



Федеральное агентство морского и речного транспорта
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования

**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
МОРСКОГО И РЕЧНОГО ФЛОТА
имени адмирала С. О. МАКАРОВА**

Институт ВОДНОГО ТРАНСПОРТА

Кафедра технологии судоремонта

Ю. Н. Цветков

О. В. Мельник

НОРМЫ ТОЧНОСТИ В МАШИНОСТРОЕНИИ

Учебно-методическое пособие

*Рекомендовано к изданию Редакционно-издательской комиссией
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова*

Санкт-Петербург
Издательство ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова
2022

УДК 621.83.05

ББК

Ц25

Рецензент

Жуков В. А., д-р техн. наук, доц.

Ц25 Цветков, Ю. Н.

Нормы точности в машиностроении : учеб.-метод. пособие / Ю. Н. Цветков, О. В. Мельник. — СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2022. — 79 с.

Соответствует Федеральному государственному образовательному стандарту по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры».

Изложена методика расчета и назначения посадок, а также методика расчета размерных цепей, встречающихся в корпусостроении и при монтаже судового оборудования.

Представленные в учебно-методическом пособии практические работы могут быть также использованы в качестве контрольных или расчетно-графических работ.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению 26.03.02 «Кораблестроение, океанотехника и системотехника объектов морской инфраструктуры». Может быть также использовано студентами, обучающимися по направлению 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов» и 26.03.01 «Управление водным транспортом и гидрографическое обеспечение судоходства», а также в качестве пособия для самостоятельной работы.

Рекомендовано к изданию на заседании Редакционно-издательской комиссии ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова. Протокол № 6 от 25 апреля 2022 г.

УДК 621.83.05

ББК 22

© ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова», 2022

© Цветков Ю. Н., Мельник О. В., 2022

ОГЛАВЛЕНИЕ

Практическая работа №1.	Обозначение допусков и посадок на чертежах.....	4
Практическая работа №2.	Виды посадок и анализ их элементов...	12
Практическая работа №3.	Назначение посадок в машиностроении..	20
Практическая работа №4.	Назначение посадок в соединениях с подшипниками качения	28
Практическая работа №5.	Назначение посадок в подшипниках скольжения	39
Практическая работа №6.	Расчет размерных цепей	49
Практическая работа №7.	Обеспечение точности монтажа оборудования методом пригонки	56
Список литературы.....		61
Приложение 1.	Исходные данные для выполнения работы № 1...	62
Приложение 2.	Исходные данные для выполнения работы № 2..	63
Приложение 3.	Исходные данные для выполнения работы № 3..	69
Приложение 4.	Исходные данные для выполнения работы № 4..	70
Приложение 5.	Исходные данные для выполнения работы № 5..	74
Приложение 6.	Исходные данные для выполнения работы № 6..	76
Приложение 7.	Исходные данные для выполнения работы № 7..	79

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1

ОБОЗНАЧЕНИЕ ДОПУСКОВ И ПОСАДОК НА ЧЕРТЕЖАХ

1.1. Описание работы

Цель работы. Ознакомление с понятиями номинального и предельных размеров, предельных отклонений и посадки, а также с правилами обозначения их размеров и отклонений на чертеже.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает два варианта задания. Для каждого варианта по заданным полям допусков сопрягаемых деталей определяются верхние и нижние предельные отклонения. Делаются эскизы деталей и сопряжений — представляются размеры: в буквенном и цифровом виде.

1.2. Основные понятия

Номинальный размер — это размер, задаваемый на чертеже и получаемый конструктивно или в результате расчета на прочность, жесткость, износостойкость и т. п.

Предельные размеры — это два предельных размера, между которыми должен находиться или которым может быть равен действительный размер.

Наибольший предельный размер — больший из двух предельных размеров.

Наименьший предельный размер — меньший из двух предельных размеров.

Верхнее (предельное) отклонение — алгебраическая разность между наибольшим предельным и номинальным размерами.

Нижнее (предельное) отклонение — алгебраическая разность между наименьшим предельным и номинальным размерами.

Основное отклонение — одно из двух предельных отклонений, ближайшее к нулевой линии. Обозначается одной из букв (реже двумя) латинского алфавита.

Допуск — разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами или алгебраическая разность между верхним и нижним отклонениями.

Поле допуска — комплексное понятие, определяемое не только значением допуска, но и положением поля, ограниченного наибольшим и наименьшим предельным размерами, относительно нулевой линии. Обозначение поля допуска состоит из буквы, обозначающей основное отклонение, и числа, обозначающего номер качества.

Квалитет — совокупность допусков, рассматриваемых как соответствующих одному уровню точности для всех номинальных размеров.

Посадка — характер соединения двух деталей, определяемый разностью их размеров до сборки.

Посадки в системе отверстия — посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков валов с полем допуска основного отверстия.

Основное отверстие — отверстие, нижнее отклонение которого равно нулю ($EI = 0$).

Посадки в системе вала — посадки, в которых требуемые зазоры и натяги получаются сочетанием различных полей допусков отверстий с полем допуска основного вала.

Основной вал — вал, верхнее отклонение которого равно нулю ($es = 0$).

1.3. Основные сведения

Различают номинальный, действительный и предельный размеры.

Истинный размер детали определить невозможно, и понятие «истинный размер» используется только в теоретических исследованиях. Поэтому на практике имеют дело с действительными размерами.

Действительный размер — это размер, установленный в результате измерений с помощью средства измерений с допускаемой погрешностью. Невозможно изготовить партию деталей так, чтобы все детали в партии имели одинаковый действительный размер. Действительные размеры всех деталей в этом случае будут располагаться в каком-то диапазоне, от наименьшего до наибольшего предельного размера. В практике машиностроения диапазон, в котором лежит действительный размер деталей удобно задавать с помощью предельных отклонений: верхнего и нижнего. Указанные отклонения задаются от условного

нуля. В качестве такого условного нуля, т. е. начала отсчета, служит номинальный (условный) размер. То есть *номинальный размер* — это размер, от которого откладывают предельные отклонения.

Соблюдение принципов взаимозаменяемости по размерам актуально для соединений (сопряжений) деталей. В сопряжении одна деталь является охватываемой, а вторая — охватывающей, примером могут служить сопряжения вала с втулкой или шпонки со шпоночным пазом. Независимо от формы деталей, участвующих в сопряжении, охватываемая деталь называется *валом*, а охватывающая — *отверстием*.

На чертежах для сокращения количества наносимых размеров указывают только номинальный размер и предельные отклонения от него — верхнее и нижнее. На чертеже соединения номинальный размер наносится один — общий для отверстия и вала. Номинальные размеры вала и отверстия традиционно обозначаются буквами d и D соответственно.

Верхнее отклонение обозначается для отверстий прописными буквами ES (*Ecart Superieur*), а для валов — строчными — es . Согласно определению:

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

где $D_{\max}$ и $d_{\max}$ — наибольшие предельные размеры отверстия и вала соответственно.

Нижнее отклонение обозначается для отверстий прописными буквами EI (*Ecart Interieur*), а для валов — строчными — ei . Согласно определению:

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

где $D_{\min}$ и $d_{\min}$ — наименьшие предельные размеры отверстия и вала соответственно.

Предельные отклонения на чертежах всегда указывают в миллиметрах со знаком «+» или «-». Записываются они более мелким шрифтом, чем номинальный размер: верхнее отклонение записывается чуть выше номинального размера, а нижнее — чуть ниже. Если верхнее и нижнее предельные отклонения равны по абсолютной величине, но противоположны по знаку, то их числовое значение указывается со знаком «±» сразу за номинальным размером таким же шрифтом. Отклонения равные нулю на чертеже не проставляются. Например: $25^{+0,021}_{-0,020}$, $30^{-0,007}_{-0,020}$, $30 \pm 0,008$.

Для отверстий допуск обозначается TD , а для валов – Td . Согласно определению:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} \quad \text{и} \quad Td = d_{\max} - d_{\min}.$$

Допуск размера всегда положительная величина.

Международное обозначение допуска — IT (International Tolerance).

В зависимости от того, как расположено поле допуска по отношению к нулевой линии (рис. 1.1), основным отклонением может быть верхнее (см. рис. 1.1, *а*) или нижнее отклонение (см. рис. 1.1, *б*). Если предельное отклонение (нижнее или верхнее) является основным, то ему присваивается обозначение в виде латинской буквы (реже двух): прописной для основных отклонений отверстий ($A, B, C, \dots H, G, \dots$) и строчной для основных отклонений валов ($a, b, c, \dots h, g, \dots$). Нижнее предельное отклонение отверстия, равное нулю, обозначается буквой H (рис. 1.2, *а*); отверстие у которого $EI = H$ называется основным. Верхнее предельное отклонение вала, равное нулю, обозначается буквой h (рис. 1.2, *б*); вал, у которого $es = h$, называется основным.

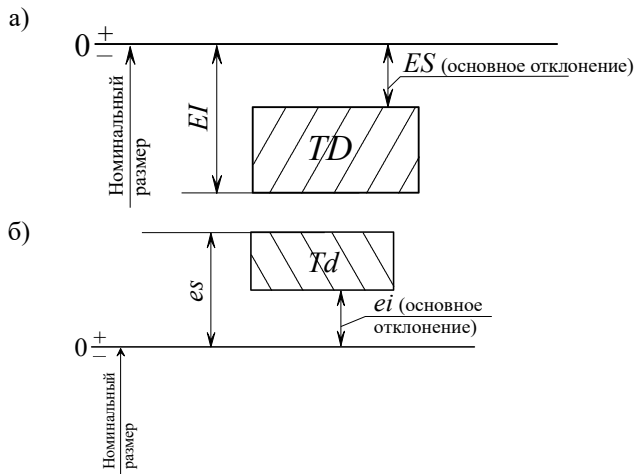


Рис. 1.1. Пример полей допусков отверстия (*а*) и вала (*б*)

Всего применяется 28 основных отклонений для отверстий 28 основных отклонений для валов. Численные значения основных отклонений

в зависимости от диапазона размеров, в который попадает номинальный размер детали (заготовки), находят по таблицам ГОСТ 25346–89¹.

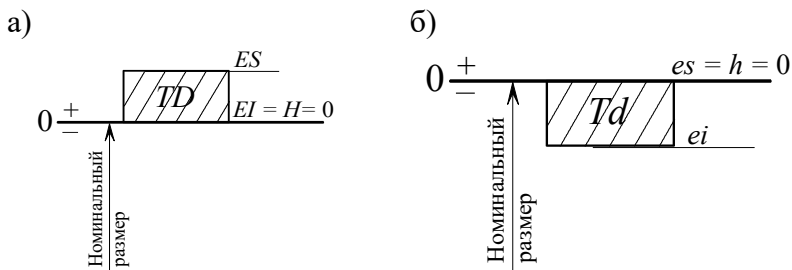


Рис. 1.2. Расположение поля допуска основного отверстия (а) и основного вала (б)

Величина допуска характеризует точность изготовления деталей, однако не является однозначной оценкой точности. Последнее обусловлено тем, что при обработке на одном и том же оборудовании, на одних и тех же режимах заготовок деталей одинаковой конструкции, но разных размеров, погрешность обработки увеличивается с увеличением размеров изготавливаемых деталей.

Однозначной характеристикой точности является квалитет. Стандартом установлено 20 квалитетов: 01, 0, 1, 2, 3, ..., 11, 12, ..., 17, 18.

Значение допуска определяют по таблицам ГОСТ 25346–89 в зависимости от номера квалитета и диапазона размеров, в который попадает номинальный размер детали (заготовки).

1.4. Порядок выполнения

1. Выбрать по указанию преподавателя вариант задания из таблицы прил. 1.

2. Сделать эскизы вала, отверстия и сопряжения. Расположить эскизы в виде двух столбцов: в левом столбце один под другим расположить эскизы сопряжения *вал – втулка*, отверстия и вала, выпол-

¹ Имеется более новый стандарт ГОСТ 25347–2013, однако в учебных целях для лучшего понимания студентами, как рассчитываются предельные отклонения, в настоящем пособии используется ГОСТ 25346–89.

няемых в системе отверстия; в правом — аналогичным образом эскизы сопряжения, отверстия и вала, выполняемых в системе вала.

3. На эскизе сопряжения нанести обозначения посадки, а на эскизах отверстия и вала — обозначения размера и предельных отклонений, двояким образом:

- с использованием условного обозначения полей допусков;
- указанием числовых значений предельных отклонений.

При переводе условного обозначения поля допуска в численные значения предельных отклонений необходимо использовать таблицы ГОСТ 25346–89. Например, пусть задан следующий размер вала: $\varnothing 60g10$. По табл. 1 ГОСТ 25346–89 находим, что номинальный размер 60 мм попадает в диапазон от 50 до 80 мм. Для этого диапазона размеров квалитету 10 соответствует допуск $IT10 = 120$ мкм. Затем по табл. 2 ГОСТ 25346–89 находим, что номинальному размеру 60 мм соответствует значение $g = -10$ мкм. В рассматриваемом случае $g = es$. Таким образом, если $g = es = -10$ мкм, то нижнее предельное отклонение $ei = es - IT10 = -10 - 120 = -130$ мкм. Значит, условному обозначению $\varnothing 60g10$ соответствует следующее цифровое обозначение: $\varnothing 60_{-0,13}^{-0,01}$.

4. Под каждым столбиком записать пояснения, что значит в обозначениях каждая буква и каждое число.

1.5. Пример выполнения работы

На рис. 1.3 представлены результаты выполнения работы. Эскизы выполняются в двух столбцах. в левом столбце расположены эскизы элементов, выполняемых в системе отверстия, а в правом — в системе вала. В столбцах один под другим расположены эскизы сопряжения *вал – втулка*, отверстия и вала.

1.6. Содержание отчета

1. Исходные данные согласно выданным вариантам;
2. Формулировка цели работы;

3. Результат работы — эскизы сопряжения и его элементов с указанием размеров — в том виде, какой показан на рис. 1.3.

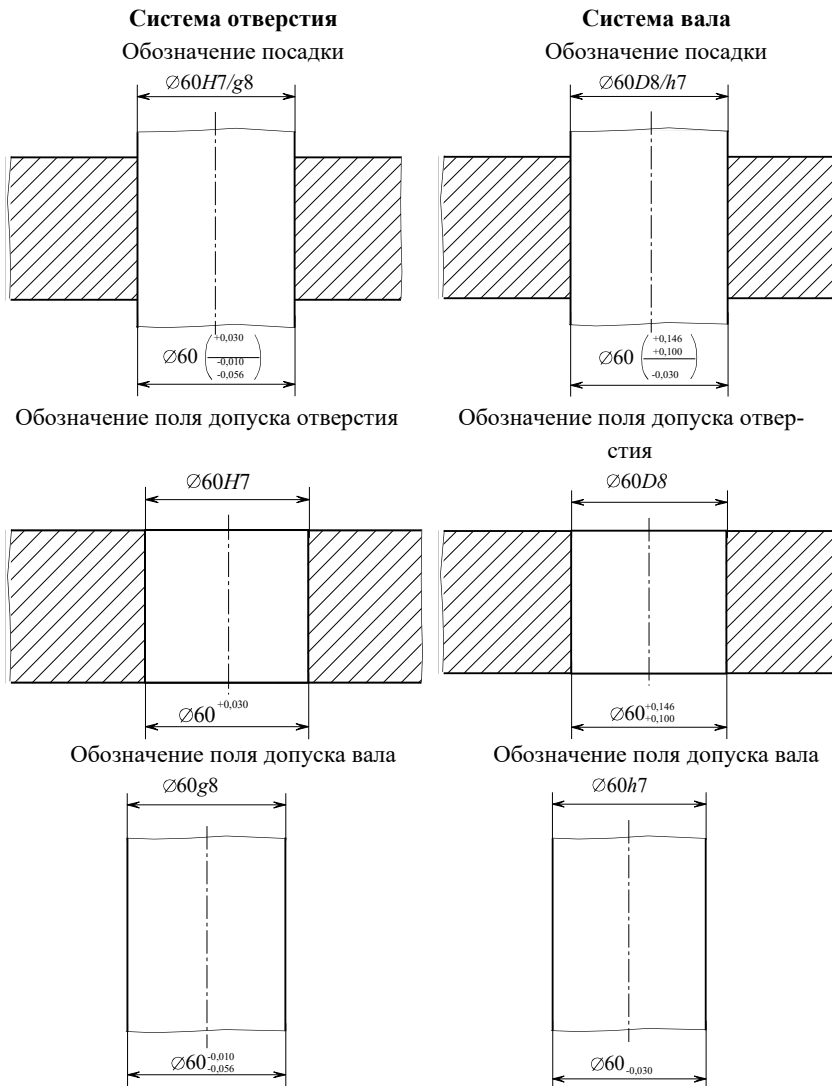


Рис. 1.3. Результат выполнения работы № 1

1.7. Контрольные вопросы

1. Что такое номинальный размер?
2. Отличаются ли значениями номинальные размеры отверстия и вала в сопряжении?
3. Что называется основным отклонением?
4. Чем понятие допуска отличается от понятия поля допуска?
5. Является ли значение допуска абсолютным показателем точности?
6. Сколько квалитетов Вы знаете?
7. Как определить численные значения верхнего и нижнего отклонения размера детали по заданному обозначению поля допуска?
8. Как обозначаются посадки на чертежах?
9. Как по условному обозначению посадки определить, в какой системе выполнена посадка, в системе отверстия или в системе вала?

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2

ВИДЫ ПОСАДОК И АНАЛИЗ ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

2.1. Описание работы

Цель работы. Ознакомить студентов с одним из методов достижения требуемой точности сборки — методом полной взаимозаменяемости.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает два варианта задания. Для каждого варианта по заданным полям допусков сопрягаемых деталей определяются верхние и нижние предельные отклонения. Рассчитываются наибольший и наименьший натяги (зазоры) в сопряжении и сравниваются с предельными значениями натягов (зазоров), обеспечиваемыми технологическим процессом.

2.2. Основные понятия

Зазор — разность между размерами отверстия и вала до сборки, если размер отверстия больше размера вала.

Натяг — разность между размерами вала и отверстия, если размер вала больше размера отверстия.

Посадка с зазором — посадка, при которой в соединении всегда образуется зазор.

Посадка с натягом — посадка, при которой в соединении всегда образуется натяг.

Переходная посадка — посадка, при которой в соединении возможно получение, как зазора, так и натяга в зависимости от действительных размеров отверстия и вала.

Допуск посадки — сумма допусков отверстия и вала, составляющих соединение.

2.3. Общие положения

Для отверстий допуск обозначается TD , а для валов — Td . Согласно определению:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} \text{ и } Td = d_{\max} - d_{\min},$$

где $D_{\max}$ и $D_{\min}$ — наибольший и наименьший предельные размеры отверстия соответственно;

$d_{\max}$ и $d_{\min}$ — наибольший и наименьший предельные размеры вала соответственно.

Допуск размера всегда положительная величина.

Международное обозначение допуска — *IT* (International Tolerance).

Точность изготовления деталей характеризуется номером качества и зависит как от значения допуска, так и от значения номинального размера детали.

В машиностроении в большинстве случаев посадки назначаются в системе отверстия.

В посадках с зазором наибольший предельный размер вала меньше или равен наименьшему предельному размеру отверстия. Поле допуска вала при посадках с зазором находится под полем допуска отверстия. Пример расположения полей допусков элементов сопряжений с зазором показаны на рис. 2.1 (система вала) и на рис. 2.2 (система отверстия). К посадкам с зазором, выполненным в системе отверстия относятся посадки типа H/a , H/b , H/c , H/d , H/e , H/f , H/g и др., а к посадкам в системе вала — посадки типа A/h , B/h , C/h , D/h , E/h , F/h , G/h и др.

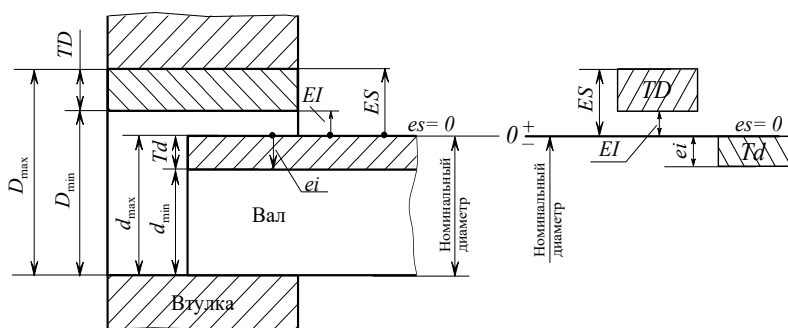


Рис. 2.1. Соединение втулки и вала с зазором (слева), выполненное в системе вала, и схема расположения полей допусков диаметров вала и отверстия (справа)

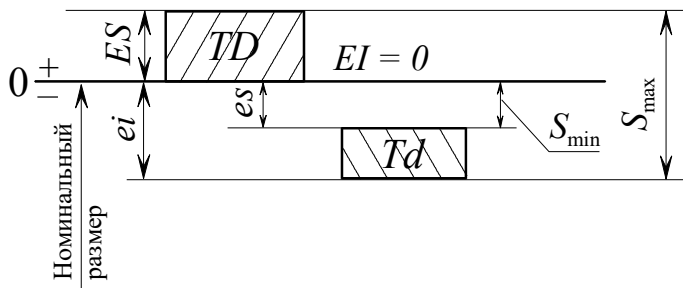


Рис. 2.2. Схема посадки с зазором, выполненной в системе отверстия

Наибольший зазор $S_{\max}$ рассчитывается по формуле:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = ES - ei.$$

Наименьший зазор $S_{\min}$ рассчитывается по формуле:

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = EI - es.$$

Соответственно *средний зазор* можно вычислить следующим образом:

$$S_{\text{ср}} = (S_{\max} + S_{\min})/2.$$

В посадках с натягом наименьший предельный размер вала больше либо равен наибольшему предельному размеру отверстия. Поле допуска вала при осуществлении посадок с натягом находится над полем допуска отверстия.

К посадкам с натягом относятся посадки типа H/p , H/r , H/s , H/t , H/u , H/v , H/x и др. (рис. 2.3).

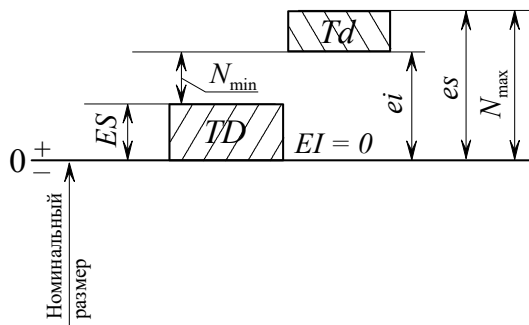


Рис. 2.3. Схема посадки с натягом, выполненной в системе отверстия

Наибольший натяг рассчитывается по формуле:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = es - EI.$$

Наименьший натяг рассчитывается по формуле:

$$N_{\min} = D_{\max} - d_{\min} = ei - ES.$$

Соответственно *средний натяг* можно вычислить следующим образом:

$$N_{\text{cp}} = (N_{\max} + N_{\min})/2.$$

В переходных посадках поля допусков вала и отверстия перекрываются полностью (рис. 2.4) или частично.

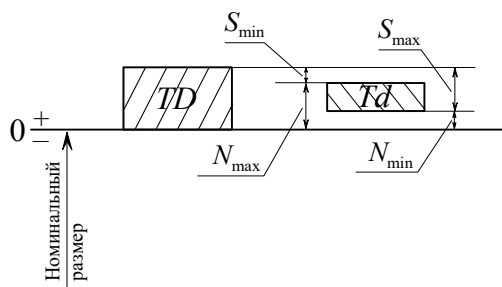


Рис. 2.4. Схема переходной посадки, выполненной в системе отверстия

Условия сопряжения по переходной посадке в зависимости от сочетания размеров вала и отверстия в пределах их поля допуска изменяются от максимального натяга $N_{\max}$ до максимального зазора $S_{\max}$. При этом в переходной посадке в качестве средней величины может выступать как натяг, так и зазор, все зависит от того, какое значение больше: $N_{\max}$ или $S_{\max}$.

Если $N_{\max} > S_{\max}$, тогда в сопряжении реализуется средний натяг, рассчитываемый по формуле:

$$N_{\text{cp}} = (N_{\max} + N_{\min})/2 = (N_{\max} - S_{\max})/2.$$

То есть при расчете принимают, что $N_{\min} = -S_{\max}$.

Если $S_{\max} > N_{\max}$, тогда в сопряжении реализуется средний зазор, рассчитываемый по формуле:

$$S_{\text{cp}} = (S_{\max} + S_{\min})/2 = (S_{\max} - N_{\max})/2.$$

То есть при расчете принимают, что $S_{\min} = -N_{\max}$.

2.4. Порядок выполнения

Работа рассчитана на 2 ч.

1. Выбрать по заданному варианту вид соединения и значение номинального размера (диаметра) сопряжения по таблице прил. 2.

2. Рассчитать элементы выбранных посадок. Результаты расчетов представить в табличной форме (табл. 2.1). Сопутствующие расчеты должны быть записаны под таблицей.

3. Изобразить в масштабе схемы расположения полей допусков вала и отверстия подобно тем, что представлены на рис. 2.1–2.4.

2.5. Пример выполнения работы

Допустим, в соответствии с заданием необходимо рассчитать элементы посадок двух соединений:

- 1-е соединение — *поршень – цилиндр компрессора Ø130Н7/ф7*;
- 2-е соединение — *поршневой палец в бобышках поршня Ø32Н6/м5*.

Сначала запишем в головку табл. 2.2 названия соединений и обозначения посадок в соответствии со своими вариантами.

Затем будем рассчитывать требуемые элементы посадок и заносить результаты расчетов в соответствующую ячейку табл. 2.2. Необходимо обращать внимание на размерность

$$S_{\max} = ES - ei = 0,040 - (-0,083) = 0,123 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-0,043) = 0,043 \text{ мм}.$$

$$\text{Средний зазор } S_{\text{cp}} = (S_{\min} + S_{\max})/2 = (43 + 123)/2 = 83 \text{ мкм}.$$

$$\text{Допуск посадки } TS = S_{\max} - S_{\min} = 0,123 - 0,043 = TD + Td = 0,040 + 0,040 = 0,080 \text{ мм}.$$

$$N_{\max} = es - EI = 0,020 - 0 = 0,020 \text{ мм};$$

$$N_{\min} = es - ES = 0,020 - 0,016 = 0,004 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = 0,016 - 0,009 = 0,007 \text{ мм};$$

$$\text{Средний натяг } N_{\text{cp}} = (N_{\max} - S_{\max})/2 = (20 - 7)/2 = 6,5 \text{ мкм}.$$

Таблица 2.1

**Табличная форма
для расчета элементов выбранных посадок**

Наименование посадки		Посадки			
		1-е соединение (записать название и требуемую посадку)		2-е соединение (записать название и требуемую посадку)	
		Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Номинальный диаметр, мм					
Нижнее предельное отклонение, мм					
Верхнее предельное отклонение, мм					
Наибольший предельный размер, мм					
Наименьший предельный размер, мм					
Допуск размера, мкм					
Наибольшее значение, мкм	натяга				
	зазора				
Наименьшее значение, мкм	натяга				
	зазора				
Средний зазор (натяг), мкм					
Допуск посадки, мкм					

Таблица 2.2

Результаты расчета элементов выбранных посадок

Наименование посадки	Посадки			
	1-е соединение <i>поршень-цилиндр компрессора</i> Посадка H7/f7		2-е соединение <i>поршневой палец в бобышках поршня</i> Посадка H6/m5	
	Отверстие	Вал	Отверстие	Вал
Номинальный диаметр, мм	130	130	32	32
Нижнее предельное отклонение, мм	0	-0,083	0	+0,009
Верхнее предельное отклонение, мм	+0,040	-0,043	+0,016	+0,020
Наибольший предельный размер, мм	130,04	129,957	32,016	32,020
Наименьший предельный размер, мм	130,00	129,917	32,00	32,009
Допуск размера, мкм	40	40	16	11
Наибольшее значение, мкм	натяга	—		20
	зазора	123		7
Наименьшее значение, мкм	натяга	—		4
	зазора	43		—
Средний зазор (натяг), мкм	83		6,5	
Допуск посадки, мкм	80		27	

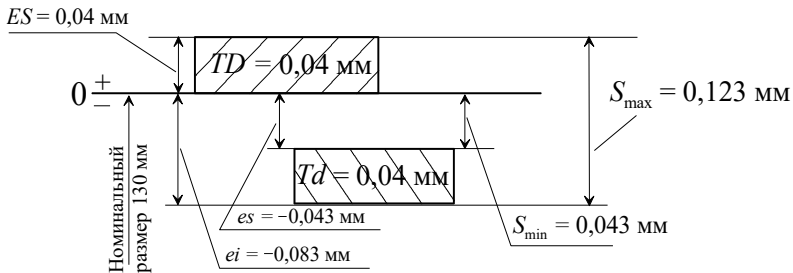


Рис. 2.5. Схема расположения допусков соединения 1

Допуск посадки $TS = N_{\max} + S_{\max} = 0,020 + 0,007 = TD + Td = 0,016 + 0,011 = 0,027$ мм.

После заполнения табл. 2.2 выполняем схемы расположения полей допусков соединения 1 (рис. 2.5) и соединения 2 (рис. 2.6), выполненные в масштабе.

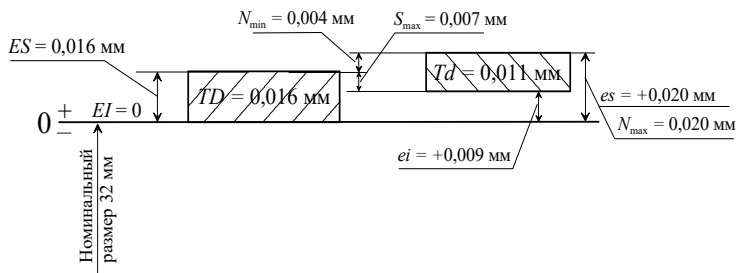


Рис. 2.6. Схема расположения допусков соединения 2

2.6. Содержание отчета

1. Исходные данные согласно выданным вариантам;
2. Формулировка цели работы;
3. Заполненная таблица с результатами работы подобно табл. 2.2.
4. Результаты вспомогательных расчетов под таблицей.
5. Схемы расположения полей допусков сопряжений с обозначением их элементов, выполненные в масштабе, как показано на рис. 2.5 и 2.6.

2.7. Контрольные вопросы

1. Дайте определение зазора и натяга.
2. Запишите примеры посадок с зазором, посадок с натягом и переходных посадок.
3. Как можно рассчитать допуск посадки?
4. В чем особенность расчета среднего натяга (зазора) в переходных посадках?

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3 НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В МАШИНОСТРОЕНИИ

3.1. Описание работы

Цель работы. Ознакомить студентов с одним из методов достижения требуемой точности сборки — методом полной взаимозаменяемости.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает два варианта задания. Для каждого варианта по заданным полям допусков сопрягаемых деталей определяются верхние и нижние предельные отклонения. Рассчитываются наибольший и наименьший натяги (зазоры) в сопряжении и сравниваются с предельными значениями натягов (зазоров), обеспечиваемыми технологическим процессом.

3.2. Основные понятия

Взаимозаменяемость — свойство независимо изготовленных деталей и составных частей (сборочных единиц) машин и механизмов обеспечивать возможность сборки и монтажа этих деталей и составных частей без дополнительной обработки при соблюдении предъявляемых к машинам и механизмам требований. Взаимозаменяемость — это не только свойство, определяющее качество изделия, взаимозаменяемость — это принцип конструирования, производства и эксплуатации машин, согласно которому все детали и составные части изделий должны изготавливаться так, чтобы все их геометрические и физико-химические параметры находились в заранее нормируемых пределах – допусках.

3.3. Общие положения

При соединении деталей в процессе сборки необходимо обеспечить точность их относительного расположения, иными словами, обеспечить точность исходного звена сборочной размерной цепи. Исходным звеном в таких цепях являются зазоры или натяги, величина которых является критической для функционирования сборочной единицы.

Существует несколько методов обеспечения точности исходного звена при сборке. При требовании высокой точности и малом числе

звеньев (3–4) размерной цепи (рис. 3.1) экономично применять метод полной взаимозаменяемости.

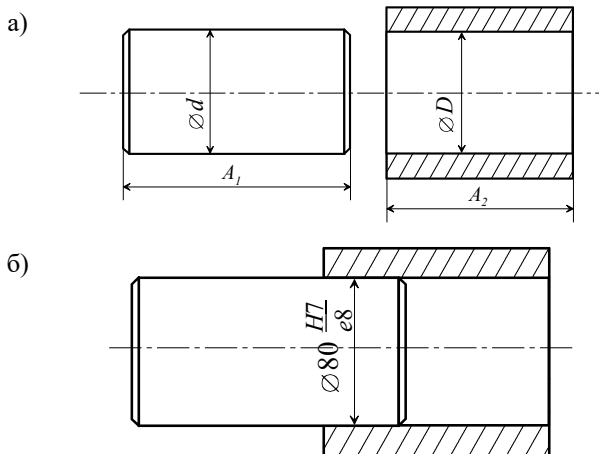


Рис. 3.1. Эскиз сопрягаемых деталей (а) и сопряжения с зазором (б)

Метод полной взаимозаменяемости заключается в том, что требуемая точность исходного звена размерной цепи достигается у всех сборочных единиц путем включения в нее составляющих звеньев без выбора, подбора или изменения их величин.

Сборка по принципам полной взаимозаменяемости является наиболее производительной и основной предпосылкой к организации автоматизированных технологических процессов.

Анализ размерной цепи сборочной единицы проводится конструкторами. В конструкторской документации всегда указываются параметры точности сборочных единиц: натяги N для неподвижных сопряжений и зазоры S для подвижных, при этом натяги и зазоры задают в виде предельных численных значений этих величин: $N_{\min}$ и $N_{\max}$ или $S_{\min}$ и $S_{\max}$.

Технолог, в свою очередь, может проводить дополнительный размерно-точностный анализ при отработке изделия на технологичность, т. е. подбирает посадку, обеспечивающую заданный натяг (зазор). Для этого по заданным значениям $N_{\min}$ и $N_{\max}$ или $S_{\min}$ и $S_{\max}$ по формулам (3.1) или (3.1') рассчитывают допуск посадки:

$$TN = TD + Td = N_{\max} - N_{\min} \quad (3.1)$$

или

$$TS = TD + Td = S_{\max} - S_{\min}. \quad (3.1')$$

По табл. 3.1 определяют квалитет отверстия и вала, таким образом, чтобы сумма их допусков была приблизительно равной значению TN (или TS), но меньше него. При этом для вала и отверстия назначают или одинаковый квалитет, или для отверстия выбирают допуск на один квалитет грубее.

Таблица 3.1

Значения допусков (мкм)

Интервалы размеров, мм	Квалитет							
	5	6	7	8	9	10	11	12
18–30 вкл.	9	13	21	33	52	84	130	210
30–50 вкл.	11	16	25	39	62	100	160	250
50–80 вкл.	13	19	30	46	74	120	190	300

При назначении посадки в системе отверстия по табл. 3.2 определяют верхнее отклонение основного отверстия, а по табл. 3.3–3.7 подбирают поле допуска вала. По верхним (ES и es) и нижним (EI и ei) отклонениям рассчитывают технологические натяги (зазоры) (см. рис. 2.2 и 2.3):

$$N_{\max}^T = es - EI \quad \text{и} \quad N_{\min}^T = ei - ES \quad (3.2)$$

или
$$S_{\max}^T = ES - ei \quad \text{и} \quad S_{\min}^T = EI - es. \quad (3.2')$$

Для того чтобы сборка по принципам полной взаимозаменяемости была осуществима, необходимо, чтобы выполнялись неравенства:

$$N_{\max}^T \leq N_{\max} \quad \text{и} \quad N_{\min}^T \geq N_{\min} \quad (3.3)$$

или
$$S_{\max}^T \leq S_{\max} \quad \text{и} \quad S_{\min}^T \geq S_{\min}, \quad (3.3')$$

здесь значения $N_{\max}$ и $N_{\min}$ (или $S_{\max}$ и $S_{\min}$) определяются по данным конструкторской документации.

Таблица 3.2

Предельные отклонения размеров основных отверстий (мкм)

Интервалы размеров, мм	H6	H7	H8	H9	H10	H11
18–30 вкл.	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0
30–50 вкл.	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0
50–80 вкл.	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0

Предельные отклонения размеров валов (мкм)

Интервалы размеров, мм	<i>g</i> 5	<i>h</i> 5	<i>f</i> 6	<i>g</i> 6	<i>h</i> 6	<i>f</i> 7	<i>h</i> 7	<i>e</i> 7	<i>d</i> 7
18–24 вкл.	$\begin{smallmatrix} -7 \\ -16 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -9 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -20 \\ -33 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -7 \\ -20 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -20 \\ -41 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -21 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -40 \\ -61 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -65 \\ -86 \end{smallmatrix}$
24–30 вкл.	$\begin{smallmatrix} -7 \\ -16 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -9 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -20 \\ -33 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -7 \\ -20 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -20 \\ -41 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -21 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -40 \\ -61 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -65 \\ -86 \end{smallmatrix}$
30–40 вкл.	$\begin{smallmatrix} -9 \\ -20 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -11 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -25 \\ -41 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -9 \\ -25 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -16 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -25 \\ -50 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -25 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -50 \\ -75 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -80 \\ -105 \end{smallmatrix}$
40–50 вкл.	$\begin{smallmatrix} -9 \\ -20 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -11 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -25 \\ -41 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -9 \\ -25 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -16 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -25 \\ -50 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -25 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -50 \\ -75 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -80 \\ -105 \end{smallmatrix}$
50–65 вкл.	$\begin{smallmatrix} -10 \\ -23 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -30 \\ -49 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -10 \\ -29 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -19 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -30 \\ -60 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -30 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -60 \\ -90 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -100 \\ -130 \end{smallmatrix}$
65–80 вкл.	$\begin{smallmatrix} -10 \\ -23 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -13 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -30 \\ -49 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -10 \\ -29 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -19 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -30 \\ -60 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} 0 \\ -30 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -60 \\ -90 \end{smallmatrix}$	$\begin{smallmatrix} -100 \\ -130 \end{smallmatrix}$

Предельные отклонения размеров валов (мкм)

Интервалы размеров, мм	<i>d</i> 8	<i>e</i> 8	<i>f</i> 8	<i>h</i> 8	<i>d</i> 9	<i>e</i> 9	<i>f</i> 9	<i>h</i> 9
18–24 ВКЛ.	–65 –98	–40 –73	–20 –53	0 –33	–65 –117	–40 –92	–20 –72	0 –52
24–30 ВКЛ.	–65 –98	–40 –73	–20 –53	0 –33	–65 –117	–40 –92	–20 –72	0 –52
30–40 ВКЛ.	–80 –119	–50 –89	–25 –64	0 –39	–80 –142	–50 –112	–25 –87	0 –62
40–50 ВКЛ.	–80 –119	–50 –89	–25 –64	0 –39	–80 –142	–50 –112	–25 –87	0 –62
50–65 ВКЛ.	–100 –146	–60 –106	–30 –76	0 –46	–100 –174	–60 –134	–30 –104	0 –74
65–80 ВКЛ.	–100 –146	–60 –106	–30 –76	0 –46	–100 –174	–60 –134	–30 –104	0 –74

Таблица 3.5

Предельные отклонения размеров валов (мкм)

Интервалы размеров, мм	d_{10}	h_{10}	d_{11}	h_{11}
18–24 вкл.	–65 –149	0 –84	–65 –195	0 –130
24–30 вкл.	–65 –149	0 –84	–65 –195	0 –130
30–40 вкл.	–80 –180	0 –100	–80 –240	0 –160
40–50 вкл.	–80 –180	0 –100	–80 –240	0 –160
50–65 вкл.	–100 –220	0 –120	–100 –290	0 –190
65–80 вкл.	–100 –220	0 –120	–100 –290	0 –190

Таблица 3.6

Предельные отклонения размеров валов (мкм)

Интервалы размеров, мм	p_5	r_5	s_5	p_6	r_6	s_6
18–24 вкл.	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35
24–30 вкл.	+31 +22	+37 +28	+44 +35	+35 +22	+41 +28	+48 +35
30–40 вкл.	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 +43
40–50 вкл.	+37 +26	+45 +34	+54 +43	+42 +26	+50 +34	+59 +43
50–65 вкл.	+45 +32	+54 +41	+66 +53	+51 +32	+60 +41	+72 +53
65–80 вкл.	+45 +32	+56 +43	+72 +59	+51 +32	+62 +43	+78 +59

Таблица 3.7

Предельные отклонения размеров валов (мкм)

Интервалы размеров, мм	<i>s</i> 7	<i>t</i> 7	<i>u</i> 7	<i>u</i> 8	<i>x</i> 8	<i>z</i> 8
18–24 вкл.	+56 +35	– –	+62 +41	+74 +41	+87 +54	+106 +73
24–30 вкл.	+56 +35	+62 +41	+69 +48	+81 +48	+97 +64	+121 +88
30–40 вкл.	+68 +43	+73 +48	+85 +60	+99 +60	+128 +89	+151 +112
40–50 вкл.	+68 +43	+79 +54	+95 +70	+109 +70	+136 +97	+178 +136
50–65 вкл.	+83 +53	+96 +66	+117 +87	+133 +87	+168 +122	+224 +178
65–80 вкл.	+89 +59	+105 +75	+132 +102	+148 +102	+192 +146	+256 +210

Если же условия (3.3) или (3.3') не удовлетворяются, то полной взаимозаменяемости достичь не удастся.

Рассмотрим процедуру назначения посадки на примере.

Пример: Назначить посадку с натягом, если номинальный диаметр соединения 38 мм; $N_{\min} = 7$ мкм и $N_{\max} = 54$ мкм.

Выбираем систему отверстия. Допуск посадки рассчитываем по формуле (3.1):

$$TN = TD + Td = N_{\max} - N_{\min} = 54 - 7 = 47 \text{ мкм.}$$

Из табл. 3.1 для номинального размера 38 мм находим, что $IT6 = 16$ мкм, а $IT7 = 25$ мкм, что в сумме ($16 + 25 = 41$ мкм) меньше 47 мкм. Назначаем допуск вала по 6-му качеству, а допуск отверстия — по 7-му качеству, т. е. $TD = 25$ мкм, а $Td = 16$ мкм. Тогда поле допуска отверстия будет $H7$ и соответственно по табл. 3.2 найдем, что $ES = 25$ мкм, $EI = 0$. По табл. 3.3 выбираем поле допуска вала $r6$, соответственно $es = 50$ мкм, а $ei = 34$ мкм.

Значит, по формуле (3.2) найдем, что

$$N_{\max}^T = es - EI = 50 - 0 = 50 \text{ мкм и } N_{\min}^T = ei - ES = 34 - 25 = 9 \text{ мкм.}$$

Неравенства (3.3) выполняются, т. е. посадка $H7/r6$ обеспечит точность сборки по методу полной взаимозаменяемости.

3.4. Порядок выполнения работы

Работа рассчитана на 2 ч.

1. Выбрать по указанию преподавателя два варианта задания из Приложения 3: один — для случая сборки с зазором, другой — с натягом.

2. Вычертить эскиз сборочной единицы по прототипу (см. рис. 3.1, б). Назначить посадку в системе отверстия так, чтобы обеспечить сборку по методу полной взаимозаменяемости, для этого сделать следующее.

3. Определить для каждого варианта по формуле (3.1) или (3.1') допуск посадки.

4. По табл. 3.1 выбрать необходимый квалитет отверстия и вала, таким образом, чтобы сумма их допусков была приблизительно равной значению TN (или TS), но не больше его. При этом для вала и отверстия назначают или одинаковый квалитет, или для отверстия выбирают допуск на один квалитет грубее.

5. Назначить поле допуска отверстия и по табл. 3.2 определить верхнее и нижнее предельные отклонения отверстия.

6. Выбрать по табл. 3.3–3.7 поле допуска вала и выписать для него верхнее и нижнее предельные отклонения.

7. Рассчитать по формулам (3.2) или (3.2') предельные значения натягов (зазоров).

8. Сопоставить значения наибольшего и наименьшего натяга (зазора), обеспечиваемые назначенной посадкой, с заданными в конструкторской документации. Если условия (3.3) или (3.3') не выполняются, выбрать для вала другое поле допуска так, чтобы обеспечить сборку по принципу полной взаимозаменяемости.

9. Нанести обозначения выбранной посадки на эскиз сборочной единицы (см. рис. 3.1, б).

3.5. Содержание отчета

1. Номера вариантов и исходные данные, представленные в вариантах.
2. Формулировка цели работы.
3. Эскиз сборочной единицы.
4. Расчеты по выбору посадки, обеспечивающей точность сборки методом полной взаимозаменяемости.

3.6. Контрольные вопросы

1. Дайте определения посадки, натяга и зазора.
2. Как вычислить допуск посадки?
3. В каких условиях выгодно применять метод полной взаимозаменяемости для обеспечения точности сборки?
4. Какие соотношения должны выполняться между конструкторскими зазорами (натягами), и зазорами (натягами), назначенными технологом?

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4

НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В СОЕДИНЕНИЯХ С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

4.1. Описание работы

Цель работы. Ознакомить студентов с особенностями назначения посадок в подшипниках качения.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает индивидуальный вариант задания по табл. П4.1 приложения 4) и в зависимости от условий назначает посадки в сопряжениях внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца подшипника с корпусом.

4.2. Основные понятия

Подшипник качения — устройство, являющееся частью опоры (или упора), поддерживающей и фиксирующей в пространстве положение вращающегося вала (или оси), и обеспечивающее вращение вала (оси) с наименьшим сопротивлением за счет реализации трения качения.

4.3. Общие положения

Точность подшипника качения определяется точностью его изготовления и сборки. Подшипники качения обладают полной взаимозаменяемостью по наружному и внутреннему диаметрам D и d (рис. 4.1) и неполной взаимозаменяемостью между телами качения и кольцами. При конструировании узлов с подшипниками качения в качестве основных принимаются посадочные поверхности подшипников колец, которые поступают в готовом виде и не подвергаются обработке. Это говорит о том, что для сопряжения наружного кольца 1 с посадочной поверхностью корпуса механизма необходимо использовать систему вала, где основным валом будет наружная поверхность

наружного кольца подшипника (см. рис. 4.1). Для внутреннего кольца 2 подшипника в качестве основной используется поверхность кольцевого отверстия, более рациональным будет применение системы отверстия.

Подшипники качения различаются по форме тел качения (шарики, ролики), направлению воспринимаемой нагрузки (радиальные, радиально-упорные и т. д.), конструктивному исполнению и др. Каждому типоразмеру подшипника соответствует условное обозначение (номер).

Соединение подшипника качения с валом и корпусом осуществляется в соответствии с ГОСТ 3325–85. Поля допусков при соединяемых деталях выбираются в зависимости от характера нагружения и конструктивных особенностей. Различают три вида нагружения:

- циркуляционное (рис. 4.2);
- местное (см. рис. 4.2);
- колебательное.

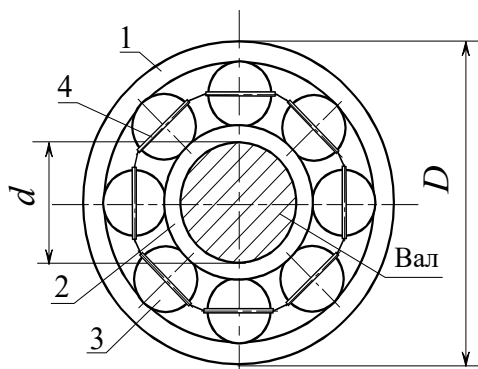


Рис. 4.1. Конструкция радиального подшипника качения:

- 1 — наружное кольцо; 2 — внутреннее кольцо;
3 — тело качения (шарик); 4 — сепаратор

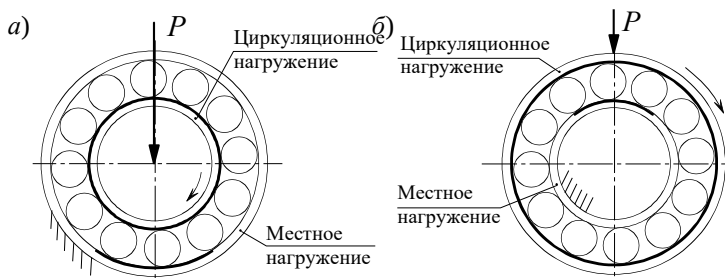


Рис. 4.2. Схемы работы подшипников: *а* — внутреннее кольцо вращается с валом, наружное кольцо неподвижное; *б* — наружное кольцо вращается, внутреннее кольцо, посаженное на ось, остается неподвижным

Если радиальная нагрузка постоянна по направлению и величине, то вращающееся кольцо будет циркуляционно-нагруженным (нагрузка в точке контакта кольца с телом качения меняется от максимальной при совпадении с направлением силы, до нуля в противоположном положении), а неподвижное кольцо — местно-нагруженным (нагрузка в точке контакта кольца с телом качения постоянна: максимальна в точке совпадения с направлением силы и равна нулю в противоположном положении). Колебательное нагружение возникает, если нагрузка, действующая на подшипник, непостоянна по направлению и величине. Для шариковых и роликовых радиальных, и шариковых радиально-упорных подшипников качения в зависимости от точности их изготовления установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 3, 2, *T*.

Самым распространенными в машиностроении являются подшипники классов нормальный и 6.

Поля допусков подшипников качения установлены в стандарте ГОСТ 520–2011 с предельными отклонениями по диаметрам в зависимости от класса точности подшипника качения. Основное отклонение в обозначении поля допуска диаметра колец подшипников маркируется для внутренних колец буквой *L*, а для наружных колец буквой *I*. После указанных букв следует обозначение класса точности. Например, поле допуска посадочного диаметра внутреннего

кольца подшипника 6-го класса точности обозначается $L6$. Для шариковых и роликовых радиальных, и шариковых радиально-упорных подшипников нормальный класс точности в поле допуска обозначается цифрой 0, например, поле допуска наружного кольца шарикового радиального подшипника нормального класса точности обозначается $l0$.

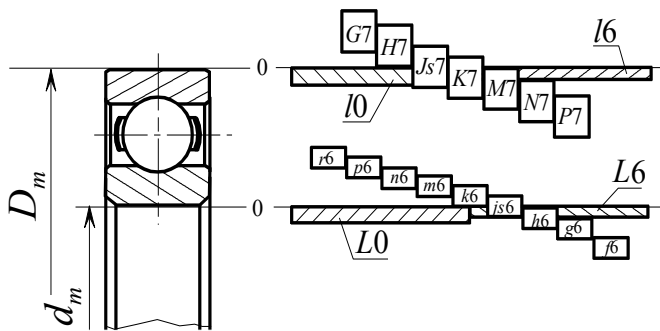


Рис. 4.3. Схема расположения рекомендуемых полей допусков посадочных размеров для подшипников классов точности 0 и 6

Поля допусков подшипников качения отличаются от полей допусков основного отверстия и вала: поле допуска внутреннего кольца подшипника направлено в минус (рис. 4.3): для получения натягов применяют поля допусков с основным отклонением k , m , n , а для получения зазоров g или f .

Посадки подшипников качения выбирают так, чтобы вращающееся кольцо подшипника соединялось с контрдеталью по посадке с натягом, а неподвижное кольцо по посадке с зазором. Посадки с натягом обеспечивают хороший контакт сопрягаемых поверхностей, что приводит к уменьшению удельного давления на сопрягаемых поверхностях, предотвращает развальцовку вала и проскальзывание соединяемых деталей. Посадки с зазором позволяют кольцу подшипника понемногу проворачиваться, предотвращая тем самым местный износ неподвижного кольца.

Рекомендуемые посадки подшипников качения регламентируются ГОСТ 3325–85 (табл. 4.1 и 4.2).

Для выбранного (в соответствии с вариантом задания) подшипника необходимо назначении двух посадок:

- в соединении подшипника с валом по диаметру d ;
- в соединении подшипника с корпусом по диаметру D .

Сначала по исходным данным рассчитывают отношение динамической эквивалентной нагрузки P и динамической грузоподъемности C подшипника. Затем по найденному отношению определяют режим работы подшипника (см. табл. 4.1).

Таблица 4.1

Определение режима работы подшипника качения

Значение динамической эквивалентной нагрузки P	Режим работы подшипника
$P \leq 0,07C$	Легкий
$0,07C < P \leq 0,15C$	Нормальный
$P > 0,15C$	Тяжелый

Принимая для подшипника класс точности 0 или 6, по табл. 4.2 и 4.3 выбирают рекомендуемые посадки. По табл. 4.4 и 4.5 находят:

верхнее и нижнее отклонения — $(ES)_п$ и $(EI)_п$ — подшипника по размеру d ;

верхнее и нижнее отклонения — $(es)_п$ и $(ei)_п$ — подшипника по размеру D .

Затем по справочным данным [1, 3], руководствуясь полями допусков диаметров вала и отверстия в корпусе, указанными в посадке, выбранной из табл. 4.2 и 4.3, находят предельные отклонения указанных диаметров.

Таблица 4.2

**Рекомендуемые посадки (выборочно) для шариковых и роликовых
радиальных и радиально-упорных подшипников
при посадке на вал**

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы	Диаметры вала, мм	Рекомендуемые посадки
Циркуляционное	Легкий и нормальный	До 100	$\frac{L0}{js6}; \frac{L6}{js6}; \frac{L0}{k6}; \frac{L6}{k6}$
		До 250	$\frac{L0}{m6}; \frac{L6}{m6}$
	Нормальный или тяжелый	До 100	$\frac{L0}{js6}; \frac{L6}{js6}; \frac{L0}{k6}; \frac{L6}{k6}$
		До 180	$\frac{L0}{m6}; \frac{L6}{m6}$
		До 250	$\frac{L0}{n6}; \frac{L6}{n6}; \frac{L0}{p6}; \frac{L6}{p6}$
	Тяжелый или с ударной нагрузкой	От 50 до 140	$\frac{L0}{m6}; \frac{L6}{m6}; \frac{L0}{n6}; \frac{L6}{n6}$
Местное	Легкий или нормальный	Для всех диаметров	$\frac{L0}{g6}; \frac{L6}{g6}$
	Нормальный или тяжелый		$\frac{L0}{h6}; \frac{L6}{h6}; \frac{L0}{f7}; \frac{L6}{f7}$

Для выбранных посадок сначала определяют предельные натяги в соединении подшипника с валом:

$$N_{\max} = es - (EI)_{\text{п}}; \quad (3.2)$$

$$N_{\min} = ei - (ES)_{\text{п}}, \quad (3.3)$$

где es и ei — верхнее и нижнее предельные отклонения вала, затем определяют предельные зазоры в соединении подшипника с корпусом:

$$S_{\max} = ES - (ei)_{\text{п}}; \quad (3.4)$$

$$S_{\min} = EI - (es)_{\text{п}}, \quad (3.5)$$

где ES и EI — верхнее и нижнее предельные отклонения отверстия в корпусе,

и наконец, изображаются схемы расположения полей допусков посадок с указанием отклонений и натягов (или зазоров) в обоих соединениях.

Таблица 4.3

**Рекомендуемые посадки (выборочно)
для шариковых и роликовых радиальных
и радиально-упорных подшипников при посадке в корпус**

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы	Рекомендуемые посадки
Циркуляционное	Легкий	$\frac{Js7}{10}; \frac{Js7}{16}$
	Нормальный	$\frac{Js7}{10}; \frac{Js7}{16}; \frac{K7}{10}; \frac{K7}{16}$
	Нормальный или тяжелый	$\frac{M7}{10}; \frac{M7}{16}; \frac{N7}{10}; \frac{N7}{16}$
	Тяжелый	
Местное	Легкий	$\frac{H7}{10}; \frac{H7}{16}; \frac{Js7}{10}; \frac{Js7}{16}$
	Нормальный или тяжелый	
	Тяжелый	

Таблица 4.4

**Предельные отклонения диаметра отверстия внутреннего кольца
роликового конического подшипника качения**

d , мм	Предельные отклонения (мкм) для класса точности							
	Нормальный		6		5		4	
	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее
Свыше 30 до 50 вкл.	0	– 12	0	– 10	0	–8	0	–6
Свыше 50 до 80 вкл.	0	– 15	0	– 12	0	–9	0	–7
Свыше 80 до 120 вкл.	0	– 20	0	– 15	0	–10	0	–8
Свыше 120 до 180 вкл.	0	– 25	0	– 18	0	–13	0	–10
Свыше 180 до 250 вкл.	0	– 30	0	– 22	0	–18	0	–12

Таблица 4.5

**Предельные отклонения наружного диаметра наружного кольца
роликового конического подшипника качения**

D , мм	Предельные отклонения (мкм) для класса точности							
	Нормальный		6		5		4	
	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее	верх- нее	ниж- нее
Свыше 30 до 50 вкл.	0	–11	0	–9	0	–7	0	–6
Свыше 50 до 80 вкл.	0	–13	0	–11	0	–9	0	–7
Свыше 80 до 120 вкл.	0	–15	0	–13	0	–10	0	–8
Свыше 120 до 150 вкл.	0	–18	0	–15	0	–11	0	–9
Свыше 150 до 180 вкл.	0	–25	0	–18	0	–13	0	–10
Свыше 180 до 250 вкл.	0	–30	0	–20	0	–15	0	–11
Свыше 250 до 315 вкл.	0	–35	0	–25	0	–18	0	–12

4.4. Пример расчета посадок в подшипнике качения

Исходными данными являются:

Радиальный шариковый подшипник — 416;

Класс точности — нормальный;

Динамическая эквивалентная нагрузка $P = 20\,000$ Н;

Условия — вращается корпус.

Из табл. 4.2 прил. 4 определяем номинальные размеры роликового подшипника и значение динамической грузоподъемности подшипника:

$d = 80$ мм; $D = 200$ мм; $C = 163\,000$ Н.

Отношение $P/C = 20\,000/163\,000 = 0,12$, т. е. $0,07C < P \leq 0,15C$, что соответствует согласно табл. 4.1 нормальному режиму работы.

Воспользовавшись табл. 4.2 и 4.3, можно определить, что для нормальных условий работы для внутренних колец (табл. 4.2) при местном нагружении рекомендуется посадка $L0/h6$, а для наружных колец (см. табл. 4.3) при циркуляционном нагружении — посадка $J_s7/l0$.

Для радиального шарикового подшипника нормального класса точности по табл. 4.4 и 4.5 найдем:

— для номинального диаметра отверстия внутреннего кольца $d = 80$ мм:

$ES = 0$ мкм; $EI = -15$ мкм;

— для наружного диаметра наружного кольца $D = 200$ мм:

$es = 0$; $ei = -30$ мкм.

По таблицам ГОСТ 25346–89 для поля допуска $h6$ диаметра 80 мм вала: $es = 0$ мкм; $ei = -19$ мкм.

Для поля допуска J_s7 диаметра 200 мм отверстия в корпусе редуктора: $ES = +23$ мкм; $EI = -23$ мкм.

Предельные натяги (зазоры) в соединении внутреннего кольца подшипника с валом (рис. 4.4):

$N_{\max} = es - EI = 0 - (-15) = 15$ мкм

$N_{\min} = ei - ES = -19 - 0 = -19$ мкм.

Значение $N_{\min} < 0$, значит, при рассматриваемом сочетании отклонений диаметров вала и внутреннего кольца имеет место зазор, а не натяг, т. е.

$$S_{\max} = -N_{\min} = -(-19) = 19 \text{ мкм.}$$

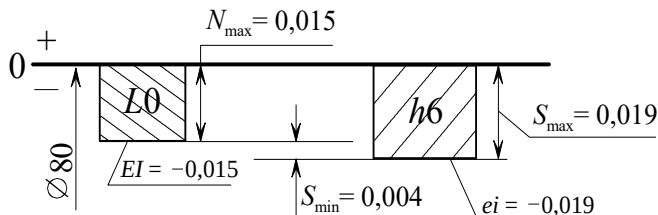


Рис 4.4. Схема расположения полей допусков при сопряжении внутреннего

кольца подшипника с валом по посадке $\text{Ø} 80 \frac{L0(-0,015)}{h6(-0,019)}$

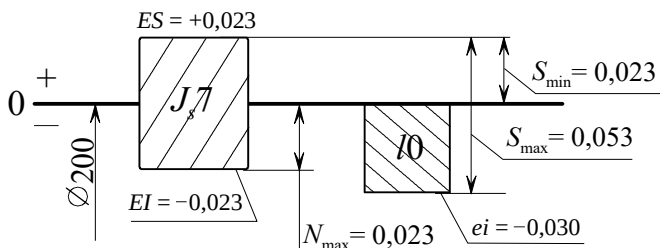


Рис 4.5. Схема расположения полей допусков при сопряжении наружного

кольца подшипника с корпусом по посадке $\text{Ø} 200 \frac{Js7(+0,023)}{I0(-0,030)}$

Предельные зазоры в соединении наружного кольца подшипника с корпусом (рис. 4.5):

$$S_{\max} = ES - ei = 23 - (-30) = 53 \text{ мкм;}$$

$$S_{\min} = EI - es = -23 - 0 = -23 \text{ мкм.}$$

Значение $S_{\min} < 0$, значит, при рассматриваемом сочетании отклонений диаметров наружного кольца и отверстия в корпусе имеет место натяг, а не зазор, т. е.

$$N_{\max} = -S_{\min} = -(-23) = 23 \text{ мкм.}$$

4.5. Содержание отчета

1. Номер варианта и исходные данные, представленные в варианте.
2. Цель работы.
3. Расчеты зазоров и натягов в сопряжениях внутреннего кольца подшипника с валом и наружного кольца с корпусом механизма.
4. Схемы полей допусков посадки внутреннего кольца с валом и наружного кольца с корпусом, выполненные в масштабе.

4.6. Контрольные вопросы

1. Из каких элементов состоят подшипники качения?
2. В чем особенность циркуляционного, местного и колебательно-нагружений колец подшипника в эксплуатации?
3. Когда внутреннее кольцо подшипника подвергается местному нагружению?
4. Когда наружное кольцо подшипника подвергается циркуляционному нагружению?
5. На какие классы точности делятся радиальные шариковые подшипники качения?
6. В чем особенность расположения поля допуска внутреннего кольца подшипников качения по сравнению с традиционным расположением поля допуска основного отверстия?
7. Почему кольца подшипников качения, имеющие местное нагружение, устанавливаются в механизм по посадкам, обеспечивающим возможность их проворота при работе?

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5

НАЗНАЧЕНИЕ ПОСАДОК В ПОДШИПНИКАХ СКОЛЬЖЕНИЯ

5.1. Описание работы

Цель работы. Ознакомить студентов с особенностями назначения посадок в подшипниках скольжения.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает индивидуальный вариант задания из прил. 5, производит расчет посадки в подшипнике скольжения из условия обеспечения в нем гидродинамического режима смазки, рисует в масштабе схему расположения полей допусков вала и подшипника.

5.2. Основные понятия

Подшипник скольжения — опора, фиксирующая положение вращающегося вала в пространстве, или направляющая механизма или машины, в которой трение происходит при скольжении сопряженных поверхностей.

Гидродинамическая смазка — действие смазочной жидкости в зазоре пары трения, при котором происходит полное разделение поверхностей трения тончайшим слоем жидкости за счет гидродинамического давления, развивающегося в жидком слое при относительном перемещении поверхностей трения.

Гидродинамические подшипники скольжения — опоры скольжения, которых реализуется гидродинамический режим смазки.

5.3. Основные положения

Посадка с зазором — посадка, при которой обеспечивается зазор в соединении. Посадка с зазором обеспечивается, когда наименьший предельный размер охватываемой детали (отверстия) больше

наибольшего предельного размера охватываемой детали (вала). Посадки с зазором предназначены для подвижных соединений, например, для подшипников скольжения. Подшипник скольжения (рис. 5.1) представляет собой корпус, имеющий цилиндрическое отверстие, в которое вставляется вкладыш или втулка из антифрикционного материала (бронзы, латуни и др.). Между валом и отверстием втулки подшипника имеется зазор, который позволяет валу свободно вращаться.

Минимальный износ и потери на трение обеспечиваются при работе подшипника в условиях гидродинамической смазки. Толщина слоя должна быть достаточной, чтобы исключить возможность соприкосновения трущихся поверхностей и обеспечить режим гидродинамической смазки, при котором контакт между поверхностями отсутствует. Способность подшипников скольжения выдерживать большие нагрузки при условии сохранения жидкого слоя масла между поверхностями обусловлена наличием клинового зазора между поверхностями трения.

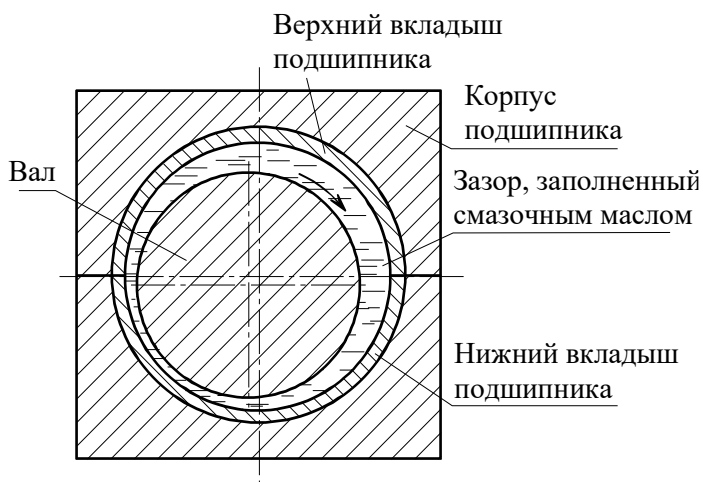


Рис. 5.1. Принципиальная схема опоры с подшипником скольжения

В состоянии покоя под действием силы тяжести вал находится в крайнем нижнем положении (рис. 5.2, *а*).

Действительный зазор S в конкретном подшипнике скольжения является разностью между действительными размерами отверстия вкладыша D и вала d и определяет величину максимального (в состоянии покоя) эксцентриситета $e_{\max}$. При вращении вала под воздействием сил внутреннего трения смазочное масло поступает в постепенно сужающийся масляный клиновой зазор между валом и вкладышем подшипника, в результате чего возникает гидродинамическое давление, превышающее нагрузку на вал. Масляный клин создается за счет эксцентрического положения вала относительно отверстия вкладыша. Образовавшийся масляный клин благодаря повышенному давлению в нем обладает несущей способностью, при этом давление оттесняет нагруженный вращающийся вал вверх и немного в сторону, т. е. влево, если вращение вала осуществляется по часовой стрелке (рис. 5.2, *б*).

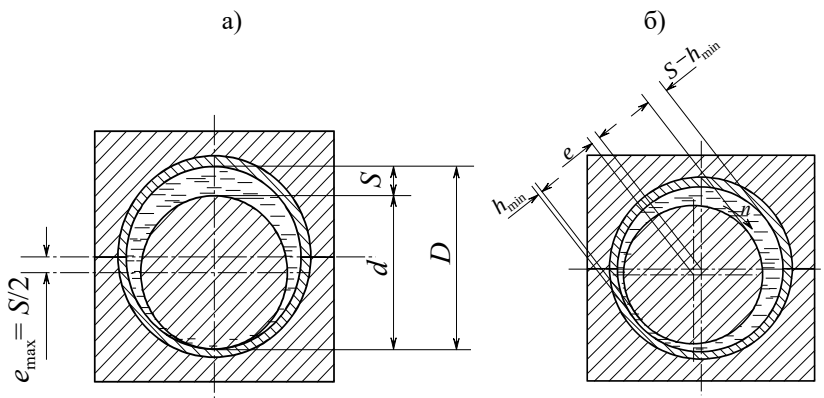


Рис. 5.2. Положение вала относительно вкладыша в состоянии покоя (*а*) и при работе подшипника в режиме гидродинамической смазки (*б*)

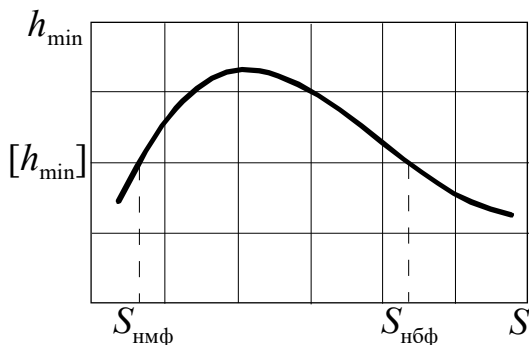


Рис. 5.3. График зависимости толщины масляного слоя от фактического зазора

Движение центра вала продолжается до тех пор, пока равнодействующая сил давления и сил внутреннего трения не уравновесит внешнюю нагрузку. В месте наибольшего сближения вала и вкладыша образуется масляный слой толщиной $h_{\min}$. Если зазор S будет слишком мал, то в этом случае величина $h_{\min}$ будет также мала и по ряду причин работа подшипника в таких условиях будет неустойчивой. Если зазор S будет слишком велик, то и в этом случае значение $h_{\min}$ будет очень малым из-за недостаточной подъемной силы гидродинамического клина. Отсюда следует вывод, что для нормального функционирования подшипника скольжения имеется некоторый интервал значений зазора S , внутри которого будет осуществляться надежное всплывание вала (рис. 5.3). Сущность расчета посадки заключается в том, чтобы определить интервал значений зазоров между наименьшим функциональным зазором $S_{\text{нмф}}$ и наибольшим функциональным зазором $S_{\text{нбф}}$, при которых будет обеспечена минимально допустимая толщина масляного слоя $[h_{\min}]$. Расчетный зазор определяется по формуле:

$$S = 2h_{\min} \frac{1}{(1-\chi)}, \text{ мм} \quad (5.1)$$

где $h_{\min}$ — минимальная толщина масляного слоя, мм;

χ — относительный эксцентриситет, характеризующий смещение вала относительно центра отверстия вкладыша.

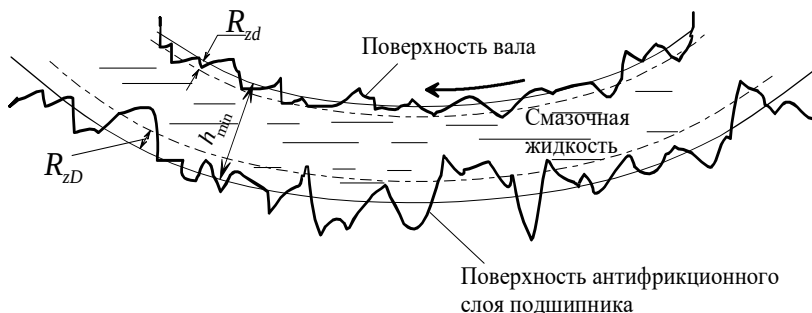


Рис. 5.4. Схема для расчета минимально допустимой толщины смазочного слоя для обеспечения режима жидкостной смазки

Минимально допустимое значение минимальной толщины $h_{\min}$ масляного слоя рассчитывается согласно схеме на рис. 5.4 следующим образом:

$$[h_{\min}] = k(R_{zD} + R_{zd} + \Delta),$$

где k — коэффициент запаса по толщине масляного слоя (при расчетах принимаем $k = 2$);

R_{zD} , R_{zd} — значения высотного параметра R_z — высоты неровностей по десяти точкам — для поверхности отверстия и вала соответственно (рекомендуемые значения приведены в таблице);

Δ — поправка, учитывающая возможные отклонения реальных условий работы от идеальных (например, неравномерность скорости вращения, удары, вибрации, изменение вязкости масла от изменения температуры и т. д.; при расчетах принимаем $\Delta = 2\text{--}3$ мкм).

Относительный эксцентриситет χ определяют по графикам рис. 5.5 в зависимости от безразмерного коэффициента A , вычисляемого по выражению

$$A = 2h_{\min} \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}}, \quad (5.2)$$

где p — среднее давление в подшипнике, Па;

η — динамическая вязкость масла, Па·с (принимается в соответствии с заданием по табл. 5.2);

ω — угловая скорость вращения вала, рад/с.

Рекомендуемые значения шероховатости для вала и вкладыша подшипника

Посадочные поверхности подшипников скольжения	Значение параметра R_z , мкм						
Поверхность вкладыша подшипника	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2
Шейка вала	0,4	0,5	0,63	0,8	1,0	1,25	1,6

Соответственно при $h_{\min} = [h_{\min}]$ формула (5.2) примет вид:

$$[A] = 2[h_{\min}] \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}}. \quad (5.3)$$

Среднее давление в подшипнике

$$p = \frac{F}{dl},$$

где F — радиальная нагрузка на подшипник (Н);

d, l — размеры подшипника по диаметру и длине опорной поверхности вкладыша (м).

Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

где n — частота вращения вала, об/мин.

При расчете диапазона функциональных зазоров сначала по формуле (5.3) рассчитывают значение $[A]$. Полученному значению $[A]$, как видно из графика $A = f(\chi)$ на рис. 5.5, соответствуют два значения $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$.

Подставляя в формулу (5.1) значение $[h_{\min}]$, а затем по очереди $\chi_{\min}$ и $\chi_{\max}$, находят соответственно наименьшее ($S_{\text{нмф}}$) и наибольшее ($S_{\text{нбф}}$) значения функционального зазора. Для того, чтобы соблюдался режим гидродинамической смазки, необходимо, чтобы выполнялось неравенство: $S_{\text{нмф}} \leq S \leq S_{\text{нбф}}$.

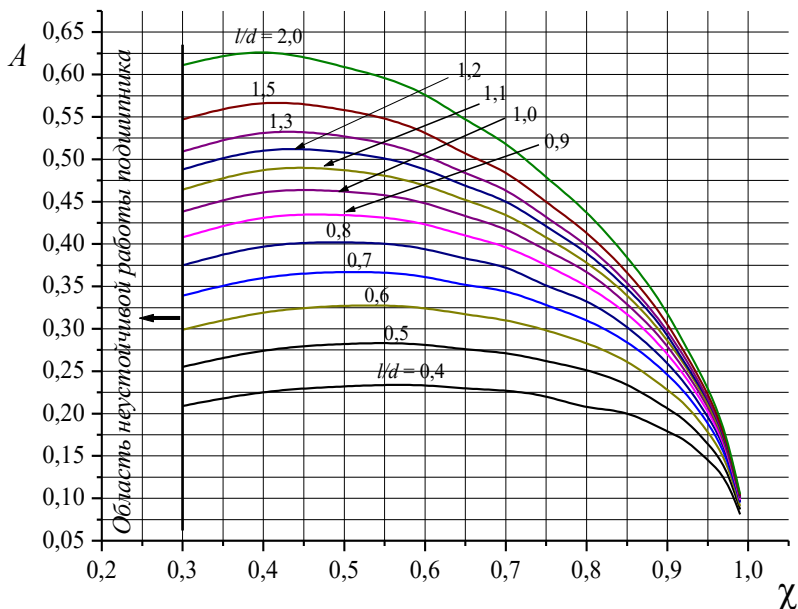


Рис. 5.5. Графики функции $A = f(\chi)$ при разных отношениях l/d

При $\chi < 0,3$ работа гидродинамического подшипника становится неустойчивой, поэтому, если получится, что значение $\chi_{\min}$, определенное по зависимости $A = f(\chi)$, меньше 0,3, то в этих случаях принимают $\chi_{\min} = 0,3$. Тогда соответствующий значению $\chi_{\min} = 0,3$ наименьший функциональный зазор $S_{\text{нмф}}$ определяют по формуле (5.1), но в эту формулу вместо $[h_{\min}]$ подставляется значение $h_{\min}$.

$$S_{\text{нмф}} = 2h_{\min} \frac{1}{(1 - \chi_{\min})} = 2h_{\min} \frac{1}{(1 - 0,3)} = 2,857h_{\min}.$$

Подставим теперь в последнюю формулу величину $h_{\min}$, выраженную по формуле (5.2) через величину A , причем в качестве A подставим его значение, найденное по графикам рис. 5.5 при $\chi = 0,3$ (обозначим это значение как $A_{\chi = 0,3}$). А затем вместо комплекса

$d\sqrt{\mu\omega/p}$ подставим согласно (5.3) отношение $[h_{\min}]/[A]$, и получим выражение, удобное для пересчета:

$$S_{\text{нмф}} = 2,857 A_{\chi=0,3} \frac{d}{2} \sqrt{\frac{\mu\omega}{p}} = 2,857 [h_{\min}] \frac{A_{\chi=0,3}}{[A]}. \quad (5.4)$$

Перед выбором посадки необходимо изучить типы посадок и их условные обозначения. По условному обозначению посадки надо уметь находить по таблицам справочника предельные отклонения вала и отверстия и определять соответствующие им предельные зазоры $S_{\min}$ и $S_{\max}$. Посадки ЕСДП определены ГОСТ 25347–82, который приводится в справочной литературе [1].

Необходимые условия выбора стандартной посадки:

$$S_{\text{нмф}} \leq S_{\min} \text{ и } S_{\max} \leq S_{\text{нбф}} \quad (5.5)$$

где $S_{\min}$ и $S_{\max}$ — предельные зазоры выбираемой посадки.

Посадка выбирается из числа предпочтительных посадок системы отверстия; при необходимости — из числа рекомендуемых или подходящим сочетанием стандартных полей допусков; такой порядок выбора соответствует принципу предпочтительности.

Если условиям (5.5) удовлетворяют несколько посадок, то выбирается та посадка, которая обеспечивает наибольший запас на износ $U_{\text{изн}}$:

$$U_{\text{изн}} = (S_{\text{нбф}} - S_{\max}).$$

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображается с указанием их обозначений и предельных отклонений.

5.4. Пример расчета посадки с зазором

Исходными данными являются:

- диаметр вала в подшипнике $d = 80$ мм;
- длина опорной поверхности вкладыша $l = 100$ мм;
- частота вращения вала $n = 750$ об/мин;
- радиальная нагрузка на подшипник $F = 5880$ Н;
- динамическая вязкость смазочного масла (при 60 °С) $\eta = 0,015$ Па·с.

Угловая скорость вращения вала

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78 \text{ рад/с.}$$

Среднее давление в подшипнике

$$p = \frac{F}{ld} = \frac{5880}{0,10 \cdot 0,08} = 7,4 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

Предельно допускаемое значение наименьшей толщины масляного слоя

$$[h_{\min}] = k(R_{zD} + R_{zd} + \Delta).$$

Принимаем: $k = 2$; $\Delta = 2$ мкм. По табл. 5.1 принимаем $R_{zD} = 3,2$ мкм; $R_{zd} = 1,6$ мкм, тогда

$$[h_{\min}] = 2 \cdot (3,2 + 1,6 + 2) = 13,6 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Рассчитываем значение функции A :

$$[A] = 2[h_{\min}] \sqrt{\frac{p}{\eta \omega d^2}} = 2 \cdot 13,6 \cdot 10^{-6} \sqrt{\frac{7,4 \cdot 10^5}{0,015 \cdot 78 \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2}} = 0,272.$$

По графикам рис. 5.5 находим, что при $ld = 1,25$ $\chi_{\max} = 0,91$. Что касается значения $\chi_{\min}$, то для вычисленного значения $[A] = 0,272$ оно выходит за диапазон, обеспечивающий устойчивую работу подшипника, поэтому принимаем $\chi_{\min} = 0,3$. По графикам рис. 5.5 находим соответствующее значение $A_{\chi=0,3} = 0,5$.

Затем рассчитываем наибольший функциональный зазор:

$$S_{\text{нбф}} = 2[h_{\min}] \frac{1}{(1 - \chi_{\max})} = 2 \cdot 13,6 \cdot \frac{1}{1 - 0,91} = 300 \text{ мкм,}$$

и с использованием формулы (5.4) — наименьший функциональный зазор:

$$S_{\text{нмф}} = 2,857[h_{\min}] \frac{A_{\chi=0,3}}{[A]} = 2,857 \cdot 13,6 \cdot \frac{0,5}{0,272} = 72 \text{ мкм.}$$

По таблицам справочника [1] выбираем, что наиболее близко соответствует этим условиям предпочтительная посадка $\varnothing 80 \frac{H8}{d9}$ с зазорами

$$S_{\min} = 100 \text{ мкм и } S_{\max} = 220 \text{ мкм,}$$

т. е., соблюдаются условия:

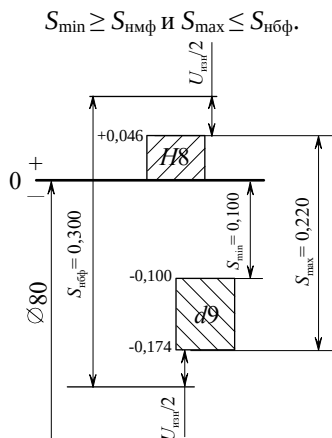


Рис 5.6. Схема полей допусков посадки $\frac{\text{Ø}80 \begin{smallmatrix} (+0,046) \\ (-0,100) \end{smallmatrix}}{d9 \begin{smallmatrix} (-0,100) \\ (-0,174) \end{smallmatrix}}$

По таблицам справочника [1] находим исходные элементы посадки:
 предельные отклонения отверстия — $\text{Ø}80H8 \begin{pmatrix} +0,046 \\ -0,100 \end{pmatrix}$;
 предельные отклонения вала — $\text{Ø}d9 \begin{pmatrix} -0,100 \\ -0,174 \end{pmatrix}$.

Схема расположения полей допусков выбранной посадки изображена на рис 5.6.

Проверим по предельным отклонениям найденные по справочнику значения предельных зазоров:

$$S_{\min} = EI - es = 0 - (-100) = 100 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = 46 - (-174) = 220 \text{ мкм}.$$

Запас на износ:

$$U_{\text{изн}} = S_{\text{нбф}} - S_{\max} = 300 - 220 = 80 \text{ мкм}.$$

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6

РАСЧЕТ РАЗМЕРНЫХ ЦЕПЕЙ

6.1. Описание работы

Цель работы. Приобретение навыков расчета размерных цепей.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает индивидуальный вариант задания и проводит решение обратной и прямой задачи методом максимума – минимума и вероятностным методом.

6.2. Основные понятия

Размерная цепь — совокупность взаимосвязанных размеров (звеньев), образующих замкнутый контур и определяющих относительное положение отдельных элементарных поверхностей одной детали, или деталей в сборочном соединении, или изделия при монтаже на месте установки.

Замыкающее (исходное) звено — это размер, который нужно в результате расчета цепи определить или обеспечить. Если нужно обеспечить размер и допуск этого звена и в зависимости от его размера и допуска определить размеры и допуски остальных звеньев (прямая задача), то звено называют *исходным*, т. е. с него начинается построение размерной цепи и расчет. Если же номинальный размер и допуск этого звена определяют по номинальным размерам и допускам остальных звеньев (обратная задача), то это звено называют *замыкающим*, т. е. его получают в результате расчета с использованием известных размеров и допусков других звеньев.

Размер замыкающего (исходного) звена на чертеже не проставляется.

Составляющие звенья — это размеры, заданные на чертеже или карте эскизов (в явном виде), изменение которых приводит к изменению замыкающего (исходного) звена.

Увеличивающее звено — звено, с увеличением которого возрастает замыкающее (исходное) звено. Над обозначением увеличивающего

звена ставят стрелку « $\rightarrow$ », например: $\vec{A}_3$. Очень часто в размерной цепи увеличивающее звено — одно.

Уменьшающее звено — звено, с увеличением которого уменьшается замыкающее (исходное) звено. Над обозначением уменьшающего звена ставят стрелку « $\leftarrow$ », например: $\overleftarrow{D}_2$.

6.3. Теоретическое введение

Основное уравнение точности метода максимума – минимума

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n |\xi_i| TA_i . \quad (6.1)$$

где A_{Δ} — замыкающее звено;

A_i — i -е составляющее звено;

TA_{Δ} — допуск замыкающего звена;

TA_i — допуск i -го составляющего звена;

ξ_i — передаточное отношение ($-1 \leq \xi_i \leq 1$).

В случае параллельных звеньев цепи $|\xi_i| = 1$, тогда выражение (6.1) примет вид:

$$TA_{\Delta} = \sum_{i=1}^n TA_i . \quad (6.2)$$

Согласно (6.2) можно сформулировать важный вывод: *допуск замыкающего звена равен сумме допусков составляющих звеньев.*

Допуск на размер определяется следующим образом:

$$TA_i = ES(A_i) - EI(A_i), \quad (6.3)$$

где $ES(A_i)$ — верхнее предельное отклонение размера A_i ;

$EI(A_i)$ — нижнее предельное отклонение размера A_i .

Основное уравнение точности вероятностного метода расчета размерных цепей:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2 (TA_i)^2}, \quad (6.4)$$

При монтаже механического оборудования уравнение (6.4) записывается в виде:

$$TA_{\Delta} = \eta_{\tau} \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2 (TA_i)^2}, \quad (6.4')$$

где η_{τ} — коэффициент запаса технологической точности, равный 1,1–1,3.

В случае параллельных звеньев цепи $|\xi_i| = 1$, тогда выражения (6.4) и (6.4') примут соответственно следующий вид:

$$TA_{\Delta} = \sqrt{\sum_{i=1}^n (TA_i)^2} \quad (6.5)$$

или

$$TA_{\Delta} = \eta_{\tau} \sqrt{\sum_{i=1}^n (TA_i)^2}. \quad (6.5')$$

С использованием уравнений (6.1)–(6.5) возможно решение двух видов задач при анализе размерных цепей:

- *обратной задачи* (проверочный расчет);
- *прямой задачи* (проектный расчет).

При решении обратной задачи исходными данными являются допуски составляющих звеньев, и требуется оценить допуск замыкающего звена непосредственно по уравнению (6.1), если задача решается методом максимума – минимума, или по уравнению (6.4), если задача решается вероятностным методом.

При решении прямой задачи в качестве исходных данных является допуск замыкающего звена (его при решении прямой задачи часто называют исходным), а требуется назначить допуски составляющих звеньев, которые бы обеспечили допуск замыкающего звена. При решении прямой задачи используют несколько способов, одним из которых является *способ равных допусков*. В способе равных допусков допуски составляющих звеньев полагают равными и находят их формулам (6.6) или (6.7), если расчет ведется методом максимума – минимума:

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{\sum_{i=1}^n |\xi_i|}, \quad (6.6)$$

где n — количество составляющих звеньев;

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{n}, \quad (6.7)$$

причем формула (6.7) получена из выражения (6.6) для случая параллельных звеньев. Или допуски рассчитывают по формулам (6.8) или (6.9), если расчет ведется вероятностным методом:

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2}}; \quad (6.8)$$

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{\sqrt{n}}, \quad (6.9)$$

причем формула (6.9) получена из выражения (6.8) для случая параллельных звеньев.

При монтаже механического оборудования в выражения (6.8) и (6.9) вводится коэффициент запаса технологической точности η_{τ} :

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{\eta_{\tau} \sqrt{\sum_{i=1}^n \xi_i^2}}; \quad (6.8')$$

$$TA_1 = TA_2 = \dots = TA_n = \frac{TA_{\Delta}}{\eta_{\tau} \sqrt{n}}. \quad (6.9')$$

6.4. Задание №1

На рис. 6.1 центрирование агрегата судовой энергетической установки осуществляется перемещением изделия до упора в технологический кронштейн, установленный на полке судового фундамента на расчетном расстоянии от поперечной монтажно-базовой плоскости (МБП) помещения.

Необходимо определить отклонение МБП агрегата от МБП помещения, т. е. допуск TV_{Δ} на размер V_{Δ} , сначала методом максимума — минимума, а затем вероятностным методом.

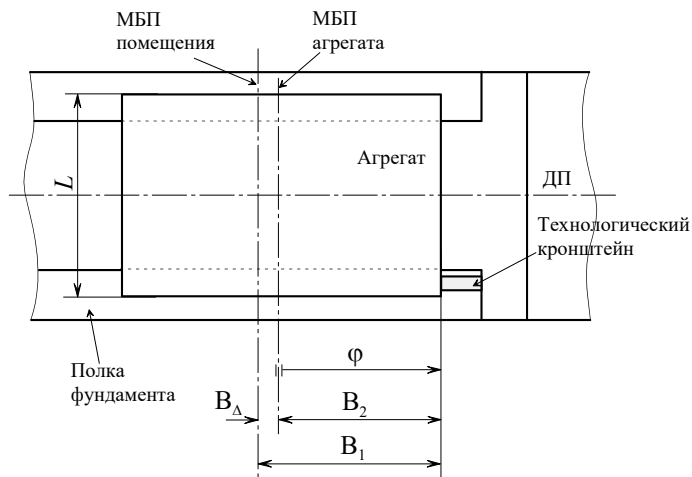


Рис. 6.1. Размерная цепь установки агрегата энергетической установки относительно поперечной МБП помещения

6.5. Порядок выполнения задания 1

1. Выбрать из табл. Пб.1 прил. 6 по заданному варианту исходные данные.

2. Решить сначала обратную задачу для размерной цепи, представленной на рис. 6.1. Для этого необходимо:

а. Составить уравнения точности (6.1) (или (6.2)) и (6.4) (или (6.5)) применительно к размерной цепи на рис. 6.1.

б. Найти допуски составляющих звеньев размерной цепи рис. 6.1. При вычислении допусков линейных размеров пользоваться уравнением (6.3).

с. Рассчитать допуск замыкающего звена методом максимума — минимума по формуле (6.1) (или (6.2)). Сравнить результат с требуемым (конструктивным) допуском.

д. Рассчитать допуск замыкающего звена вероятностным методом по формуле (6.5). Сравнить результат с требуемым (конструктивным) допуском.

е. Сравнить значения допусков замыкающего звена, полученные методом максимума – минимума и вероятностным методом.

ф. Рассчитать коэффициент точности монтажа по формуле $(ТВ_{\Delta})_к / ТВ_{\Delta}$, где $(ТВ_{\Delta})_к$ — конструктивный допуск (табл. 6.1); $ТВ_{\Delta}$ — значение допуска, полученное расчетом вероятностным методом.

3. Затем решить прямую задачу методом равных допусков:

а. Сначала найти допуски составляющих звеньев методом максимума – минимума с использованием уравнения (6.7).

б. Затем найти допуски составляющих звеньев вероятностным методом с использованием уравнения (6.9').

6.6. Задание 2

Рассчитать допуск $ТД_{\Delta}$ на зазор $Д_{\Delta}$ в стыковом соединении корпусных конструкций (рис. 6.2).

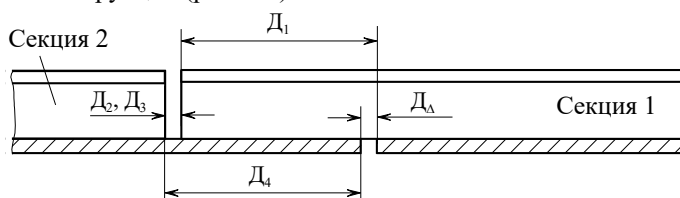


Рис. 6.2. Размерная цепь в стыковом соединении корпусных конструкций:
 $Д_2$ — перемещение конструкции от поперечного укорочения сварного шва

6.7. Порядок выполнения задания 2

1. Выбрать из табл. П6.2 по заданному варианту исходные данные.
2. Сделать проверочный расчет (решить *обратную задачу*).
3. Составить уравнения точности (6.1) (или (6.2)) и (6.4) (или (6.5)) применительно к размерной цепи на рис. 6.2.

4. Найти допуски составляющих звеньев размерной цепи рис. 6.2. При вычислении допусков линейных размеров пользоваться уравнением (6.3).

5. Рассчитать допуск замыкающего звена методом максимума — минимума по формуле (6.1) (или (6.2)). Сравнить результат с требуемым (конструктивным) допуском.

6. Рассчитать допуск замыкающего звена вероятностным методом по формуле (6.4) (или (6.5)). Сравнить результат с требуемым (конструктивным) допуском.

7. Сравнить значения допусков замыкающего звена, полученные методом максимума — минимума и вероятностным методом.

6.8. Содержание отчета

1. Эскиз размерной цепи на рис. 6.1 с указанием исходных данных для выполнения задания 1 в соответствии с индивидуальным вариантом.

2. Расчеты, связанные с решением обратной и прямой задач в соответствии с рекомендуемым порядком выполнения задания (см. п.6.5).

3. Эскиз размерной цепи на рис. 6.2 с указанием исходных данных для выполнения задания 2 в соответствии с индивидуальным вариантом.

4. Расчеты методом максимума — минимума и вероятностным методом в соответствии с рекомендуемым порядком выполнения задания 2 (см. пп. 6.7).

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТОЧНОСТИ МОНТАЖА ОБОРУДОВАНИЯ МЕТОДОМ ПРИГОНКИ

7.1. Описание работы

Цель работы. Приобретение навыков расчетов размеров компенсирующего звена для обеспечения точности монтажа судового оборудования методом пригонки.

Содержание работы. Каждый студент по указанию преподавателя выбирает индивидуальный вариант задания и рассчитывает размеры компенсатора методом максимума – минимума.

7.2. Теоретическое введение

Суть метода пригонки — обеспечение точности замыкающего звена путем механической (слесарной) обработки одного из составляющих звеньев, выбранного (или специально введенного в цепь) в качестве компенсатора. Обычно составляющие звенья изготавливаются с допусками, экономически приемлемыми для данных производственных условий. При этом получаемый допуск $T_{\text{пр}}$ на замыкающее звено часто оказывается больше допуска TA_{Δ} , установленного на замыкающее звено конструкторской документацией исходя из требований обеспечения функциональных свойств изделия. Наибольшая величина компенсации определяет допуск на размер компенсатора и вычисляется по формуле

$$TK = T_{\text{пр}} - TA_{\Delta} . \quad (7.1)$$

Другими словами, при самом неблагоприятном сочетании размеров составляющих звеньев надо с компенсатора снять механической обработкой слой металла толщиной TK .

Рассмотрим в качестве примера центровку электродвигателя при восстановлении соосности валов насоса и электродвигателя, нарушенной после закрепления электронасоса на судовом фундаменте методом пригонки (рис. 7.1) и определим необходимые размеры заготовки компенсатора.

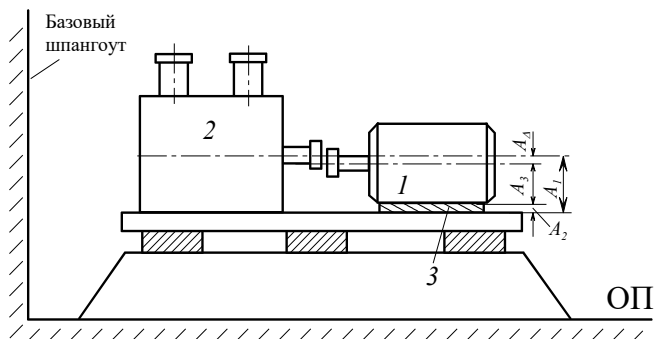


Рис. 7.1. Размерные цепи при монтаже агрегата — электронасоса, состоящего из электродвигателя 1 и насоса 2, с применением подкладки 3

Замыкающим звеном является вертикальное смещение A_{Δ} осей насоса и электродвигателя. Звенья A_1 , A_2 и A_3 — составляющие, причем звено A_1 , A_2 и A_3 — увеличивающее, а звенья A_1 и A_2 — уменьшающие. В качестве компенсатора выбираем звено A_2 .

Пусть $A_1 = 190^{+0,30}$ мм; $A_3 = 180 \pm 0,10$ мм. Номинальный размер компенсатора — подкладки $K = A_2 = 10,0$ мм. Требуемое смещение осей $A_{\Delta} = 0 \pm 0,15$ мм.

Допуск замыкающего звена $T_{пр}$, получаемый, как указывалось выше, если составляющие звенья изготавливаются с экономически приемлемыми допусками, а компенсатор в цепи отсутствует, вычисляется следующим образом:

$$T_{пр} = TA_1 + TA_2 = 0,30 + 0,20 = 0,50 \text{ мм.}$$

Требуемый допуск замыкающего звена

$$TA_{\Delta} = ES(A_{\Delta}) - EI(A_{\Delta}) = 0,15 - (-0,15) = 0,30 \text{ мм}$$

Тогда согласно (1) допуск на размер компенсатора:

$$TK = T_{пр} - TA_{\Delta} = 0,50 - 0,30 = 0,20 \text{ мм.}$$

Затем определим предельные размеры компенсатора. Для этого вначале запишем уравнение, связывающее координату середины поля допуска замыкающего звена с серединами полей допусков составляющих звеньев:

$$EC(A_{\Delta}) = \sum_{i=1}^m EC(\vec{A}_i) - \sum_{i=m+1}^n EC(\overleftarrow{A}_i), \quad (7.2)$$

где $EC(A_{\Delta})$ и $EC(A_i)$ — середины полей допусков замыкающего и составляющего звеньев.

В уравнении (7.2) присутствует одно неизвестное — середина поля допуска компенсатора, являющегося одним из составляющих звеньев. Значения середин полей допусков всех остальных звеньев вычисляют по формуле, которую можно вывести, используя схему параметров поля допуска на рис. 7.2.

$$EC(A_i) = 0,5(EI(A_i) + ES(A_i)). \quad (7.3)$$

В нашем случае согласно формуле (7.3):

$$EC(A_{\Delta}) = 0,5(EI(A_{\Delta}) + ES(A_{\Delta})) = 0,5(0,15 - 0,15) = 0;$$

$$EC(A_1) = 0,5(EI(A_1) + ES(A_1)) = 0,5(0,30 + 0) = +0,15;$$

$$EC(A_3) = 0,5(EI(A_3) + ES(A_3)) = 0,5(0,10 - 0,10) = 0.$$

Уравнение (11) применительно к нашему случаю можно переписать в следующем виде:

$$EC(A_{\Delta}) = EC(\vec{A}_1) - EC(\overleftarrow{A}_3) - EC(\overleftarrow{K}),$$

а значит, середина поля допуска компенсатора определится следующим образом:

$$EC(\overleftarrow{K}) = EC(\vec{A}_1) - EC(\overleftarrow{A}_3) - EC(A_{\Delta}) = 0,15 - 0 - 0 = 0,15 \text{ мм},$$

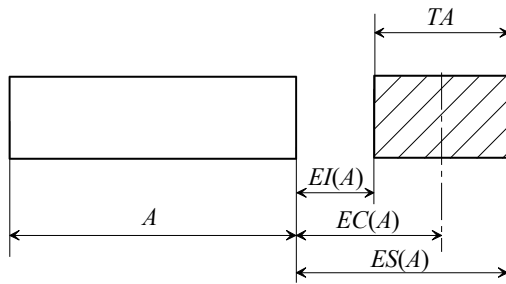


Рис. 7.2. Основные параметры допуска составляющего звена размером А

Предельные размеры компенсатора согласно схеме рис. 7.2 определяют по формулам (7.4) и (7.5):

$$K_{\min} = K + EC(K) - 0,5TK; \quad (7.4)$$

$$K_{\max} = K + EC(K) + 0,5TK. \quad (7.5)$$

Таким образом:

$$K_{\min} = K + EC(K) - 0,5TK = 10,0 + 0,15 - 0,5 \cdot 0,20 = 10,05 \text{ мм},$$

$$K_{\max} = K + EC(K) + 0,5TK = 10,0 + 0,15 + 0,5 \cdot 0,20 = 10,25 \text{ мм}.$$

Размер заготовки компенсатора будет определяться величиной $K_{\max}$, чтобы при самых неблагоприятных сочетаниях размеров составляющих звеньев иметь возможность снять с компенсатора слой необходимой толщины. Для изготовления заготовки необходимо назначить на размер $K_{\max}$ приемлемый допуск $TK_{\text{заг}}$, например, по 12-му квалитету, но так, чтобы наименьший размер заготовки был не менее $K_{\max} = 10,25$ мм. Тогда, принимая во внимание, что для номинального размера $K = 10$ мм, допуск $IT12 = 0,15$ мм, номинальный размер заготовки компенсатора $K_{\text{заг}} = K_{\max} + TK_{\text{заг}} = 10,25 + 0,15 = 10,40_{-0,15}$ мм.

7.3. Порядок выполнения

1. Выбрать из таблицы Приложения 7 по заданному варианту исходные данные.

2. Рассчитать, пользуясь формулой (6.1) (или (6.2)) допуск замыкающего звена $T_{\text{пр}}$, получаемый при условии, что составляющие звенья изготавливаются с экономически приемлемыми допусками, а компенсатор в цепи отсутствует.

3. По назначенным предельным отклонениям замыкающего звена рассчитать требуемый допуск TA_{Δ} замыкающего звена.

4. По формуле (7.1) рассчитать наибольшую величину компенсации.

5. Пользуясь формулой (7.3) и поясняющей схемой рис. 7.2, рассчитать значения середин полей допусков составляющих звеньев.

6. Составить уравнение (7.2) и выразить из него значение середины поля допуска компенсатора через значения середин полей допусков других звеньев.

7. Используя рассчитанные значения координат середин полей допусков звеньев, определить координату середины поля допуска компенсирующего звена.

8. По формулам (7.4) и (7.5) определить предельные размеры компенсатора.

9. Определить размеры заготовки компенсатора.

7.4. Содержание отчета

1. Эскиз размерной цепи на рис. 7.1 с указанием исходных данных для выполнения задания в соответствии с индивидуальным вариантом.
2. Схема поля допуска на рис. 7.2.
3. Расчеты, связанные с определением предельных размеров компенсатора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Мягков В. Д., Палей М. А., Романов А. Б., Брагинский В. А.* Допуски и посадки: справочник. — В 2-х ч. / — Л.: Машиностроение, 1982. — 543–1032 с.
2. *Анухин В. И.* Допуски и посадки : учеб. пособие / В. И. Анухин. — СПб.: Питер, 2012. — 256 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Исходные данные для выполнения работы № 1

Вариант	Посадка в системе отверстия	Посадка в системе вала	Вариант	Посадка в системе отверстия	Посадка в системе вала
1	$15 \frac{H6}{g6}$	$15 \frac{G6}{h6}$	11	$150 \frac{H7}{r6}$	$150 \frac{M6}{h5}$
2	$90 \frac{H7}{d8}$	$90 \frac{D8}{h7}$	12	$200 \frac{H7}{s7}$	$200 \frac{F8}{h7}$
3	$20 \frac{H7}{f7}$	$20 \frac{F7}{h7}$	13	$280 \frac{H7}{m6}$	$280 \frac{E9}{h8}$
4	$30 \frac{H7}{n6}$	$30 \frac{N7}{h6}$	14	$340 \frac{H8}{k7}$	$340 \frac{A11}{h11}$
5	$45 \frac{H7}{k6}$	$45 \frac{K7}{h6}$	15	$430 \frac{H8}{m7}$	$430 \frac{C11}{h11}$
6	$75 \frac{H7}{j_s 6}$	$75 \frac{J_s 7}{h6}$	16	$380 \frac{H8}{n7}$	$380 \frac{D9}{h9}$
7	$18 \frac{H7}{p6}$	$18 \frac{P7}{h6}$	17	$110 \frac{H8}{s7}$	$110 \frac{E9}{h9}$
8	$25 \frac{H7}{s6}$	$25 \frac{S7}{h6}$	18	$120 \frac{H11}{d11}$	$120 \frac{U8}{h7}$
9	$35 \frac{H7}{r6}$	$35 \frac{R7}{h6}$	19	$210 \frac{H11}{h11}$	$210 \frac{S7}{h6}$
10	$50 \frac{H6}{p6}$	$50 \frac{P6}{h6}$	20	$420 \frac{H7}{t6}$	$420 \frac{D10}{h10}$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Исходные данные для выполнения работы № 2

Вариант		Номинальный диаметр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Номер	Индекс		Детали сопряжения	Посадка	Детали сопряжения	Посадка
1	а	40	Поршень — втулка цилиндра ДВС	$\frac{H8}{e8}$	Соединение шпонки со шпоночным пазом зубчатого колеса на валу	$\frac{J_s 9}{h9}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
2	а	40	Выпускной клапан — направляющая втулка крышки цилиндра дизеля	$\frac{H7}{e8}$	Соединение шпонки со шпоночным пазом зубчатого колеса на валу	$\frac{D10}{h9}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
3	а	40	Поршень — цилиндр компрессора	$\frac{H7}{f7}$	Втулка в нижней головке шатуна ДВС	$\frac{H7}{g6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

Продолжение приложения 2

Вариант		Номиналь- ный диа- метр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Но- мер	Индекс		Детали сопря- жения	Посадка	Детали со- пряжения	Посадка
4	а	40	Поршень – цилиндр ком- прессора	$\frac{F8}{h6}$	Втулка нижней головке шатунa ДВС	$\frac{H6}{g5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
5	а	40	Поршень – цилиндр ком- прессора	$\frac{F8}{h7}$	Поршневой палец в бобышках поршня компрессора	$\frac{H6}{m5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
6	а	40	Поршень – цилиндр ком- прессора	$\frac{H8}{f7}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня ком- прессора	$\frac{M6}{h5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
7	а	40	Поршень – цилиндр ком- прессора	$\frac{F7}{h7}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня ком- прессора	$\frac{H7}{m6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

Продолжение приложения 2

Вариант		Номинальный диаметр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Номер	Индекс		Детали сопряжения	Посадка	Детали сопряжения	Посадка
8	а	40	Поршень — цилиндр компрессора	$\frac{H8}{f9}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня компрессора	$\frac{M7}{h6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
9	а	40	Свободно вращающееся зубчатое колесо — вал	$\frac{H7}{g6}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня ДВС	$\frac{H5}{k5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
10	а	40	Свободно вращающееся зубчатое колесо — вал	$\frac{H6}{g5}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня ДВС	$\frac{K6}{h5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
11	а	40	Вкладыш разъемного подшипника скольжения — гнездо рамы	$\frac{H8}{n7}$	Поршневой палец в бо- бышках поршня ДВС	$\frac{H7}{k6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

Вариант		Номинальный диаметр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Номер	Индекс		Детали сопряжения	Посадка	Детали сопряжения	Посадка
12	а	40	Вкладыш разъемного подшипника скольжения – гнездо рамы	$\frac{H8}{j_s 7}$	Поршневой палец в бо-бышках поршня ДВС	$\frac{K7}{h6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
13	а	40	Крышка цилиндра – блок цилиндров	$\frac{H11}{h11}$	Втулка подшипника скольжения в корпусе	$\frac{H7}{r6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
14	а	40	Смазываемый подшипник скольжения с точным центрированием – вал	$\frac{H7}{f7}$	Соединение центральной колоны кра-на с основанием	$\frac{H7}{s6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
15	а	40	Смазываемый подшипник скольжения с точным центрированием – вал	$\frac{F8}{h6}$	Зубчатый венец – ступица колеса	$\frac{H7}{u7}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

Вариант		Номиналь- ный диа- метр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Номер	Индекс		Детали со- пряжения	Посадка	Детали со- пряжения	Посадка
16	а	40	Смазывае- мый под- шипник скольжения с точным центрирова- нием – вал	$\frac{H8}{f7}$	Канатный барабан – вал	$\frac{H7}{p6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
17	а	40	Смазывае- мый под- шипник скольжения с точным центрирова- нием – вал	$\frac{F7}{h7}$	Канатный барабан – вал	$\frac{p7}{h6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
18	а	40	Смазывае- мый под- шипник скольжения с точным центрирова- нием –вал	$\frac{F8}{h7}$	Шатунная головка – поршневой палец	$\frac{H6}{h5}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
19	а	40	Смазывае- мый под- шипник скольжения с точным центрирова- нием – вал	$\frac{H8}{f9}$	Поршневое кольцо – канавка поршня	$\frac{H7}{d8}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

Окончание приложения 2

Вариант		Номиналь- ный диа- метр, мм	Первое соединение		Второе соединение	
Номер	Индекс		Детали сопряжения	Посадка	Детали со- пряжения	Посадка
20	а	40	Сменное зубчатое колесо – вал	$\frac{H 7}{h 6}$	Клапанное седло гнез- де корпуса ДВС	$\frac{H 7}{p 6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
21	а	40	Шарнирное соединение тяговой цепи	$\frac{H 11}{d 11}$	Клапанное седло в гнезде корпуса ДВС	$\frac{P 7}{h 6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				
22	а	40	Коренной подшипник – коленча- тый вал дизеля	$\frac{H 7}{e 8}$	Коренной подшипник – коленча- тый вал ди- зеля	$\frac{H 6}{f 6}$
	б	60				
	в	100				
	г	160				
	д	220				
	е	260				

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Исходные данные для выполнения работы № 3

№ вариан- тов	D , мм	A_1 , мм	A_2 , мм	Конструкторский натяг, мкм		Конструкторский зазор, мкм	
				$N_{\max}$	$N_{\min}$	$S_{\max}$	$S_{\min}$
1	22	50	35	—	—	34	5
2	22	55	40	—	—	42	0
3	28	60	45	—	—	64	17
4	28	65	50	—	—	86	34
5	34	70	55	—	—	118	46
6	34	75	60	—	—	125	50
7	40	80	65	—	—	92	18
8	40	85	70	—	—	107	22
9	46	90	75	—	—	180	44
10	46	95	80	—	—	152	20
11	52	100	85	—	—	400	0
12	52	105	90	—	—	492	80
13	22	50	35	35	5	—	—
14	22	55	40	40	0	—	—
15	28	60	45	42	12	—	—
16	28	65	50	44	4	—	—
17	34	70	55	42	6	—	—
18	34	75	60	85	35	—	—
19	40	80	65	72	16	—	—
20	40	85	70	73	2	—	—
21	46	90	75	74	16	—	—
22	46	95	80	98	37	—	—
23	52	100	85	120	25	—	—
24	52	105	90	140	40	—	—

ПРИЛОЖЕНИЕ 4
Исходные данные для выполнения работы № 4

Таблица 4.1

Варианты исходных данных для выполнения работы № 4

Вариант	Подшипник		Р, Н	Условия работы
	номер	класс точности		
1	206	нормальный	1200	Вращается вал
2	208	6	3200	Вращается корпус
3	210	5	6000	Вращается вал
4	212	4	3000	Вращается корпус
5	214	Нормальный	6000	Вращается вал
6	216	6	15 000	Вращается корпус
7	218	5	5000	Вращается вал
8	220	4	14 000	Вращается корпус
9	222	Нормальный	20 000	Вращается вал
10	224	6	6000	Вращается корпус
11	226	5	16 000	Вращается вал
12	228	4	25 000	Вращается корпус
13	230	Нормальный	10 000	Вращается вал
14	232	6	21 000	Вращается корпус
15	308	5	10 000	Вращается вал
16	310	4	4000	Вращается корпус
17	312	Нормальный	8000	Вращается вал
18	314	6	17 000	Вращается корпус
19	316	5	8000	Вращается вал

Окончание табл. 4.1

Вариант	Подшипник		P , Н	Условия работ
	номер	класс точности		
20	318	4	15 000	Вращается корпус
21	320	Нормальный	27 000	Вращается вал
22	322	6	11 000	Вращается корпус
23	324	5	22 000	Вращается вал
24	326	4	35 000	Вращается корпус
25	330	Нормальный	17 000	Вращается вал
26	406	6	7000	Вращается корпус
27	408	5	13 000	Вращается вал
28	410	4	6000	Вращается корпус
29	412	Нормальный	10 000	Вращается вал
30	414	6	30 000	Вращается корпус
31	416	5	10 000	Вращается вал

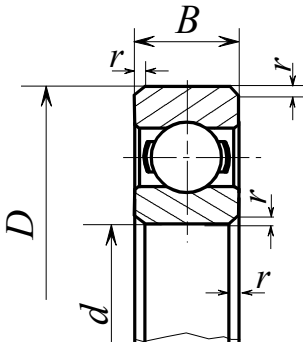
Подшипники шариковые
радиальные (ГОСТ 8338-75)

Таблица 4.2

Характеристики радиальных подшипников качения (см. рис.)

Условное обозначение	<i>d</i> , мм	<i>D</i> , мм	<i>B</i> , мм	<i>r</i> , мм	<i>C</i> , Н
<i>Легкая серия</i>					
206	30	62	16	1,5	19 500
208	40	80	18	2,0	32 000
210	50	90	20	2,0	35 100
212	60	110	22	2,5	52 000
214	70	125	24	2,5	61 800
216	80	140	26	3,0	70 200
218	90	160	30	3,0	95 600
220	100	180	34	3,5	124 000
222	110	200	38	3,5	146 000
224	120	215	40	3,5	156 000
226	130	230	40	4,0	156 000
228	140	250	42	4,0	165 000
230	150	270	45	4,0	189 000
232	160	290	34	3,5	200 000
<i>Средняя серия</i>					
308	40	90	23	2,5	41 000
310	50	110	27	3,0	61 800
312	60	130	31	3,5	81 900
314	70	150	35	3,5	104 000
316	80	170	39	3,5	124 000
318	90	190	43	4,0	143 000

Окончание табл. 4.2

Условное обозначение	d , мм	D , мм	B , мм	r , мм	C , Н
320	100	215	47	4,0	174 000
322	110	240	50	4,0	203 000
324	120	260	55	4,0	217 000
326	130	280	58	5,0	229 000
330	150	320	65	5,0	276 000
<i>Тяжелая серия</i>					
406	30	90	23	2,5	47 000
408	40	110	27	3,0	63 700
410	50	130	31	3,5	87 100
412	60	150	35	3,5	108 000
414	70	180	42	4,0	143 000
416	80	200	48	4,0	163 000

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Исходные данные для выполнения работы № 5

Номер вариан- та	Диаметр d вала в подшип- нике, мм	Длина l опорной поверхно- сти вкла- дыша, мм	Частота n враще- ния вала, об/мин	Радиальная нагрузка F на подшип- ник, Н	Динамиче- ская вяз- кость*) η смазочного масла Па·с
1	100	75	120	3000	0,016
2	105	100	65	8000	0,023
3	110	110	75	6000	0,023
4	90	60	85	2500	0,023
5	110	60	80	3000	0,027
6	100	50	120	3000	0,027
7	75	100	100	1500	0,008
8	80	105	100	1000	0,010
9	85	110	75	800	0,012
10	95	115	80	1050	0,012
11	100	120	90	7000	0,012
12	105	90	110	2300	0,008
13	90	125	60	3000	0,012
14	110	135	40	1600	0,027
15	100	100	90	3000	0,008
16	75	95	120	600	0,008
17	80	100	60	800	0,010
18	85	105	50	2000	0,010
19	95	110	80	1050	0,012
20	100	115	70	4000	0,012
21	105	90	60	3000	0,016
22	100	100	100	8000	0,016

Окончание приложения 5

Номер вари- анта	Диаметр d вала в подшип- нике, мм	Длина l опорной поверхно- сти вкла- дыша, мм	Частота n вращения вала, об/мин	Радиальная нагрузка F на подшип- ник, Н	Динамиче- ская вяз- кость* η смазочного масла Па·с
22	100	100	100	8000	0,016
23	105	70	70	4000	0,023
24	110	135	40	4000	0,012
25	60	90	180	2000	0,008
26	65	60	150	1000	0,012
27	70	100	140	1500	0,010
28	75	110	100	2000	0,012
29	85	65	100	2000	0,016
30	90	110	90	8000	0,023

*) при температуре масла 60 °С

ПРИЛОЖЕНИЕ 6
Исходные данные для выполнения работы № 6

Таблица 6.1

Варианты исходных данных для выполнения работы № 6
(задание № 1)

Вариант	Предельные отклонения					L, мм	Конструктивный допуск (ТВ _Δ) _к , мм
	размера В ₁ , мм		размера В ₂ , мм		от параллельности φ, мм/м		
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее			
1	−0,5	+0,5	−0,5	+0,5	0,5	3000	3,0
2	−1,0	+1,0	−1,0	+1,0	1,0	3200	5,0
3	−1,5	+1,5	−1,5	+1,5	1,5	3400	7,0
4	−2,0	+2,0	−2,0	+2,0	2,0	3600	9,0
5	−2,5	+2,5	−2,5	+2,5	2,5	3800	11,0
6	−0,5	+0,5	−0,5	+0,5	2,5	4000	9,0
7	−1,0	+1,0	−1,0	+1,0	2,0	4200	7,0
8	−1,5	+1,5	−1,5	+1,5	1,5	4400	8,0
9	−2,0	+2,0	−2,0	+2,0	1,0	4600	8,0
10	−2,5	+2,5	−2,5	+2,5	0,5	4800	10,0
11	−0,5	+0,5	−0,5	+0,5	1,0	5000	6,0
12	−1,0	+1,0	−1,0	+1,0	1,5	5200	7,0
13	−1,5	+1,5	−1,5	+1,5	2,0	5400	10,0
14	−2,0	+2,0	−2,0	+2,0	2,5	5600	12,0
15	−2,5	+2,5	−2,5	+2,5	2,0	5800	13,0
16	−0,5	+0,5	−0,5	+0,5	1,5	6000	8,0
17	−1,0	+1,0	−1,0	+1,0	1,0	6200	6,0

Окончание табл. 6.1

Вариант	Предельные отклонения					L, мм	Конструктивный допуск (ТВ _Δ) _к , мм
	размера В ₁ , мм		размера В ₂ , мм		от параллельности φ, мм/м		
	нижнее	верхнее	нижнее	верхнее			
18	−1,5	+1,5	−1,5	+1,5	0,5	6400	7,0
19	−2,0	+2,0	−2,0	+2,0	1,5	6600	10,0
20	−2,5	+2,5	−2,5	+2,5	1,5	6800	12,0

Таблица 6.2

Варианты исходных данных для выполнения работы № 6
(задание № 2)

Вариант	Предельные отклонения								Требуемый допуск ТД _Δ , мм
	размера Д ₁ , мм		размера Д ₂ , мм		размера Д ₃ , мм		размера Д ₄ , мм		
	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	
1	−2,0	+2,0	−1,5	+1,5	−2,5	+2,5	−2,0	+2,0	10
2	−3,0	+3,0	−2,0	+2,0	−3,0	+3,0	−3,0	+3,0	14
3	−4,0	+4,0	−2,5	+2,5	−3,5	+3,5	−4,0	+4,0	16
4	−5,0	+5,0	−3,0	+3,0	−4,0	+4,0	−5,0	+5,0	20
5	−6,0	+6,0	−3,5	+3,5	−4,5	+4,5	−6,0	+6,0	24
6	−2,0	+2,0	−4,0	+4,0	−5,0	+5,0	−2,0	+2,0	18
7	−3,0	+3,0	−1,5	+1,5	−2,5	+2,5	−3,0	+3,0	14
8	−4,0	+4,0	−2,0	+2,0	−3,0	+3,0	−4,0	+4,0	16
9	−5,0	+5,0	−2,5	+2,5	−3,5	+3,5	−5,0	+5,0	20
10	−6,0	+6,0	−3,0	+3,0	−4,0	+4,0	−6,0	+6,0	24
11	−2,0	+2,0	−3,5	+3,5	−4,5	+4,5	−2,0	+2,0	16
12	−3,0	+3,0	−4,0	+4,0	−5,0	+5,0	−3,0	+3,0	18
13	−4,0	+4,0	−1,5	+1,5	−2,5	+2,5	−4,0	+4,0	16

Окончание табл. 6.2

Варианты исходных данных для выполнения работы № 6
(задание № 2)

Вариант	Предельные отклонения								Требуемый допуск ТД _д , мм
	размера Д ₁ , мм		размера Д ₂ , мм		размера Д ₃ , мм		размера Д ₄ , мм		
	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	ниж.	верх.	
14	-5,0	+5,0	-2,0	+2,0	-3,0	+3,0	-5,0	+5,0	20
15	-6,0	+6,0	-2,5	+2,5	-3,5	+3,5	-6,0	+6,0	25
16	-2,0	+2,0	-3,0	+3,0	-4,0	+4,0	-2,0	+2,0	15
17	-3,0	+3,0	-3,5	+3,5	-4,5	+4,5	-3,0	+3,0	18
18	-4,0	+4,0	-4,0	+4,0	-5,0	+5,0	-4,0	+4,0	22
19	-5,0	+5,0	-3,5	+3,5	-4,5	+4,5	-5,0	+5,0	22
20	-6,0	+6,0	-4,0	+4,0	-5,0	+5,0	-6,0	+6,0	26

ПРИЛОЖЕНИЕ 7

Исходные данные для выполнения работы № 7

Вариант	Размер A_1 , мм	Номинальный размер компен- сатора К, мм	Размер A_3 , мм	Требуемое значение A_Δ , мм
1	$160^{+0,10}$	5	$155 \pm 0,10$	$0 \pm 0,05$
2	$170^{+0,15}$	5	$165 \pm 0,10$	$0 \pm 0,05$
3	$180^{+0,20}$	5	$175 \pm 0,10$	$0 \pm 0,05$
4	$200^{+0,25}$	5	$190 \pm 0,10$	$0 \pm 0,05$
5	$220^{+0,30}$	5	$210 \pm 0,10$	$0 \pm 0,05$
6	$240^{+0,10}$	10	$230 \pm 0,15$	$0 \pm 0,05$
7	$260^{+0,15}$	10	$250 \pm 0,15$	$0 \pm 0,05$
8	$280^{+0,20}$	10	$270 \pm 0,15$	$0 \pm 0,05$
9	$300^{+0,25}$	10	$290 \pm 0,15$	$0 \pm 0,05$
10	$320^{+0,30}$	10	$310 \pm 0,15$	$0 \pm 0,05$
11	$340^{+0,10}$	15	$325 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
12	$360^{+0,15}$	15	$345 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
13	$380^{+0,20}$	15	$365 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
14	$400^{+0,25}$	15	$385 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
15	$420^{+0,30}$	15	$405 \pm 0,20$	$0 \pm 0,10$
16	$440^{+0,10}$	20	$420 \pm 0,25$	$0 \pm 0,10$
17	$460^{+0,15}$	20	$440 \pm 0,25$	$0 \pm 0,10$
18	$480^{+0,20}$	20	$460 \pm 0,25$	$0 \pm 0,10$
19	$500^{+0,25}$	20	$480 \pm 0,25$	$0 \pm 0,10$
20	$500^{+0,30}$	20	$480 \pm 0,25$	$0 \pm 0,10$

Учебное издание

Цветков Юрий Николаевич, д-р техн. наук, проф.
Мельник Олеся Владимировна, канд. техн. наук, доц.

Нормы точности в машиностроении

Учебно-методическое пособие



198035, Санкт-Петербург, Межевой канал, 2
Тел.: (812) 748-97-19, 748-97-23
E-mail: izdat@gumrf.ru

Публикуется в авторской редакции

Ответственный за выпуск	<i>М. Н. Евсюткина</i>
Техническая редакция и оригинал-макет	<i>Е. И. Тюленева</i>

Подписано в печать 00.00.2022
Формат 60×90/16. Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman
Усл. печ. л. 4,75. Тираж 00 экз. Заказ № 53/22