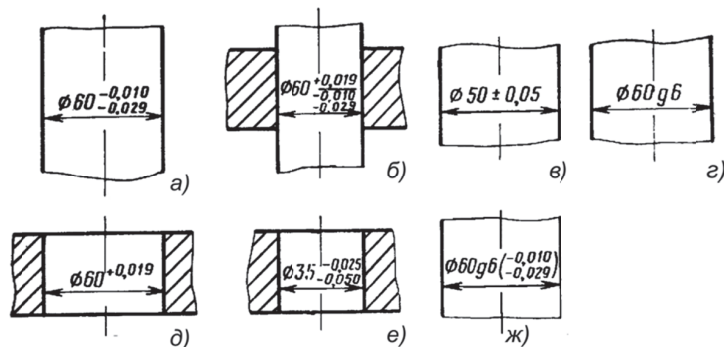


Рис. 1.7. Нанесение предельных (верхнего и нижнего) отклонений на чертежах

Предельные отклонения размеров деталей, изображенных на чертеже в сборе, указывают также одним из трех перечисленных способов в виде дроби: в числителе представляют предельные отклонения отверстия, в знаменателе – вала (рис. 1.7, б). На рис. 1.7, з символ g6 обозначает поле допуска, т. е. два отклонения: верхнее отклонение – 0,010 и нижнее – 0,029 мм. В обозначениях положительных предельных отклонений знак «+» опускать нельзя. Предельные отклонения записывают до последней значащей цифры включительно, выравнивая количество знаков в верхнем и нижнем отклонении добавлением нулей (рис. 1.7, а, б, в, ж).

Буквенный способ обозначения полей допуска предпочтителен в случае применения предельных калибров для измерения размеров на производстве, так как на калибрах, как правило, маркируются буквенные обозначения полей допусков контролируемых деталей.

Числовые обозначения удобнее при работе на универсальных металлообрабатывающих станках и при контроле изделий универсальными средствами измерений. Смешанные обозначения применяют при неопределенности вопроса о средствах контроля, которые будут использованы на производстве.

Предельные отклонения размеров 12 квалитетов и более на изображение детали не наносят, а в технических требованиях на поле чертежа делают надпись, например «Неуказанные предельные отклонения размеров: отверстий H14, валов h14, остальные $\pm IT14/2$ ».

На чертежах литых деталей и сборочных чертежах сварных конструкций требования к точности указывают надписями по типу:

«Неуказанные предельные отклонения размеров механически обработанных поверхностей H14 ; h14; $\pm \frac{t_2}{2}$ ».

Предельные отклонения для размеров указываются условными обозначениями и, как правило, без указания значений полей допусков в скобках для следующих размеров:

- угловых;
- предельных, отклонения которых определены конструктивной или технологической потребностью и не совпадают со стандартными значениями;
- полей допусков или предельных, отклонения которых установлены в рабочей конструкторской документации по стандартам с истекшим сроком действия;
- которые не относятся к валам или отверстиям (рис. 1.6) и для которых назначают симметричные предельные отклонения.

Например, указывают $60 \pm 0,37$ вместо $60 \pm \frac{IT14}{2} (\pm 0,37)$.

В этом случае величина допуска должна быть согласована со стандартными значениями.

Допускается не указывать предельные отклонения:

а) для справочных размеров;

б) для размеров, определяющих зоны различной шероховатости, одной и той же шероховатости, зоны термообработки, покрытия, отделки, накатки, насечки, а также размеры накатанных и насеченных поверхностей.

В этих случаях непосредственно у таких размеров ставят знак $\approx$.

1.4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЛЯ РАЗМЕРОВ ОТ 1 ДО 500 мм

Таблица 1.3

Рекомендуемые посадки в системе отверстия.

Основное отверстие	Основные отклонения валов												
	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	u
	Посадки												
H5				$\frac{H5^*}{g4}$	$\frac{H5^*}{h4}$								
H6				$\frac{H6^*}{g5}$	$\frac{H6^*}{h5}$	$\frac{H6^*}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6^*}{m5}$					
H7			$\frac{H7^*}{f7}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$		
H8	$\frac{H8}{d8}$	$\frac{H8}{e8}$	$\frac{H8}{f8}$ $\frac{H8}{f9}$		$\frac{H8}{h7}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H8}{h9}$							$\frac{H8^*}{s7}$	$\frac{H8^*}{u8}$
H9		$\frac{H9}{e8}$	$\frac{H9}{f9}$		$\frac{H9}{h8}$ $\frac{H9}{h9}$								
H11	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$								

Примечание. Посадки, отмеченные *, не предусмотрены для размеров свыше 500 мм.

Таблица 1.4

Рекомендуемые посадки в системе вала.

Основной вал	Основные отклонения отверстий						
	D	E	F	G	H	Js	K
	Посадки						
h4					$\frac{H5^*}{h4}$		
h5				$\frac{G5^*}{h5}$	$\frac{H6^*}{h5}$	$\frac{Js6^*}{h5}$	$\frac{K6^*}{h5}$
h6		$\frac{E8}{h6}$	$\frac{F8}{h6}$	$\frac{G6}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{Js7^*}{h6}$	$\frac{K7^*}{h6}$
h7					$\frac{H8}{h7}$		
h8		$\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h8}$		
h9		$\frac{E9}{h9}$			$\frac{H8}{h9}$ $\frac{H9}{h9}$		
h11	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$		

Примечание. Посадки, отмеченные *, не предусмотрены для размеров свыше 500 мм.

Таблица 1.5

Предпочтительные поля допусков для отверстий по ГОСТ 25347-89

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитет 7						Квалитет 8		Квалитет 9		Квалитет 11	
	Поля допусков											
	G7	H7	J _s 7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	D11	H11
	Предельные отклонения, мкм											
От 1 до 3	+12 +2	+10 0	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	+20 +6	+14 0	+34 +19	+25 0	+80 +20	+60 0
От 3 до 6	+16 +4	+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+18 0	+50 +20	+30 0	+105 +30	+75 0
От 6 до 10	+20 +5	+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+22 0	+61 +25	+36 0	+130 +40	+90 0
От 10 до 18	+24 +6	+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+27 0	+75 +32	+43 0	+160 +50	+110 0
От 18 до 30	+28 +7	+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+33 0	+92 +40	+52 0	+195 +65	+130 0
Св. 30 до 50	+34 +9	+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+39 0	+112 +50	+62 0	+240 +80	+60 0
Св. 50 до 80	+40 +10	+30 0	+15 -15	+9 -21	-9 -39	-21 -51	+76 +30	+46 0	+134 +60	+74 0	+290 +100	+190 0
Св. 80 до 120	+47 +12	+35 0	+17 -17	+10 -25	-10 -45	-24 -59	+90 +36	+54 0	+159 +72	+87 0	+340 +120	+220 0
Св.120 до 180	+54 +14	+40 0	+20 -20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	+106 +43	+63 0	+185 +85	+100 0	+395 +145	+250 0
Св.180 до 250	+61 +15	+46 0	+23 -23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	+122 +50	+72 0	+215 +100	+115 0	+480 +170	+290 0
Св.250 до 315	+69 +17	+52 0	+26 -26	+16 -36	-14 -66	-36 -88	+137 +56	+81 0	+240 +110	+130 0	+610 +180	+320 0
Св.315 до 400	+75 +18	+57 0	+28 -28	+17 -40	-16 -73	-41 -98	+151 +62	+89 0	+265 +125	+140 0	+570 +210	+360 0
Св.400 до 500	+83 +20	+63 0	+31 -31	+18 -45	-17 -80	-45 -108	+65 +68	+97 0	+290 +135	+155 0	+630 +230	+400 0

Таблица 1.6

Предпочтительные поля допусков для валов по ГОСТ 25347-82

Интервалы номинальных размеров, мм	Квалитет 6								Квалитет 7		Квалитет 8		Квалитет 9		Квалитет 11	
	Поля допусков															
	g6	h6	J _s 6	k6	n6	p6	r6	s6	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11
	Предельные отклонения, мкм															
От 1 до 3	- 2 - 8	0 - 6	+3 - 3	+6 0	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-6 - 16	0 -10	-14 -28	0 -14	-20 -45	0 -25	-20 -80	0 - 60
Св. 3 до 6	- 4 -12	0 - 8	+4 - 4	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 + 19	-10 -22	0 -12	-20 -38	0 -18	-30 -60	0 -30	-30 -105	0 -75
Св. 6 до 10	-5 - 14	0 -9	+4,5 -4,5	+ 10 +1	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-13 -28	0 -15	-25 -47	0 -22	-40 -76	0 -36	-40 -130	-0 -90
Св. 10 до 14	-6	0	+5,5	+12	+23	+29	+34	+39	-16	0	-32	0	-50	0	-50	0
Св. 14 до 18	-17	-11	-5,5	+1	+12	+18	+23	+28	-34	-18	-59	-27	-93	-43	-160	-110
Св. 18 до 24	- 7	0	+6,5	+ 15	+28	+35	+41	+48	-20	0	-40	0	-65	0	-65	0
Св. 24 до 30	-20	-13	- 6,5	+2	+15	+22	+28	+35	-41	-21	-73	-33	-117	-52	-195	-130
Св. 30 до 40	-9	0	+8	+18	+33	+42	+50	+59	-25	0	-50	0	-80	0	-80	0
Св. 40 до 50	-25	-16	-8	+2	+17	+26	+34	+43	-50	-25	-89	-39	-142	-62	-240	-160
Св. 50 до 65	-10	0	+9,5	+21	+39	+51	+60 +41	+72 +53	-30	0	-60	0	-100	0	-100	0
Св. 65 до 80	-29	-19	-9,5	+2	+30	+32	+62 +43	+78 +59	-60	-30	-106	-46	-174	-74	-290	-190
Св. 80 до 100	-12 -34	0 -22	+11 - 11	+25 +3	+45 +23	+59 +37	+73 +51	+93 +71	-36 -71	0 -35	-72 -126	0 -54	-120 -207	0 -87	-120 -340	0 -220
Св.100 до 120							+76 +54	+101 +79								
Св.120 до 140	-14 -39	0 -25	+12,5 -12,5	+28 +3	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92	-43 -83	0 -40	-85 -148	0 -63	-145 -245	0 -100	-145 -395	0 -250
Св.140 до 160							+90 +65	+125 +100								
Св. 160 до 180							+93 +68	+133 +108								

Св. 180 до 200							+106 +77	+151 +122								
Св. 200 до 225	-15 -44	0 -29	+14,5 -14,5	+33 +4	+60 +31	+79 +50	+109 +80	+159 +130	-50 -96	0 -46	-100 -172	0 -72	-170 -285	0 -115	-170 -460	0 -290
Св. 225 до 250							+113 +84	+169 +140								
Св. 250 до 280	-17	0	+16	+36	+66	+88	+126 +94	+190 +158	-56	0	-110	0	-190	0	-190	0
Св. 280 до 315	-49	-32	-16	+4	+34	+56	+130 +98	+202 +170	-108	-52	-191	-81	-320	-130	-510	-320
Св. 315 до 355	-18 -54	0 -36	+18 -18	+40 +4	+73 +37	+98 +62	+144 +108	+226 +190	-62 -119	0 -57	-125 -214	0 -89	-210 -350	0 -140	-210 -570	0 -360
Св. 355 до 400							+150 +144	+244 +208								
Св. 400 до 450	-20 -60	0 -40	+20 -20	+45 +5	+80 +40	+108 +68	+166 +126	+272 +232	-68 -131	0 -63	-135 -232	0 -97	-230 -385	0 -155	-230 -630	0 -400
Св. 450 до 500							+172 +132	+292 +252								

Таблица 1.7

Рекомендуемые поля допусков для ответственных несопрягаемых размеров по ГОСТ 25347-82

Интервалы номинальных размеров, мм	Валы						Отверстия					
	Поля допусков											
	h12	j _s 12	h14	j _s 14	h16	j _s 16	H12	J _s 12	H14	J _s 14	H16	J _s 16
	Предельные отклонения, мм											
От 1 до 3	0 -100	+50 -50	0 -250	+ 125 - 125	0 -600	+300 -300	+ 100 0	+50 -50	+250 0	+125 -125	+600 0	+300 -300
Св. 3 до 6	0 -120	+60 -60	0 -300	+ 150 -150	0 -750	+375 -375	+ 120 0	+60 -60	+300 0	+ 150 -150	+750 0	+375 -375
Св. 6 до 10	0 -150	+75 -75	0 -360	+ 180 - 186	0 -990	+450 -450	+ 150 0	+75 -75	+360 0	+ 180 - 180	+900 0	+450 -450
Св 10 до 18	0 -180	+90 -90	0 -430	+215 -215	0 -1100	+550 -550	+ 180 0	+90 -90	+430 0	+215 -215	+1100 0	+550 -550
Св.18 до 30	0 -210	+ 105 -105	0 -520	+260 -260	0 -1300	+650 -650	+210 0	+ 105 -105	+520 0	+260 -260	+1300 0	+650 -650
Св. 30 до 50	0 -250	+ 125 -125	0 -620	+310 -310	0 -1600	+800 -800	+250 0	+125 -125	+620 0	+310 -310	+1600 0	+800 -800
Св.50 до 80	0 -300	+150 -150	0 -740	+370 -370	0 -1900	+950 -950	+300 0	+ 150 - 150	+740 0	+370 -370	+ 1900 0	+950 -950
Св. 80 до 120	0 -350	+175 -175	0 -870	+435 -435	0 -2200	+1100 -1100	+350 0	+ 175 -175	+870 0	+435 -435	+ 2200 0	+ 1100 -1100
Св.120 до 180	0 -400	+200 -200	0 -1000	+500 -500	-0 -2500	+ 1250 -1250	+400 0	+200 -200	+ 1000 0	+500 -500	+2500 0	+ 1250 -1250
Св.180 до 250	0 -460	+230 -230	0 -1150	+575 -575	0 -2900	+ 1450 -1450	+460 0	+230 -230	+ 1150 0	+575 -575	+2900 0	+ 1450 -1450
Св.250 до 315	0 -520	+260 -260	0 -1300	+650 -650	0 -3200	+ 1600 -1600	+520 0	+260 -260	+ 1300 0	+650 -650	+3200 0	+ 1600 -1600
Св.315 до 400	0 -570	+285 -285	0 -1400	+700 -700	0 -3600	+1800 - 1800	+570 0	+285 -285	+ 1400 0	+700 -700	+3600 0	+ 1800 - 1800
Св.400 до 500	0 -630	+315 -315	0 -1550	+775 -775	0 -4000	+2000 -2000	+630 0	+315 -315	+ 1550 0	+775 -775	+4000 0	+2000 -2000

Рекомендации для выбора посадок. Посадки с натягом по значению гарантированного натяга подразделяют на три подгруппы:

посадки с минимальным гарантированным натягом

H7 P7 H6 P6

p6 h6 p5 h5

применяют при малых нагрузках и для уменьшения деформаций собранных деталей; неподвижность соединения, обеспечивают дополнительным креплением; эти посадки допускают редкие разборки;

посадки с умеренными гарантированными натягами

H7 H7 H8 H7 R7 T7 H6 H6

r6 s6 s7 i6 h6 h6 z5 s5

допускают передачу нагрузок средней величины без дополнительного крепления, а также с дополнительным креплением; могут применяться для передачи больших нагрузок, если прочность деталей не позволяет применить посадки с большими натягами; сборка может производиться под прессом или способом термических деформаций;

посадки с большими гарантированными натягами

H7 H8 U8 H8 H8

u7 u8 h7 k8 z8

передают тяжелые и динамические нагрузки без дополнительного крепления; необходима проверка соединяемых деталей на прочность; сборку осуществляют в основном способом термических деформаций.

Переходные посадки образуются полями допусков, которые установлены в квалитетах 4...8; характеризуются возможностью получения сравнительно небольших зазоров или натягов; применяются в неподвижных разъемных соединениях при необходимости точного центрирования, при этом необходимо дополнительное крепление собранных деталей. Такие посадки подразделяются на три подгруппы:

посадки с более вероятными натягами

H7 M7 H7 N7

m6 h6 h6 h6

применяют при больших ударных нагрузках, при повышенной точности центрирования и редких разборках, а также при затрудненной сборке вместо посадок с минимальным гарантированным натягом;

посадки с равновероятными натягами и зазорами

H7 K7

k6 h6

имеют наибольшее применение из переходных посадок, так как для сборки и разборки не требуют больших усилий и обеспечивают высокую точность центрирования;

посадки с более вероятными зазорами

H7 J87

j_s6_ h6

применяют при небольших статических нагрузках, частых разборках и затрудненной сборке, а также для регулирования взаимного положения деталей.

Установка элементов открытых передач на вал. Элементы открытых передач сажают на цилиндрические или конические посадочные поверхности выходных концов валов. Для передачи вращающего момента используют шпоночные соединения.

Посадки на цилиндрический конец вала. При установке элементов открытых передач на цилиндрические концы валов применяют следующие посадки:

при нереверсивной работе без толчков и ударов – H7/k6;

при нереверсивной работе с умеренными толчками – H7/m6;

при реверсивной работе с большими толчками и ударами – H7/n6 (p6).

Посадки на конический конец вала. При больших нагрузках, работе с толчками, ударами и при реверсивном режиме работы с частыми пусками и остановками предпочтительно устанавливать колеса и другие детали на конусные концы валов, несмотря на большую сложность их изготовления.

При посадке детали на конический участок вала ступица детали должна иметь возможность перемещаться по конической поверхности для создания натяга, не упираясь в переходные участки вала.

При этом для создания натяга осевая фиксация осуществляется креплением детали с торца вала гайкой и стопорной шайбой с носком; круглой шлицевой гайкой и стопорной многолапчатой шайбой; концевой шайбой и др.

Посадки с зазором образуются полями допусков, которые установлены в квалитетах 4...12 и применяются в неподвижных и подвижных соединениях для облегчения сборки при невысокой точности центрирования, для регулирования взаимного положения деталей, для обеспечения смазки трущихся поверхностей (подшипники скольжения) и компенсации тепловых деформаций, для сборки деталей с антикоррозийными покрытиями. Посадки с наименьшим зазором, равным нулю H/h, обеспечивают высокую точность центрирования и поступательного перемещения деталей в регулируемых соединениях, могут заменять переходные посадки.

1.5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**1.5.1. ЧИСЛОВЫЕ ЗНАЧЕНИЯ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Таблица 1.8

Уровни относительной геометрической точности формы цилиндрических поверхностей и соответствующие им степени точности

Квалитеты допуска размера	Уровни геометрической точности	Степени точности по ГОСТ 24643-81	Квалитеты допуска размера	Уровни геометрической точности	Степени точности по ГОСТ 24643-81
5	A	4	9	A	8
	B	3		B	7
	C	2		C	6
6	A	5	10	A	9
	B	4		B	8
	C	3		C	7
7	A	6	11	A	10
	B	5		B	9
	C	4		C	8
8	A	7	12	A	11
	B	6		B	10
	C	5		C	9

Таблица 1.9

Допуски плоскостности и прямолинейности, мкм

Интервал размеров, мм	Степени точности											
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
От 10 до 16	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
От 16 до 25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
От 25 до 40	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
От 40 до 63	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
От 63 до 100	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
От 100 до 160	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
От 160 до 250	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
От 250 до 400	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
От 400 до 630	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
От 630 до 1000	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600

Таблица 1.10

Допуски цилиндричности, круглости, профиля продольного сечения, мкм

Интервал размеров, мм	Степени точности											
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
От 10 до 18	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
От 18 до 30	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
От 30 до 50	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
От 50 до 120	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
От 120 до 250	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
От 250 до 400	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
От 400 до 630	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
От 630 до 1000	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600

Таблица 1.11

Допуски параллельности, перпендикулярности, наклона, торцового и полного торцового биения, мкм

Интервал размеров, мм	Степени точности											
	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
От 10 до 16	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
От 16 до 25	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
От 25 до 40	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
От 40 до 63	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
От 63 до 100	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
От 100 до 160	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
От 160 до 250	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200
От 250 до 400	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600
От 400 до 630	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200	2000
От 630 до 1000	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000	1600	2500

СОДЕРЖАНИЕ

Глава 1. ОСНОВЫ ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТИ.....	4
1.1. ВЗАИМОЗАМЕНЯЕМОСТЬ И ТОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	4
1.2. ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫЕ ЧИСЛА И РЯДЫ ПРЕДПОЧТИТЕЛЬНЫХ ЧИСЕЛ, НОРМАЛЬНЫЕ ЛИНЕЙНЫЕ РАЗМЕРЫ.....	5
1.3. ЕДИНАЯ СИСТЕМА ДОПУСКОВ И ПОСАДОК (ЕСДП). ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ	8
1.4. ДОПУСКИ И ПОСАДКИ ДЛЯ РАЗМЕРОВ ОТ 1 ДО 500 мм	14
1.5. ДОПУСКИ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	18
1.6. УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ И ДОПУСКИ НА УГЛОВЫЕ РАЗМЕРЫ.....	26
1.7. ГЛАДКИЕ КОНИЧЕСКИЕ СОЕДИНЕНИЯ. ПОСАДКИ И ТИПЫ КОНИЧЕСКИХ СОЕДИНЕНИЙ.....	28
1.8. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	34
1.9. РАЗМЕРНАЯ ТОЧНОСТЬ	47
Глава 2. ПРАВИЛА ПРОЕКТИРОВАНИЯ МАШИН, ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ И ИХ ДЕТАЛЕЙ.....	56
2.1. ЗАДАЧИ, СОДЕРЖАНИЕ И ПРАВИЛА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ.....	56
2.2. СТАНДАРТЫ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ	56
2.3. ВИДЫ КОНСТРУКТОРСКИХ ДОКУМЕНТОВ.....	57
2.4. ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРУЕМЫМ МАШИНАМ И МЕХАНИЗМАМ	59
2.5. ВЛИЯНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	61
2.6. КОНТАКТНАЯ ПРОЧНОСТЬ	63
2.7. ВИДЫ И СОДЕРЖАНИЕ РАСЧЕТОВ	64
2.8. ОСНОВНЫЕ ПРИНЦИПЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	64
2.9. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН	74
2.10. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ЧЕРТЕЖЕЙ.....	81
Глава 3. КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ С ВРАЩАТЕЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ.....	82
3.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ВАЛОВ.....	82
3.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ	91
3.3. КОНСТРУКЦИЯ ВАЛОВ-ШЕСТЕРЕН И ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	94
3.4. КОНСТРУКЦИЯ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	104
3.5. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВОВ ПЛОСКОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	107
3.6. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	111
3.7. КОНСТРУКЦИЯ ШКИВОВ ЗУБЧАТОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ.....	113
3.8. КОНСТРУКЦИЯ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ СКОРОСТЕЙ	114

Глава 4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЛИТЫХ И СВАРНЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	117
4.1. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА	117
4.2. БАЗОВЫЕ ДЕТАЛИ. НАЗНАЧЕНИЕ	130
4.3. ЛИТЫЕ ПЛИТЫ И СВАРНЫЕ РАМЫ.....	143
 Глава 5. КОНСТРУКЦИИ РАЗНЫХ ДЕТАЛЕЙ.....	150
5.1. МАХОВИКИ	150
5.2. РИФЛЕНИЯ ПРЯМЫЕ И СЕТЧАТЫЕ	153
5.3. ОПОРЫ КЛИНОВЫЕ И ВИБРОИЗОЛИРУЮЩИЕ.....	155
5.4. ПРОБКИ ДЛЯ СЛИВНЫХ ОТВЕРСТИЙ.....	158
 Глава 6. ЗУБЧАТЫЕ И ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ	162
6.1. ОСНОВЫ ТЕОРИИ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ	162
6.2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	172
6.3. ПРОЧНОСТЬ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	182
6.4. ПРОЧНОСТЬ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС	197
6.5. ЗУБЧАТАЯ ВИНТОВАЯ ПЕРЕДАЧА.....	201
6.6. ЧЕРВЯЧНАЯ ЗУБЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА	203
6.7. ПЛАНЕТАРНЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ	219
6.8. ВОЛНОВЫЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	222
6.9. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА.....	225
6.10. НОРМЫ ТОЧНОСТИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ.....	229
6.11. ВИНТОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ – ГАЙКА СКОЛЬЖЕНИЯ.....	246
 Глава 7. ВАЛЫ И ОСИ. УСЛОВИЯ ПРОЧНОСТИ.....	261
7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ И МАТЕРИАЛЫ ВАЛОВ И ОСЕЙ.....	261
7.2. РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ, ЖЕСТКОСТЬ, КОЛЕБАНИЯ ВАЛОВ И ОСЕЙ	262
 Глава 8. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	273
8.1. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	273
8.2. СВОЙСТВА ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ	279
8.3. ТРЕНИЕ В ОПОРАХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	281
8.4. СВОЙСТВА СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	281
8.5. КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	283
8.6. УСЛОВИЯ РАБОТЫ РАДИАЛЬНЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	284
8.7. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ	287
8.8. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ	291

8.9. УПОРНЫЕ ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ. УСЛОВИЯ РАБОТЫ.....	294
8.10. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ С ГАЗОВОЙ СМАЗКОЙ	296
 Глава 9. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.....	302
9.1. КОНСТРУКЦИЯ И НАЗНАЧЕНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	302
9.2. УСТАНОВКА ПОДШИПНИКОВ НА ВАЛ И В КОРПУС	334
9.3. ВЫБОР ПОСАДОК ДЛЯ МОНТАЖА ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	362
9.4. ВЫБОР СПОСОБОВ СМАЗКИ И СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	368
 ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ	378
 ПЕРЕЧЕНЬ ГОСТ	389
ПРИМЕРЫ ДОЛЖНОСТНЫХ ИНСТРУКЦИЙ ПО СПЕЦИАЛЬНОСТИ «ТЕХНИК-КОНСТРУКТОР».....	393