

В. М. ВОЛКОВ

**РАСЧЕТ И КОНТРОЛЬ
РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ**

ОМСК 2011

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Омский государственный университет путей сообщения

В. М. Волков

РАСЧЕТ И КОНТРОЛЬ
РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Утверждено редакционно-издательским советом университета
в качестве методических указаний к выполнению расчетно-графической и
лабораторной работ по дисциплине «Метрология, стандартизация и
сертификация» для студентов механического факультета

Омск 2011

УДК 62-181:389.17:006.354

ББК 30.102:22.34я73

В76

Расчет и контроль размерных цепей: Методические указания к выполнению расчетно-графической и лабораторной работ / В. М. Волков; Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2011. 42 с.

Приведены краткие сведения о видах звеньев, размерных цепях, методах их расчета. Описаны основные соотношения размерных цепей, представлены расчетные формулы и необходимый справочный материал для выполнения расчета, приведен конкретный пример расчета цепи двумя методами. Описана лабораторная установка, приведен порядок выполнения работы.

Предназначены для студентов 2-го и 3-го курсов механического факультета, могут быть использованы студентами 3-го курса заочного факультета.

Библиогр.: 6 назв. Табл. 11. Рис. 11. Прил. 5.

Рецензенты: доктор техн. наук, профессор А. А. Кузнецов;
канд. техн. наук, доцент С. П. Андросов.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	5
1. Основные термины и определения	6
2. Основные соотношения размерных цепей	9
3. Задачи и методы расчета размерных цепей	13
3.1. Метод максимума-минимума (полной взаимозаменяемости)	13
3.2. Вероятностный метод	14
3.3. Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)	14
3.4. Метод регулирования	14
3.5. Метод пригонки и совместной обработки	15
4. Расчетно-графическая работа	16
4.1. Составление схемы размерной цепи	16
4.2. Определение номинальных размеров	16
4.3. Расчет методом максимума-минимума	17
4.3.1. Определение точности изготовления	17
4.3.2. Назначение допусков для составляющих звеньев	17
4.3.3. Назначение предельных отклонений	17
4.3.4. Определение предельных отклонений увязочного звена	18
4.3.5. Проверка предельных отклонений размеров цепи	18
4.4. Расчет вероятностным методом	18
4.4.1. Определение точности и выбор качества	18
4.4.2. Назначение и выбор допусков	18
4.4.3. Определение предельных отклонений	19
4.5. Сравнение результатов расчета	19
4.6. Пример расчета	19
4.6.1. Составление схемы размерной цепи	20
4.6.2. Определение номинальных размеров	20
4.6.3. Расчет цепи методом максимума-минимума	21
4.6.4. Расчет цепи вероятностным методом	23
5. Лабораторная работа. Проверочный расчет и контроль размерной цепи	26
5.1. Описание лабораторной установки	26
5.2. Порядок проведения работы	27
Библиографический список	30
Приложение 1. Задания для расчетно-графической работы	31

Приложение 2. Основные размеры шариковых радиальных подшипников....	37
Приложение 3. Предельные отклонения подшипников шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных. Кольца внутренние, наружные, ширина колец.....	39
Приложение 4. Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69).....	40
Приложение 5. Образец оформления титульного листа.....	41

ВВЕДЕНИЕ

Расчет размерных цепей является необходимым этапом конструирования, производства и эксплуатации широкого класса изделий (машин, механизмов, приборов и т. д.), способствующим повышению качества, обеспечению взаимозаменяемости и снижению трудоемкости их изготовления.

Расчет и анализ размерных цепей позволяют установить количественную связь между размерами деталей машины и уточнить номинальные значения и допуски взаимозаменяемых размеров исходя из эксплуатационных требований и экономической точности обработки деталей и сборки машины; определить наиболее рентабельный вид взаимозаменяемости (полная или неполная); добиться наиболее правильной простановки размеров на рабочих чертежах; обосновать последовательность технологических операций при изготовлении и сборке изделий; выбрать средства и методы измерений и рассчитать дополнительную точность измерений.

В данных методических указаниях приведены способы расчета размерных цепей методами максимума-минимума и вероятностным, которые используются при выполнении расчетно-графической работы при решении прямой задачи, а выполнение лабораторной работы производится при решении обратной задачи.

Цель данных методических указаний – получение студентами практических навыков при расчете допусков и предельных отклонений для деталей, образующих сборочную размерную цепь.

1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМИНЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Размерной цепью называется совокупность размеров, образующих замкнутый контур и непосредственно участвующих в решении поставленной задачи [1, 2, 4]. Для успешного решения задач по обеспечению точности размерных цепей их удобнее всего представлять графически в виде замкнутого контура. Например, на рис. 1.1, *а* и 1.2, *а* показаны эскизы простейшей детали и сборочной единицы, а на рис. 1.1, *б* и 1.2, *б* – изображение размерных цепей, состоящих из размеров их элементов.

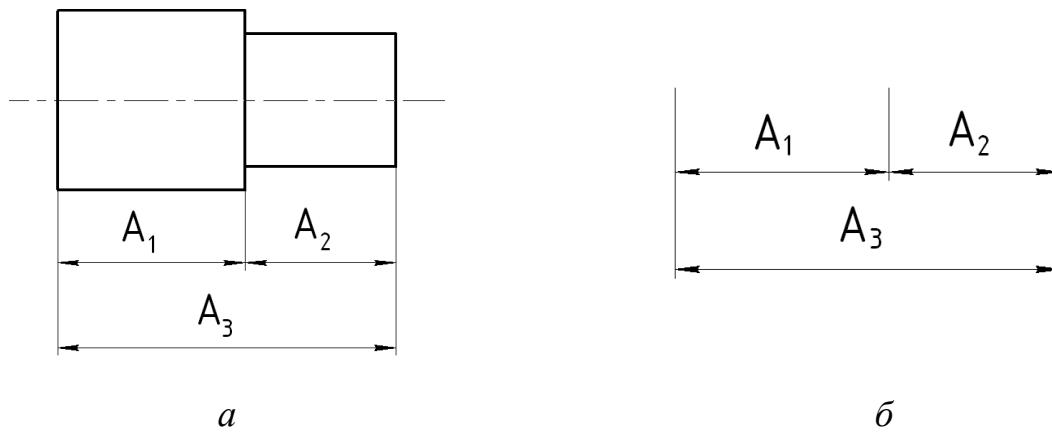


Рис. 1.1

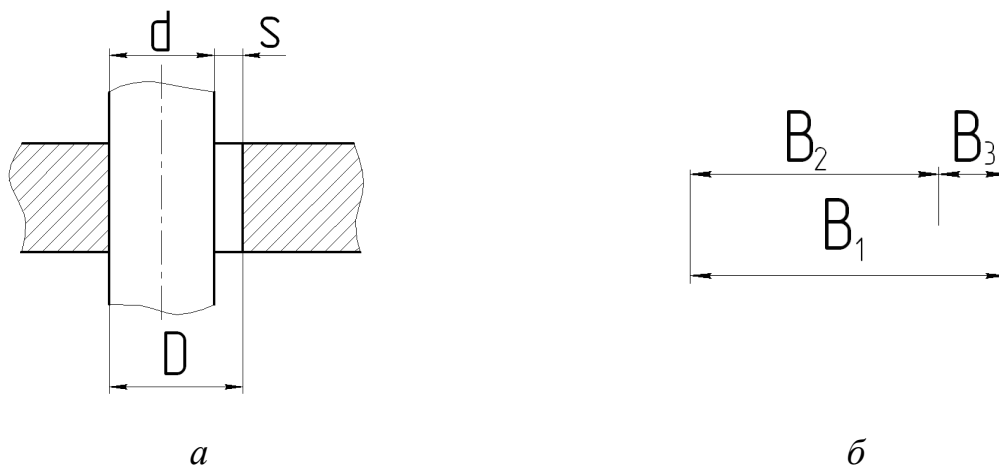


Рис. 1.2

Размеры, входящие в цепь, называются **составляющими звеньями** или просто **звеньями** и обозначаются чаще всего прописными буквами русского алфавита с индексами.

В размерной цепи всегда выделяется одно звено, которое называется замыкающим, а при решении некоторых задач и исходным.

Замыкающим звеном называется размер (звено), получаемый последним в процессе обработки детали или сборки узла. На рис. 1.2, где показано соединение с зазором, сам зазор S будет являться замыкающим. Замыкающее звено принято обозначать буквой с индексом Δ , т. е. на рис. 1.2, б вместо обозначения A_3 следует проставить A_Δ . По детали, изображенной на рис. 1.1, а, вопрос может быть решен двояко: если последовательно обработать размеры A_2 и A_1 , то звено A_3 будет замыкающим, а если сначала получить длину A_3 , а затем обработать A_2 , то замыкающим звеном будет уже A_1 . Иногда замыкающее звено на чертеже обозначается размером со звездочкой, а в технических условиях в тексте указывается, что этот размер дан для справки.

Составляющие звенья размерной цепи и замыкающее звено связаны между собой важной закономерностью, которая позволяет разделить составляющие звенья на увеличивающие и уменьшающие.

Увеличивающим звеном размерной цепи называется такое, с увеличением которого увеличивается размер замыкающего звена. **Уменьшающим звеном** будет то, с увеличением которого замыкающее звено уменьшается. Так, на рис. 1.3 звено A_1 – увеличивающее, а звенья A_2, A_3, A_4 – уменьшающие.

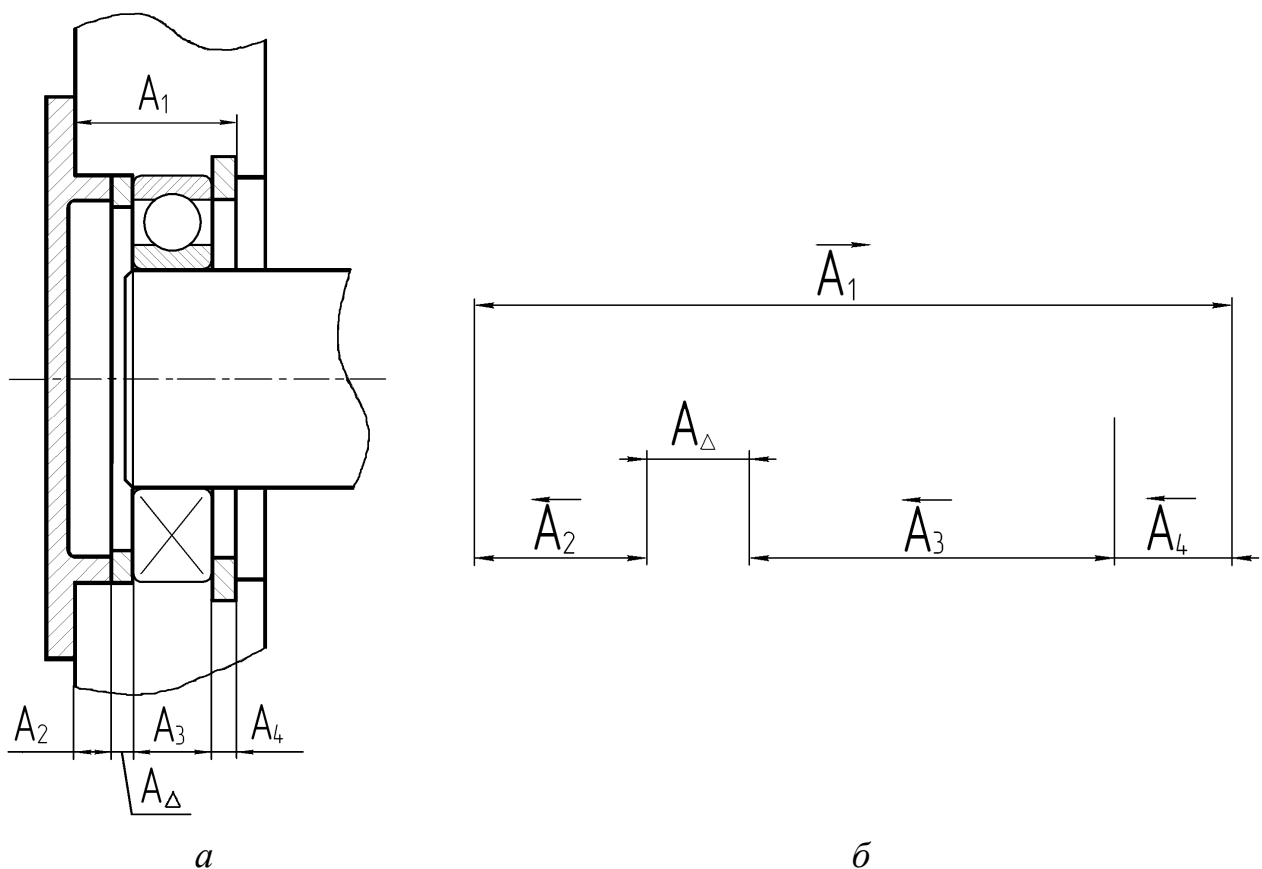


Рис 1.3

Соответственно этому над обозначениями размеров проставляются стрелки: для увеличивающего (A_1) стрелка направлена вправо, для уменьшающих ($A_2 - A_4$) – влево (рис. 1.3, б).

В зависимости от классификационных признаков размерные цепи делятся на несколько видов.

По месту в изделии они могут быть поддетальными и сборочными. Если в замкнутый контур входят размеры только одной детали, то такая цепь называется **поддетальной** (см. рис. 1.1), если нескольких – **сборочной** (см. рис. 1.2 и 1.3).

По области применения цепи подразделяются на конструкторские, технологические и измерительные. **Конструкторские размерные цепи** решают задачу по обеспечению точности при конструировании, они устанавливают связь размеров деталей в изделии. На рис. 1.2, а приведена элементарная сборочная размерная цепь, решающая задачу обеспечения точности сопряжения двух деталей, а на рис. 1.3, а – четырех.

Технологические размерные цепи решают задачу по обеспечению точности при изготовлении деталей на разных этапах технологического процесса.

Измерительные размерные цепи решают задачу обеспечения точности при измерении и устанавливают взаимосвязь между звеньями, которые влияют на точность измерения. При измерениях средство измерения вместе со вспомогательными элементами образуют измерительную размерную цепь, где замыкающим звеном является размер измеряемого элемента детали.

В зависимости от расположения звеньев размерные цепи делятся на линейные, угловые, плоские и пространственные. Размеры цепи, звеньями которых являются линейные размеры, называются **линейными**. В таких цепях звенья расположены на параллельных прямых. В **угловых** размерных цепях звенья представляют собой угловые размеры, отклонения которых могут быть заданы в линейных величинах, отнесенных к условной длине, или в градусах (радианах). В **плоской** размерной цепи звенья расположены произвольно в одной или нескольких параллельных плоскостях. В **пространственной** цепи звенья расположены произвольно, т. е. не параллельны одни другим и расположены в непараллельных плоскостях.

2. ОСНОВНЫЕ СООТНОШЕНИЯ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Размерная цепь всегда замкнута. На основании этого свойства установлена зависимость, которая связывает номинальные размеры звеньев. Для плоских размерных цепей по номинальным значениям эта зависимость выражается формулой:

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_i - \sum_{j=1}^n \vec{A}_j, \quad (2.1)$$

где m и n – число увеличивающих и уменьшающих звеньев соответственно.

Для определения зависимости, которая связывает допуски звеньев в размерной цепи, первоначально нужно определиться с предельными значениями исходного звена. Очевидно, что они будут такими:

$$A_{\Delta \max} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \max} - \sum_{j=1}^n \vec{A}_{j \min}; \quad (2.2)$$

$$A_{\Delta \min} = \sum_{i=1}^m \vec{A}_{i \min} - \sum_{j=1}^n \vec{A}_{j \max}. \quad (2.3)$$

Если вычесть почленно величины $A_{\Delta \max}$ и $A_{\Delta \min}$ в формулах (2.2) и (2.3) и учесть то, что их разность не что иное, как допуск, то получится выражение:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m T\vec{A}_i + \sum_{j=1}^n T\vec{A}_j.$$

Окончательно можно получить:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m+n} TA_{i+j}. \quad (2.4)$$

Из формулы (2.4) видно, что величина допуска замыкающего звена равна сумме допусков составляющих звеньев. Поэтому чтобы обеспечить наибольшую точность замыкающего звена, размерная цепь должна состоять из возможно меньшего числа звеньев, т. е. должен соблюдаться **принцип наикратчайшей размерной цепи**.

Если почленно вычесть из выражений (2.2) и (2.3) выражение (2.1), то получатся зависимости, по которым определяются верхнее и нижнее предельные отклонения исходного звена:

$$EsA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Es\vec{A}_i - \sum_{j=1}^n Ei\vec{A}_j; \quad (2.5)$$

$$EiA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Ei\vec{A}_i - \sum_{j=1}^n Es\vec{A}_j, \quad (2.6)$$

где Es и Ei – верхнее и нижнее предельные отклонения соответствующих звеньев.

Координата середины поля допуска замыкающего звена рассчитывается следующим образом:

$$EmA_{\Delta} = \sum_{i=1}^m Em\vec{A}_i - \sum_{j=1}^n Em\vec{A}_j, \quad (2.7)$$

где $Em\vec{A}_i$ и $Em\vec{A}_j$ – отклонения, соответствующие серединам полей допусков увеличивающих и уменьшающих размеров:

$$EmA = \frac{EsA + EiA}{2}. \quad (2.8)$$

Величина допуска в соответствии с ГОСТ 25346-89 для большинства квалитетов определяется по формуле:

$$IT = ai, \quad (2.9)$$

где IT – обозначение допуска без соотнесения к конкретной системе допусков и виду размера;

a – число единиц допуска, определенное для данного квалитета;

i – единица допуска, зависящая от размера.

Применительно к расчетам размерной цепи формулу (2.9) лучше записать в виде:

$$TA = ai. \quad (2.10)$$

Значения a определяются по табл. 2.1 в зависимости от квалитета, а значения i – по табл. 2.2 в зависимости от интервала размеров, куда входит номинальный размер.

Таблица 2.1

Значения а

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11
Значение а	7	10	16	25	40	64	100
Квалитет	12	13	14	15	16	17	18
Значение а	160	250	400	640	1000	1600	2500

Таблица 2.2

Значения i

Интервал размеров, мм	Значение i, мкм
До 3	0,55
3 – 6	0,73
6 – 10	0,90
10 – 18	1,08
18 – 30	1,31
30 – 50	1,56
50 – 80	1,86
80 – 120	2,17
120 – 180	2,52
180 – 250	2,90
250 – 315	3,23
315 – 400	3,54
400 – 500	3,89

При расчете размерных цепей чаще всего используется **способ равно-точных допусков**, что предполагает выполнение всех звеньев цепи с одинаковой точностью, т. е. по одному квалитету. Это означает, что величины **а** для всех звеньев будут одинаковы:

$$a_1 = a_2 = a_3 = \dots = a_{cp}.$$

Тогда формула допуска (2.4) может быть записана следующим образом:

$$TA_{\Sigma} = \sum_{i+j}^{m+n} (a_{i+j})(i_{i+j}) = a_{cp} \sum_{i+j}^{m+n} a_{i+j}. \quad (2.11)$$

Из зависимости (2.11) можно получить формулу для определения a_{cp} :

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Sigma}}{\sum_{i+j}^{m+n}}. \quad (2.12)$$

Если в размерной цепи присутствуют звенья с заранее установленным расчетом или стандартными допусками (например, подшипники качения), то эти допуски и значения i учитываются при определении a_{cp} :

$$a_{cp} = \frac{TA_{\Delta} - \sum_{ct}^k TA_{ct}}{\sum_{i+j}^{m+n-k}}, \quad (2.13)$$

где TA_{ct} – допуск, установленный ранее;

k – количество звеньев с заранее установленными допусками.

При расчете цепи вероятностным методом a_{cp} определяется по формуле:

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{TA^2 - t^2 \sum \lambda_i^2 TA_{ct}^2}}{t \sqrt{\lambda_i^2 \sum (i_{i+j})^2}}, \quad (2.14)$$

где t – коэффициент риска, определяемый в зависимости от принятого или установленного процента брака p (табл. 2.3);

λ_i^2 – коэффициент, зависящий от закона распределения погрешностей. Чаще всего распределение погрешностей учитывается законом Гаусса, в этом случае $\lambda_i^2 = 1/9$, но могут использоваться и другие законы распределения. Если рассеяние размеров близко к закону Симпсона, то $\lambda_i^2 = 1/6$, а если неизвестен характер рассеяния размеров, то рекомендуется принимать закон равной вероятности с $\lambda_i^2 = 1/3$.

Таблица 2.3

Значения коэффициента риска t

Установленная величина брака p , %	32,00	10,00	4,50	1,00	0,27	0,10	0,01
Коэффициент риска t	1,00	1,65	2,00	2,57	3,00	3,29	3,89

3. ЗАДАЧИ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

В зависимости от исходных данных и точности звеньев размерной цепи, а также от цели, с которой определяются размеры цепи, решаются две задачи: прямая и обратная.

Прямая задача заключается в определении допусков и предельных отклонений составляющих звеньев по заданным номинальным значениям всех размеров цепи и предельным отклонениям исходного (замыкающего) звена.

При решении **обратной задачи** определяются номинальный размер, допуск и предельные отклонения исходного (замыкающего) звена по заданным номинальным значениям, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев.

Существует несколько методов решения прямой и обратной задач в условиях полной и неполной взаимозаменяемости. Наиболее распространенными являются следующие методы: максимума-минимума, вероятностный, групповой взаимозаменяемости, регулирования, пригонки и совместной обработки.

Причем полную взаимозаменяемость обеспечивает только метод максимума-минимума, поэтому он имеет и другое название – метод полной взаимозаменяемости.

3.1. Метод максимума-минимума (полной взаимозаменяемости)

Метод максимума-минимума обеспечивает точность замыкающего звена при любом сочетании размеров составляющих звеньев. При этом предполагается, что даже при самых неблагоприятных сочетаниях размеров звеньев (все увеличивающие звенья имеют наибольшие значения, а все уменьшающие – наименьшие или наоборот) будет обеспечена полная взаимозаменяемость, поэтому данный метод иногда называют методом полной взаимозаменяемости.

В зависимости от поставленной цели могут решаться прямая и обратная задачи и может применяться способ равных или равноточных допусков. Способ **равных** допусков применяется ограниченно, в основном он носит ориентировочный характер и применяется тогда, когда составляющие звенья находятся в одном интервале размеров. Способ **равноточных** допусков применяется в тех случаях, когда составляющие звенья цепи входят в разные интервалы размеров, тогда этот способ сводится в общем виде к определению качества, по которому будут изготовлены детали.

3.2. Вероятностный метод

При расчете размерных цепей вероятностным методом допуски размеров составляющих звеньев могут быть значительно расширены. Это объясняется тем, что в большинстве случаев размеры замыкающего звена подчинены закону нормального распределения погрешностей, при котором риск получения брака при сборке узла (0,27 %) приводит к значительному расширению допусков составляющих звеньев.

Расчет размерных цепей вероятностным методом значительно снижает стоимость изготовления деталей, поэтому его целесообразно применять в условиях крупносерийного и массового производства.

3.3. Метод групповой взаимозаменяемости (селективная сборка)

Этот метод применяется в основном для получения посадок с малыми допусками из числа деталей, сопрягаемые элементы которых выполнены по относительно большому допуску. Для реализации метода назначаются увеличенные допуски на размеры, образующие размерную цепь. Затем по этим допускам изготавливаются детали, которые обязательно измеряются и распределяются на отдельные группы по действительным размерам. Таких групп может быть и несколько единиц, и несколько десятков, например, в подшипниковой промышленности их количество достигает пяти десятков. Сборка узлов осуществляется деталями с размерами какой-то одной определенной группы.

Основное преимущество метода заключается в получении высокой точности соединений применением расширенных допусков, т. е. изготовлением деталей более низкой точности. Это обеспечивает более экономичное производство по сравнению с тем, если бы производилась обработка по более узким допускам.

К недостаткам групповой взаимозаменяемости следует отнести введение 100 %-го измерения деталей, необходимость в дополнительных производственных площадях и таре для размещения групп деталей и ужесточение требований к точности формы деталей в пределах одной размерной группы.

3.4. Метод регулирования

Этот метод используется на этапе конструирования изменением (регулировкой) одного из звеньев, которое называется компенсационным. В роли ком-

пенсаторов обычно выступают звенья, конструктивно выполненные в виде прокладок, упоров, клиньев, резьбовых пар и т. п. При этом остальные звенья в цепи обрабатываются по сравнительно большим допускам.

Положительной характеристикой метода является возможность относительно просто обеспечить точность замыкающего звена. Компенсационные звенья (чаще всего прокладки) заранее изготавливаются разных размеров, и они затем легко подбираются в процессе сборки.

Недостаток метода заключается в необходимости дополнительных работ по установке, подбору или регулировке компенсаторов. Кроме того, если компенсаторы выполнены в виде клиньев или регулировочных винтов, то они сами требуют дополнительных креплений, поскольку в процессе эксплуатации возможно ослабление и смещение компенсаторов.

3.5. Метод пригонки и совместной обработки

Метод пригонки применяется в основном при единичном и мелкосерийном производстве. Так, например, станины металлорежущих станков в направляющих перед установкой на них перемещающихся частей дополнительно обрабатываются (чаще всего шабрением), а затем проверяется степень прилегания сопрягаемых поверхностей «по краске».

Плунжерные пары для топливных насосов дизелей должны иметь в соединении зазор в пределах 0,4 – 2 мкм. Обеспечить такую малую величину зазора простым подбором деталей практически невозможно, поэтому детали плунжерных пар предварительно подбирают так, чтобы они соединялись частично и даже не на полную длину. После этого на специальных станках их притирают друг к другу с помощью притирочных паст до тех пор, пока сопряжение не осуществится на всей длине.

Преимуществом метода притирки является возможность обеспечить высокую точность сопряжения, чего невозможно добиться независимой механической обработкой.

Недостатком метода является большой объем ручных операций по пригонке, причем используется труд высококвалифицированных слесарей-сборщиков, что делает производство более дорогим.

4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

В расчетно-графической работе выполняется расчет размерной цепи двумя методами: максимума-минимума и вероятностным. При этом решается прямая задача и применяется метод равноточных допусков.

Расчетная часть работы выполняется в рукописном виде или компьютерным набором на листах офисной бумаги формата А4. Каждый лист должен иметь рамку и основную надпись по форме 2 и 2а. Графическая часть работы представляет собой лист чертежной бумаги формата А4 или А3, где в масштабе вычерчивается эскиз узла с простановкой номинальных размеров с выбранными отклонениями: в верхней части проставляются размеры с отклонениями, полученными из расчета методом максимума-минимума, а внизу – из вероятностного расчета. Чертежи тоже должны иметь рамку и основную надпись по форме 1. Расчетная и графические части работы объединяются в виде пояснительной записки с обложкой и титульным листом, которые могут быть совмещены (прил. 5).

Расчет может быть выполнен в последовательности, приведенной ниже.

4.1. Составление схемы размерной цепи

На основе предложенного для расчета эскиза узла составляется схема размерной цепи с указанием на ней увеличивающих и уменьшающих звеньев, а также исходного (замыкающего) звена. Схема составляется в любом произвольном масштабе.

4.2. Определение номинальных размеров

Номинальные значения звеньев иногда известны, но чаще всего их надо устанавливать самостоятельно. Из предложенного эскиза узла с использованием масштабного фактора предварительно назначают длину звеньев. За основу надо взять подшипник качения. По его условному обозначению, используя данные справочников по подшипникам или прил. 2, выбирают ширину **В** и остальные нужные для расчета и вычерчивания размеры. Затем производят корректировку размеров в соответствии с требованиями ГОСТ 6636-69 (прил. 4).

С помощью формулы (2.1) нужно произвести уточнение составляющих размеров цепи. Для соблюдения равенства по формуле (2.1) можно изменять в небольших пределах величину звеньев, ориентируясь на данные прил. 4. Следует помнить о том, что исходный размер и ширину подшипников изменять нельзя.

4.3. Расчет методом максимума-минимума

4.3.1. Определение точности изготовления

Для каждого звена, за исключением исходного и звеньев, относящихся к ширине подшипника, по табл. 2.2 находят значения i , по данным прил. 3 – предельные отклонения E_s и E_i для ширины подшипника и затем – допуски как разницу отклонений. По формуле (2.13) рассчитывается a_{cp} , а по полученному значению из табл. 2.1 выбирается квалитет. Расчетное значение a_{cp} вряд ли получится точно соответствующим табличному, поэтому надо брать стандартное a ближайшим меньшим по отношению к a_{cp} .

4.3.2. Назначение допусков для составляющих звеньев

По найденному квалитету и известным номинальным значениям звеньев из таблицы допусков работы [6] выбирают допуски для всех размеров, за исключением подшипников и еще одного – **увязочного**. Для ширины подшипника B допуск и отклонения остаются неизменными, а для одного звена (увязочного) допуск $TA_{ув}$ рассчитывается по формуле (2.4), скорее всего он будет нестандартным. В качестве увязочного звена обычно берется самая простая деталь.

4.3.3. Назначение предельных отклонений

Предельные отклонения для составляющих звеньев (за исключением увязочного и подшипников) назначаются исходя из вида размера. Для охватывающих размеров отклонения даются, как для основных отверстий: верхнее отклонение равно допуску, а нижнее – нулю; для охватываемых – как для основных валов: верхнее равно нулю, а нижнее – допуску со знаком «минус»; для прочих – симметрично.

4.3.4. Определение предельных отклонений увязочного звена

Предварительно находят отклонения, соответствующие серединам полей допусков для всех звеньев (исходного и составляющих), за исключением увязочного, по формуле (2.8).

С помощью формулы (2.7) вычисляют $E_m A_{ув}$. Предельные отклонения для этого звена определяют по формулам:

$$E_s A_{ув} = E_m A_{ув} + \frac{TA_{ув}}{2}, \quad (4.1)$$

$$E_i A_{ув} = E_m A_{ув} - \frac{TA_{ув}}{2}. \quad (4.2)$$

4.3.5. Проверка предельных отклонений размеров цепи

Проверка осуществляется по формулам (2.5) и (2.6). Поскольку метод предполагает полную взаимозаменяемость, то схождение результатов расчета с исходными данными должно быть абсолютным.

4.4. Расчет вероятностным методом

Для узла редуктора производится расчет и вероятностным методом.

4.4.1. Определение точности и выбор качества

По формуле (2.14) определяют $a_{ср}$, а затем из табл. 2.2 выбирают качество, у которого стандартное значение a является ближайшим к рассчитанному $a_{ср}$, независимо от того, меньшее оно или большее.

4.4.2. Назначение и выбор допусков

В соответствии с определенным качеством из таблиц допусков [6] выбирают допуски для всех звеньев, включая увязочное, но для подшипников качества по прежнему допуск не назначают, он остается неизменным. Затем производится проверка соотношения допусков по формуле:

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\lambda_i^2 \sum (TA_{i+j})^2}. \quad (4.3)$$

Расхождение результатов допускается до 5 %. Если же расхождение превышает эту величину, то для одного или нескольких звеньев следует изменить качество в большую или меньшую сторону и повторить проверку по формуле (4.3).

4.4.3. Определение предельных отклонений

Предельные отклонения назначают для всех звеньев кроме увязочного и подшипников с соблюдением прежнего правила: для охватывающих размеров отклонения давать, как для основных отверстий, для охватываемых – как для основных валов, для прочих – симметрично.

Затем с помощью формулы (2.8) определяют отклонения, соответствующие серединам полей допусков всех составляющих звеньев, а по формуле (2.7) – для увязочного звена. Предельные отклонения увязочного звена рассчитывают по формулам (4.1) и (4.2).

Проверочный расчет по вероятностному методу не выполняется.

4.5. Сравнение результатов расчета

Результаты расчета для наглядности удобно свести в таблицу, из которой видно, что допуски, полученные вероятностным методом, в несколько раз больше, чем допуски, полученные расчетом по методу максимума-минимума.

4.6. Пример расчета

Для приемного вала редуктора (рис. 4.1) определить допуски и предельные отклонения двумя методами: максимума-минимума и вероятностным.

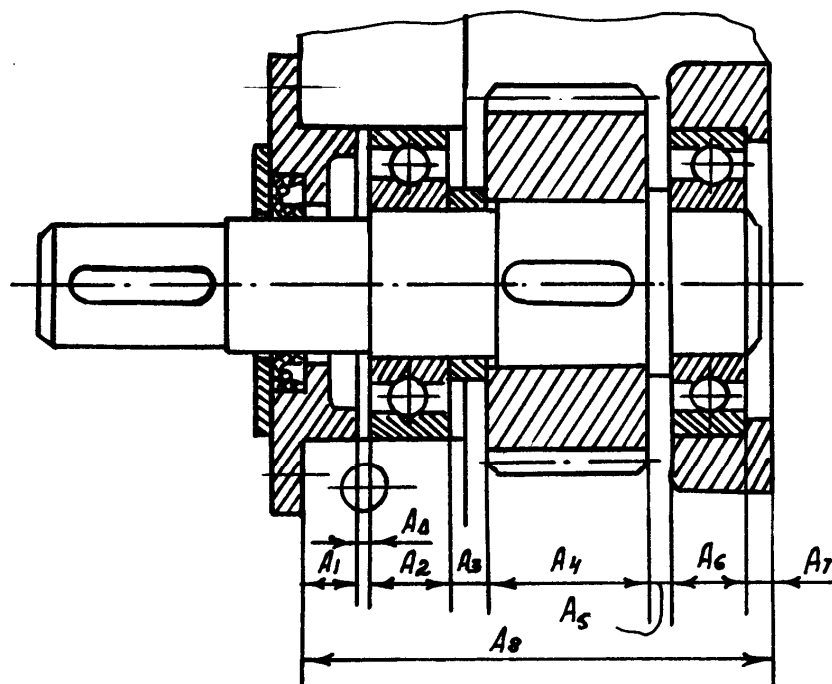


Рис. 4.1

Исходные данные: подшипник качения – 309, исходный размер $A_{\Delta} = 1_{-1,2}^{+0,9}$ мм. Определяющим размером является ширина подшипника **B**, которая в схеме цепи имеет обозначения A_2 и A_6 . По прил. 2: $d = 45$ мм, а $B = A_2 = A_6 = 25$ мм. Подшипник качения – стандартный узел, для которого стандартизованы не только размеры, но и отклонения по диаметрам и ширине. Используя данные прил. 3, в зависимости от d и класса точности ($d = 45$ мм, класс точности 0) определяют предельные отклонения: $E_i = -120$ мкм, $E_s = 0$.

4.6.1. Составление схемы размерной цепи

Схема размерной цепи составляется по рекомендациям подразд. 4.1. Размер A_8 – увеличивающий, ($A_1 - A_7$) – уменьшающие.

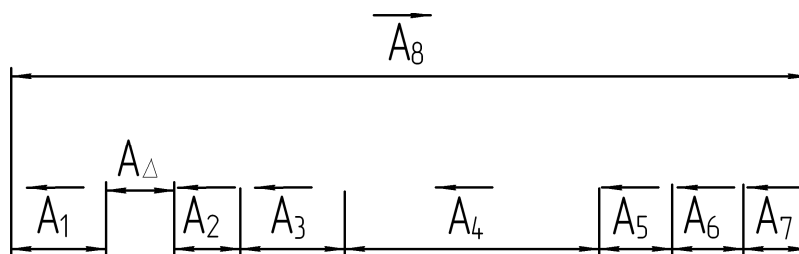


Рис. 4.2

4.6.2. Определение номинальных размеров

Значения линейных размеров $A_2 - A_5, A_7, A_8$, определяют, учитывая соотношение длины этих звеньев с шириной подшипника **B**.

$$A_1 = 0,7 B; \quad A_1 = 0,7 \cdot 25 = 17,5 \text{ мм};$$

$$A_3 = 0,5 B; \quad A_3 = 0,5 \cdot 25 = 12,5 \text{ мм};$$

$$A_4 = 2 B; \quad A_4 = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм};$$

$$A_5 = 0,3 B; \quad A_5 = 0,3 \cdot 25 = 7,5 \text{ мм};$$

$$A_7 = 0,4 B; \quad A_7 = 0,4 \cdot 25 = 10 \text{ мм};$$

$$A_8 = 5,8 B; \quad A_8 = 5,8 \cdot 25 = 145 \text{ мм}.$$

Затем производят корректировку размеров в соответствии с требованиями ГОСТ 6636-69 (см. прил. 4): $A_1 = 17$ мм; $A_3 = 12$ мм; $A_4 = 50$ мм; $A_5 = 8$ мм; $A_7 = 10$ мм; $A_8 = 150$ мм.

Проверку и уточнение длины звеньев производят по формуле (2.1). Применительно к рис. 4.1 формула (2.1) может быть записана в виде:

$$A_{\Delta} = A_8 - (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6 + A_7);$$

$$A_{\Delta} = 150 - (17 + 25 + 12 + 50 + 8 + 25 + 10) = 3 \text{ мм.}$$

Разница рассчитанного значения A_{Δ} и заданного составляет 2 мм, поэтому звено A_1 необходимо увеличить до 19 мм, но надо, чтобы оно все равно было равным стандартному значению.

4.6.3. Расчет цепи методом максимума-минимума

Точность изготовления деталей определяют расчетом a_{cp} по формуле (2.13) с последующим выбором качества по данным табл. 2.1.

$$TA_{\Delta} = EsA_{\Delta} - EiA_{\Delta};$$

$$TA_{\Delta} = 900 - (-1200) = 2100 \text{ мкм.}$$

$$TA_{ст} = TA_2 = TA_6 \text{ (для подшипников);}$$

$$EsA_2 = EsA_6 = 0; \quad EiA_2 = EiA_6 = -120 \text{ мкм;}$$

$$TA_{ст} = EsA_6 - EiA_6; \quad TA_{ст} = 0 - (-120) = 120 \text{ мкм;}$$

$$i_1 = 1,31; i_3 = 1,08; i_4 = 1,56; i_5 = 0,9; i_7 = 0,9; i_8 = 2,52 \text{ (табл. 2.2).}$$

$$a_{cp} = \frac{2100 - (120 + 120)}{1,31 + 1,08 + 0,56 + 0,9 + 0,9 + 2,52} = \frac{1860}{8,27} = 224,9.$$

По найденному a_{cp} из табл. 2.1 выбирают 13-й качество, для которого $a = 250$.

По определенному качеству из таблицы допусков работы [6] выбирают допуски для всех звеньев за исключением одного, которое считается увязочным. В качестве такового обычно выбирается самая простая деталь – A_3 .

$$TA_1 = 330 \text{ мкм; } TA_4 = 390 \text{ мкм; } TA_5 = 220 \text{ мкм;}$$

$$TA_7 = 220 \text{ мкм; } TA_8 = 630 \text{ мкм.}$$

Допуск увязочного звена определяется по формуле (2.4); применительно к рис. 4.1 формула (2.4) будет иметь вид:

$$TA_{\Delta} = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 + TA_6 + TA_7 + TA_8;$$

$$330 + 120 + TA_3 + 390 + 220 + 120 + 220 + 630 = 2100;$$

$$TA_3 = 70 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения назначаются в зависимости от вида размеров: для охватывающих – как для основных отверстий, для охватываемых – как для основных валов, для прочих – симметрично.

A_4, A_5, A_7, A_8 – охватываемые размеры;

A_1 – прочих.

$$A_1 = 19 \pm 0,165 \text{ мм}; \quad A_5 = 8_{-0,22} \text{ мм}; \quad A_7 = 10_{-0,22} \text{ мм};$$

$$A_8 = 150_{-0,63} \text{ мм}; \quad A_4 = 50_{-0,39} \text{ мм.}$$

Отклонения, соответствующие серединам полей допусков, определяют по формуле (2.8):

$$EmA_1 = \frac{165 + (-165)}{2} = 0; \quad EmA_2 = \frac{0 + (-120)}{2} = -60 \text{ мкм};$$

$$EmA_4 = \frac{0 + (-390)}{2} = -195 \text{ мкм}; \quad EmA_5 = \frac{0 + (-220)}{2} = -110 \text{ мкм};$$

$$EmA_6 = \frac{0 + (-120)}{2} = -60 \text{ мкм}; \quad EmA_7 = \frac{0 + (-220)}{2} = -110 \text{ мкм};$$

$$EmA_8 = \frac{0 + (-630)}{2} = -315 \text{ мкм}; \quad EmA_{\Delta} = \frac{900 + (-1200)}{2} = -150 \text{ мкм.}$$

Взаимосвязь отклонений **Em** определяют по формуле (2.7), а для рассчитываемого узла она будет иметь вид:

$$EmA_{\Delta} = EmA_8 - (EmA_1 + EmA_2 + EmA_3 + EmA_4 + EmA_5 + EmA_6 + EmA_7);$$

$$-150 = -315 - (0 - 60 + EmA_3 - 195 - 110 - 60 - 110);$$

$$EmA_3 = 370 \text{ мкм.}$$

Предельные отклонения увязочного звена определяют по формулам (4.1) и (4.2):

$$EsA_3 = EmA_3 + \frac{TA_3}{2}; \quad EsA_3 = 370 + \frac{70}{2} = 405 \text{ мкм};$$

$$EiA_3 = EmA_3 - \frac{TA_3}{2}; \quad EiA_3 = 370 - \frac{70}{2} = 335 \text{ мкм.}$$

Следовательно, $A_3 = 12_{+0,335}^{+0,405} \text{ мм.}$

Проверку предельных отклонений исходного звена производят по формулам (2.5) и (2.6):

$$EsA_{\Delta} = EsA_8 - (EiA_1 + EiA_2 + EiA_3 + EiA_4 + EiA_5 + EiA_6 + EiA_7);$$

$$EsA_{\Delta} = 0 - (-165 + 335 - 120 - 390 - 220 - 120 - 220) = 900 \text{ мкм.}$$

$$EiA_{\Delta} = EiA_8 - (EsA_1 + EsA_2 + EsA_3 + EsA_4 + EsA_5 + EsA_6 + EsA_7);$$

$$EiA_{\Delta} = -630 - (165 + 0 + 405 + 0 + 0 + 0 + 0) = -1200 \text{ мкм.}$$

Поскольку рассчитанные предельные отклонения A_{Δ} совпали с заданными, то расчет выполнен верно.

4.6.4. Расчет цепи вероятностным методом

Для узла редуктора выполняют и вероятностный расчет.

Точность изготовления деталей определяют расчетом a_{cp} по формуле (2.14). Обычно при этом расчете применяют закон нормального распределения погрешностей (закон Гаусса), для него $p = 0,27 \%$; $t = 3$; $\lambda_i^2 = \frac{1}{9}$.

$$a_{cp} = \frac{\sqrt{2100^2 - 3^2 \frac{1}{9} (120^2 + 120^2)}}{3 \cdot \sqrt{\frac{1}{9} (1,31^2 + 1,08^2 + 1,56^2 + 0,9^2 + 0,9^2 + 2,52^2)}} = 575,27.$$

Определяется 15-й квалитет (см. табл. 2.1), для которого $a = 640$.

Выбор допусков производят по таблицам допусков [6] в соответствии с номинальным размером и выбранным квалитетом.

$$TA_1 = 840 \text{ мкм}; \quad TA_3 = 700 \text{ мкм}; \quad TA_4 = 1000 \text{ мкм};$$

$$TA_5 = 580 \text{ мкм}; \quad TA_7 = 5800 \text{ мкм}; \quad TA_8 = 1600 \text{ мкм.}$$

Проверку выбранных допусков производят по формуле (4.3):

$$TA_{\Delta} = t \sqrt{\lambda_i^2 (TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2 + TA_6^2 + TA_7^2 + TA_8^2)};$$

$$TA_{\Delta} = 3 \sqrt{\frac{1}{9} (520^2 + 120^2 + 700^2 + 1000^2 + 580^2 + 580^2 + 1600^2 + 120^2)} =$$

$$= 2335 \text{ мкм} > 2100 \text{ мкм.}$$

Расхождение между рассчитанным и заданным значениями допуска возможно до 5 %, а в данном случае оно составляет 10,06 %. Следовательно, для одного или нескольких звеньев надо взять допуски по 12-му качеству и повторить проверку.

$$TA_1 = 520 \text{ мкм}; TA_4 = 620 \text{ мкм};$$

$$TA_{\Delta} = 3\sqrt{\frac{1}{9}(520^2 + 120^2 + 700^2 + 620^2 + 580^2 + 1600^2 + 120^2 + 580^2)} = \\ = 2098 \text{ мкм} \approx 2100 \text{ мкм}.$$

Расхождение между значениями допусков составляет всего 0,09 %.

Назначение предельных отклонений производят в соответствии с видом размеров (A_4, A_5, A_7, A_8 – охватываемые размеры; A_1 – прочий).

$$A_1 = 19 \pm 0,26 \text{ мм}; A_4 = 50_{-0,62} \text{ мм}; A_5 = 8_{-0,58} \text{ мм};$$

$$A_7 = 10_{-0,58} \text{ мм}; A_8 = 150_{-1,6} \text{ мм}.$$

Отклонения, соответствующие серединам полей допусков:

$$EmA_1 = \frac{260 + (-260)}{2} = 0; \quad EmA_2 = EmA_6 = -60 \text{ мкм};$$

$$EmA_4 = \frac{0 + (-620)}{2} = -310 \text{ мкм}; \quad EmA_5 = \frac{0 + (-580)}{2} = -290 \text{ мкм};$$

$$EmA_7 = \frac{0 + (-580)}{2} = -290 \text{ мкм}; \quad EmA_8 = \frac{0 + (-1600)}{2} = -800 \text{ мкм};$$

$$EmA_{\Delta} = -150 \text{ мкм}.$$

Взаимосвязь отклонений Em определяют по формуле (2.7):

$$EmA_{\Delta} = EmA_8 - (EmA_1 + EmA_2 + EmA_3 + EmA_4 + EmA_5 + EmA_6 + EmA_7);$$

$$EmA_3 = 280 \text{ мкм}.$$

Предельные отклонения увязочного размера определяют по формулам (4.1) и (4.2):

$$EsA_3 = 280 + \frac{700}{2} = 630 \text{ мкм};$$

$$EiA_3 = 280 - \frac{700}{2} = -70 \text{ мкм}.$$

Следовательно, $A_3 = 12^{+0,63}_{-0,07}$ мм.

Сравнение результатов расчета производят по данным табл. 4.1.

Таблица 4.1

Результаты расчета допусков

Размер звена		Метод максимума-минимума		Вероятностный метод		Коэффициент сравнения η
обозначение	вид	обозначение	допуск	обозначение	допуск	
A_1	Уменьш.	$19 \pm 0,165$	330	$19 \pm 0,26$	520	1,57
A_2	--	$25_{-0,12}$	120	$25_{-0,12}$	120	1
A_3	-- (увязочный)	$12^{+0,405}_{-0,335}$	70	$12^{+0,63}_{-0,07}$	700	10
A_4	--	$50_{-0,39}$	390	$50_{-0,62}$	620	1,59
A_5	--	$8_{-0,22}$	220	$8_{-0,58}$	580	2,64
A_6	--	$25_{-0,12}$	120	$25_{-0,12}$	120	1
A_7	--	$10_{-0,22}$	220	$10_{-0,58}$	580	2,64
A_8	Увелич.	$150_{-0,63}$	630	$150_{-1,6}$	1600	2,54
A_Δ	Исходный	$1^{+0,9}_{-1,2}$	2100	$1^{+0,9}_{-1,2}$	2100	1

П р и м е ч а н и е. Коэффициент сравнения η определяется делением допусков, полученных вероятностным методом и методом максимума-минимума.

Из данных табл. 4.1 видно, что допуски, полученные из расчета вероятностным методом, в несколько раз больше допусков, полученных методом максимума-минимума.

5. ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ И КОНТРОЛЬ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

Цель работы: произвести проверочный расчет размерной цепи методом максимума-минимума, измерить действительный размер замыкающего звена и сравнить с полученным при расчете.

5.1. Описание лабораторной установки

Для контроля размерной цепи предназначен узел 1 (рис. 5.1), который закреплен на пластмассовом основании 3, к нему в свою очередь крепится металлическая пластина 5. Контролирующим органом является магнитная стойка 2 с индикатором часового типа 4. Магнитная стойка подводится наконечником индикатора к торцу зубчатого колеса так, чтобы большая стрелка индикатора совершила один – два оборота. В таком положении стойка фиксируется поворотом рычажка 6 от красной отметки (точки) к белой на верхней части основания стойки. Магнит стойки притягивается к стальной пластине и предотвращает ее смещение, обеспечивая тем самым возможность замера зазора.

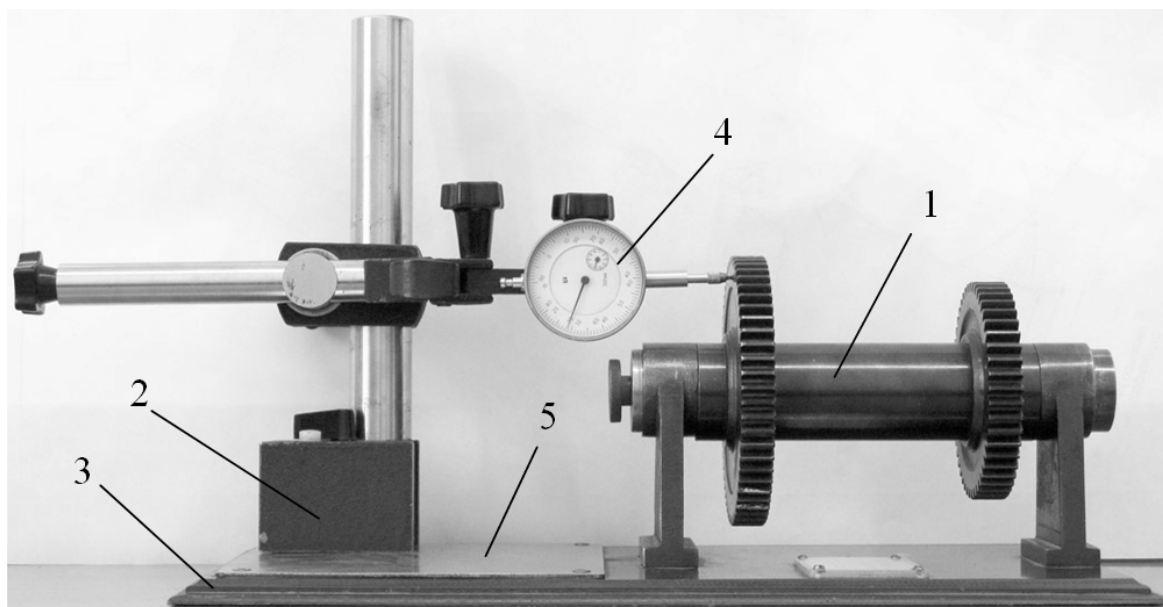


Рис. 5.1

5.2. Порядок проведения работы

1) Определяются условия измерения и отличие их от нормальных. Температура окружающей среды измеряется термометром, атмосферное давление – барометром, относительная влажность – гигрометром.

2) Определяются номинальные значения линейных размеров A_i , входящих в размерную цепь (рис. 5.2). Для большинства звеньев номинальные значения размеров уже заданы и записаны на табличке, прикрепленной к основанию установки, неизвестные значения замеряются с помощью штангенциркуля.

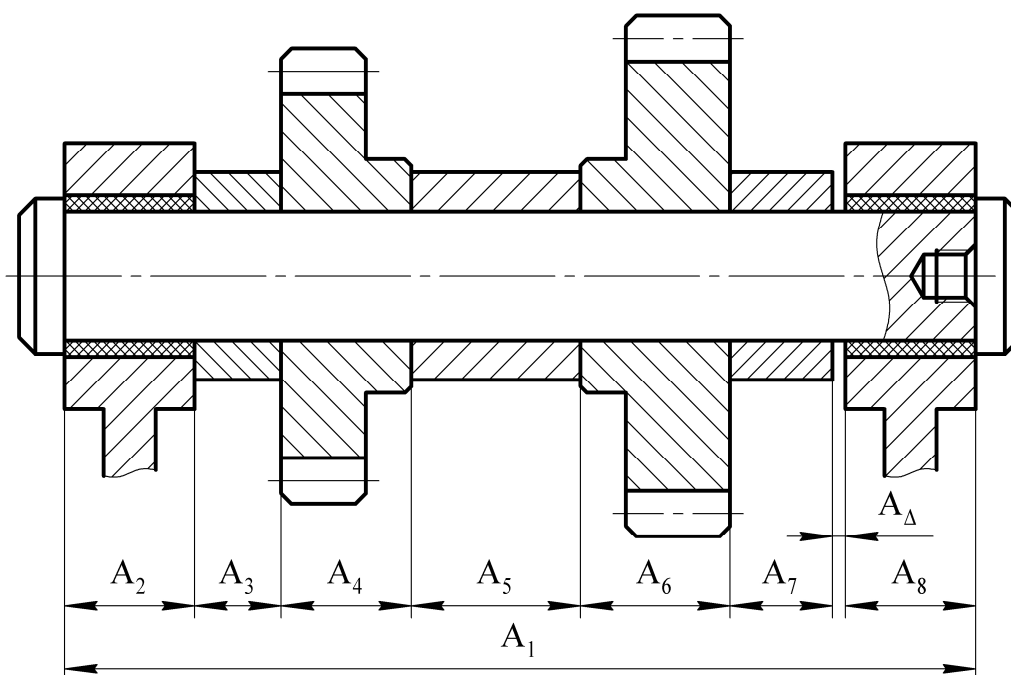


Рис.5.2

3) В произвольном масштабе составляется схема размерной цепи с указанием вида размера (увеличивающий или уменьшающий).

4) По номинальным размерам, заданному качеству и с учетом требований ГОСТ 25346-89 определяются допуски для всех составляющих звеньев (за исключением A_Δ).

5) По формуле (2.1) определяется номинальный размер замыкающего звена A_Δ .

6) Определяются предельные отклонения составляющих звеньев. Для этого нужно сначала выявить характер размеров: охватывающие или охватываемые. При этом каждая деталь узла рассматривается не в сборе, а как отдельно

взятая. В соответствии с подразд. 4.3.3 охватывающие размеры имеют поле допуска основного отверстия, т. е. нижние отклонения E_i равны нулю, а верхние E_s – допуску, взятому со знаком плюс. Охватываемые имеют поле допуска основного вала, т. е. верхнее отклонение E_s нулевое, а нижнее E_i , со знаком минус, равно допуску.

7) Определяются отклонения, соответствующие серединам полей допусков составляющих размеров по формуле (4.1).

Для замыкающего звена A_{Δ} отклонение $E_m A_{\Delta}$ рассчитывается по формуле (2.7).

8) По формуле (2.4) подсчитывается допуск замыкающего звена, а по (2.2) и (2.3) – его предельные отклонения.

9) Определяются предельно допустимые значения замыкающего звена:

$$A_{\Delta \max} = A_{\Delta} + E_s A_{\Delta}; \quad (5.1)$$

$$A_{\Delta \min} = A_{\Delta} + E_i A_{\Delta}. \quad (5.2)$$

10) С помощью лабораторной установки измеряется действительное значение размера $A_{\Delta д}$ замыкающего звена. Для этого магнитная стойка 2 (см. рис. 5.1) устанавливается так, чтобы измерительный наконечник индикатора часового типа 4 касался торца одного из зубчатых колес. Перемещая колесо в крайнее левое положение, а затем в крайнее правое, снимают показания индикатора, т. е. определяют максимальное и минимальное значения зазора A_{Δ} . Затем, повернув колесо примерно на 120° , производят еще одну пару замеров и через 120° – еще одну. Данные замеров заносятся в таблицу отчета и определяется среднее значение размера $A_{\Delta д}$.

11) Дается заключение о годности узла – он считается годным, если выполняется условие:

$$A_{\Delta \min} < A_{\Delta д} < A_{\Delta \max}. \quad (5.3)$$

12) Оформляется отчет по прилагаемой форме.

Отчет

по лабораторной работе

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ И КОНТРОЛЬ РАЗМЕРНОЙ ЦЕПИ

Цель работы:

Т а б л и ц а 1

Условия измерения

Параметр	Обозначение	Условия измерения	
		нормальные	действительные
Температура окружающей среды, °С	t		
Атмосферное давление, мм рт. ст.	P		
Относительная влажность, %	C		

Точность изготовления деталей узла (кавалитет) _____
задается преподавателем.

Т а б л и ц а 2

Допуски и отклонения звеньев

Звено размерной цепи	Номинальный размер, мм	Допуск, мкм	Верхнее отклонение E_s , мкм	Нижнее отклонение E_i , мкм	E_m , мкм
A_1					
A_2					
A_3					
A_4					
A_5					
A_6					
A_7					
A_8					
A_Δ					

$$A_{\Delta \max} =$$

$$A_{\Delta \min} =$$

Результаты измерений

Номер измерения	Показания индикатора, мм		Разность S, мм	Сумма трех измерений $\sum S$, мм	$A_{\Delta d}$
	максимальные	минимальные			
1					
2					
3					

Заключение о годности узла:

Библиографический список

1. Белкин И. М. Допуски и посадки. Основные нормы взаимозаменяемости / И. М. Белкин. М.: Машиностроение, 1992. 528 с.
2. Марков Н. Н. Нормирование точности в машиностроении / Н. Н. Марков, В. В. Осипов, М. Б. Шебалдина. М.: Академия, 2001. 335 с.
3. Анухин В. И. Допуски и посадки: Учебное пособие / В. И. Анухин. СПб: Питер, 2004. 207 с.
4. ГОСТ 16319-80. Цепи размерные. Основные положения. Термины, обозначения, определения. М.: Изд-во стандартов, 1980. 20 с.
5. ГОСТ 16320-70. Цепи размерные. Расчет плоских цепей. М.: Изд-во стандартов, 1979. 20 с.
6. Волков В. М. Рекомендуемые посадки и поля допусков / В. М. Волков / Омский гос. ун-т путей сообщения. Омск, 2006. 19 с.

Задания для расчетно-графической работы

Вариант		Исход- ный размер A_{Δ}	Подшипник		Вариант		Исход- ный размер A_{Δ}	Подшипник	
номер	рис.		класс точн.	усл. обознач.	номер	рис.		класс точн.	усл. обознач.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	1	$1^{+1,3}_{-0,1}$	0	316	17	2 ₂	$0^{+0,7}$	0	302
2	2 ₁	$1^{+0,6}_{-0,1}$	6	212	18	3	$0^{+0,7}_{-1,1}$	6	312
3	4	$0^{+1,4}_{+0,1}$	0	213	19	1	$0^{+0,8}_{-0,7}$	0	319
4	3	$1^{+1,4}_{-0,3}$	6	214	20	2 ₂	$0_{-0,9}$	6	301
5	2 ₁	$1^{+0,7}_{-0,1}$	0	215	21	1	$1^{+1,1}_{-0,3}$	0	214
6	2 ₂	$0^{-0,4}_{-1,2}$	6	208	22	4	$1^{-0,1}_{-1,6}$	6	314
7	1	$0^{+1,4}$	0	312	23	3	$0^{+0,7}_{-1,1}$	0	207
8	4	$0_{-1,6}$	6	314	24	2 ₂	$0^{-0,1}_{-0,8}$	6	203
9	2 ₁	$1^{+0,4}_{-1,1}$	0	409	25	3	$1^{+1,4}_{-0,2}$	0	313
10	4	$1^{+0,1}_{-0,7}$	6	206	26	2 ₁	$0_{-0,7}$	6	224
11	3	$1^{-0,1}_{-1,8}$	0	218	27	2 ₂	$0_{-0,8}$	0	221
12	2 ₁	$0^{-0,1}_{-0,8}$	6	207	28	1	$0^{+0,1}_{-1,8}$	6	315
13	3	$0^{+0,2}_{-0,9}$	0	209	29	3	$0^{+0,6}_{-0,9}$	0	212
14	1	$0^{+1,2}_{-0,2}$	6	210	30	4	$0^{+0,6}_{-0,5}$	6	303
15	4	$0^{+1,8}$	0	211	31	1	$1^{+0,9}_{-0,8}$	0	317
16	2 ₁	$0^{+0,6}$	6	213	32	2 ₁	$0_{-0,9}$	0	220

Продолжение прил. 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
33	1	$1_{-0,1}^{+0,8}$	6	406	49	2 ₁	$0^{+0,7}$	6	304
34	2 ₁	$1_{+0,1}^{+0,9}$	6	217	50	3	$0_{-0,2}^{+1,6}$	0	407
35	3	$0_{-1,8}$	0	219	51	4	$0_{-0,3}^{+1,5}$	0	408
36	4	$0^{+1,8}$	0	321	52	2 ₂	$1_{+0,1}^{+1,4}$	0	405
37	2 ₂	$0_{+0,9}^{+1,7}$	0	202	53	1	$1_{-0,4}^{+1,5}$	0	320
38	1	$1_{-1,8}$	0	216	54	2 ₁	$1_{-0,8}$	0	417
39	2 ₁	$1_{-0,8}$	6	201	55	3	$1_{-1,6}^{+0,1}$	0	410
40	3	$1_{-0,8}^{+0,7}$	6	305	56	4	$1_{-1,8}^{+0,1}$	0	411
41	4	$0_{-0,7}^{+0,8}$	0	306	57	2 ₂	$0_{-0,9}^{+0,2}$	6	412
42	2 ₂	$0^{+1,2}$	0	307	58	1	$0_{-1,4}^{+0,3}$	0	413
43	1	$0^{+1,3}$	6	308	59	2 ₁	$0_{-1,1}^{+0,4}$	6	414
44	2 ₁	$0_{-0,1}^{+1,4}$	6	309	60	3	$0_{-1,3}^{+0,3}$	0	416
45	3	$1_{-0,3}^{+1,5}$	0	310	61	4	$1_{-1,9}$	0	403
46	4	$1_{+0,1}^{+1,6}$	6	311	62	1 ₁	$1^{+0,9}$	6	324
47	2 ₂	$1_{+0,3}^{+1,7}$	6	318	63	2	$1_{-0,4}^{+0,8}$	0	320
48	1	$1_{+0,5}^{+1,8}$	6	205	64	3	$0_{-1,7}^{+0,2}$	6	322

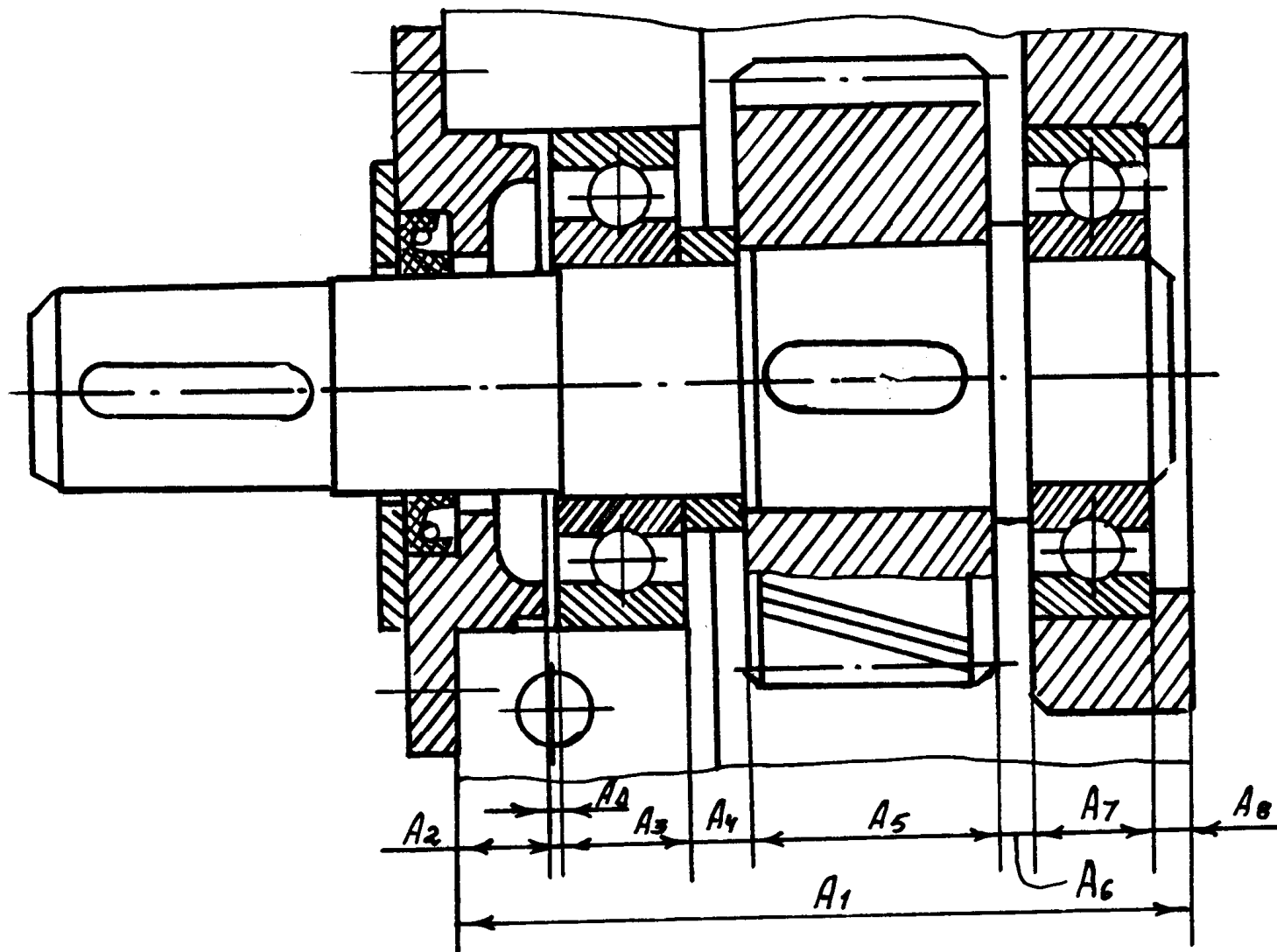


Рис. П.1.1. Эскиз узла приемного вала редуктора

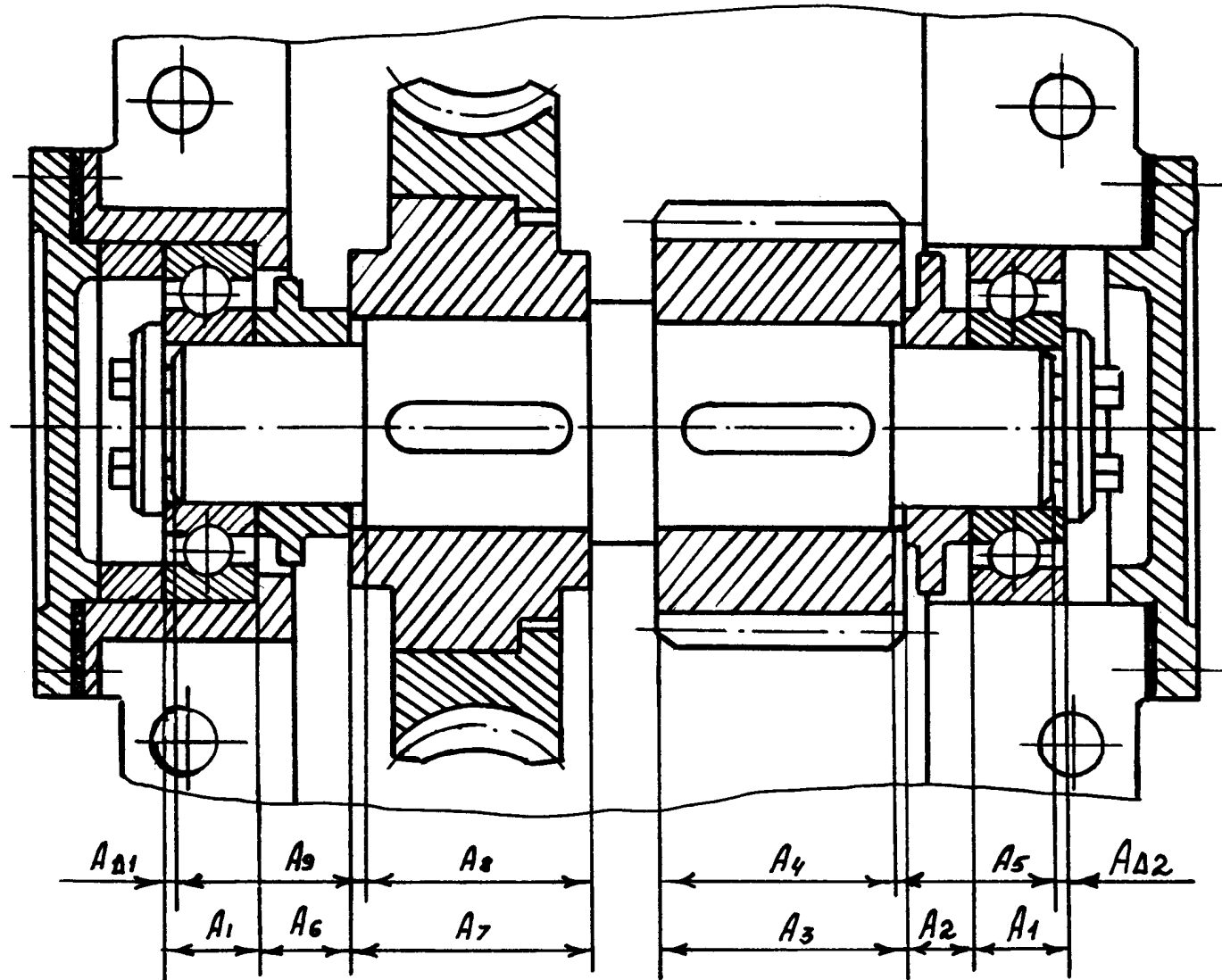


Рис. П.1.2. Эскиз узла промежуточного вала червячно-цилиндрического редуктора

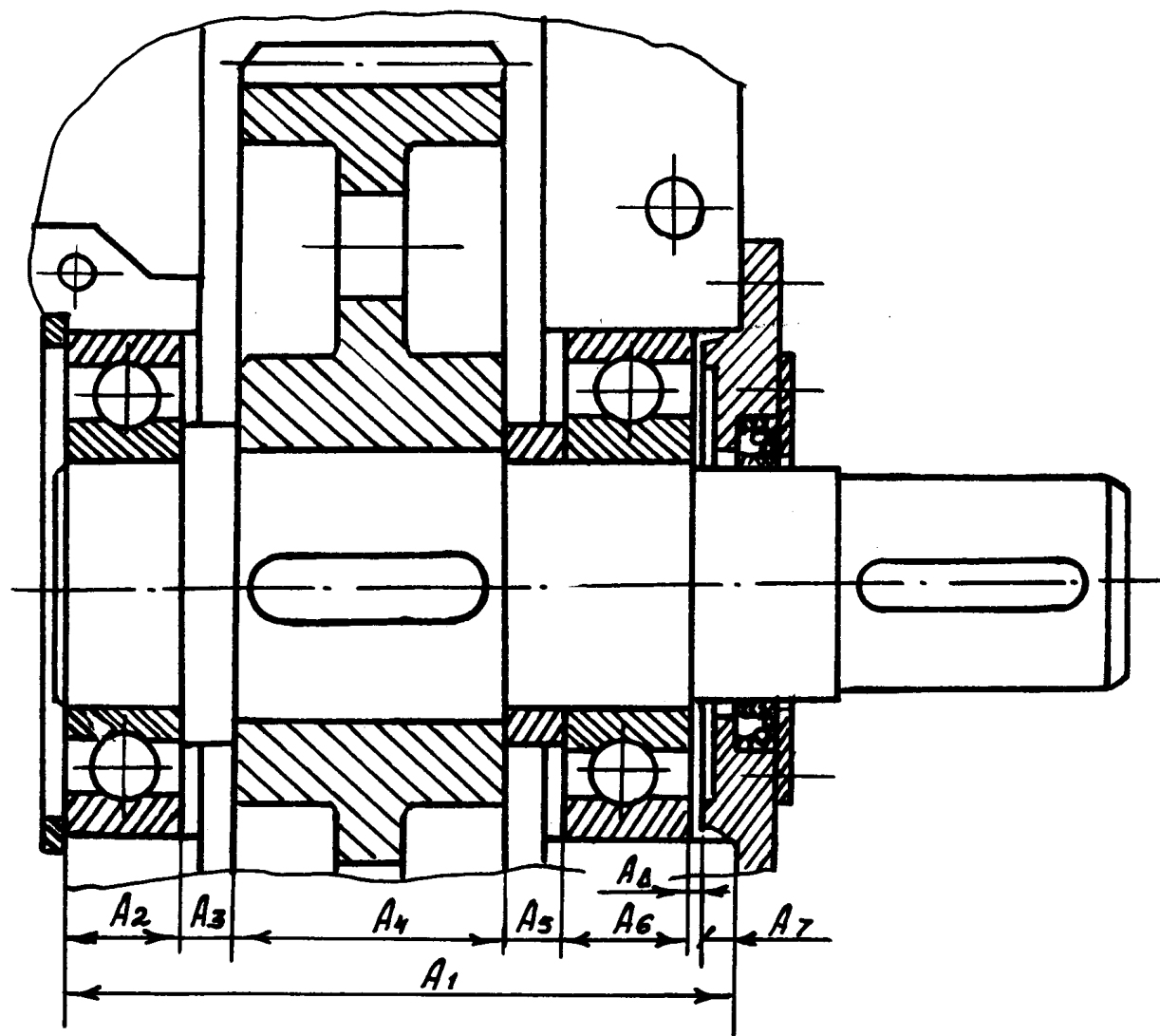


Рис. П.1.3. Эскиз узла выходного вала редуктора

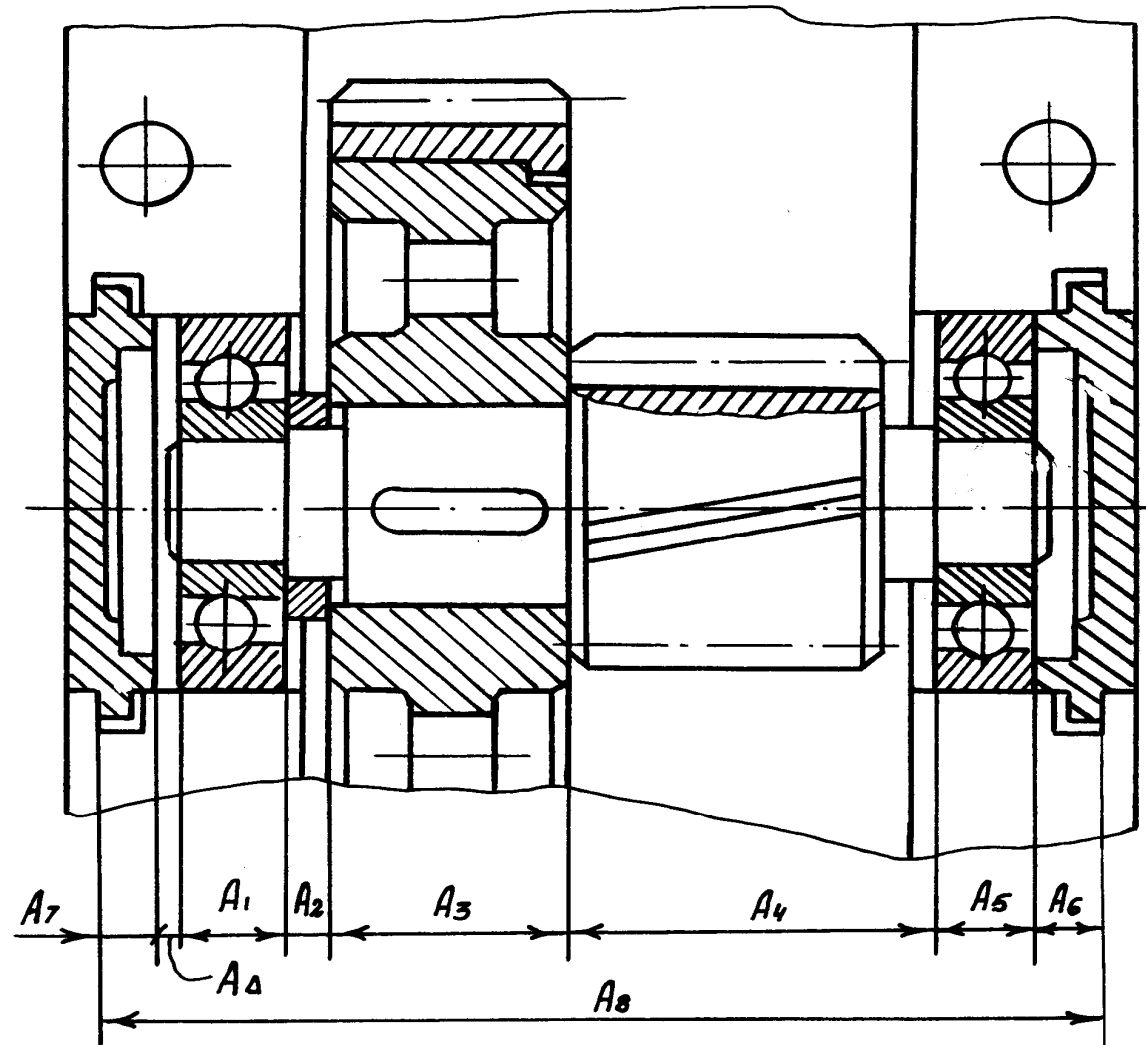
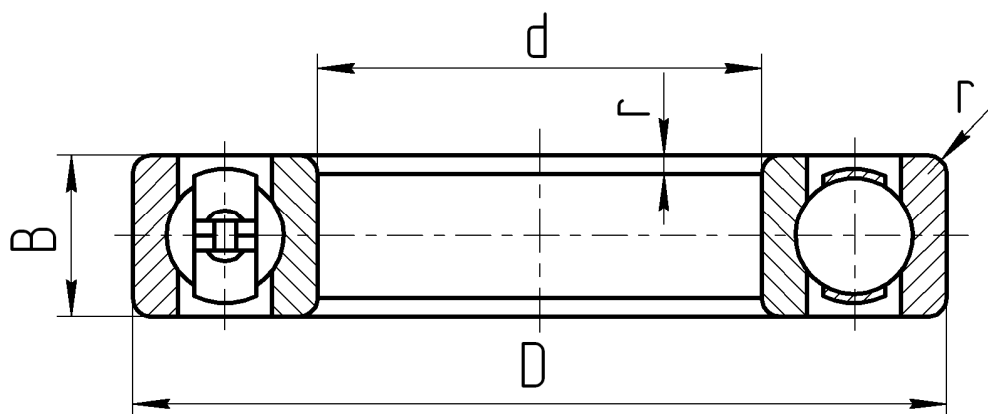


Рис. П.1.4. Эскиз узла промежуточного вала цилиндрического редуктора

Основные размеры шариковых радиальных подшипников



Условные обозначения подшипника	Размеры, мм				Шарики	
	d	D	B	r	z	D _w
1	2	3	4	5	6	7
200	10	30	9	1	6	5,95
201	12	32	10	1	7	5,56
202	15	35	11	1	8	5,95
203	17	40	12	1	7	7,14
204	20	47	14	1,5	8	7,94
205	25	52	15	1,5	9	7,94
206	30	62	16	1,5	9	9,53
207	35	72	17	2	9	11,11
208	40	80	18	2	9	12,70
209	45	85	19	2	9	12,70
210	50	90	20	2	10	12,70
211	55	100	21	2,5	10	14,29
212	60	110	22	2,5	10	15,88
213	65	120	23	2,5	10	16,67
214	70	125	24	2,5	10	17,46
215	75	130	25	2,5	11	17,46
216	80	140	26	3	10	19,05
217	85	150	28	3	11	19,84
218	90	160	30	3	10	22,23
219	95	170	32	3,5	10	23,81
220	100	180	34	3,5	10	25,40

Продолжение прил. 2

1	2	3	4	5	6	7
221	105	190	36	3,5	10	26,99
222	110	200	38	3,5	10	28,98
224	120	215	40	3,5	10	30,16
300	10	35	11	1,0	6	7,14
301	12	37	12	1,5	6	7,94
302	15	42	13	1,5	7	7,94
303	17	47	14	1,5	6	9,53
304	20	52	15	2,0	7	9,53
305	25	62	17	2,0	7	11,51
306	30	72	19	2,0	8	12,30
307	35	80	21	2,5	7	14,29
308	40	90	23	2,5	8	15,08
309	45	100	25	2,5	8	17,46
310	50	110	27	3,0	8	19,05
311	55	120	29	3,0	8	20,64
312	60	130	31	3,5	8	22,23
313	65	140	33	3,5	8	23,81
314	70	150	35	3,5	8	25,40
315	75	160	37	3,5	8	26,99
316	80	170	39	3,5	8	28,58
317	85	180	41	4,0	8	30,16
318	90	190	43	4,0	8	31,75
319	95	200	45	4,0	8	33,34
320	100	215	47	4,0	8	36,51
321	105	225	49	4,0	8	38,10
322	110	240	50	4,0	8	41,28
324	120	260	55	4,0	8	42,46
403	17	62	17	2,0	6	12,7
405	25	80	21	2,5	6	16,67
406	30	90	23	2,5	6	19,05
407	35	100	25	2,5	6	20,64

1	2	3	4	5	6	7
408	40	110	27	3,0	6	22,23
409	45	120	29	3,0	7	23,02
410	50	130	31	3,5	7	25,40
411	55	140	33	3,5	7	26,99
412	60	150	35	3,5	7	28,58
413	65	160	37	3,5	7	30,16
414	70	180	42	4,0	7	34,93
416	80	200	48	4,05	7	38,1
417	85	210	52	5,0	7	39,69

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Предельные отклонения подшипников шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных. Кольца внутренние, наружные, ширина колец

Интервалы номинальных диаметров d и D , мм	Предельные отклонения, мкм, при классе точности					
	0			6		
	нижнее отклонение					
	d_{cp}^*	B^*	D_{cp}^*	d_{cp}^*	B^*	D_{cp}^*
	EI	Ei	ei	EI	Ei	ei
2,5 – 10	-8	-120	-	-7	-120	-
10 – 18	-8	-120	-	-7	-120	-
18 – 30	-10	-120	-9	-8	-120	-8
30 – 50	-12	-120	-11	-10	-120	-9
50 – 80	-15	-150	-13	-12	-150	-11
80 – 120	-20	-200	-15	-15	-200	-13
120 – 180	-25	-250	-18	-18	-250	-15
180 – 250	-30	-300	-25	-22	-300	-18
250 – 315	-35	-350	-30	-25	-350	-20
315 – 400	-40	-400	-35	-30	-400	-25
400 – 500	-45	-450	-40	-35	-450	-28

Примечание. Верхние предельные отклонения равны нулю.

Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636-69)

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Примечание. Под косой чертой приведены размеры посадочных мест для подшипников качения.

Образец оформления титульного листа

Министерство транспорта Российской Федерации
Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Омский государственный университет путей сообщения

Кафедра «Теория механизмов и детали машин»

Дисциплина «Метрология, стандартизация и сертификация»

Работа защищена
« ___ » _____ 201 г.

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

«Расчет плоских размерных цепей»

Выполнил: студент группы

Проверил:

Омск 201

Учебное издание

ВОЛКОВ Вячеслав Михайлович

РАСЧЕТ И КОНТРОЛЬ
РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

Редактор Н. А. Майорова

Корректор Д. А. Волнина

Пописано в печать .03.2012. Формат 60 × 84 ¹/₁₆.
Плоская печать. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 2,6. Уч.-изд. л. 2,9.
Тираж 100 экз. Заказ .

**

Редакционно-издательский отдел ОмГУПС
Типография ОмГУПС

*

644046, г. Омск, пр. Маркса, 35