

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ БАКАЛАВРОВ
ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ В
НЕФТЕПРОДУКТООБЕСПЕЧЕНИИ**

Направление
подготовки/специальность

21.03.01 Нефтегазовое дело

Направленность (профиль)/специализация Эксплуатация и обслуживание объектов транспорта,
хранения и переработки нефти и газа

Форма обучения

Очная

Год начала обучения

2026

Реализуется

5 семестре

Разработано

Доцентом ТПНиПЭ

Пикалов С.Г.

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ**
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Пикалов С.Г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ БАКАЛАВРОВ
ПО ОРГАНИЗАЦИИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ В
НЕФТЕПРОДУКТООБЕСПЕЧЕНИИ**

Ставрополь, 2026

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ.....	5
ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ.....	6
САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА.....	7
САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ЗАДАНИЙ.....	7
ИНЫЕ ФОРМЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	7
КОНТРОЛЬ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ ПРЕПОДАВАТЕЛЯМИ.....	7
КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ.....	8
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	8

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» является формирование набора профессиональных компетенций выпускника по направлению подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело

Дисциплина Б1.В.06 «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» относится части, формируемой участниками образовательных отношений. Ее освоение происходит в 5 семестре.

Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины:

Индекс	Формулировка:
Профессиональные компетенции	
ПК-1	Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья.

ЦЕЛИ И ЗАДАЧИ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ

Реализация образовательной программы подготовки бакалавров должна обеспечиваться доступом каждого к библиотечным фондам и базам данных, формируемым по полному перечню дисциплин образовательной программы. Библиотека вуза должна иметь достаточное количество современных учебников и учебных пособий по всем циклам дисциплин и постоянно пополняться научной литературой и периодическими изданиями экологического профиля. Во время самостоятельной подготовки обучающиеся должны быть обеспечены доступом к сети Интернет. Объем времени, отведенный на внеаудиторную самостоятельную работу, находит отражение:

- в рабочем учебном плане – в целом по образовательной программе, по каждому блоку, по дисциплине (модулю);
- в рабочих программах учебных дисциплин (модулей) с распределением по разделам или конкретным темам.

Под самостоятельной работой бакалавров понимается планируемая учебная, учебно- исследовательская, а также научно-исследовательская работа, которая выполняется во внеаудиторное время по инициативе бакалавра или по заданию и при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

Самостоятельная работа проводится с целью:

- систематизации и закрепления полученных теоретических знаний и практических умений обучающихся;
- углубления и расширения теоретических знаний;
- формирования умений использовать нормативную, правовую, справочную документацию и специальную литературу;
- развития познавательных способностей и активности: творческой инициативы, самостоятельности, ответственности, организованности;
- формирования практических умений и навыков;
- развития исследовательских умений.

Задачи самостоятельной работы:

- овладение теоретическими знаниями о современных научно-технических и практических проблемах промышленной экологии;
- формирование опыта собственной поисковой, творческой, научно-исследовательской деятельности.

Самостоятельная работа способствует развитию ответственности и организованности, творческого подхода к решению проблем учебного и профессионального (в том числе научного) уровня.

ВИДЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ

Основными видами самостоятельной учебной деятельности бакалавров являются:

- 1) предварительная подготовка к аудиторным занятиям, в том числе к тем, на которых будет изучаться новый, незнакомый материал;
- 2) своевременная доработка конспектов лекций;
- 3) подбор, изучение, анализ и, при необходимости, конспектирование рекомендованных литературных источников;
- 4) выяснение наиболее сложных, непонятных вопросов и их уточнение во время консультаций;
- 5) подготовка к зачету или экзамену;
- 6) выполнение собственных научных исследований, либо участие в научных исследованиях, проводимых на кафедре;
- 7) систематическое изучение периодической печати, научных монографий, поиск и анализ дополнительной информации по учебным дисциплинам.

На самостоятельную работу бакалавров, обучающихся по направлению 21.03.01 Нефтегазовое дело», по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» отводится 108 астрономических часа.

Виды самостоятельной работы по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» могут быть разделены на основные (аудиторные) и дополнительные (внеаудиторные). Основные виды самостоятельной работы выполняются в обязательном порядке с последующим контролем результатов преподавателем, который проводит практические занятия.

Дополнительные (внеаудиторные) виды самостоятельной работы выполняются по выбору бакалавра и заданию преподавателя без его непосредственного участия. Дополнительные виды самостоятельной работы по дисциплине рекомендуются тем бакалаврам, которые наиболее заинтересованы в изучении дисциплины.

К основным (обязательным) видам самостоятельной работы бакалавров при изучении дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» относятся:

а) самостоятельное изучение теоретического материала; Дополнительными видами самостоятельной работы являются:

а) подготовка докладов и сообщений для выступления на семинарах; б) участие в ежегодной научно-технической конференции;

Дополнительные виды самостоятельной работы не являются обязательными и выполняются бакалаврами по собственной инициативе с предварительным согласованием с преподавателем, либо при методическом руководстве преподавателя, но без его непосредственного участия.

Виды и содержание самостоятельной работы, формы их контроля:

Коды реализуемых компетенций	Вид деятельности студентов	Итоговый продукт самостоятельной работы	Средства и технологии оценки	Объём часов, в том числе		
				СРС	Контактная работа с преподавателем	Всего
5 семестр						
ПК-1	Самостоятельное изучение литературы по темам 1 – 9	Конспект	Проверка конспекта, собеседование	36	18	54
ПК-1	Подготовка к практическим занятиям.	Конспект	Проверка конспекта, собеседование	36	18	54
ПК-1	Подготовка к лекциям.	Конспект	Проверка конспекта, собеседование	36	18	54
Итого за 5 семестр				108	54	54
Итого				108	54	54

САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА

Самостоятельное изучение теоретического материала по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» предусмотрено на всём протяжении курса. Такая работа сопровождает лабораторные работы, текущий контроль и промежуточную аттестацию, и в то же время является отдельным видом самостоятельной работы.

Источники для самостоятельного изучения теоретического материала по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении»:

- учебники по предмету;
- учебные пособия по отдельным темам;
- научные статьи в периодической печати и рекомендованных сборниках;
- научные монографии.

Умение бакалавров быстро и правильно подобрать литературу, необходимую для выполнения учебных заданий и научной работы, является залогом успешного обучения. Самостоятельный подбор литературы осуществляется при подготовке к практическим занятиям, при написании научных рефератов.

Выполнение самостоятельной работы на занятиях с проверкой результатов преподавателем позволяет бакалаврам усваивать изучаемый материал более глубоко.

САМОСТОЯТЕЛЬНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ ЗАДАНИЙ

Задания для самостоятельной работы преимущественно содержатся в учебно-методическом комплексе дисциплины (практикум). Сдача выполненного задания производится преподавателю, ведущему практические занятия, в установленные сроки.

ИНЫЕ ФОРМЫ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

К иным формам самостоятельной работы бакалавров относятся: подготовка сообщений, докладов, выступлений на «круглых столах», семинарах, конференциях. Если преподаватель поручил бакалавру подготовить доклад к семинару, сообщение или иное выступление, то самостоятельная работа по их написанию может проходить в следующей последовательности.

1. Нужно подобрать литературу, проконсультироваться у преподавателя по содержанию предстоящего доклада (выступления).
2. Необходимо изучить литературу, сгруппировать материал и составить подробный план доклада (выступления).
3. Следует написать полный текст доклада (выступления). Для выступления с докладом обычно отводится 10-12 минут, поэтому все содержание доклада должно быть не более 7-10 страниц.
4. Бакалавру рекомендуется продумать методику чтения доклада. При возможности следует подготовить доклад с презентацией или раздаточным материалом.
5. Важно потренироваться в чтении доклада.

КОНТРОЛЬ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ БАКАЛАВРОВ ПРЕПОДАВАТЕЛЯМИ

Оценка самостоятельной работы бакалавра влияет на итоговую оценку по дисциплине «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» следующим образом: во-первых, оценка самостоятельной работы учитывается в такой форме текущего контроля, как опрос на занятиях; во-вторых, самостоятельная работа по предмету поощряется, и преподаватель может использовать (и, как правило, использует) оценку самостоятельной работы в качестве поощрительной составляющей; в спорных моментах оценка самостоятельной работы может разрешить ситуацию в пользу обучающегося.

Контроль самостоятельной работы бакалавров предусматривает:

- соотнесение содержания контроля с целями обучения;
- объективность контроля;
- валидность контроля (соответствие предъявляемых заданий тому, что предполагается проверить);
- дифференциацию контрольно-измерительных материалов.

Основными формами контроля самостоятельной работы бакалавра преподавателями являются:

1. просмотр и проверка продукта самостоятельной работы преподавателем;
2. самопроверка, взаимопроверка выполненного задания в группе;

3. обсуждение результатов выполненной работы на занятии;
4. письменный опрос;
5. индивидуальное собеседование;

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РЕЗУЛЬТАТОВ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

Независимо от вида самостоятельной работы критериями оценки самостоятельной работы могут считаться:

- уровень освоения бакалавром учебного материала;
- умение бакалавра использовать теоретические знания при выполнении практических задач;
- умение бакалавра активно использовать электронные образовательные ресурсы, находить информацию, изучать ее и применять на практике;
- умение ориентироваться в потоке информации, выделять главное;
- обоснованность и четкость изложения материала;
- оформление материала в соответствии с требованиями.

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

Основная литература:

- 1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Высшая школа, 2003.- 510с.
- 2 Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии: Учебник для вузов.- М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004.- 711с.
- 3 Сергеев А.Г. Метрология: Учеб. пособие для вузов.- М.: Логос, 2004.- 408с.

Введение

Целью изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» является формирование набора профессиональных компетенций выпускника по направлению подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело. Основными задачами изучения дисциплины являются:

- дать представление о технологических процессах как источниках выделения загрязнений и образования отходов, источниках выбросов и сбросов токсичных веществ;
- заложить основу знаний по теории и практике основных промышленных методов очистки отходящих газов и сточных вод, технологических схемах очистки и применяемом оборудовании, методов борьбы с загрязнением недр и разрушением природных ландшафтов;
- сформировать научный подход к подбору оборудования для конкретных процессов очистки;
- рассмотреть общие принципы и методы контроля состояния окружающей среды.

Основные задачи изучения дисциплины – приобретение студентами теоретических знаний и практических навыков, необходимых будущим специалистам для принятия технически и экономически обоснованных решений при:

- проведении исследований, связанных с разработкой и внедрением средств защитных и ресурсосберегающих мероприятий, различных видов новой защитной техники, экологически чистых и малоотходных технологических процессов;
- разработке инвестиционных проектов и проектов строительства объектов НГК, оказывающих влияние на уровень использования природных ресурсов и качество окружающей среды;
- эксплуатации технологических процессов, производств и промышленных объектов по обезвреживанию, переработке (утилизации) и хранению отходов.

Темы практических работ:

Основные задачи, принципы и функции охраны окружающей природной среды на предприятиях нефтяной и газовой промышленности.

Экологические проблемы нефтегазовой отрасли

Экологические риски при эксплуатации объектов нефтегазового комплекса

Воздействие нефтегазовых объектов на водную среду, почву, растительный и животный мир

Очистка отходящих газов от пыли.

Защита воздушной среды от загрязнений нефтегазового комплекса

Экозащитная техника и технология очистки газодымовых выбросов в нефтегазовом комплексе

Охрана поверхностных вод в нефтегазовом комплексе

Охрана природных вод в нефтегазовом комплексе

Экозащитная техника и технология очистки сточных вод в нефтегазовом комплексе

Список литературы:

1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Высшая школа, 2003.- 510с.

2 Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии: Учебник для вузов.- М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004.- 711с.

3 Сергеев А.Г. Метрология: Учеб. пособие для вузов. - М.: Логос, 2004.- 408с. Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. - М.: Логос, 2005. - 536 с.

2. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии. - М.: ЮНИТИ - ДАНА, 2005. - 711 с.

1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.-М.: Высшая школа, 2003.- 510с.

**Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ БАКАЛАВРОВ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ В
НЕФТЕПРОДУКТООБЕСПЕЧЕНИИ**

Направление
подготовки/специальность

21.03.01 Нефтегазовое дело

Направленность
(профиль)/специализация

Эксплуатация и обслуживание
объектов транспорта, хранения и
переработки нефти и газа

Форма обучения

Очная

Год начала обучения

2026

Реализуется

5 семестре

Разработано

Доцентом ТПНиПЭ

Пикалов С.Г.

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ НАУКИ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Пикалов С.Г.

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ БАКАЛАВРОВ
ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
МЕТРОЛОГИЯ, СТАНДАРТИЗАЦИЯ И СЕРТИФИКАЦИЯ В
НЕФТЕПРОДУКТООБЕСПЕЧЕНИИ**

Ставрополь, 2026

Содержание	Введение.....	4
Практическое занятие 1	Выбор посадок с зазором.....	5
Практическое занятие 2	Расчёт переходных посадок на вероятность получения натягов и зазоров.....	21
Практическое занятие 3	Выбор посадок с натягом.....	28
Практическое занятие 4	Расчет и проектирование калибров для контроля размеров гладких цилиндрических соединений.....	41
Практическое занятие 5	Расчет размерных цепей.....	52
Практическое занятие 6	Статистический контроль деталей.....	62
Практическое занятие № 7	Допуски и посадки подшипников качения.....	73
Практическое занятие № 8	Выбор посадок шлицевых соединений.....	82
Практическое занятие № 9	Выбор посадок резьбовых соединений.....	88
Список рекомендуемой литературы.....		95

ВВЕДЕНИЕ

Целью изучения дисциплины «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» является формирование набора профессиональных компетенций выпускника по направлению подготовки 21.03.01 Нефтегазовое дело

Дисциплина Б1.В.06 «Метрология, стандартизация и сертификация в нефтепродуктообеспечении» относится части, формируемой участниками образовательных отношений. Ее освоение происходит в 5 семестре.

Компетенции обучающегося, формируемые в результате освоения дисциплины:

Индекс	Формулировка:
Профессиональные компетенции	
ПК-1	Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья.

Практическое занятие 1 Выбор посадок с зазором

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: понятия посадок с зазором, их технологическое назначение; Умения:

уметь рассчитывать и выбирать посадки с зазором; Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1)

Актуальность темы: Посадки с зазором образуются, если любой предельный размер отверстия больше любого предельного размера вала. Зазор необходим для размещения слоя смазки между сопрягаемыми поверхностями. При выполнении данной работы необходимо уметь выбирать посадку, исходя из условий работы соединения: частота вращения, тип масла, шероховатость поверхностей вязкость масла , угловая скорость и диаметральный зазор S .

Теоретическая часть

По гидродинамической теории трения несущая способность подшипника жидкостного трения определяется при неразрывности слоя смазки.

При установившемся режиме работы положение вала относительно центра отверстия вкладыша подшипника, характеризуемое абсолютным эксцентриситетом e и относительным эксцентриситетом , определяется величиной среднего удельного давления, (Н/м²)

$$P \leq \frac{R}{Ld}, \quad (1.1)$$

где R – радиальная нагрузка на цапфу, Н;

d – номинальный диаметр соединения, м;

L – длина сопряжения, м.

При практических расчетах толщину масляного слоя определяют по упрощенной формуле:

$$[h]_{\min} = K \left(\frac{R_{ZD}}{d} + \frac{R_{Zd}}{d} + \frac{K}{4} \frac{R_{aD}}{d} + \frac{4R_{ad}}{d} \right), \quad (1.2)$$

где R_{ZD} , R_{Zd} , R_{aD} , R_{ad} – параметры шероховатости поверхности;

K – коэффициент запаса, надежности по толщине масляного слоя;

d – добавка на неразрывность масляного слоя, $d = 2 \dots 3$ мкм.

Для обеспечения жидкостного трения необходимо соблюдение условия:

$$h \geq [h_{\min}] \quad (1.3)$$

Следовательно, условия подбора посадки (рисунок 1.1) должны быть следующими:

- минимальный зазор в подобранной посадке:

где $[S_{\min}]$ – минимальный допускаемый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{\min}]$.

При малых зазорах могут возникнуть самовозбуждающиеся колебания вала в подшипнике, если $\epsilon \leq 0,3$. Относительный эксцентриситет $\epsilon_{\min}$, соответствующий зазору $S_{\min}$ $\leq 0,3$;

$$S_{\min} \leq [S_{\min}], \quad (1.4)$$

- максимальный зазор в подобранной посадке с учетом износа и шероховатости поверхностей вала и вкладыша:

$$S_{\max} \leq [S_{\max}] + 2 \frac{R_{ZD}}{d} + \frac{R_{Zd}}{d} + [S_{\max}] + 8 \frac{R_{aD}}{d} + \frac{R_{ad}}{d}, \quad (1.5)$$

где $[S_{max}]$ – максимально допустимый зазор, при котором толщина масляного слоя равна допускаемой минимальной величине $[h_{min}]$.

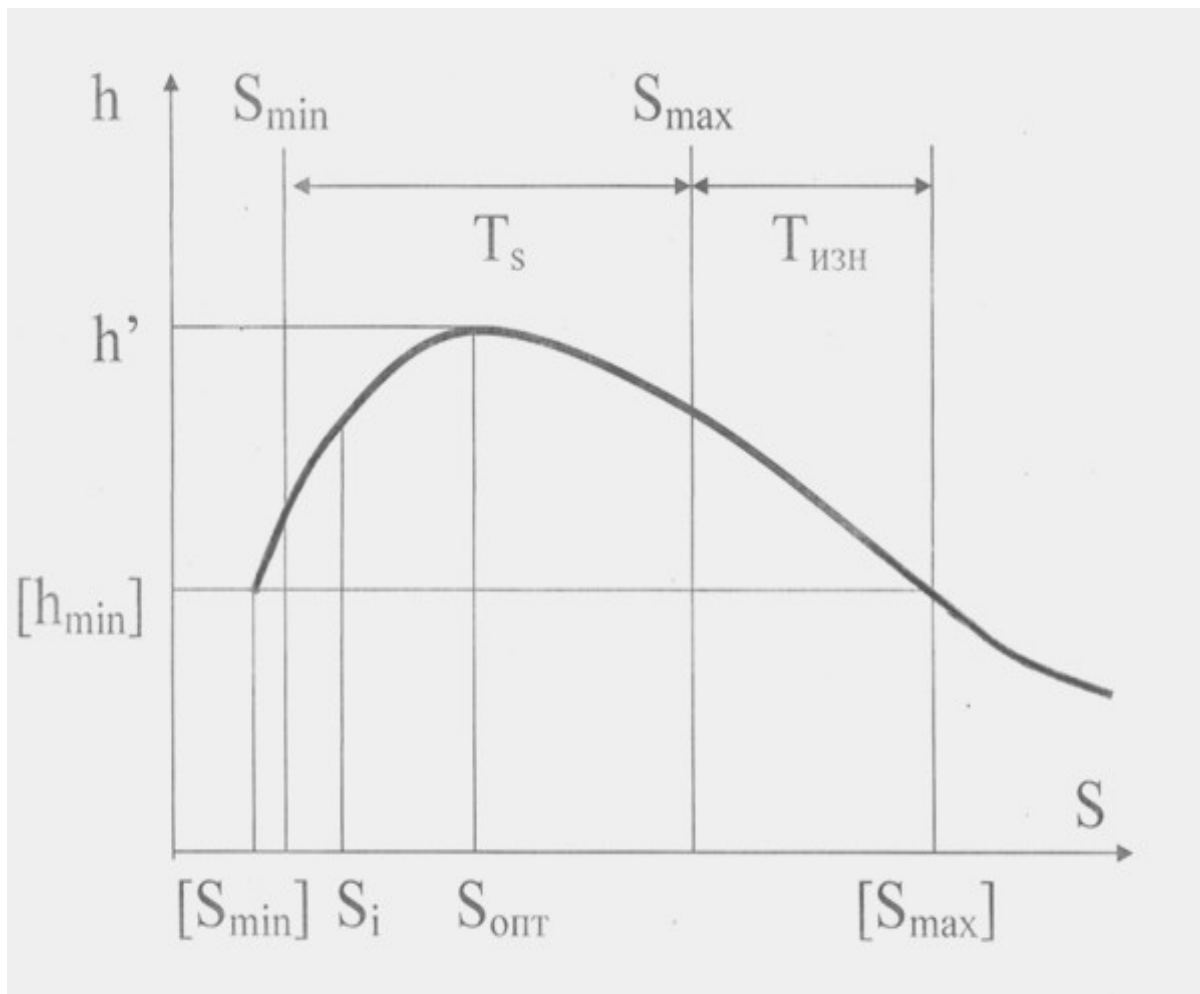


Рисунок 1.1 – Условия выбора посадки с зазором Для определения $[S_{min}]$ и $[S_{max}]$ используем формулу:

$$h = \frac{d}{2} \sqrt{\frac{1}{\rho} \left(\frac{n}{30} \right)^2 + C_R} \quad (1.6)$$

где $\frac{n}{30}$ – угловая скорость вала, рад/с;

ρ – динамическая вязкость масла, Нс/м²;

$A = 1$

C_R – величина, зависящая от относительного эксцентриситета и отношения L / d .

Значения A приведены в таблице 1.1, а также показаны на рисунках 1.2 и 1.3.

Пользуясь рисунками 1.2 и 1.3 или данными таблицы 1.1, можно определить $[S_{min}]$, $[S_{max}]$ и оптимальный зазор S_{opt} , при котором толщина масляного слоя достигает своего наибольшего значения h' (рисунок 1.1):

$$S_{opt} = d \cdot \sqrt{\frac{A_{opt}}{P}} \quad (1.7)$$

где A_{opt} – максимальное значение A при данном L / d ;

opt – значение , при котором $A = A_{opt}$.

Если известно значение A при данной толщине масляного слоя h_{min}

$$A_h = \frac{2[h_{min}]}{d \cdot \sqrt{P}} \quad (1.8)$$

то

$$S_{opt} = \frac{2[h_{min}]}{A_h} \cdot \frac{1}{A_{opt}} \quad (1.9)$$

$$h' = d \cdot \sqrt{\frac{A_{opt} P}{2[h_{min}]}} \cdot \frac{A_{opt}}{A_h} \quad (1.10)$$

При известных d , L , R , расчеты зазоров и выбор посадки можно вести в следующем порядке:

А. Определяется среднее удельное давление P (Н/м²) в подшипнике по формуле (1.1).

Б. Устанавливается допускаемая минимальная толщина масляного слоя $[h_{min}]$ по формуле (1.2).

В. Задаются рабочая температура подшипника $t_{п}$. Правильность назначения температуры подшипника проверяется тепловым расчетом. Рабочая температура подшипника должна быть не выше 60...75 С. Для предварительных

расчетов $t_{\Pi} = 50$ С. В соответствии с принятой температурой t_{Π} и маркой масла (таблица 1.2) определяется динамическая вязкость масла:

$$\eta_{\Pi} = \frac{\eta_{ТАБЛ}}{t^{2,8}}, \quad (1.11)$$

где $\eta_{ТАБЛ}$ – динамическая вязкость при $t_{\Pi} = 50$ С, определенная по таблице 1.2.

А

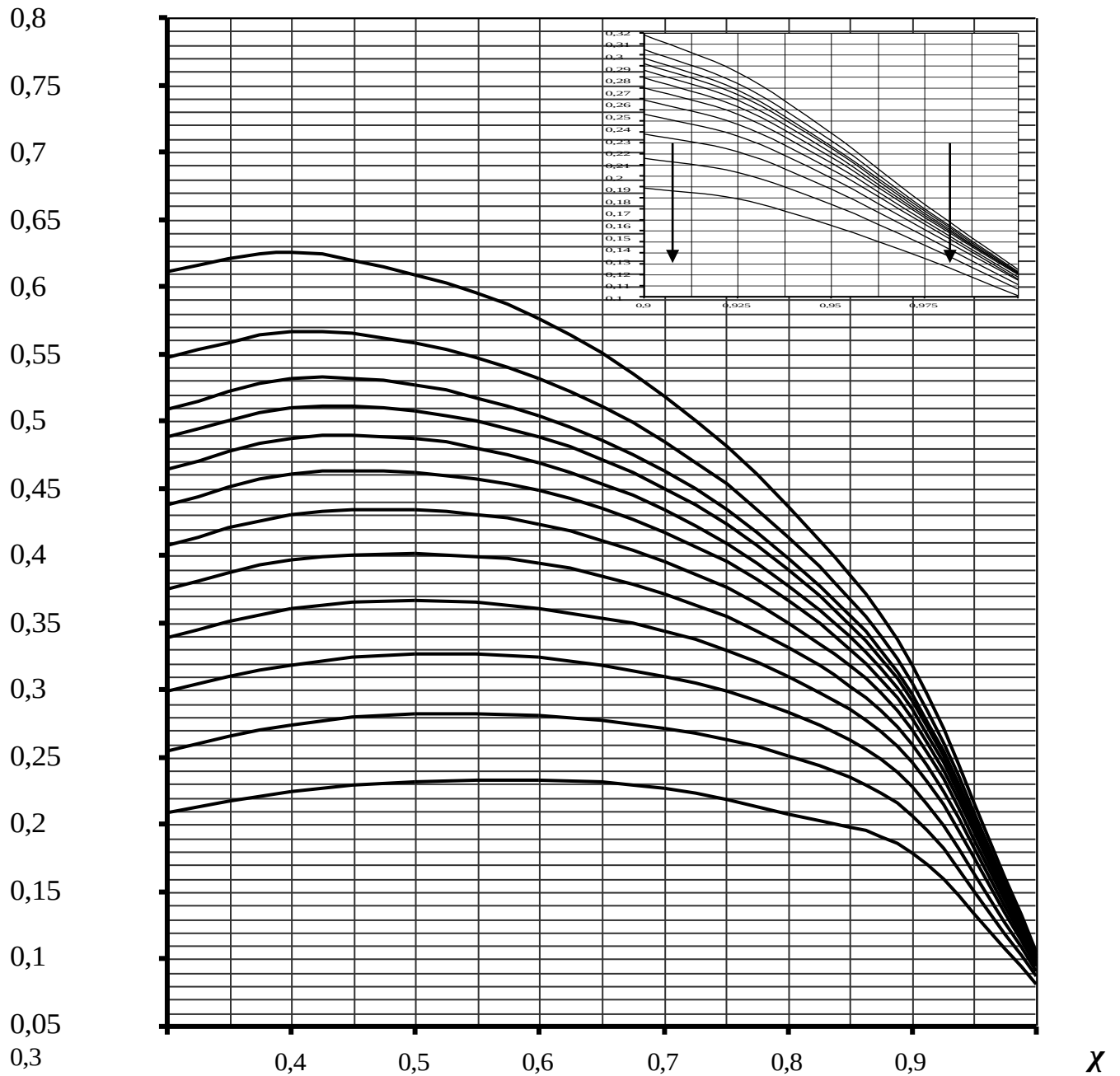
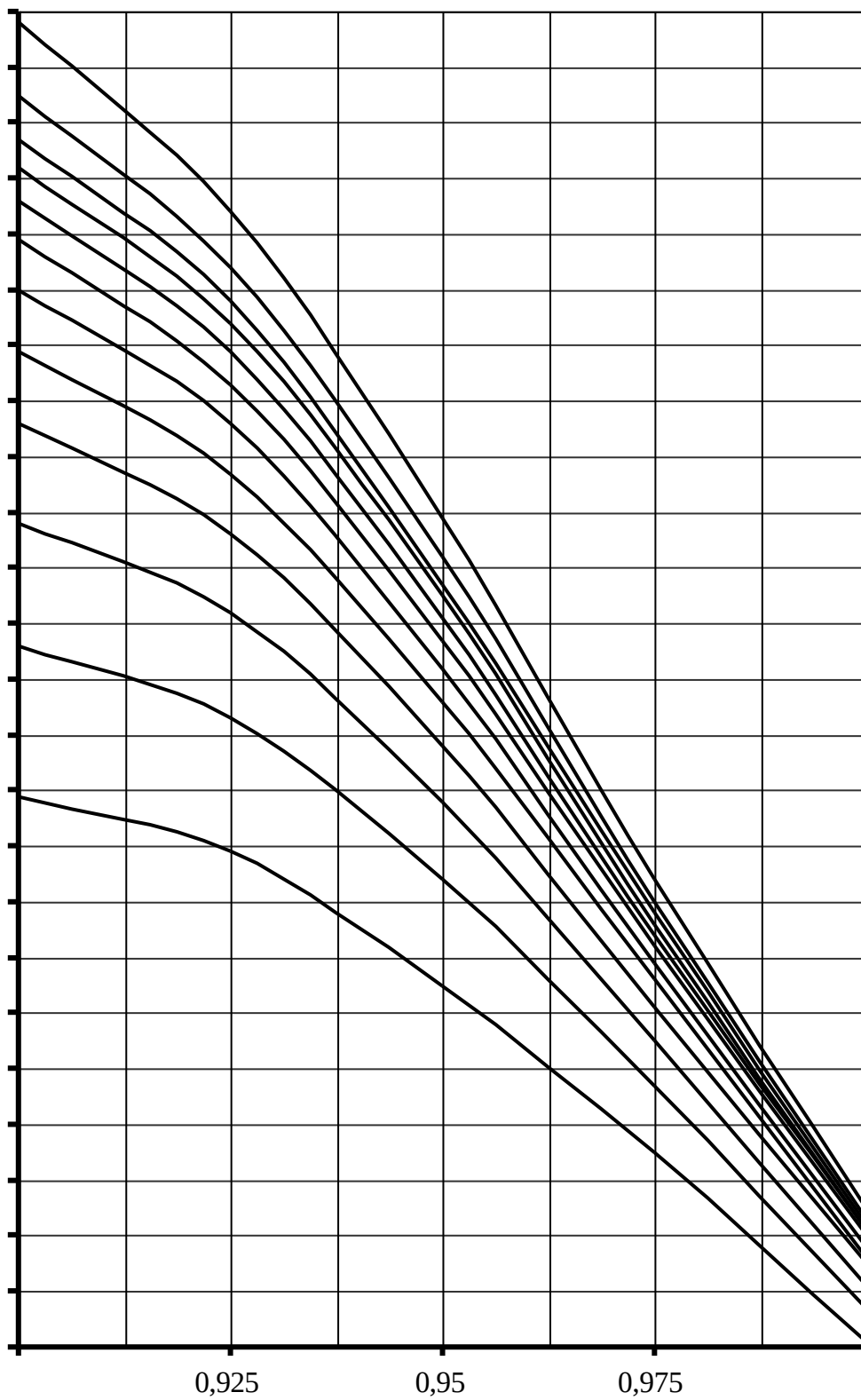


Рисунок 1.2 – Зависимость коэффициента A от относительного эксцентриситета χ

A

0,32
0,31
0,3
0,29
0,28
0,27
0,26
0,25
0,24
0,23
0,22
0,21
0,2
0,19
0,18
0,17
0,16
0,15
0,14
0,13
0,12
0,11
0,1
0,09
0,08
0,9



χ

Рисунок 1.3 – Зависимость коэффициента A от относительного эксцентриситета χ при больших значениях χ

Таблица 1.1 – Значение A_1 C_d для подшипников жидкостного трения

Относительный эксцентриситет	Значение A_1 C_d при L / d											
	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
0,3	0,209	0,255	0,299	0,339	0,375	0,408	0,438	0,464	0,488	0,509	0,547	0,611
0,4	0,225	0,274	0,319	0,360	0,397	0,431	0,461	0,487	0,510	0,531	0,566	0,626
0,5	0,232	0,282	0,327	0,367	0,402	0,434	0,462	0,487	0,508	0,527	0,558	0,609
0,6	0,233	0,281	0,324	0,361	0,394	0,423	0,448	0,469	0,488	0,504	0,531	0,576
0,65	0,230	0,276	0,317	0,352	0,383	0,410	0,433	0,452	0,469	0,484	0,507	0,547
0,7	0,227	0,271	0,310	0,344	0,372	0,396	0,417	0,434	0,450	0,463	0,484	0,518
0,75	0,220	0,262	0,298	0,328	0,351	0,375	0,393	0,408	0,421	0,432	0,450	0,479
0,8	0,208	0,251	0,283	0,310	0,332	0,350	0,367	0,378	0,389	0,398	0,413	0,437
0,85	0,200	0,234	0,261	0,284	0,302	0,317	0,329	0,339	0,347	0,354	0,366	0,384
0,9	0,179	0,206	0,228	0,246	0,259	0,270	0,279	0,286	0,292	0,297	0,305	0,318
0,925	0,169	0,193	0,212	0,226	0,237	0,246	0,253	0,259	0,264	0,268	0,274	0,284
0,95	0,145	0,164	0,178	0,188	0,196	0,202	0,207	0,211	0,215	0,217	0,222	0,229
0,975	0,115	0,127	0,135	0,141	0,146	0,149	0,152	0,154	0,156	0,158	0,160	0,164
0,99	0,081	0,087	0,091	0,095	0,096	0,098	0,100	0,101	0,101	0,102	0,103	0,105

Г. Рассчитывается значение A_h по формуле (1.8). По найденному значению A_h определяем из рисунка 1.2 или таблицы 1.1 (при данном $L / d_{H.C.}$) минимальный относительный эксцентриситет ϵ_{min} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$:

$$[S_{min}] = \frac{2[h_{min}]}{1 - \epsilon_{min}}. \quad (1.12)$$

Если величина ϵ_{min} оказывается меньше 0,3, то для определения $[S_{min}]$ поступают следующим образом:

- определяется по рисунку 1.2 или таблице 1.1 значение A при заданном отношении $L / d_{H.C.}$ и $\epsilon = 0,3$ (A);
- рассчитывают минимальный допускаемый зазор $[S_{min}]$:

$$[S_{min}] = \frac{2,857[h_{min}]}{A - A_h}. \quad (1.13)$$

Д. По найденному значению A_h определяется из рисунка 1.3 максимальный относительный эксцентриситет ϵ_{max} , при котором толщина масляного слоя равна $[h_{min}]$, ϵ_{max} можно также определить по таблице 1.1, применяя линейную интерполяцию. Затем по найденному значению ϵ_{max} рассчитывается максимальный допускаемый зазор:

$$[S_{max}] = \frac{2[h_{min}]}{1 - \epsilon_{max}}. \quad (1.14)$$

Е. По таблицам системы допусков и посадок (таблица 1.47 [2]) подбирается стандартная посадка, при которой выполняются условия (1.4) и (1.5).

Таблица 1.2 – Основные смазочные масла для машиностроения

Наименование и марка масла	ГОСТ	Вязкость, Нс/м ²		Температура, °С	
		Кинематическая	Динамическая	Вспышки	Застывания
1	2	3	4	5	6
Вязкость при 50 С					
Легкие					

индустриальные					
И-5А(велосит)		4,0 – 5,0	3,6 – 4,5	120	-25
И-3А(вазелиновое)		6 – 8	5,4 – 7,2	130	-20
Сепараторное Л	176 – 50	8,0 – 10,0	5,4 – 9	135	+5
Приборное МВП	1805 – 76	5,5 – 8,0	5,8 – 7,2	125	-60
Средние индустриальные					
И-12К (И-12)	20799 – 75	10 – 14	9 – 12,6	165	-30
Сепараторное Т	176 – 50	14 – 17	12,6 – 15,3	165	+5
И-20А (И-20)	20799 – 75	17 – 23	15,3 – 20,7	180	-15
И-25А (ИС-25)		24 – 27	21,6 – 24,2	180	-15
И-30А (И-30)		28 – 33	25,2 – 29,7	190	-15
И-40А (И-45)		35 – 45	31,5 – 40,5	200	-15
И-50А (И-50)		47 – 55	42,3 – 49,5	200	-20
И-70А (И-65)		65 – 75	58,5 – 67,5	200	-10
Турбинные					
Т ₂₂ (Л)		20 – 23	18 – 20,7	180	-15
Т ₃₀ (УТ)		28 – 32	25,3 – 28,8	180	-10
Т ₄₆ (Т)		44 – 48	39,6 – 43,2	195	-10

Ж. Определяется мощность теплообразования (Вт):

$$Q = R \cdot \frac{d}{2} f, \quad (1.15)$$

При большой частоте вращения и относительно малой нагрузке мощность теплообразования (Вт) может быть подсчитана по формуле:

$$Q = 1,57 \frac{d^3 L}{S}, \quad (1.16)$$

К. Определяется теплоотвод (Вт) через корпус и выходящий из корпуса вал подшипника по формуле:

$$Q^1 = K_T F t_{\Pi} t_0. \quad (1.17)$$

где K_T – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·С), можно определить по формуле:

$$K_T = 6,7 - 11,7 \sqrt{v_B} \quad (1.18)$$

где v_B – скорость омывания (м/с) корпуса воздухом, зависящая от скорости вращения вала и находящихся на нем деталей; минимальное значение K_T

18,5 Вт/(м²· С);

F – свободная теплоотдающая поверхность корпуса и приведенная поверхность вала, м²,

$$F = 12...40 Ld. \quad (1.19)$$

В среднем $F = 25 Ld$, м²; t_0 – температура окружающей среды, обычно $t_0 = 20$ С.

Если тепловыделение превышает теплоотвод через корпус ($Q > Q_1$), то принимают ряд мер для увеличения Q_1 : принудительный обдув корпуса (увеличивается K_T), увеличение фактической температуры подшипника (увеличение $t_{\text{п}} - t_0$), использование ребрения для увеличения F и т. д. В случае изменения $t_{\text{п}}$ необходимо внести коррективы в подобранную посадку, так как будет иметь несколько иную величину из-за различия расчетной и фактической температур.

Избыточная теплота ($Q - Q_1$) удаляется принудительной прокачкой масла через подшипник.

Л. Объем масла, (м³/с), прокачиваемого через подшипник, определяют по формуле:

$$Q = Q_1 + \frac{W}{c(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}})}, \quad (1.20)$$

где c – теплоемкость масла, Дж/(кг·С), $c = 1600...2100$ Дж/(кг·С);

– плотность масла, кг/м³, $\rho = 870...890$, кг/м³;

$t_{\text{вых}}$, $t_{\text{вх}}$ – температура масла соответственно на выходе подшипника и входе в подшипник.

Пример – Определить величины зазоров и подобрать посадку для подшипника скольжения, работающего в условиях жидкостного трения при следующих данных: $d = 75$ мм, $L = 75$ мм, $P = 1,47 \cdot 10^6$ Н/м² (15 кгс/см²), $\omega = 157$ рад/с (1500 об/мин). Смазка централизованная маслом марки турбинное

22 (Л) с динамической вязкостью при $t_{\Pi} = 50 \text{ C}$, $\eta = 19 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ (таблица

1.4). Шероховатость поверхности $R_{aD} = R_{ad} = 0,8 \text{ мкм}$.

Расчет посадки выполняем в соответствии с указанной выше последовательностью.

1. По условию среднее удельное давление $p = 1,47 \cdot 10^6 \text{ Н} / \text{м}^2$.

2. По формуле (1.2) определим допускаемую толщину масляного слоя:
 $[h_{\min}] = \frac{2 \sqrt{4 R_{aD}^2 + 4 R_{ad}^2}}{2 \cdot 10^6} = \frac{2 \sqrt{3,2^2 + 3,2^2}}{2 \cdot 10^6} = \frac{16,8 \cdot 10^{-6}}{2} \text{ м}$.

3. Задаемся рабочей температурой подшипника $t_{\Pi} = 50 \text{ C}$, при которой $\eta = \eta_{\text{ТАБ}} = 19 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$.

4. Рассчитываем значение A_h по формуле (1.8):

$$A_h = \frac{2[h_{\min}]^2 \cdot 16,0 \cdot 10^6}{75 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{19 \cdot 10^3 \cdot 157}{1,47 \cdot 10^6}}} = 0,314.$$

5. По рисунку 1.2 определяем, используя найденное значение $A_h = 0,314$ и $L/d = 1$, минимальный относительный эксцентриситет $\epsilon_{\min}$, при котором толщина масляного слоя равна $[h_{\min}]$. Менее 0,3 и поэтому условие (1. 4) не выполнено.

По рисунку 1.2 находим значение $A = 0,438$ при $\epsilon = 0,3$ и $L / d_{\text{н.с.}} = 1$ и затем по формуле (1.13) определяем минимальный допускаемый зазор $[S_{\min}]$ (толщина масляной пленки при этом зазоре больше $[h_{\min}]$).

$$[S_{\min}] = 2,857 [h_{\min}] \frac{A}{A_h} = 2,857 \cdot 16,8 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{0,438}{0,314} = 67 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

6. По найденному ранее значению $A_h = 0,314$ из рисунка 1.3 находим максимальный относительный эксцентриситет $\epsilon_{\max} = 0,87$, при котором $h = [h_{\min}]$.

По формуле (1.14) определим максимальный допускаемый зазор $[S_{\max}]$:

$$[S_{\max}] = \frac{2[h]_{\min}}{1 - \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^6}{258 \cdot 10^6}} = 258 \text{ мкм.}$$

7. Для выбора посадки наряду с (1.4) и (1.5) используем дополнительное условие, что средний зазор S_C в посадке должен быть примерно равен оптимальному $S_{\text{ОПТ}}$.

Оптимальный зазор рассчитаем по формуле (1.9):

$$S_{\text{ОПТ}} = \frac{2[h]_{\min}}{1 - \frac{2 \cdot 16,8 \cdot 10^6}{258 \cdot 10^6}} = 96 \text{ мкм,}$$

где из рисунка 1.2 $\alpha_{\text{ОПТ}} = 0,48$ и $A_{\text{ОПТ}} = 0,464$. Максимальную толщину масляного слоя h' при оптимальном зазоре определим по формуле (1.5):

$$h' = \frac{S_{\text{ОПТ}}}{2} = 0,48 \cdot 96 = 45,9 \text{ мкм.}$$

По СТ СЭВ 144-75 или таблице 1.47 [3] определяем, что условиям подбора посадки наиболее близко соответствует предпочтительная посадка:

$$\frac{H7}{e8} \begin{matrix} 0,030 \\ 0,060 \\ 0,106 \end{matrix},$$

для которой $S_C = 98 \text{ мкм}$, $S_{\text{ОПТ}} = 96 \text{ мкм}$, $S_{\min} = 60 \text{ мкм}$, $S_{\max} = 136 \text{ мкм}$.

Условие (1.4) можно считать выполненным, так как получение зазора $S_{\min} = 60 \text{ мкм}$ маловероятно.

Практически при сборке зазоров меньших, чем вероятностный минимальный зазор, $S_{\min}^B$, не будет.

$$S_{\min}^B = S_C - 0,5 \sqrt{S_D^2 + S_d^2} = 98 - 0,5 \sqrt{136^2 + 109^2} = 30,5 \text{ мкм.}$$

Для данной посадки минимальный запас на износ:

$$\Delta S = [S_{\max}] - 2 R_{ZD} - R_{Zd} - S_{\max} = 258 - 2 \cdot 3,2 - 3,2 - 136 = 109 \text{ мкм.}$$

8. По формуле (1.16) определяем мощность теплообразования

$$Q = 1,57 \frac{2 \cdot d^3 \cdot L}{S} = 1,57 \frac{157^2 \cdot 19 \cdot 10^3 (75 \cdot 10^3)^3}{70,5 \cdot 10^6} = 330 \text{ Вт.}$$

9. Определяем теплоотвод через корпус и вал подшипника по формуле (1.17):

$$Q_1 = K_T \cdot 25 \cdot L \cdot d_{H.C.} \cdot (t_{\Pi} - t_0) = 18,5 \cdot 25 \cdot 75 \cdot 10^3 \cdot 75 \cdot 10^3 \cdot (50 - 20) = 78 \text{ Вт}.$$

В связи с тем, что теплообразование существенно превышает теплоотвод через корпус и вал, избыточная теплота будет удаляться принудительной прокачкой масла.

10. Определяем по формуле (1.20) объем масла, прокачиваемого через подшипник:

$$W = \frac{Q}{c \cdot t_{\text{ВЫХ}}} = \frac{78}{1900 \cdot 890 \cdot (50 - 35)} = 10^{-5} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,6 \frac{\text{л}}{\text{мин}}$$

2. Задачи

Для условий, приведенных в таблице 1.3, требуется выбрать посадку с зазором.

Таблица 1.3 – Условия выбора посадок

№ варианта	Диаметр соединения	Длина соединения	Частота вращения	Радиальная погрузка	Шероховатость поверхности		Тип масла
	d , мм	e , мм	n , мин	R , кН	R_{Zd} , мкм	R_{ZB} , мкм	
1	2	3	4	5	6	7	8
1	20	52	800	0,3	1,25	1,0	Индустр. 20
2	25	48	950	0,4	2,5		Индустр. 50
3	32	62	820	0,8	1,25		Индустр. 40
4	36	75	1000	0,8	4,0		Индустр. 30
5	40	85	820	1,1	1,6		Турбинное 46
6	45	80	1300	2,5	2,0	1,6	Индустр. 50
7	48	83	600	1,9	4,0		Индустр. 50
8	50	90	800	1,4	2,5		Турбинное 30
9	55	100	1000	1,9	3,2		Индустр. 50
10	60	100	450	1,7	2,5	1,6	Турбинное 30
11	63	90	1000	3,8	2,0	2,0	Индустр. 50
12	70	100	750	2,8	3,2	2,0	Турбинное 22

13	75	140	1200	3,8	2,5	1,25	Индустр. 20
14	80	140	1000	6,0	2,6	1,0	Турбинное 30
15	90	160	700	6,5	2,5	2,5	Индустр. 30
16	100	160	1200	18,0	3,2	2,5	Индустр. 40
17	110	250	800	20,0	2,5	2,5	Индустр. 50
18	120	260	750	30,0	3,2	3,2	Индустр. 20
19	130	280	500	20,0	4,0	3,2	Турбинное 46
20	140	280	300	45,0	4,0	4,0	Индустр. 40
21	150	250	1000	40,0	5,0	5,0	Индустр. 50
22	160	300	1440	35,0	2,5	1,6	Индустр. 50
23	85	160	800	18,0	3,2	2,5	Турбинное 30
24	125	200	1000	46,0	5,0	3,2	Турбинное 46

Вопросы и задания

1. Какие условия работы соединения влияют на выбор посадок с зазором?
2. Выбор максимального и минимального зазоров посадки.
3. Как определить толщину масляного слоя?
4. Как осуществляется выбор стандартной посадки?
5. Определение мощности теплообразования.
6. Как определить теплоотвод через корпус?
7. Какие проводятся мероприятия, если тепловыделение превышает теплоотвод?

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. – М.: Логос, 2005. – 536 с.
2. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии. – М.: ЮНИТИ – ДАНА, 2005. – 711 с.

Дополнительная литература:

3. Допуски и посадки: Справочник В 2 ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов и др. – Ленинград: Машиностроение, 1987.

4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986.

Практическое занятие 2

Расчёт переходных посадок на вероятность получения натягов и зазоров

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: понятие переходных посадок с зазором, их технологическое назначение;

Умения: уметь рассчитывать и выбирать переходные посадки с зазором;

Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья(ПК-1)

Актуальность темы: Переходными являются те посадки, в которых при сборке могут образовываться как зазоры, так и натяги. Стандартами предусмотрено несколько типов переходных посадок, имеющих разнообразное сочетание зазоров и натягов.

Трудоёмкость сборки и разборки соединений с переходными посадками, так же, как и характер этих посадок, во многом определяется вероятностью получения в них натягов и зазоров.

При выполнении задания по этой теме студент должен освоить методику определения вероятности получения натягов и зазоров при анализе переходной посадки в соответствии с её функциональным назначением.

Теоретическая часть

При расчёте вероятности натягов и зазоров переходной посадки обычно исходят из нормального закона распределения размеров деталей при изготовлении. Распределение натягов и зазоров в этом случае также будет подчиняться и их получения нормальному закону (рисунок 2.1), а вероятность определяются с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$ (таблица 2.1).

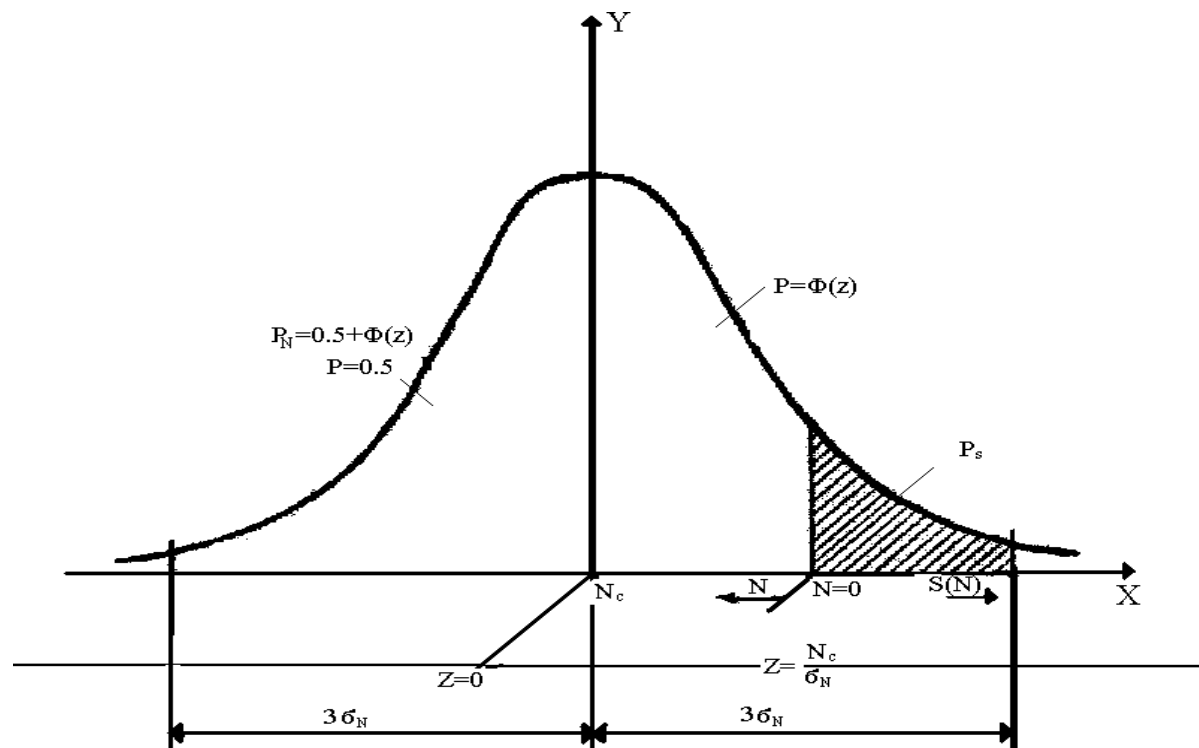


Рисунок 2.1 – Распределение натягов и зазоров в переходной посадке

Расчёт проводится следующим образом:

1. Рассчитывается посадка и определяются натяги: наибольший предельный N_{max} , наименьший предельный N_{min} и средний N_c ; допуски отверстия и вала TD , Td .

2. Определяется среднее квадратическое отклонение натяга (зазора) по формуле:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} \quad (2.1)$$

3. Определяется предел интегрирования

$$z = \frac{N_c}{N} \quad (2.2)$$

4. Из таблицы 2.1 по найденному значению z определяется интегральная формула вероятности $\Phi(Z)$.

5. Рассчитывается вероятность натягов и вероятность зазоров

$$P_N = 0,5 + \Phi(Z), \quad \text{если } Z > 0; \quad (2.3)$$

$$P_N = 0,5 - \Phi(Z), \quad \text{если } Z < 0; \quad (2.3a)$$

при этом процент натягов будет

$$P_N = 100 P_N \quad (2.4)$$

$$P_S = 0,5 - \Phi(Z), \quad \text{если } Z > 0; \quad (2.5)$$

$$P_S = 0,5 + \Phi(Z), \quad \text{если } Z < 0; \quad (2.5a)$$

при этом процент зазоров будет

$$P_S = 100 P_S. \quad (2.6)$$

Значения P_N и P_S для переходных посадок по СТ СЭВ 144-75 приведены в таблице 1.102 [2].

Пример— Рассчитать ожидаемую при сборке долю соединений с

$$\text{натягом и долю соединений с зазором для посадки } \varnothing 65 \begin{matrix} H7 \\ n6 \end{matrix} \frac{0,030}{0,020}.$$

1. Рассчитаем натяги и допуски отверстия и вала:

$$N_{max} = 39 - 0 = 39 \text{ мкм};$$

$$N_{min} = 20 - 30 = - 10 \text{ мкм};$$

$$N_c = \frac{39 - (-10)}{2} = 24,5 \text{ мкм};$$

$$TD = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$Td = 39 - 20 = 19 \text{ мкм}.$$

2. По формуле (2.1) определяем среднее квадратическое отклонение натяга:

$$\sigma_N = \frac{1}{6} \sqrt{TD^2 + Td^2} = \frac{5,9 \text{ мкм.}}{\sqrt{30^2 + 19^2}}$$

3. По формуле (2.2) определяем предел интегрирования функции $\Phi(Z)$

$$z = \frac{N_c}{-N} \frac{14,5}{5,9} = 2,46.$$

4. Из таблицы 2.1 по значению $z = 2,46$ определяем $\Phi(2,46) = 0,493$.

Таблица 2.1 – Значения интегральной функции вероятности $\Phi(Z)$.

Z	$\Phi(Z)$	Z	$\Phi(Z)$	Z	$\Phi(Z)$	Z	$\Phi(Z)$
1	2	3	4	5	6	7	8
0,01	0,0040	0,31	0,1217	0,72	0,2642	1,80	0,4641
0,02	0,0080	0,32	0,1255	0,74	0,2703	1,85	0,4672
0,03	0,0120	0,33	0,1293	0,76	0,2764	1,90	0,4713
0,04	0,0160	0,34	0,1331	0,78	0,2823	1,95	0,4744
0,05	0,0199	0,35	0,11368	0,80	0,2881	2,00	0,4772
0,06	0,0239	0,36	0,1406	0,82	0,2939	2,10	0,4821
0,07	0,0279	0,37	0,1443	0,84	0,2995	2,20	0,4861
0,08	0,0319	0,38	0,1480	0,86	0,3051	2,30	0,4893
0,09	0,0359	0,39	0,1517	0,88	0,3106	2,40	0,4918
0,10	0,0398	0,40	0,1554	0,90	0,3159	2,50	0,4938
0,11	0,0438	0,41	0,1591	0,92	0,3212	2,60	0,4853
0,12	0,0472	0,42	0,1628	0,94	0,3264	2,70	0,4965
0,13	0,0517	0,43	0,1664	0,96	0,3315	2,80	0,4974
0,14	0,0557	0,44	0,1700	0,98	0,3365	2,90	0,4981
0,15	0,0596	0,45	0,1736	1,00	0,3413	3,00	0,49865
0,16	0,0636	0,46	0,1772	1,05	0,3531	3,20	0,49931
0,17	0,0675	0,47	0,1808	1,10	0,3643	3,40	0,49966
0,18	0,0714	0,48	0,1844	1,15	0,3749	3,60	0,49984

0,19	0,0753	0,49	0,1879	1,20	0,3849	3,80	0,499928
0,20	0,0793	0,50	0,1915	1,25	0,3944	4,00	0,499968
0,21	0,0832	0,52	0,1985	1,30	0,4032	4,50	0,499997
1	2	3	4	5	6	7	8
0,22	0,0871	0,54	0,2054	1,35	0,4115	5,00	0,4999997
1	2	3	4	5	6	7	8
0,23	0,0910	0,56	0,2123	1,40	0,4192		
0,24	0,0948	0,58	0,2190	1,45	0,4265		
0,25	0,0987	0,60	0,2257	1,50	0,4332		
0,26	0,1020	0,62	0,2324	1,55	0,4394		
0,27	0,1064	0,64	0,2389	1,60	0,4452		
0,28	0,1103	0,66	0,2454	1,65	0,4505		
0,29	0,1141	0,68	0,2517	1,70	0,4554		
0,30	0,1179	0,70	0,2580	1,75	0,4599		

5. По формуле (2.3), так как $z > 0$, находим вероятность натягов

$$P_N = 0,5 + 0,493 = 0,993.$$

6. По формуле (2.5) – вероятность зазоров

$$P_S = 0,5 - 0,463 = 0,007.$$

Следовательно, при сборке примерно 99,3% всех соединений (993 из 1000) будут с натягами и 0,7% соединений (7 из 1000) с зазорами.

Вопросы и задания

Таблица 2.2– Задания к расчету переходной посадки

1	$\begin{matrix} \varnothing 180 \\ H7 \\ js6 \end{matrix}$	7	$\begin{matrix} \varnothing 180 \cdot H7 \\ k6 \end{matrix}$	13	$\begin{matrix} \varnothing 160 \cdot H7 \\ m6 \end{matrix}$	19	$\begin{matrix} \varnothing 160 \cdot H8 \\ js7 \end{matrix}$	25	$\begin{matrix} \varnothing 140 \cdot H8 \\ k7 \end{matrix}$
2	$\begin{matrix} \varnothing 140 \\ H8 \\ m7 \end{matrix}$	8	$\begin{matrix} \varnothing 125 \cdot H8 \\ n7 \end{matrix}$	14	$\begin{matrix} \varnothing 125 \cdot Js7 \\ h6 \end{matrix}$	20	$\begin{matrix} \varnothing 130 \cdot K7 \\ h6 \end{matrix}$	26	$\begin{matrix} \varnothing 130 \cdot M7 \\ h6 \end{matrix}$

3	$\begin{matrix} \varnothing 125 \\ \underline{N\ 7} \\ h6 \end{matrix}$	9	$\begin{matrix} \varnothing 180 \\ \underline{Js\ 8} \\ h7 \end{matrix}$	15	$\begin{matrix} \varnothing 160 \\ \underline{K\ 8} \\ h7 \end{matrix}$	21	$\begin{matrix} \varnothing 140 \\ \underline{M\ 8} \\ h7 \end{matrix}$	27	$\begin{matrix} \varnothing 130 \\ \underline{N\ 8} \\ h7 \end{matrix}$
4	$\begin{matrix} \varnothing 120 \\ \underline{H\ 7} \\ js6 \end{matrix}$	10	$\begin{matrix} \varnothing 120 \\ \underline{H\ 7} \\ k\ 6 \end{matrix}$	16	$\begin{matrix} \varnothing 110 \\ \underline{H\ 7} \\ m6 \end{matrix}$	22	$\begin{matrix} \varnothing 110 \\ \underline{H\ 7} \\ n6 \end{matrix}$	28	$\begin{matrix} \varnothing 100 \\ \underline{H\ 8} \\ js7 \end{matrix}$
5	$\begin{matrix} \varnothing 100 \\ \underline{H\ 8} \\ k7 \end{matrix}$	11	$\begin{matrix} \varnothing 95 \\ \underline{H\ 8} \\ m7 \end{matrix}$	17	$\begin{matrix} \varnothing 95 \\ \underline{H\ 8} \\ n7 \end{matrix}$	23	$\begin{matrix} \varnothing 90 \\ \underline{Js\ 7} \\ h6 \end{matrix}$	29	$\begin{matrix} \varnothing 90 \\ \underline{K\ 7} \\ h6 \end{matrix}$
6	$\begin{matrix} \varnothing 85 \\ \underline{M\ 7} \\ n6 \end{matrix}$	12	$\begin{matrix} \varnothing 85 \\ \underline{N\ 7} \\ h6 \end{matrix}$	18	$\begin{matrix} \varnothing 120 \\ \underline{Js\ 8} \\ h7 \end{matrix}$	24	$\begin{matrix} \varnothing 100 \\ \underline{K\ 8} \\ h7 \end{matrix}$	30	$\begin{matrix} \varnothing 110 \\ \underline{M\ 8} \\ h7 \end{matrix}$

1. Какие посадки являются переходными?
2. По какому закону распределяются вероятности натягов и зазоров в переходной посадке?
3. Как определить среднее квадратическое отклонение натяга (или зазора)?
4. Как определить вероятность натягов в переходной посадке?
5. Как определить вероятность зазоров в переходной посадке?
6. Каково функциональное назначение переходных посадок?

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. М.: Логос, 2005.
2. Никифоров А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Высшая школа, 2000.

Дополнительная литература:

3. Допуски и посадки: Справочник В 2 ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов и др. – Ленинград: Машиностроение, 1986.

4. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Машиностроение, 1986.

Практическое занятие 3 Выбор посадок с натягом

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: понятие посадок с натягом, их технологическое назначение; Умения: уметь рассчитывать и выбирать посадки с натягом; Компетенции или их части:
- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: Посадки с натягом образуются, если в соединении любой предельный размер вала будет больше любого предельного размера отверстия. При сборке таких деталей образуется плотное соединение.

Расчёт посадок с натягом выполняется с целью обеспечения прочности соединения, т. е. отсутствия смещений сопрягаемых деталей. Исходя из первого условия, определяется минимальный допустимый натяг [N_{min}], при котором, как правило, отсутствуют пластические деформации. Исходя из второго условия, максимальный допустимый натяг [N_{max}], при котором отсутствуют пластические деформации на контактных поверхностях деталей. При решении задач по данной теме студент должен уметь определять предельно допустимые натяги и выбирать стандартную посадку.

Теоретическая часть

При расчётах предельно допустимых натягов используются выводы задачи Ляме (определение напряжений и перемещений в толстостенных полых цилиндрах).

Расчёт посадок с натягом ведётся в следующем порядке:

1 По известным значениям внешних нагрузок осевой силы (R_{oc} и крутящего момента M_k), диаметру d и длине L соединения определяется требуемое минимальное удельное давление (Н/м^2) на контактных поверхностях соединения (рисунок 3.1):

- при действии крутящего момента M_k

$$[p_{\min}] = \frac{2M_k}{d^2 L f}; \quad (3.1)$$

- при действии осевой нагрузки R_{oc}

$$[p_{\min}] = \frac{R_{oc}}{d L f}; \quad (3.2)$$

- при одновременном действии R_{oc} и M_k

$$[p_{\min}] = \frac{\sqrt{R_{oc}^2 + (2M_k / d)^2}}{d L f} \quad (3.3)$$

где R_{oc} – продольная осевая сила, стремящаяся сдвинуть одну деталь относительно другой, Н;

M_k – крутящий момент, стремящийся повернуть одну деталь относительно другой Н·м;

L – длина контакта сопрягаемых поверхностей, м;

D – номинальный диаметр сопрягаемых деталей, м;

f – коэффициент трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания.

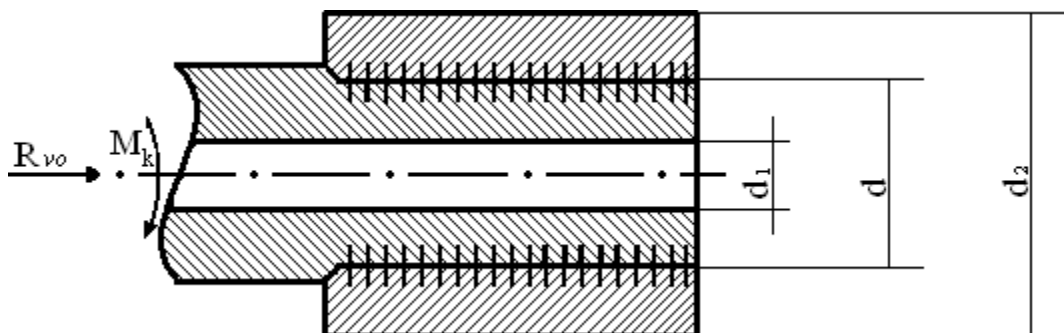


Рисунок 3.1 – Образование натяга в соединении вала и втулки Коэффициент трения f колеблется в широких пределах, что объясняется многообразием факторов, влияющих на прочность соединения (шероховатость поверхностей, скорость запрессовки, наличие масла, вид покрытия и т. д.).

Значения f приведены в таблице 3.1.

2. По полученным значениям p определяется необходимая величина наименьшего расчётного натяга N'_{min} (м)

$$N'_{min} = [p_{min}] \cdot d \cdot \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2}, \quad (3.4)$$

где E_1, E_2 – модули упругости материалов соответственно охватываемой (вала) и охватывающей (отверстия) деталей, Н·м;

C_1, C_2 – коэффициенты, определяемые по формулам:

$$C_1 = \frac{1 - (d_1/d)^2}{1 + (d_1/d)^2}; \quad C_2 = \frac{1 - (d/d_2)^2}{1 + (d/d_2)^2}, \quad (3.5)$$

где d_1 – диаметр отверстия вала;

d_2 – наружный диаметр втулки;

ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона соответственно для охватываемой и охватывающей деталей.

Для сплошного вала ($d_1 = 0$) $C_1 = 1$;

для массивного корпуса ($d_2 \rightarrow \infty$) $C_2 = 1$.

Значение E и μ приведены в таблице 3.3. Значения C_1 и C_2 в зависимости от отношения диаметров даны в таблице 3.2.

3. Определяются с учётом поправок к N_{min} величина минимального допустимого натяга:

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_m, \quad (3.6)$$

где γ_m – поправка, учитывающая снятие неровностей R_z или R_a (таблица 3.4) контактных поверхностей деталей при образовании соединения

$$\gamma_m = 1,2(R_{zD} + R_{zd}) \approx 5(R_{aD} + R_{aD}). \quad (3.7)$$

Таблица 3.1 – Значения коэффициентов трения при установившемся процессе распрессовки или проворачивания

Материал сопрягаемых деталей	Коэффициент трения f
Сталь – сталь	0,06 – 0,13
Сталь – чугун	0,07 – 0,12
Сталь – магниево-алюминиевые сплавы	0,03 – 0,12
Сталь – латунь	0,03 – 0,1
Сталь – пластмассы	0,15 – 0,25

Примечание. При образовании соединений с использованием температурных деформаций (нагрев охватывающей, охлаждение охватывающей детали) значения f в 1,5 – 1,6 раза выше приведённых.

При стальных и чугунных деталях часто принимают $f = 0,14$.

Таблица 3.2 – Значения коэффициентов Ляме C_1 и C_2 в зависимости от отношения диаметров

$\frac{d_1}{d}$ или $\frac{d}{d_2}$	$\mu_1 = \mu_2 = 0,3$		$\mu_1 = \mu_2 = 0,25$	
	C_1	C_2	C_1	C_2
0,00	0,70	1,3	0,75	1,25
0,1	0,72	1,32	0,77	1,27
0,2	0,78	1,38	0,83	1,30
0,3	0,89	1,49	0,95	1,45
0,4	1,08	1,68	1,13	1,63
0,5	1,37	1,97	1,42	1,92

0,6	1,83	2,43	1,88	2,37
0,7	2,62	3,22	2,67	3,17
0,8	4,25	4,88	4,30	4,80
0,9	9,23	9,83	9,28	9,78

При $d_2 > d$.

Таблица 3.3 – Модули упругости и коэффициент Пуассона

Материал	Модуль упругости E , Н/мм^2	Коэффициент Пуассона μ
Сталь и стальное литьё	$(1,96...2) \cdot 10^{11}$	0,3
Чугунное литьё	$(0,74...1,05) \cdot 10^{11}$	0,25
Бронза оловянистая	$0,84 \cdot 10^{11}$	0,35
Латунь	$0,78 \cdot 10^{11}$	0,38
Пластмассы	$(0,005...0,35) \cdot 10^{11}$	
Алюминиевые сплавы	$(0,67...0,75) \cdot 10^{11}$	0,34
Цинк катанный	$2 \cdot 10^{11}$	0,27
Никель	$2 \cdot 10^{11}$	0,33

Таблица 3.4 – Примеры нормирования шероховатости поверхности деталей

Характеристика поверхности			Значение параметра R_a , мкм, не более		
Поверхности деталей в посадках с натягом: собираемых под прессом	Квалитет	Поверхность	Номинальные размеры, мм		
			До 50	Св. 50 до 120	Св. 120 до 500
	5	Вал	0,1 – 0,2	0,4	0,4
		Отверстие	0,2 – 0,4	0,8	0,8
	6 – 7	Вал	0,4	0,8	1,6
		Отверстие	0,8	1,6	1,6
собираемых способом термических деформаций	8	Вал	0,8	0,8 – 1,6	1,6 – 3,2
		Отверстие	1,6	1,6 – 3,2	1,6 – 3,2
	—	Вал	1,6 1,6 – 3,2		
		Отверстие			

4. На основе теории наибольших касательных напряжений определяется максимальное допустимое удельное давление $[p_{max}]$, при котором отсутствует пластическая деформация на контактных поверхностях деталей.

В качестве $[p_{max}]$ берётся наименьшее из двух значений:

- максимальное удельное давление для вала

$$p_1 = 0,58 \cdot \frac{\sigma_{T1}}{d^2} \quad (3.8)$$

- максимальное удельное давление для втулки

$$p_2 = 0,58 \cdot \frac{\sigma_{T2}}{d^2} \quad (3.9)$$

где σ_{T1} и σ_{T2} – предел текучести материалов охватываемой и охватывающей деталей (таблица 3.5).

5. Определение величины наибольшего расчётного натяга N'_{max} (м)

$$N'_{max} = [p_{max}]d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \quad (3.10)$$

6. Определяется с учётом поправок к N'_{max} величина максимально допустимого натяга $[N_{max}]$:

$$[N_{max}] = N'_{max} \cdot \gamma_{ud} + \gamma_m \quad (3.11)$$

где γ_{ud} – коэффициент, учитывающий увеличение удельного давления у торцов охватываемой детали. Принимается по графику (рисунок 3.2) в зависимости от отношений L/d и d_1/d .

7. Выбирается посадка из таблиц системы допусков и посадок по СТ СЭВ 144-75 и таблице 1.49 [3].

Условия подбора посадки следующие:

- максимальный натяг N_{max} в подобранной посадке должен быть не больше $[N_{max}]$:

$$N_{max} \leq [N_{max}]; \quad (3.12)$$

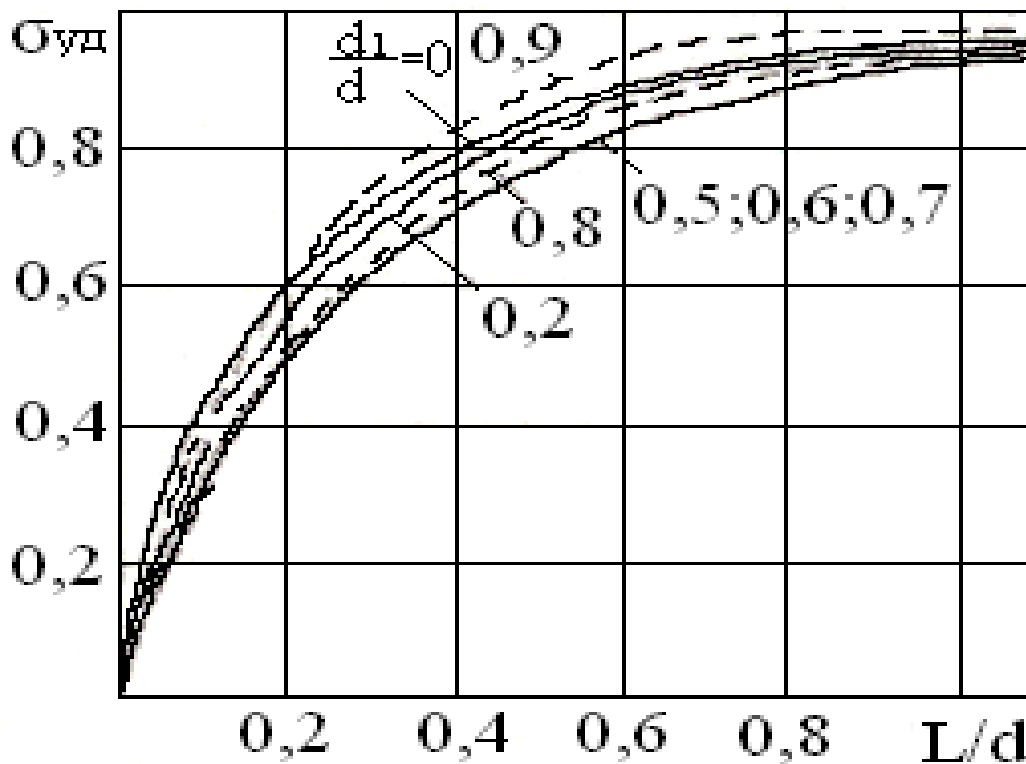


Рисунок 3.2 – Определение коэффициента увеличения удельного давления
- минимальный натяг N_{min} в подобранной посадке с учётом возможных колебаний действующей нагрузки и других факторов должен быть:

$$N_{min} > [N_{min}]. \quad (3.13)$$

Далее рассчитывается необходимое усилие (Н) при запрессовке собираемых деталей:

$$R_n = f_n p_{max} d L, \quad (3.14)$$

где f_n – коэффициент трения при запрессовке, f_n (1,15 – 1,2).

Удельное давление p_{max} при максимальном натяге N_{max} в посадке определяется по формуле:

$$p_{max} = \frac{N_{max}}{C} \cdot \frac{C^m}{E_1^{d-1} E_2^2}. \quad (3.15)$$

8. Применяя термические методы сборки, необходимую температуру нагрева охватывающей детали или охлаждения охватываемой детали определяют по формулам:

$$t_D = \frac{N_{\max} S_{CB}}{d} t_{CB}, \quad (3.16)$$

$$t_d = t_{CB} + \frac{N_{\max} S_{CB}}{d}, \quad (3.17)$$

где t_{CB} – температура помещения сборки, °С;

S_{CB} – минимально необходимый зазор при сборке;

S_{CB} – принимают равным S_{min} в посадках H/q ;

α – коэффициент линейного расширения (сжатия) при нагреве (охлаждении), таблица 1.62 [3].

9. Изменение размеров d_1 и d_2 после запрессовки (λ_1 и λ_2 , м) рассчитываются по формулам:

$$\lambda_1 = 2 p_{\max_2} d_1 d, \quad (3.17)$$

$$\lambda_2 = 2 p_{\max_1} d_2 d \frac{E_1 d_2 \bar{d}_1}{E_2 d_2 \bar{d}}. \quad (3.18)$$

Пример– Соединения (рисунок 3.1) с размерами $d = 60$ мм, $L = 70$ мм, $d_1 = 10$ мм, $d_2 = 100$ мм предназначено для передачи $M_K = 650$ Нм.

Материал деталей – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_{T1} = \sigma_{T1} = \sigma_{T1} = 35 \cdot 10^7$ Н/м². Высота неровностей поверхностей вала $R_{zd} = 10$ мкм. Рабочая температура соединения – 20°С. Сборка производится под прессом без смазки. Выбрать стандартную посадку и определить усилие запрессовки.

Расчет ведётся в следующей последовательности:

1. Определяем минимальное удельное давление:

$$[p_{\min}] = \frac{2M_K}{d^2 L f} = \frac{2 \cdot 650}{(60 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 0,08} = 2,05 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2},$$

где $f = 0,08$ выбрано из таблицы 3.1, исходя из условий сборки.

2. Определяем минимальный расчётный натяг.

Предварительно определяем коэффициент C_1 по формуле (3.5):

$$C_1 = \frac{1}{(d_1/d)^2} \frac{1}{(10/60)^2} \frac{0,3 \cdot 0,76}{1} = 2,43$$

при $d_1 = 60$ по таблице 3.2 $C_2 = 2,43$.

$$\begin{aligned} \text{Тогда } N'_{min} &= [p_{min}] \cdot d \cdot \frac{C_1 \cdot C_2}{E} = \\ &= 2,05 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,75 \cdot 2,43}{20 \cdot 10^6} = 20 \text{ мкм}. \end{aligned}$$

3. Определяем минимальный допустимый натяг по формуле (3.6).

Предварительно определим поправку γ_m по формуле (3.7):

$$\gamma_m = 1,2(10 + 6,3) = 19,6 \text{ мкм}.$$

Минимальный допустимый натяг:

$$[N_{min}] = N'_{min} + \gamma_m = 20 + 19,6 = 49,6 \approx 50 \text{ мкм}.$$

4. Определяем величину максимально допустимого удельного давления, для чего рассчитываем максимальное удельное давление для вала и втулки:

$$\begin{aligned} p_1 &= 0,58 \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{d^2}{0,58 \cdot 35 \cdot 10^7} \cdot \frac{10^2}{60} \cdot \frac{H}{m^2}, \\ p_2 &= 0,58 \cdot \frac{1}{d} \cdot \frac{d^2}{0,58 \cdot 35 \cdot 10^7} \cdot \frac{10^2}{100} \cdot \frac{H}{m^2}. \end{aligned}$$

Следовательно, $[p_{max}] = 13 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$.

5. Определим максимальный расчётный натяг:

$$N'_{max} = [p_{max}] \cdot d \cdot \frac{C_1 \cdot C_2}{E} = 13 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,76 \cdot 2,43}{20 \cdot 10^6} = 124 \cdot 10^{-6} \text{ м} = 124 \text{ мкм}.$$

6. Определяем максимальный допустимый натяг $[N_{max}]$ по формуле (3.11):

$$[N_{max}] = N'_{max} \cdot \gamma_{уд} + \gamma_m = 124 \cdot 0,93 + 19,6 = 135 \text{ мкм}, \text{ где } \gamma_{уд} = 0,93 \text{ по графику (рисунок 3.2).}$$

7. По таблице 1.49 [3] выбираем посадку $\varnothing 60 \frac{H7}{u7}$ $\frac{0,030}{0,087}$,
 $0,117$

для которой

$N_{max} = 117 \text{ мкм} < [N_{max}]$, $N_{min} = 57 \text{ мкм} > [N_{min}]$. Запас прочности соединения для данной посадки равен: $[N_{min}] = 57 - 50 = 7 \text{ мкм}$.

Запас прочности деталей $[N_{max}] - N_{max} = 135 - 117 = 18 \text{ мкм}$.

8. Определяем усилие запрессовки по формуле (3.14)

$$R_n = f_n p_{max} \pi d L = 0,096 \cdot 10,3 \cdot 10^7 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 131 \cdot 10^3 \text{ Н},$$

где $f_n = 1,2f = 1,2 \cdot 0,08 = 0,096$; удельное давление рассчитывается по формуле (3.15):

$$p_{max} = \frac{(117 - 19,6) \cdot 10^6}{H} \text{ Н}$$

$$\frac{0,76 \cdot 2,43}{60 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^{11}} \cdot 10,3 \cdot 10^7 \text{ м}^2 \cdot$$

Вопросы и задания Определить предельно допустимые натяги для соединений. Таблица 3.5 – Исходные данные для решения задачи

№ варианта	Размеры соединения			Крутящий момент		Осевая нагрузка	Материал		Условия сборки
	d мм	d_1 мм	d_2 мм	L мм	$M_{кр}$ Н·м	P кН	Вала	Втулки	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	80	0	150	82	1200	0	Сталь 30	Сталь 30	Механически со смазкой
2	63	0	120	60	800	0	Сталь 30	С428	Механически без смазки
3	120	50	200	130	50	6	Сталь 45	БрАЖ9-4	Нагрев втулки
4	50	120	100	60	400	0	Сталь 45	Сталь 45	Нагрев втулки

5	100	42	160	100	80	0,8	Сталь 45	Сталь 35	Охлаждение вала
6	180	100	240	150	900	8,0	Сталь 35	Сталь 40	Механически без смазки
7	40	0	63	43	120	0	Сталь 40	Сталь 45	Механически со смазкой
8	32	0	60	35	0	1,8	Сталь 40	БрАЖ9-4	Механически без смазки
9	25	0	50	30	20	0	Сталь 45	Сталь 30	Механически со смазкой
10	90	40	150	100	0	20	Сталь 40	Сталь 40	Нагрев втулки
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
11	45	25	63	50	30	0	Сталь 35	Сталь 11	Механически без смазки
12	150	100	200	130	400	0	Сталь 45	Сталь 45	Нагрев втулки
13	36	0	60	40	40	0,8	Сталь 30	Сталь 30	Механически со смазкой
14	70	0	100	81	250	0	Сталь 40	Сталь 40	Нагрев втулки
15	22	0	40	26	0	0,3	Сталь 45	БрАЖ9-4	Механически без смазки
16	28	12	42	30	20	0,4	Сталь 30	Сталь 30	Нагрев втулки
17	38	0	70	43	50	0	Сталь 25	Сталь 25	Механически без смазки
18	160	90	240	150	150	3	Сталь 45	Сталь 45	Охлаждение вала
19	18	0	25	20	40	0	Сталь 30	Сталь 30	Механически без смазки
20	16	0	32	20	30	0	Сталь 35	Сталь 35	Механически без смазки
21	10	0	20	10	0	0,5	Сталь 45	Сталь 45	Механически без смазки
22	85	50	130	100	800	0	Сталь 30	Сталь 30	Нагрев втулки
23	8	0	20	10	0	0,3	Сталь 45	Сталь 45	Механически без смазки

24	55	30	80	60	200	1,0	Сталь 25	Сталь 25	Нагрев втулки
25	40	20	60	40	300	0	Сталь 40Х	Сталь 40Х	Механически со смазкой
26	45	22	70	50	400	0,8	Сталь 50	Сталь 50	Нагрев втулки
27	36	0	55	40	0	1,2	Сталь 60Г	Сталь 60Г	Механически без смазки
28	72	40	100	100	1200	0	Сталь 40Х	Сталь 40Х	Нагрев втулки
29	85	0	120	90	0	4	Сталь 55	Сталь 55	Охлаждение вала

Выбрать стандартную посадку для осуществления сборки в соответствии с заданными условиями.

1. Каковы условия обеспечения натяга в соединении?
2. Какие факторы влияют на величину удельного давления на контактных поверхностях соединения?
3. Как влияет шероховатость поверхности на величину допустимого натяга?
4. Условия выбора стандартных посадок с натягом.
5. Как определить необходимое усилие при запрессовке деталей?
6. Как осуществляется сборка деталей термическими методами?

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. – М.: Логос, 2005. – 536 с.
2. Никифоров А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. М.: Высшая школа, 2000. – 510 с.

Дополнительная литература:

3. Допуски и посадки: Справочник В 2ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов и др. – Ленинград: Машиностроение, 1986.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986.

Практическое занятие 4

Расчет и проектирование калибров для контроля размеров гладких цилиндрических соединений

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: виды калибров, применяемых для контроля размеров деталей, имеющих гладкую цилиндрическую форму;

Умения: уметь рассчитывать и проектировать калибры для контроля размеров гладких цилиндрических соединений;

Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: В данной работе рассматриваются виды калибров, применяемых для контроля размеров деталей, имеющих гладкую цилиндрическую форму.

В процессе выполнения работы студент должен приобрести практические навыки по выбору схем расположения полей допусков, калибров, назначению допусков, расчету исполнительных размеров калибров-пробок и калибров-скоб.

Теоретическая часть

Годность деталей с допусками от 6 до 17 квалитетов особенно при массовом и крупносерийном производстве наиболее часто определяют с помощью предельных калибров.

Комплект рабочих предельных калибров для контроля размеров гладких цилиндрических деталей состоит из проходного *Р-ПР* и непроходного *Р-НЕ* калибров.

С помощью предельных калибров определяют не численные значения контролируемых параметров, а годность детали, т. е. находится ли контролируемый размер в пределах допуска. Деталь считается годной, если проходной калибр (проходная сторона калибра) проходит, а непроходной (непроходная сторона калибра) не проходит по контролируемой поверхности детали.

Рабочие калибры *Р-ПР* и *Р-НЕ* предназначены для контроля деталей в процессе их изготовления.

Для контроля отверстий используют пробки, а для контроля – валов – скобы.

Контрольные калибры *К-ПР* и *К-НЕ* предназначены для проверки размеров проходной и непроходной сторон при изготовлении нерегулируемых скоб или для установки размеров регулируемых скоб. Контрольный калибр *К-И* является непроходным и служит для изъятия из эксплуатации проходных рабочих скоб вследствие их износа.

ГОСТ 24853-81 для размеров до 500 мм предусматривает восемь вариантов схем расположения полей допусков контролируемых деталей в зависимости от их размеров и точности изготовления.

Принятые обозначения:

D, d	– номинальный размер отверстия и вала;
$D_{\max}, d_{\max}$	– наибольший предельный размер детали;
T_d, T_d	– допуск размера детали;

- H – допуск на изготовление калибров для отверстия;
- H_s – допуск на изготовление калибров со сферическими измерительными поверхностями для отверстия;
- H_1 – допуск на изготовление калибров для вала;
- H_p – допуск на изготовление контрольного калибра;
- Z – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра для отверстия относительно наименьшего предельного размера детали;
- Z_1 – отклонение середины поля допуска на изготовление проходного калибра вала относительно наибольшего предельного размера детали;
- U – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для отверстия за границу поля допуска детали;
- U_1 – допустимый выход размера изношенного проходного калибра для вала за границу поля допуска детали;
- α – величина компенсации погрешности контроля калибрами отверстий размерами свыше 180 мм;
- α_1 – величина компенсации погрешности контроля калибрами валов размерами свыше 180 мм.

Схема полей допусков, контролируемых деталей и калибров приведена на рисунках 4.1 и 4.2.

Исполнительные размеры – это предельные размеры калибров, по которым изготавливают новые калибры.

Исполнительные размеры калибров должны определяться по формулам, указанным в таблице 4.1.

Допуски предельных отклонений размеров рабочих и контрольных калибров нормированы ГОСТ 24853-81 и приведены в таблице 4.2.

В качестве исполнительного размера скобы принимают ее наименьший предельный размер с положительным отклонением; для пробки и контрольных калибров – их наибольший предельный размер с отрицательным отклонением.

Пример– Для посадки $\text{Ø}185 \begin{smallmatrix} H8 \\ x8 \end{smallmatrix}$ выбрать и построить схемы расположения полей допусков калибров-пробок, скоб и контрольных калибров, выбрать допуски и предельные отклонения по ГОСТ 24853-81 и указать их на схемах. Рассчитать исполнительные размеры всех калибров.

1. По ГОСТ 25346-82 и ГОСТ 25348-82 выбираем предельные отклонения для посадки

$$\text{Ø}185 \begin{smallmatrix} H8 \\ x8 \end{smallmatrix} \begin{smallmatrix} 0,072 \\ 0,422 \\ 0,350 \end{smallmatrix}.$$

2. Определяем предельные размеры и допуски

$$D_{\max}=185,072; D_{\min}=185,000;$$

$$d_{\max}=185,422; d_{\min}=185,350; T_D=0,072;$$

$$T_d=0,072.$$

3. Для отверстия $\text{Ø}185 H8$ выбираем схему расположения полей допусков калибров-пробок (рисунок 4.3), определяем допуски и отклонения по таблице 4.2 ($z=12$ мкм, $Y=7$ мкм, $\alpha=4$ мкм, $H=10$ мкм) и наносим их на схему полей допусков (рис. 4.1).

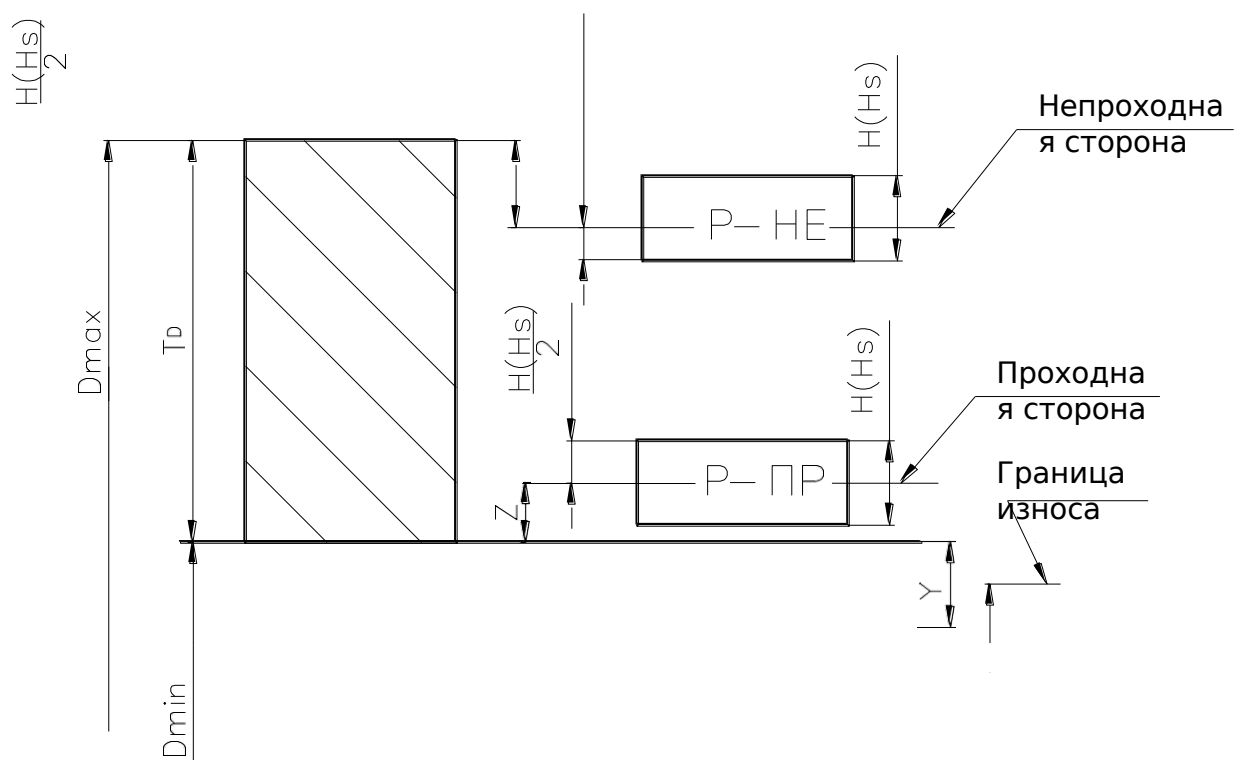


Рисунок 4.1 – Схема полей допусков для отверстия и калибров-пробок

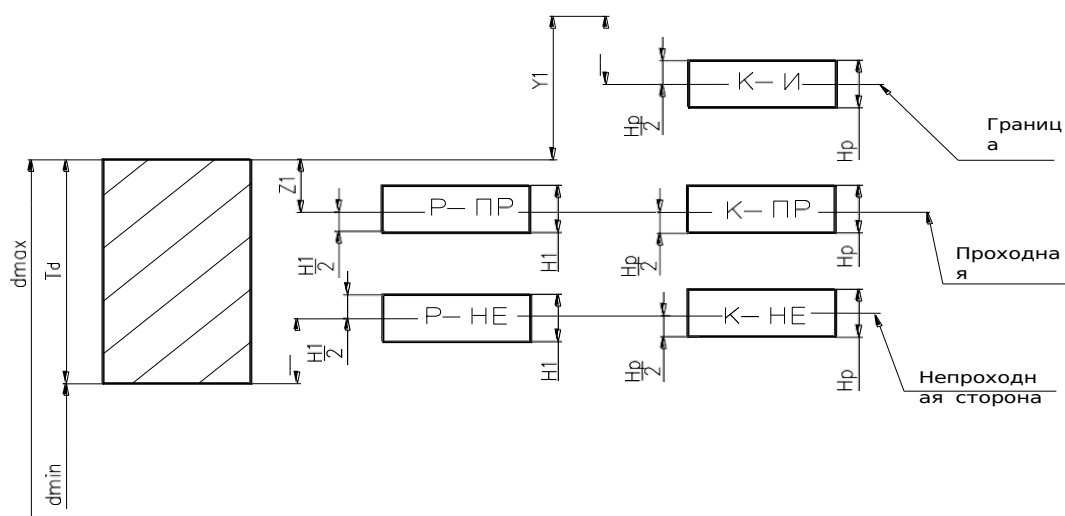


Рисунок 4.2 – Схемы полей допусков для вала и калибров-скоб

Таблица 4.1 – Формулы для расчета исполнительных размеров калибров

Калибр		Номинальный размер детали, мм	
		До 180	180...500
Д _л	Пр	Проходная сторона новая <i>Р-ПР</i>	
я		$D_{\min} + Z \pm H/2$	$D_{\min} + Z \pm H/2 \pm H_s/2$

		Проходная сторона изношенная <i>P-ПРи</i>	$D_{\min} - Y$	$D_{\min} - Y +$
		Непроходная сторона <i>P-HE</i>	$D_{\max} \pm H/2$	$D_{\max} - \pm H/2 \pm H_S$ $/2$
		Проходная сторона новая <i>P-ПР</i>	$d_{\max} - Z_1 \pm H_1/2$	$d_{\max} - Z_1 \pm H_1/2$
Для вала	Скоба	Проходная сторона изношенная <i>P-ПРи</i>	$d_{\max} + Y$	$d_{\max} + Y_{1-1}$
		Непроходная сторона <i>P-HE</i>	$d_{\min} \pm H_1/2$	$d_{\min} + \pm H_1$ $/2$
		Проходная сторона новая <i>K-ПР</i>	$d_{\max} - Z_1 \pm H_p$ $/2$	$d_{\max} - Z_1 \pm H_p$ $/2$
Контрка либры		Проходная сторона изношенная <i>K-И</i>	$d_{\max} + Y_1 \pm H_p$ $/2$	$d_{\max} + Y_{1-1} \pm$ $H_p/2$
		Непроходная сторона <i>K-HE</i>	$d_{\min} \pm H_p/2$	$d_{\min} + \pm H_p/2$

Таблица 4.2 – Допуски и отклонения калибров, мкм

Квалитет	Обозначения	Интервалы размеров, мм								
		18...30	30...50	50...80	80...120	120...180	180...250	250...315	315...400	400...500
6	Z	2	2,5	2,5	3	4	5	6	7	8
	Y	1,5	2	2	3	3	4	5	6	7
	α	0	0	0	0	0	2	3	4	5
	Z ₁	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y ₁	3	3	3	4	4	5	6	6	7
	H, H _s	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H ₁	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H _p	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
7	Z, Z ₁	3	3,5	4	5	6	7	8	10	11
	Y, Y ₁	3	3	3	4	4	6	7	8	9
	α	0	0	0	0	0	3	4	6	7
	H, H ₁	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H _s	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10
	H _p	1,5	1,5	2	2,5	3,5	4,5	6	7	8
	Z, Z ₁	5	6	7	8	9	12	14	16	18
	Y, Y ₁	4	5	5	6	6	7	9	9	11
	α	0	0	0	0	0	4	6	7	9

8	H	4	4	5	6	8	10	12	13	15
	H_1	6	7	8	10	12	14	16	18	20
	H_p	2,5	2,5	3	4	5	7	8	9	10

4. Рассчитываем предельные размеры калибров-пробок (табл. 4.1):

$$P-PP_{max} = D_{min} + z + H/2 = 185 + 0,012 + 0,005 = 185,017 \text{ мм}; \quad P-PP$$

$$_{min} = D_{min} + z - H/2 = 185 + 0,012 + 0,005 = 185,007 \text{ мм}; \quad P-PP_{и} = D_{min}$$

$$-Y + \alpha = 185 - 0,007 + 0,004 = 184,997 \text{ мм};$$

$$P-HE_{max} = D_{max} - \alpha + H/2 = 185,072 - 0,004 + 0,005 = 185,073 \text{ мм};$$

$$P-HE_{min} = D_{max} - \alpha - H/2 = 185,072 - 0,004 - 0,005 = 185,063 \text{ мм}.$$

5. Назначаем исполнительные размеры калибров-пробок:

$$P-PP = 185,017_{-0,01}; \quad P-HE = 185,073_{-0,01}.$$

6. Для вала Ø185 х8 выбираем схему расположения полей допусков калибров-скоб и контрольных калибров (рисунок 4.4), определяем допуски и отклонения (таблица 4.2, $z_1 = 12$ мкм, $Y_1 = 7$ мкм, $\alpha_1 = 4$ мкм, $H_1 = 14$ мкм, $H_p = 7$ мкм) и наносим их на схему полей допусков (рисунок 4.4).

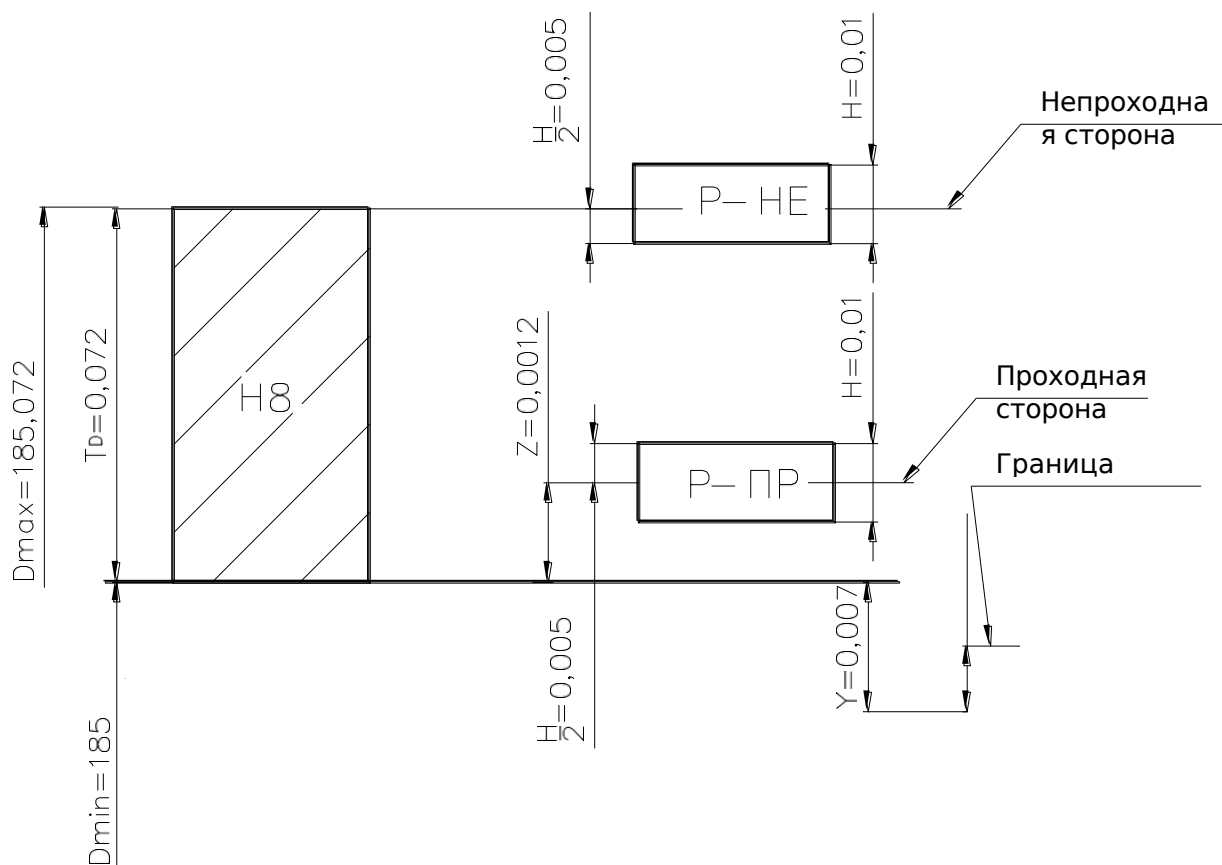


Рисунок 4.3 – Схемы полей допусков для калибров-пробок

7. Рассчитываем предельные размеры калибров-скоб и контркалибров.

Калибры-скобы

$$P-PP_{max} = d_{max} - z_1 + H_1/2 = 185,422 - 0,012 + 0,007 = 185,417 \text{ мм}; P-PP$$

$$_{min} = d_{max} - z_1 - H_1/2 = 185,422 - 0,012 - 0,007 = 185,403 \text{ мм}; P-PP_u = d_{max}$$

$$+ Y_1 - \alpha_1 = 185,422 + 0,007 - 0,004 = 185,425 \text{ мм};$$

$$P-HE_{max} = d_{min} + \alpha_1 + H_1/2 = 185,350 + 0,004 + 0,007 = 185,361 \text{ мм};$$

$$P-HE_{min} = d_{min} + \alpha_1 - H_1/2 = 185,350 + 0,004 - 0,007 = 185,347 \text{ мм}.$$

Контркалибры

$$K-И_{max} = d_{max} + Y_1 - \alpha_1 + Hp/2 = 185,422 + 0,007 - 0,004 + 0,0035 = 185,4285 \text{ мм}; K-И$$

$$_{min} = d_{max} + Y_1 - \alpha_1 - Hp/2 = 185,422 + 0,007 - 0,004 - 0,0035 = 185,4215 \text{ мм}; K-PP_{max} =$$

$$d_{max} - z_1 + Hp/2 = 185,422 - 0,012 + 0,0035 = 185,4135 \text{ мм};$$

$$K-PP_{min} = d_{max} - z_1 - Hp/2 = 185,422 - 0,012 - 0,0035 = 185,4065 \text{ мм}; K-HE_{max}$$

$$= d_{min} + \alpha_1 + Hp/2 = 185,350 + 0,004 + 0,0035 = 185,3575 \text{ мм}; K-HE_{min} = d_{min} +$$

$$\alpha_1 - Hp/2 = 185,350 + 0,004 - 0,0035 = 185,3505 \text{ мм}.$$

8. Находим исполнительные размеры калибров-скоб и контркалибров.

Калибры-скобы

$$P-ПР=185,403^{+0,014}; \quad P-НН = 185,347^{+0,014}.$$

Контркалибры

$$K-И = 185,4285_{-0,007};$$

$$K-ПР = 185,4135_{-0,007};$$

$$K-НН = 185,3575_{-0,007}.$$

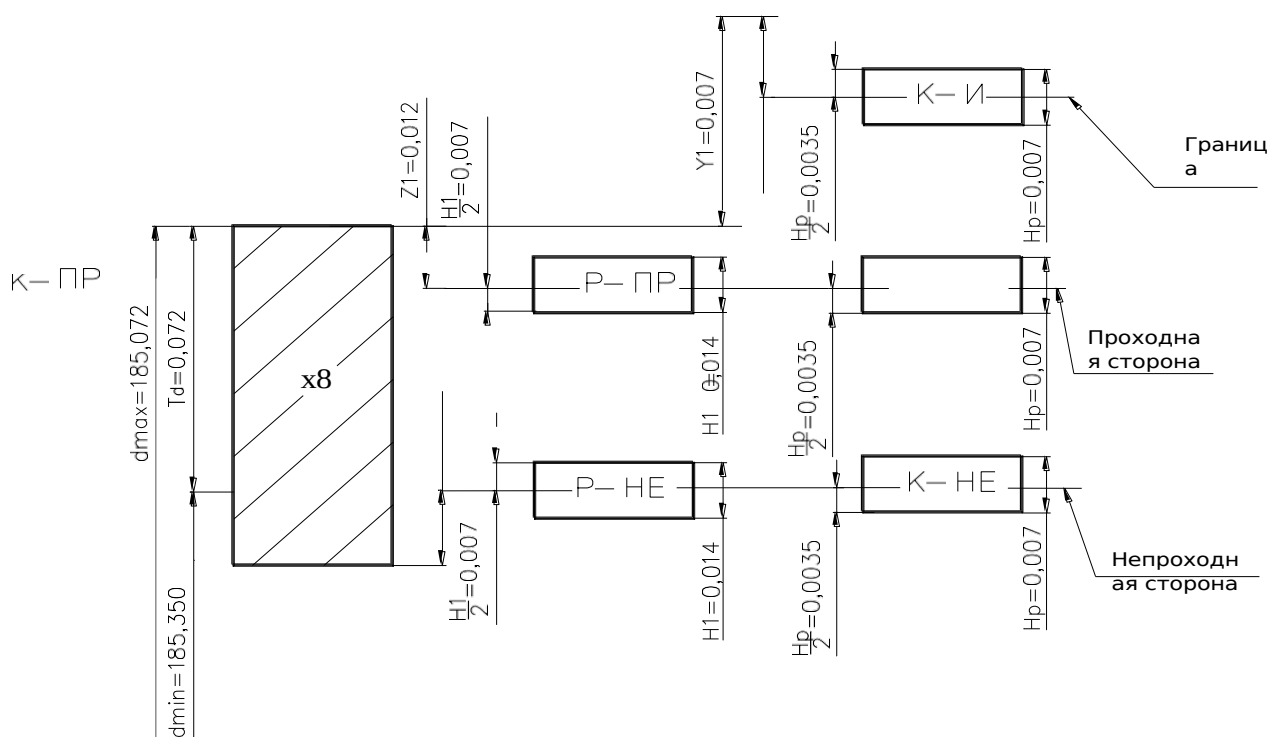


Рисунок 4.4 – Схемы полей допусков для калибров-скоб

Вопросы и задания

Рассчитать исполнительные размеры рабочих калибров для контроля отверстия и вала с построением схем расположения полей допусков, если детали образуют следующие посадки соединения:

1. $50 \frac{H7}{k6}$;
2. $80 \frac{H7}{f7}$;
3. $120 \frac{H8}{e8}$;
4. $60 \frac{H7}{m6}$;

5. $100 \frac{H7}{g6};$ 6. $150 \frac{H7}{h6};$ 7. $110 \frac{H7}{m6};$ 8. $40 \frac{H7}{p6};$
9. $50 \frac{H7}{s6};$ 10. $120 \frac{H8}{f7};$ 11. $90 \frac{H8}{k7};$ 12. $80 \frac{H7}{j_s6};$
13. $30 \frac{H7}{m6};$ 14. $90 \frac{H7}{r6};$ 15. $75 \frac{H8}{j_s7};$ 16. $70 \frac{H8}{c8};$
17. $40 \frac{H7}{c8};$ 18. $70 \frac{H7}{d8};$ 19. $110 \frac{H7}{h6};$ 20. $35 \frac{H7}{k6};$
21. $50 \frac{H7}{s8};$ 22. $60 \frac{H7}{t6};$ 23. $40 \frac{H7}{u7};$ 24. $45 \frac{H8}{f7};$
25. $40 \frac{H8}{h8};$ 26. $60 \frac{H8}{j_s7};$ 27. $80 \frac{H8}{k7};$ 28. $90 \frac{H8}{m7};$
29. $100 \frac{H8}{x8};$ 30. $80 \frac{H8}{z8}.$

1. Как проверяется годность детали при помощи предельных калибров?
2. Назначение контрольных калибров.
3. Как определяются исполнительные размеры калибров?
4. От чего зависит допуск калибра?
5. Какие размеры принимаются в качестве исполнительных размеров калибра-пробки?
6. Какие размеры принимаются в качестве исполнительных размеров калибра-скобы?

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. – М.: Логос, 2005.

2. Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии. – М.: ЮНИТИ - ДАНА, 2005.

Дополнительная литература:

3. Единая система допусков и посадок СЭВ в машиностроении и приборостроении: Справочник. В 2 т. Т.2 М.: Издательство стандартов, 1989.

4 Якушев А. Н. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1998.- 675 с.

Практическое занятие 5 Расчет размерных цепей

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: понятие размерной цепи и её технологическое назначение; Умения:

уметь рассчитывать размерные цепи;

Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: Размерная цепь представляет собой совокупность размеров, непосредственно участвующих в решении поставленной задачи и образующих замкнутый контур. Размерные цепи отражают объективные размерные связи в конструкции машины, в технологических процессах изготовления ее деталей и сборки, при измерении.

При выполнении данной работы студентам необходимо приобрести навыки по составлению и анализу размерных цепей, выбору метода и способа их расчета при различной постановке исходной задачи по достижению заданной точности и назначению предельных отклонений звеньев цепи.

Теоретическая часть

Составление схемы размерной цепи необходимо выполнить непосредственно на чертеже сборочного узла мягким карандашом. На этом

чертеже преподаватель задает замыкающее звено A , которое является исходным при построении размерной цепи.

При построении сборочной размерной цепи необходимо соблюдать следующие правила:

- построение размерной цепи начинают от опорной поверхности детали, определяющей начальную координату замыкающего звена A ;
- в размерную цепь включают только те размеры деталей, которые влияют на величину замыкающего звена, т. е. необходимо выявить только те детали, которые имеют поверхности касания друг с другом. Расстояния между этими поверхностями определяют размерные связи;
- составляющие размеры должны проставляться только между опорными поверхностями деталей, фиксирующих их взаимное положение;
- размерная цепь должна быть замкнутой, в конце построения необходимо прийти к конечной координате замыкающего звена A .

Для размерной цепи можно записать основное уравнение:

$$A \quad A_j \quad A_j, \quad \begin{matrix} n & \rightarrow & p \\ j\ 1 & & j\ 1 \end{matrix} \quad (5.1)$$

где j – порядковый номер составляющего звена;

A – номинальный размер замыкающего звена;

A_j – номинальные размеры составляющих звеньев;

n и p – количество увеличивающих и уменьшающих звеньев.

Стрелки, направленные вправо, обозначают увеличивающие звенья, направленные влево – уменьшающие звенья.

При расчете размерной цепи используются прямые и обратные задачи, отличающиеся последовательностью расчетов.

Прямая задача – по заданным номинальному размеру, допуску и отклонениям замыкающего звена определяются номинальные размеры,

допуски и предельные отклонения всех составляющих звеньев размерной цепи. Такая задача относится к проектному расчету размерной цепи.

Обратная задача – по установленным номинальным размерам, допускам и предельным отклонениям составляющих звеньев определяются номинальный размер, допуск и предельные отклонения замыкающего звена. Такая задача относится к проверочному расчету размерной цепи. Решением обратной задачи проверяется правильность решения прямой задачи.

Рассмотрим решение прямой задачи способом допусков одного качества точности.

Составив схему размерной цепи и проверив цепь по основному уравнению (5.1), решение прямой задачи выполняем в следующей последовательности:

- определяются верхнее ES и нижнее EJ предельные отклонения и допуск T замыкающего звена по формулам:

$$ES = A_{\max} - A, \quad (5.2)$$

$$EJ = A_{\min} - A, \quad (5.3)$$

$$T = A_{\max} - A_{\min} - ES - EJ; \quad (5.4)$$

- далее определяется средний kvalitet звеньев размерной цепи по среднему числу единиц допуска a_m , приходящемуся на одно составляющее звено (исключая стандартизованные звенья – подшипники качения и т. п., если таковые имеются), по формуле:

$$T'_a = \frac{T}{i_{jj-1}}, \quad (5.5)$$

где T' – допуск замыкающего звена за вычетом суммы допусков стандартизованных звеньев (при их наличии), мкм;

i_j – значение единицы допуска (таблица 5.1) для каждого составляющего j -го звена, кроме стандартизованных, мкм;

Таблица 5.1 – Значения единицы допуска по интервалам размеров

Основные интервалы размеров, мм	До 3	Св. 3 до 6	Св. 6 до 10	Св. 10 до 18	Св. 18 до 30	Св. 30 до 50	Св. 50 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 180	Св. 180 до 250	Св. 250 до 315	Св. 315 до 400	Св. 400 до 500
Значение единицы допуска, мкм	0,6	0,75	0,9	1,1	1,3	1,6	1,9	2,2	2,5	2,9	3,2	3,6	4,0

По расчетному значению a_m следует назначить для составляющих звеньев конкретный квалитет.

Значения коэффициента точности a в основных допусках различных квалитетов приведены в таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Число единиц допуска в производственных квалитетах

Квалитет	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Число единиц допуска в основном допуске квалитета a	7	10	16	25	40	64	100	160	250	400	640	1000	1600

Квалитеты для всех звеньев (кроме стандартизованных) принимают одинаковыми, если a_m оказалось достаточно близким к одному из установленных чисел единиц допуска по таблице 5.2. Если значение a_m получилось промежуточным, то на часть звеньев назначается ближайший более точный квалитет, а на остальную часть – ближайший более грубый квалитет с учетом технико-экономических возможностей их достижения.

Знаки отклонений следует указывать так, чтобы допуск был по возможности направлен «в тело» детали, в связи с чем:

- для размеров охватываемых поверхностей отклонения назначаются так, как для основного отверстия (H), т. е. в плюс;
- для размеров охватывающих поверхностей отклонения назначаются так, как для основного вала (h), т. е. в минус;
- для остальных размеров симметричные отклонения ($IT/2$).

Для стандартизованных деталей допуски и отклонения следует выбирать, пользуясь соответствующими стандартами. Например, для подшипников качения необходимо пользоваться ГОСТ 520-71 (СТ СЭВ 774-77) [5];

- следует найти величину поля рассеяния замыкающего звена по формуле:

$$\sum_{j=1}^{m-1} T_j, \quad (5.6)$$

где m — общее число звеньев в размерной цепи, включая замыкающее и сравнить ее с заданной величиной его допуска.

Необходимо обеспечить, чтобы:

$$T \leq T_{\text{доп}}. \quad (5.7)$$

Если различие значительное, необходимо подкорректировать точность (сменить квалитет) одного–двух звеньев. При этом допуски на составляющие звенья должны остаться стандартными. Проверить соответствие получающихся предельных отклонений размеров требованиям исходного звена по зависимостям:

$$ES_n = ES_{j-1}^{+p} - EJ_j, \quad (5.8)$$

$$EJ_n = EJ_p - ES_{j-1}^{+p}. \quad (5.9)$$

Для отличия расчетных величин от заданных на чертежах или в задании они должны помечаться индексом в виде штриха (').

Найденные путем решения прямой задачи значения должны совпадать или быть весьма близкими к заданным, т. е.:

$$ES' ES_j ; EJ' EJ .$$

Если предельные отклонения замыкающего звена не удовлетворяют требованию поставленной задачи, необходимо на величину несоответствия изменить предельные отклонения какого-либо одного составляющего звена размерной цепи, стремясь при этом подобрать отклонения стандартного неосновного поля допуска, либо изменить на ту же величину номинал звена, сохранив имеющиеся стандартные отклонения.

Направление изменения отклонений (или номинала) у корректирующего звена следует производить в зависимости от его вида (увеличивающее или уменьшающее) согласно указаниям таблицы 5.3.

В качестве корректирующего звена выбирают самое простое для изготовления звенораспорную втулку, бортик втулки, прокладку и т. п.

Таблица 5.3 – Направление изменения отклонений корректирующего звена

Назначенные предельные отклонения замыкающего звена	Предельные отклонения (или номинал) звена	
	увеличивающего	уменьшающего
занижены	уменьшить	увеличить
завышены	уменьшить	увеличить

Пример– Требуется построить и рассчитать размерную цепь для сборочного узла, представленного на рисунке 5.1. На этом же рисунке приведен пример построения размерной цепи. В сборочном узле замыкающим звеном А является тепловой зазор между торцами подшипника и крышки, т. к. он выявляется последним после сборки всего узла. Рассматриваемый зазор зависит от размеров подшипника А₅ и расстояния между торцами крышки А₆. В свою очередь подшипник упирается в торец

вал-шестерни, в другой торец вал-шестерни упирается в зубчатое колесо, далее следует распорная втулка. Таким образом, получается размерная цепь, состоящая из восьми составляющих звеньев, которые представляют собой размеры между поверхностями касания деталей. На рисунке 5.2 построена размерная цепь в векторном виде, где звенья $A_1 \dots A_6$ являются уменьшающими, а звенья A_7 и A_8 – увеличивающими. Результаты расчетов приведены в таблице 5.4. Замыкающее звено по техническим требованиям задано $A = 1 + 0,2$ мм.

После расчета получили предельные отклонения замыкающего звена $ES = +0,05$ и $EJ = 0,35$ мм. Несоответствие предельных отклонений выражается в занижении их на 0,15 мм против технических требований. Допустим, для корректировки выбрано составляющее звено, являющееся уменьшающим в заданной размерной цепи, $A_j = 8$ мм. Тогда согласно таблице 5.3 его предельные отклонения необходимо уменьшить на 0,15 мм,

т. е. $A_j = 8^{+0,15}_{-0,30}$. Эти новые предельные отклонения звена A_j соответствуют стандартному не основному полю допуска вала по ГОСТ 2534-82 – 8b12[4]. Если так удачно с новыми предельными отклонениями не получается, то допускается изменить величину номинального размера. В данном примере получили бы $7,85_{-0,15}$.

2. Задачи

Для сборочного узла, представленного преподавателем, требуется построить и рассчитать размерную цепь, если замыкающее звено равно:

1. $A = 1 \pm 0,2$; 2. $A = 0,5 \pm 0,1$; 3. $A = 0^{+0,2}_{-0,5}$; 4. $A = 2 \pm 0,3$; 5. $A = \begin{smallmatrix} 0,2 \\ 0,1 \end{smallmatrix}$;
6. $A = 2^{+0,2}_{-0,7}$; 7. $A = 3^{+0,1}_{-0,6}$; 8. $A = 1,5 \pm 0,25$; 9. $A = 1^{+0,3}$; 10. $A = \begin{smallmatrix} 0,5 \\ 0,1 \end{smallmatrix}$;
11. $A = \begin{smallmatrix} 0,6 \\ 0,2 \end{smallmatrix}$; 12. $A = 0,5^{+0,6}_{-0,3}$.

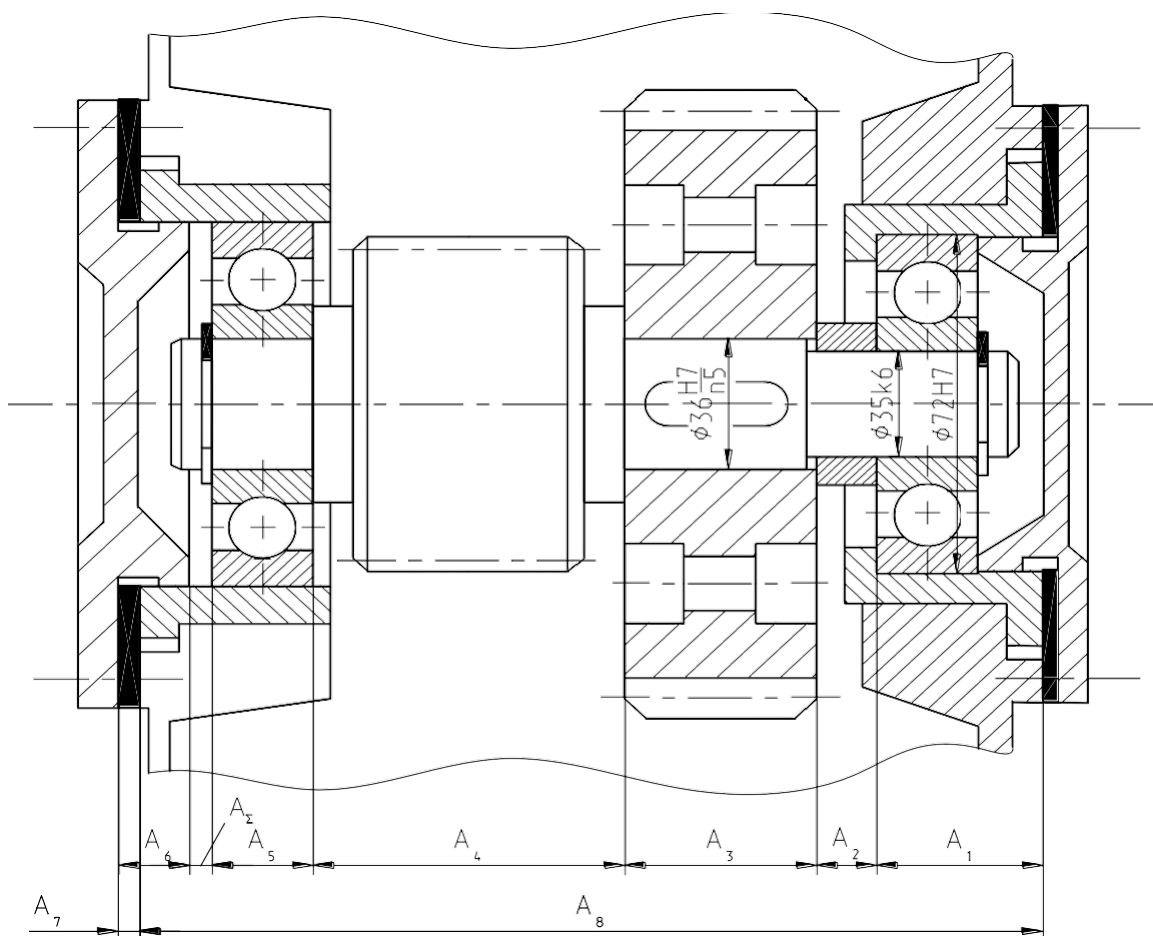


Рисунок 5.1 – Сборочный узел с построенной размерной цепью

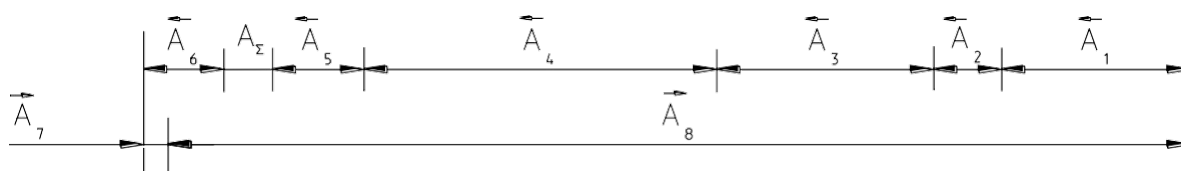


Рисунок 5.2– Размерная цепь

Таблица 5.4 – Пример заполнения сводной таблицы к расчету прямой задачи размерной цепи

Обозначение и вид составляющих звеньев A_j	Заданный номинальный размер звена, мм (для стандартизированных и замыкающего с предельными отклонениями)	Единица допуска для не стандартизированных звеньев ij , мкм	Значения звеньев размерной цепи		
			принятые поля допусков с учетом значения a_m	после согласования величин допусков	принятые окончательно после согласования предельных отношений
A_1	30	1,3	$30j\ 11(0,065)$	$30j\ 11(0,65)$	$30j\ 11(0,65)$
A_{2k}	8	0,9	$8h\ 12_{(0,15)}$	$8h\ 12_{(0,15)}$	$8b\ 12^{0,15}_{0,30}$ или $7,85h\ 12$
A_3	30	1,3	$30h\ 11_{(0,13)}$	$30h\ 11_{(0,13)}$	$30h\ 11_{(0,13)}$
A_4	100	2,2	$100h\ 11^{(0,22)}$	$100h\ 11^{(0,22)}$	$100h\ 11^{(0,22)}$
A_5	$20_{0,12}$	-	$20_{0,12}$	$20_{0,12}$	$20_{0,12}$
		$ij =$	$= 0,38$		
A	$I\ 0,2$			$A = 1-0,35$	$A = 1+0,2=A$

Вопросы и задания

1. Назначение размерных цепей.
2. Порядок построения размерной цепи.
3. Основное уравнение размерной цепи.
4. Задачи, используемые при расчете размерной цепи.
5. Как определяется квалитет звеньев размерной цепи?
6. Как назначаются стандартные поля допусков звеньев размерной цепи?
7. Корректировка звеньев размерной цепи.
8. Выбор допусков и отклонений для стандартизованных деталей.

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Никифоров А. Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Высшая школа, 2000.
2. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. – М.: Логос, 2005.

Дополнительная литература:

3. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987
4. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч. 1 / Мягков В. Д. и др. 6-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1987.
5. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч. 2 / Мягков В. Д. и др. 6-е изд., перераб. и доп. – Ле

Практическое занятие 6

Статистический контроль деталей

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: методику статистической обработки данных измерений;

Умения: определить вероятность получения размеров партии деталей в пределах заданного допуска;

Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: При изготовлении партии деталей неизбежно появляются погрешности размеров, которые выявляются при измерениях. Это вызывается несовершенством оборудования, приспособлений, рабочих и измерительных инструментов, колебаниями режимов обработки и т. д.

Погрешности изготовления для совокупности деталей, составляющих обрабатываемую партию, можно разделить на группы:

- систематические постоянные погрешности, имеющие одинаковые числовые значения и сохраняющие постоянное значение в процессе обработки партии, например, погрешности из-за неправильной настройки станка;
- статистические переменные погрешности, закономерно изменяющиеся по ходу технологического процесса, например, погрешности, вызванные износом инструмента или температурными деформациями системы СПИД, являющимися функцией от времени обработки;

- случайные погрешности, или погрешности рассеяния, имеющие для отдельных деталей различные значения. Определить заранее момент появления того или иного значения случайной погрешности не представляется возможным. Случайные погрешности вызываются действием факторов, подтвержденных колебаниям случайного характера, или же действием большого числа факторов, в том числе и систематических, если их вступление в процесс и выключение из него носят случайный характер.

Если систематические погрешности могут быть выявлены и в ряде случаев устранены в процессе подготовки производства или изготовления, то выявление случайных погрешностей требует специального изучения средств и условий изготовления деталей на основе методов математической статистики.

При выполнении этой работы необходимо изучить методику статистической обработки данных измерений и определить вероятность получения размеров партии деталей в пределах заданного допуска.

Теоретическая часть

Характеристика погрешностей изготовления

Случайные величины подразделяются на дискретные и непрерывные.

Дискретными случайными величинами называются такие, которые в результате испытаний могут принимать лишь отдельные целочисленные значения и не могут принимать значения, промежуточные между ними, например, количество негодных деталей в партии может быть только целым положительным числом 1, 2, 3 и т. д., но не может быть 1,5; 1,7; и т. д.

Непрерывной случайной величиной называется такая, которая в результате испытаний может принимать любые значения из непрерывного ряда их возможных значений в границах определенного интервала.

Например, действительные размеры деталей, обработанных на станке, являются случайными величинами непрерывного типа, так как они могут принимать любое значение в определенных границах.

На практике при изучении случайных величин непрерывного типа полученные значения их разбивают на интервалы от 7 до 11. Количество деталей, лежащих в границах установленного интервала, называют частотой наблюдаемых значений случайной величины. Отношение частоты f к общему числу наблюдаемых значений случайной величины называют частотой появления случайной величины:

$$m_i = \frac{f}{n}, \quad (6.1)$$

где n – общее число наблюдаемых значений случайной величины.

Эмпирическое распределение случайной величины непрерывного типа может быть представлено в виде таблицы 6.1, ступенчатого графика (рисунок 6.1) или в виде ломаной линии (рисунок 6.3).

Таблица 6.1 – Эмпирическое распределение случайной величины

Номер интервала	Интервалы значений X , мм		Середина интервала, мм	Частота f_i	Частость m_i
	свыше	до (включительно)			
1	0,00	0,02	0,01	8	0,08
2	0,02	0,04	0,03	15	0,15
3	0,04	0,06	0,05	19	0,19
4	0,06	0,08	0,07	25	0,25
5	0,08	0,10	0,09	17	0,17
6	0,10	0,12	0,11	12	0,12
7	0,12	0,14	0,13	4	0,04

$$X_i = \frac{X_{i \max} + X_{i \min}}{2}. \quad (6.2)$$

Ступенчатый график называется гистограммой распределения, а ломанная кривая – полигоном распределения или эмпирической кривой распределения.

По виду полигона судят о законе распределения случайной величины.

Случайные погрешности для партии деталей можно описать с помощью ряда статистических характеристик, среди которых следует отметить центр группирования или среднее арифметическое отклонение

рассматриваемого параметра (например, отклонение действительного размера вала от его номинального размера) партии деталей.

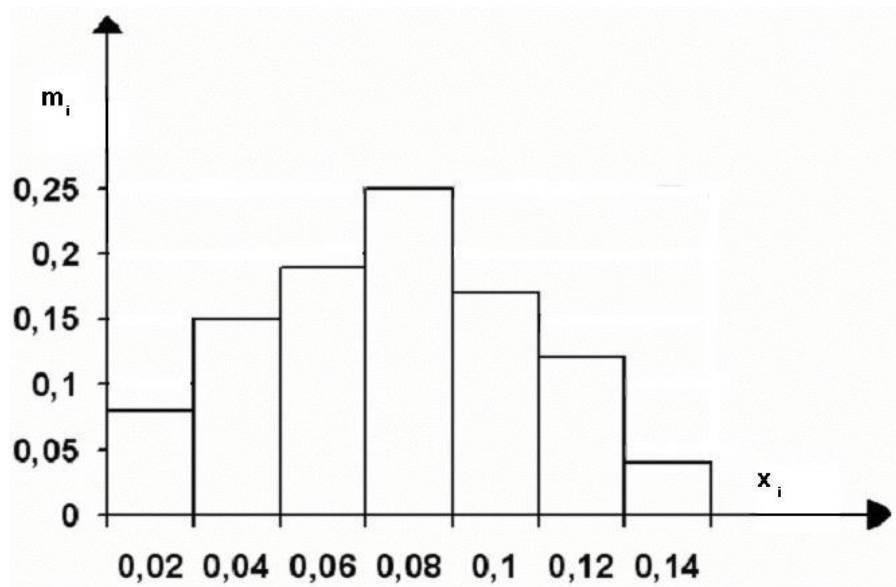


Рисунок 6.1 – Гистограмма и полигон распределения случайной величины X

$$\bar{X} = \frac{x_1 f_1 + x_2 f_2 + x_3 f_3 + \dots + x_k f_k}{n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^k x_i f_i, \quad (6.3)$$

где $\bar{X}$ – среднее арифметическое отклонение;

$x_1, x_2, \dots, x_i$ – середина первого интервала;

k – число интервалов.

Среднее квадратическое отклонение случайного значения параметра от центра группирования, характеризующее рассеяние или разброс отклонения X_i ,

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 f_i} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^k (x_i - \bar{x})^2 m_i} \quad (6.4)$$

Значение σ характеризует закон распределения случайных погрешностей, который в виде уравнения и соответствующей кривой устанавливает зависимость между значением случайной погрешности и вероятностью ее появления. В качестве закона распределения случайных погрешностей размера при установившихся процессах изготовления деталей практически чаще других встречается закон нормального распределения,

характеризующийся кривой, приведенной на рисунке 6.2 и расположенной симметрично относительно центра группирования.

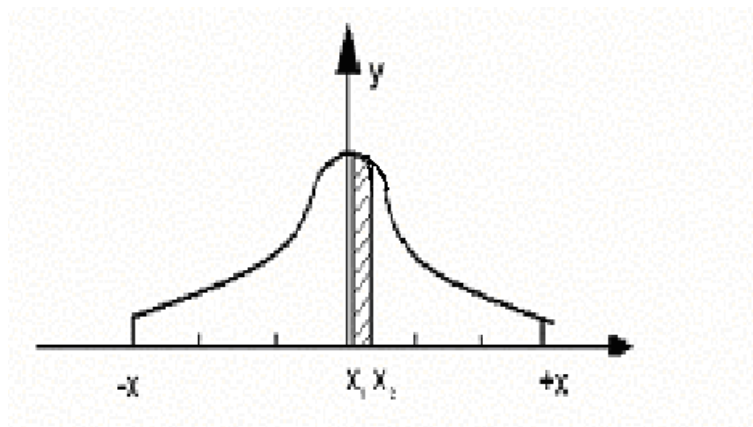


Рисунок 6.2 – Кривая закона нормального распределения

Уравнение кривой нормального распределения (кривой Гаусса):

$$Y = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}}, \quad (6.5)$$

где Y – плотность вероятности случайной погрешности;

$y_i = m_i$ при достаточно большом n .

Вероятность получения случайной погрешности со значениями, лежащими в пределах от x_1 до x_2 $P(x_1 < x < x_2)$, определяется площадью, заключенной между кривой плотности вероятности, осью абсцисс и ординатами точек x_1 и x_2 . Эту вероятность можно определить с помощью интегральной функции вероятности $\Phi(z)$.

Аргументом функции $\Phi(z)$ является безразмерное отклонение:

$$Z_i = \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma}. \quad (6.6)$$

Таким образом:

$$P_{x_1 \leq x \leq x_2} = \Phi(Z_2) - \Phi(Z_1). \quad (6.7)$$

По таблице интегральной функции $\Phi(Z)$ в зависимости от величины z определяется значение $\Phi(Z)$ (таблица 2.1).

Практическая зона рассеяния размеров при обработке составляет $\pm 3\sigma$, что соответствует площади под кривой, равной 1.

1.2. Методика обработки статистических данных

При измерении партии деталей получены отклонения диаметров, которые заносятся в таблицу 6.1.

По данным таблицы определяется наибольшее измеренное значение X_{max} и наименьшее X_{min} .

Размах варьирования составляет:

$$R = X_{max} - X_{min}. \quad (6.8)$$

Задаваясь числом интервалов ($K = 7...11$), определяем величину интервала:

$$C = \frac{R}{K}. \quad (6.9)$$

Подсчет границ интервалов производится следующим образом:

- границы I интервала – $X_{min}...X_{min} \pm C$
- границы II интервала – $X_{min}...X_{min} \pm 2C$
- границы K интервала – $X_{min} \pm (K-1)...X_{min} \pm KC$

Если X_{max} – отрицательная величина, то берем $X_{min} - C$.

Если X_{max} – положительная величина, то берем $X_{min} + C$.

В каждый интервал включаются размеры, лежащие в пределах от наименьшего значения интервала включительно до наибольшего значения интервала, исключая его. В правой части таблицы 6.2 отчета при помощи черточек делают подсчет частот по интервалам.

Составляется таблица 6.3 (эмпирическое распределение X) и вычерчивается эмпирическая кривая распределения (рисунок 6.3).

Для вычисления статистических характеристик распределения используем формулы (6.3) и (6.4). Предварительно заполняем вспомогательную таблицу для вычисления $\bar{X}$ и σ выборки.

Вычислив $\bar{X}$ и σ , производим определение вероятности получения размеров в пределах поля допуска. В зависимости от номинального размера, поля допуска и качества стандартной посадки по таблицам определяем

верхнее предельное отклонение es и нижнее предельное отклонение ei заданной посадки.

Определяем значение z , соответствующее величинам верхнего es и нижнего ei предельных отклонений:

$$Z_2 = \frac{es - x}{\sigma}, \quad \text{—} \quad (6.10)$$

$$Z_1 = \frac{ei - x}{\sigma}. \quad \text{—} \quad (6.11)$$

Определяем по формуле (6.7) вероятность получения размеров в пределах поля допуска.

Пример– Из текущей продукции автомата, обрабатывающего ролики, $d = 20g10$ была взята выборка объемом $n = 100$ шт. Ниже приведены отклонения от номинального размера диаметра роликов, полученные в результате измерения. Требуется определить вероятность получения размеров в пределах допуска.

Таблица 6.2 – Отклонения от номинального размера диаметров роликов

–0,07	–0,03	–0,04	–0,08	–0,03	–0,08	–0,09	–0,10		–0,10
–0,13	–0,08	–0,06	–0,04	–0,04	–0,03	–0,04	–0,07		–0,10
–0,03	–0,07	–0,08	–0,11	–0,05	–0,05	–0,07	–0,03		–0,10
–0,05	–0,12	–0,07	–0,06	–0,08	–0,11	–0,08	–0,12		–0,10
–0,11	00,14	–0,13	–0,08	–0,12	–0,07	–0,09	–0,10		–0,08
–0,08	–0,05	–0,11	–0,07	–0,05	–0,08	–0,10	–0,09		–0,02
–0,06	–0,12	–0,05	–0,07	–0,11	–0,05	–0,09	–0,03		–0,09
–0,11	–0,06	–0,07	–0,06	–0,06	–0,12	–0,10	–0,08	–0,09	–0,01
–0,05	–0,07	–0,06	–0,05	–0,08	–0,09	–0,14	–0,09		–0,09
–0,07	–0,06	–0,06	–0,12	–0,05	–0,03	–0,10	–0,09	–0,09	–0,08

Находим $X_{\max} = 0,01$; $X_{\min} = 0,14$.

Определяем размах варьирования по формуле (6.8):

$$R = X_{\max} - X_{\min} = 0,13 \text{ мм.}$$

Определяем величину интервала по формуле (6.9):

$$C = \frac{0,13}{7} = 0,02. \quad \text{—}$$

Заполняем таблицу 6.3.

Таблица 6.3 – Подсчет частот эмпирического распределения

Интервалы, мм		Подсчет частот f_i	Частота f_i
от	до		
-0,14	-0,12	III	3
-0,12	-0,10	IIIIIIIIII	16
-0,10	-0,08	IIIIIIIIIIIIIIII	22
-0,08	-0,06	IIIIIIIIIIIIIIIIII	25
-0,06	-0,04	IIIIIIIIIIIIII	19
-0,04	-0,02	IIIIIIII	13
-0,02	-0,00	II	2

 $\Sigma=100$

Составляем таблицу эмпирического распределения.

Таблица 6.4 – Параметры эмпирического распределения

Интервалы, мм		Середина интервала X_i , мм	Частота f_i	Частость m_i
От	До			
-0,14	-0,12	-0,13	3	0,03
-0,12	-0,10	-0,11	16	0,16
-0,10	-0,08	-0,09	22	0,22
-0,08	-0,06	-0,07	25	0,25
-0,06	-0,04	-0,05	19	0,19
-0,04	-0,02	-0,03	13	0,13
-0,02	-0,00	-0,01	2	0,02
			$\Sigma f_i=100$	$\Sigma m_i=1$

Здесь X_i определяется по формуле (6.2), а m_i определяется по формуле (6.1).

Вычерчиваем эмпирическую кривую распределения (рисунок 6.3).

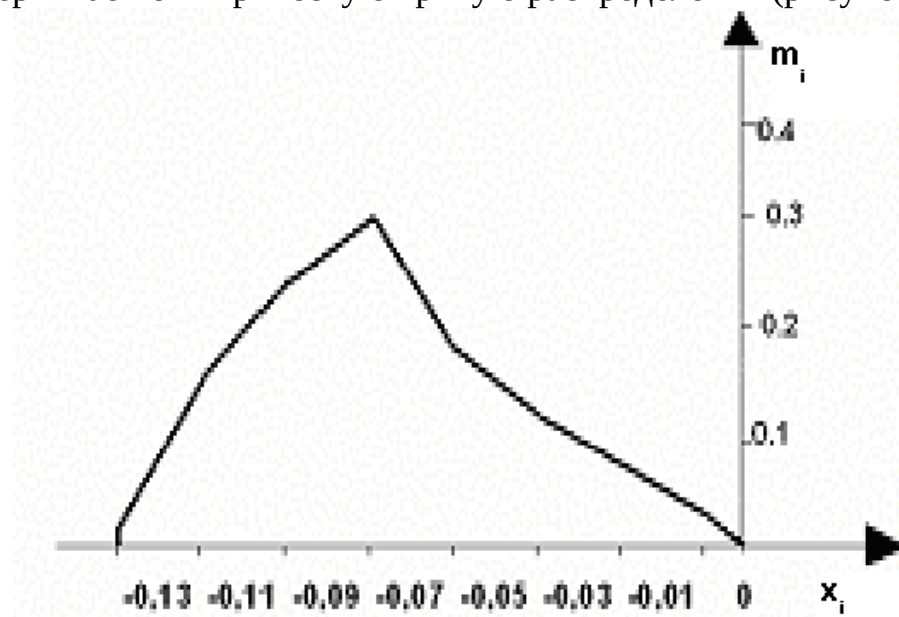


Рисунок 6.3 – Эмпирическая кривая распределения

Таблица 6.5 – Определение $\bar{X}$ и σ

Середина интервала, мм	Частость m_i	$X_i \cdot m_i$	$X_i - \bar{X}$	$(X_i - \bar{X})^2$	$m_i(X_i - \bar{X})^2$
-0,13	0,03	-0,0039	-0,058	0,0033	0,000099
-0,11	0,16	-0,0176	-0,038	0,0014	0,00022
-0,09	0,22	-0,0198	-0,018	0,0003	0,00006
-0,07	0,25	-0,0178	-0,002	0,000004	0,000001
-0,05	0,19	-0,0095	-0,022	0,0005	0,000095
-0,03	0,13	-0,0039	-0,042	0,0017	0,00022
-0,01	0,03	-0,0003	-0,062	0,0038	0,00011
$\Sigma = -0,0725$					

Искомые данные $\bar{X}$ и σ определяются по формулам (6.3) и (6.4):

$$\bar{X} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{100} X_i f_i = \bar{x} \cdot m_i = -0,0725.$$

По таблицам допусков и посадок 3 для $\Phi 20g10$ определяем верхнее и нижнее предельные отклонения:

$es = 7 \text{ мкм}; ei = 91 \text{ мкм}.$

По формулам (6.10) и (6.11) определяем безразмерные отклонения

$$Z_2 = \frac{7}{28} = 0,25;$$

$$Z_1 = \frac{91}{28} = 3,25.$$

По формуле (6.7) определяем вероятность получения размеров в пределах допуска

$$\Phi(2,32) - \Phi(0,68) = \Phi(2,32) + \Phi(0,68) = 0,4898 + 0,2517 = 0,7415.$$

Таким образом, вероятность получения размеров в пределах допуска составляет 74,1%, т. е. при достаточно большом количестве партий деталей, взятых для измерения диаметров роликов, 74,1% всех роликов будут считаться годными.

Вопросы и задания

1. При измерении диаметров роликов подшипников $d = 12 \text{ h6}$ были получены следующие предельные отклонения в мм от номинального размера диаметра:

−0,007	−0,01	−0,006	−0,008	−0,003	−0,006
−0,004	−0,006	−0,007	−0,006	−0,008	−0,007
−0,007	−0,009	−0,009	−0,011	−0,006	−0,009
−0,012	−0,009	−0,005	−0,013	−0,008	−0,007
−0,004	−0,007	−0,002	−0,007	−0,009	−0,002
−0,012	−0,004	−0,013	−0,01	−0,005	−0,012
−0,006	−0,008	−0,006	−0,003	−0,008	−0,006
−0,004	−0,005	−0,002	−0,01	−0,014	−0,009
−0,011	−0,004	−0,015	−0,006	−0,008	−0,007
−0,007	−0,008	−0,007	−0,001	−0,011	−0,014

Объем выборки $n = 100$ шт.

Требуется определить вероятность получения размеров в пределах допуска.

2. При измерении диаметров пальцев в поршне $\Phi 25h7$ были получены следующие предельные отклонения в мм от номинального размера диаметра:

−0,005	−0,025	−0,018	−0,003	−0,011	−0,009	−0,011	−0,007	−0,002	−0,024
−0,014	−0,017	−0,013	−0,022	−0,003	−0,006	−0,01	−0,016	−0,012	−0,021
−0,008	−0,013	−0,021	−0,011	−0,012	−0,004	−0,013	−0,004	−0,01	−0,01
−0,005	−0,008	−0,015	−0,017	−0,01	−0,02	−0,016	−0,016	−0,015	−0,002
−0,014	−0,005	−0,01	−0,009	−0,011	−0,006	−0,023	−0,012	−0,013	−0,019
−0,02	−0,015	−0,012	−0,004	−0,016	−0,002	−0,013	−0,007	−0,024	−0,013
−0,001	−0,014	+0,001	−0,018	−0,015	−0,009	−0,018	−0,002	−0,009	−0,006
−0,011	−0,012	−0,017	−0,014	−0,019	−0,012	−0,008	−0,011	−0,011	−0,005
−0,013	−0,011	+0,001	−0,012	−0,015	−0,008	−0,017	−0,023	−0,012	−0,018
−0,019	0,00	−0,009	−0,001	−0,018	−0,013	−0,022	−0,007	−0,005	−0,014

Объем выборки $n = 100$ шт.

Требуется определить вероятность получения размеров в пределах допуска.

1. Причины возникновения погрешностей размеров деталей.
2. Виды погрешностей измерений.
3. Статистические параметры, характеризующие распределения случайной величины.
4. Среднее квадратическое отклонение случайной величины.

5. Как определить вероятность получения размеров в пределах поля допуска?

6. Частота и частость появления случайной величины.

7. Гистограмма, полигон и эмпирическая кривая распределения.

Список литературы:

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. М.: Логос, 2005

2. Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии. – М.: ЮНИТИ - ДАНА, 2005

Дополнительная литература:

3. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.1 / В. Д. Мягков и др. – 6-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 543 с.

4. Допуски и посадки: Справочник. В 2-х ч. Ч.2 / В.Д. Мягков и др. – 6-е изд., перераб. и доп. – Ленинград: Машиностроение, 1983. – 448 с.

5. Якушев А. И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения М.: Машиностроение, 1986.

Практическое занятие № 7 Допуски и посадки подшипников качения

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: системы допусков и посадок подшипников качения; Умения: выбирать допуски и посадки для подшипников качения; Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: Знания и практические навыки, полученные в ходе практического занятия, будут использованы при написании дипломной работы бакалавра, и при их дальнейшей производственной деятельности на предприятиях и подразделениях нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Теоретическая часть

Подшипники служат для поддержания различных деталей, вращающихся на осях или валах.

Подшипники скольжения, в которых поверхность оси или вала скользит по рабочей поверхности подшипника. Состоит из корпуса и помещенных в нем вкладышей, на которые опирается вал.

Подшипник качения, в которых используются трение качения благодаря установке шариков или роликов между опорными поверхностями вала и подшипника.

Специфические особенности: централизованное изготовление, унификация и стандартизация присоединительных поверхностей.

Преимущества: малый коэффициент трения, большая грузоподъемность при малой ширине, небольшой расход смазочных материалов, взаимозаменяемость и простота монтажа.

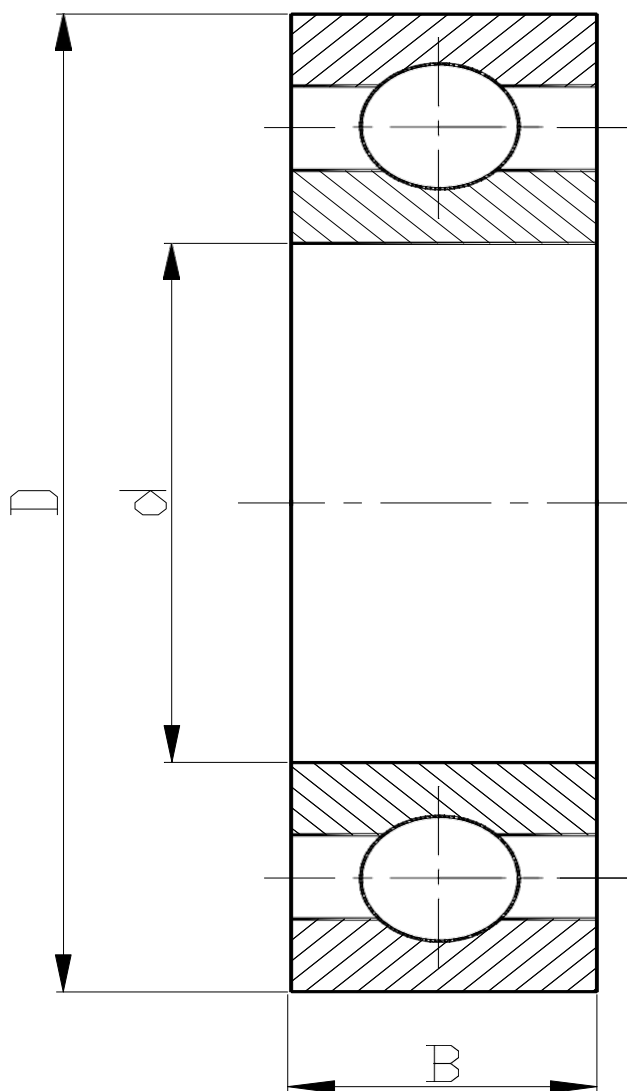


Рисунок 7.1– Эскиз подшипника качения

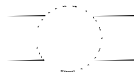
Основные показатели точности:

- 1 Точность присоединительных размеров d , D , B .
- 2 Радиальное биение цилиндрических поверхностей.
- 3 Торцовое биение торцовых поверхностей.
- 4 Отклонение от круглости цилиндрических поверхностей.
- 5 Шероховатость поверхностей.

Подшипники делятся на 5 классов точности (ГОСТ Р 2044- 01):

- 0 – применяется в общем машиностроении при средних нагрузках и скоростях, при нормальной точности вращения;
- 6 – при повышенных требованиях к точности вращения;
- 4,5 – при высокой частоте вращения и требованиях к точности вращения (шпиндели шлифовальных и прецизионных станков, высокооборотные двигатели);
- 2 – прецизионные приборы и машины.

Класс точности (кроме 0) указывается перед номером подшипника. Номер отражает основные параметры и конструктивные особенности подшипников качения. Пример – P205.



Система допусков и посадок подшипников качения основана на системе допусков и посадок гладких цилиндрических соединений.

Особенности подшипников качения:

- А. Значения предельных отклонений для D и d зависят от размера и класса точности подшипника не зависят от характера сопряжения подшипника с корпусом и валом. Сокращается номенклатура подшипников.
- Б. Сопряжение подшипников с деталями осуществляются: по наружному кольцу - в системе вала; по внутреннему кольцу - в системе отверстия. Для достижения требуемого сопряжения осуществляется обработка отверстия и вала с учетом нужной посадки.
- В. Поля допусков наружного и внутреннего диаметров подшипника расположены ниже нулевой линии.
- Г. При сборке подшипников с деталями образуются более точные соединения, так как вал и отверстия могут быть обработаны по 3 ...8 качеству точности, а подшипники качения по 2...5 качеству точности. IT3...IT8 и IT2...IT5.
- Д. При сопряжении внутреннего кольца подшипника с валом образуются специальные посадки.

Е. Точность отверстия и вала зависят от класса точности подшипника. Точность вала выше точности отверстия- поля допусков посадочных поверхностей валов и отверстий.

Поля допусков вала k, m, n дают посадки с небольшим гарантированным натягом, что применимо для колец тонких, хрупких и легко деформируемых, с целью исключения вероятности деформации или разрушения кольца при сборке. При обозначении посадок на сборочных чертежах рядом с номинальным размером дают условное обозначение поля допуска только поверхности, сопряженной с подшипником.

На рабочих чертежах деталей кроме поля допуска указывают отклонения формы поверхности и шероховатость, овальность и конусность, шероховатость - Ra= от 0,32 до 1,25 мкм.

При выборе полей допусков учитывают:

- тип машины;
- требования к точности вращения;
- характер нагрузок (постоянные, переменные, с ударом);
- тип, размеры и условия монтажа.

На характер соединения подшипников с деталями большое влияние оказывает вид нагружения колец подшипников качения.

Вид нагружения зависит от того, какое кольцо вращается относительно результирующей радиальной нагрузки, действующей на подшипник.

Обозначение посадок на сборочных чертежах:

- при соединении вала с внутренним кольцом - 40 к6;
- при соединении наружного кольца с отверстием корпуса - 90 Н7.

Посадки подшипника выбирают в зависимости от типа и размера подшипника, условий его эксплуатации, величины и характера, действующих на него нагрузок и вида нагружения колец.

Виды нагружения:

А. Местное нагружение - когда кольцо воспринимает постоянную по направлению результирующую радиальную нагрузку F_r одним и тем же ограниченным участком окружности дорожки качения и передает ее соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Например: натяжение приводного ремня, сила тяжести конструкции. Кольца, имеющие местный вид нагружения сопрягаются с деталями по посадке с зазором. Зазор дает возможность под действием толчков несколько проворачиваться по посадочной поверхности, в результате чего износ становится более равномерным.

Б. Циркуляционное нагружение - когда кольцо воспринимает результирующую радиальную нагрузку последовательно всей окружностью дорожки качения и передает ее также последовательно всей поверхности вала или корпуса. Имеет место, когда кольцо вращается вместе с сопрягаемой деталью и с постоянно направленной нагрузкой F_r , или, когда радиальная нагрузка F_r вращается относительно рассматриваемого кольца, в этом случае назначается посадка с натягом. Она применяется для наружных колец передних колес автомобиля, внутренних колец подшипников трансмиссионных валов, внутренних колец коробок передач автомобилей.

а)

б)

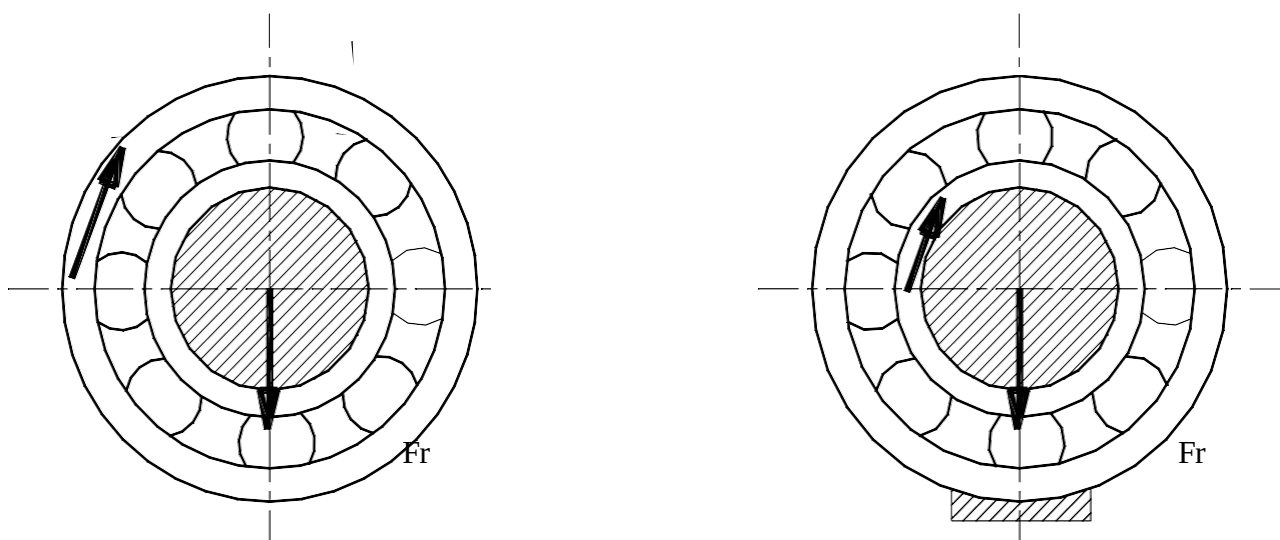


Рисунок 7.1– Виды нагрузок на подшипники качения: а- на наружное кольцо; б- на внутреннее кольцо.

В. Колебательное нагружение - промежуточное между местным и циркуляционным. Постоянная по направлению нагрузка сочетается с меньшей вращающейся радиальной нагрузкой, при этом равнодействующая сил не совершает полного оборота, а колеблется на определенном участке не вращающегося кольца. Применяется для внутренних колец коробки передач автомобилей, как внутреннее кольцо кривошипно-шатунного механизма.

Интенсивность радиальной нагрузки на посадочной поверхности

$$P_r = \frac{Fr}{b} K_2 K_3 \quad (7.1)$$

где Fr – радиальная нагрузка на опору;

b – рабочая ширина посадочного места, $b=B-2r$; B – ширина подшипника;

r – радиус скругления кромок отверстия внутреннего кольца;

K_1 – динамический коэффициент посадки, зависящий от характера нагрузки: $K_1=1$ при перегрузках до 150%, умеренных толчках и вибрациях; $K_1=1,8$ при перегрузках до 300%, сильных ударах и вибрациях.

K_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга при полом вале или тонкостенном корпусе, $K_2= 1,8$;

K_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки Fr при наличии осевой нагрузки на опору; $K_3 = 1,5$; при отсутствии осевой нагрузки $K_3 =$;

Можно определить посадку по минимальному натягу между циркуляционно нагруженным кольцом и поверхностью сопрягаемой с ним детали:

$$N_{\min} = \frac{13 Fr N'}{10^5 (B/2 + r)} \quad (7.2)$$

где N' – коэффициент; $N' = 2,8$ – для легкой серии, $N' = 2,3$ – для средней серии; $N' = 2,0$ – для тяжелой серии.

Пример– Рассчитать посадку подшипника качения: результирующая радиальная нагрузка $R = 8,0$ кН; класс точности и номер подшипника – 2- 7306; перегрузка – 300%; место приложения нагрузки – наружное кольцо; нагрузка – циркулярная.

Определяем интенсивность нагружения

$$\frac{p}{b} = \frac{F}{b} k_1 k_2 k_3, \quad (7.3)$$

где F – радиальная нагрузка;

b – рабочая ширина посадочного места;

$b = B/2 + r = 19/2 + 15 = 29,5$ мм,

k_1 – динамический коэффициент посадки, при перегрузке 300% $k_1 = 1,8$;

k_2 – коэффициент, учитывающий степень ослабления посадочного натяга для вала, при сплошном вале $k_2 = 1$;

k_3 – коэффициент неравномерности распределения радиальной нагрузки, при отсутствии осевой нагрузки $k_3 = 1$;

Подставив значения, получим:

$$p = \frac{8}{29,5} \cdot 1,8 \cdot 1 \cdot 1 = 0,488 \text{ кН/м.}$$

Проведем проверку подшипника на разрыв:

$$|N_{\min}| = \frac{13}{10^6} \frac{F}{b} \frac{N}{b} = \frac{13}{10^6} \frac{8}{15} \frac{2,3}{10^3} = 0,016 \text{ мм},$$

где N' - коэффициент, зависящий от серии подшипника, для средней серии $N' = 2,3$.

Проведем проверку кольца на разрыв:

$$|N_{\max}| = \frac{11,4}{2} \frac{p}{N} \frac{N}{2} \frac{d}{10^3} = \frac{11,4}{2} \frac{400}{2,3} \frac{2,3}{2} \frac{30}{10^3} = 0,121 \text{ мм},$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение при растяжении, для подшипников из стали $[\sigma_p] = 400 \text{ МПа}$;

d – диаметр внутреннего кольца подшипника.

Выбираем посадку для наружного диаметра кольца, для 2 – ого класса точности и интенсивности нагружения $p = 960 \text{ кН/м}$ принимаем $\emptyset$

$$\begin{matrix} 0,006 \\ 72M5 \end{matrix} \cdot 0,019$$

Для вала, при местном нагружении, назначаем следующую посадку $\emptyset$

$$\begin{matrix} 0,007 \\ 30g4 \end{matrix} \cdot 0,013$$

Вопросы и задания

Таблица 7.1– Исходные данные к расчету посадок подшипников качения

Вариант	Результирующая радиальная нагрузка R , кН	Класс точности и номер подшипника	Перегрузк а, %	Место приложения нагрузки	Вид нагрузки
1	2.2	6-104	150	Наружнее кольцо	Циркуля р-ная
2	26.0	5-1614	200		
3	3.0	205	200		
4	8.0	27306	300		
5	15.0	4-211	50		
6	52.0	27312	0	Внутреннее кольцо	Циркуля р-ная
7	8.5	5-305	100		
8	20.0	1611	200		
9	20.0	6-414	300		
10	46.0	6-411	50		
11	25.0	6-1313	50	Наружнее кольцо	Местная
12	7.0	5-7206	300		
13	18.0	4-408	200		

14	8.0	36209	250	Внутреннее кольцо	Местная
15	25.0	6-314	100		
16	8.0	1308	300		
17	20.0	5-311	200		
18	70.0	4-7219	50		
19	70.0	6-3613	150		
20	31.0	6-2310	100	Наружное кольцо	Циркуля р-ная
21	25.0	406	50		
22	3.5	1304	100		
23	16.0	6-308	150		
24	10.0	6-212	200		
25	42.0	7309	50		
26	8.0	1216	300	Внутреннее кольцо	Местная
27	10.0	5-209	100		
28	51.0	7511	0		
29	12.0	4-307	100		

- 1 Назначение подшипников.
- 2 Преимущества и недостатки подшипников скольжения.
- 3 Преимущества и недостатки подшипников качения.
- 4 Точность присоединительных размеров d, D, B.
- 5 Маркировка подшипников качения.
- 6 Радиальное биение цилиндрических поверхностей.
- 7 Взаимозаменяемость подшипников качения.
- 8 Местное нагружение подшипников качения.
- 9 Циркуляционное нагружение подшипников качения.
- 10 Колебательное нагружение подшипников качения.

Список литературы:

- 1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Высшая школа, 2003. – 510с.
- 2 Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии: Учебник для вузов. – М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004. – 711с.
- 3 Сергеев А.Г. Метрология: Учеб. пособие для вузов. – М.: Логос, 2004. – 408с.

Практическое занятие № 8

Выбор посадок шлицевых соединений

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: методологию выбора посадок для шлицевых соединений; Умения:

выбирать посадку для шлицевых соединений; Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: Знания и практические навыки, полученные в ходе практического занятия, будут использованы при написании дипломной работы бакалавра, и при их дальнейшей производственной деятельности на предприятиях и подразделениях нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Теоретическая часть

Из-за смятия и среза шпонок, ослабления сечения валов и втулок пазами и образования концентраторов напряжений шпоночные соединения не могут передавать большие крутящие моменты. Вследствие перекосов и смещения пазов, а также контактных деформаций от радиальных сил в шпоночных соединениях возможен перекос втулки на валу. Эти недостатки ограничивают область применения шпоночных соединений, и их все более вытесняют шлицевые соединения, которые передают большие крутящие моменты, имеют большую усталостную прочность и высокую точность центрирования и направления. Это достигается равномерным

расположением зубьев (шлицев) по окружности и высокой точностью их размеров, формы и расположения.

В зависимости от профиля зубьев шлицевые соединения делят на прямобочные, эвольвентные и треугольные. Наибольшее распространение получили шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба, имеющие четное число зубьев (6, 8, 10, 16 или 20). Установлено, три градации высот и чисел зубьев для одного и того же диаметра. В соответствии с этим соединения делят на легкую, среднюю и тяжелую серии.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба стандартизованы для модулей $m = 0,5 - 10$ мм, для диаметров $D = 4 - 500$ мм и чисел зубьев $z = 6 - 82$. Угол профиля зуба $= 30^\circ$.

Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зубьев по сравнению с прямобочными обладают существенными преимуществами. Они могут передавать большие крутящие моменты, имеют меньшую (на 10–40%) концентрацию напряжений у основания зубьев, имеют повышенную циклическую прочность и долговечность, обеспечивают лучшее центрирование и направление деталей, проще в изготовлении, так как их можно фрезеровать методом обкатки, и т.п.

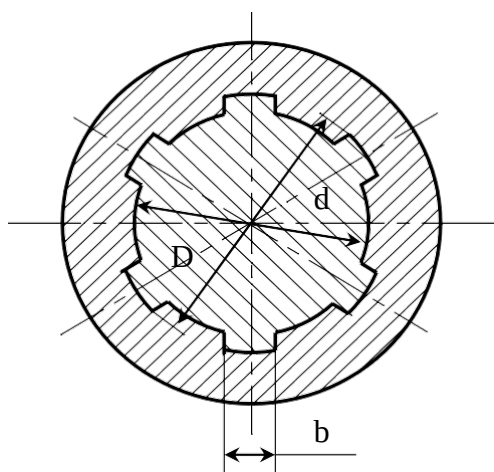
Выбор типа шлицевых соединений связан с их конструктивными технологическими особенностями. Для точных соединений при центрировании по боковым поверхностям зубьев и соединений, которые должны передавать значительные крутящие моменты и имеют реверсивное движение, целесообразнее применять соединения с эвольвентным профилем.

Допуски и посадки шлицевых соединений зависят от их назначения и принятой системы центрирования втулки относительно вала. Существуют три способа центрирования; по поверхностям диаметрами d или D и по боковым поверхностям зубьев размером B . В шлицевых соединениях механизмов, к которым предъявляют высокие требования по кинематической точности, применяют центрирование по (d или D).

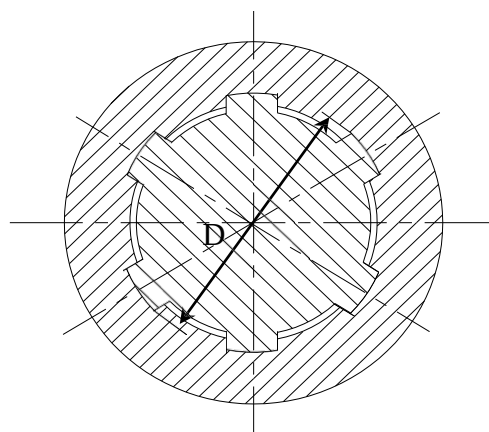
Иногда шлицы делают не по всей, а только по части окружности деталей, в количестве необходимом для передачи заданных крутящих моментов.

Центрирование по d целесообразно в тех случаях, когда втулка имеет высокую твердость и ее нельзя обработать чистовой протяжкой (тогда отверстие шлифуют на обычном внутришлифовальном станке) или, когда могут возникнуть значительные искривления длинных валов после термической обработки. Этот способ обеспечивает точное центрирование; его применяют обычно для подвижных соединений.

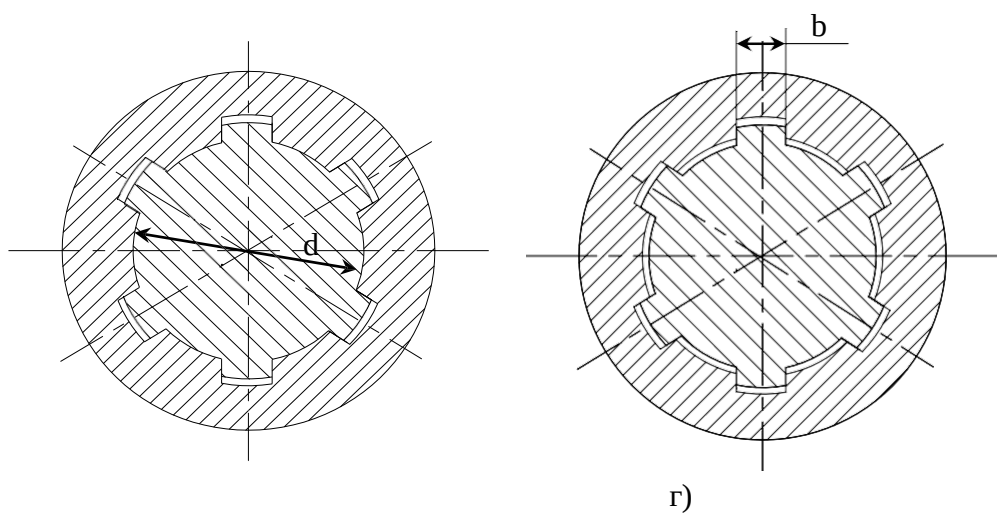
Центрирование по D рекомендуется, когда втулку термически не обрабатывают или, когда твердость ее материала после термообработки допускает калибровку протяжкой, а вал – фрезерование до получения окончательных размеров зубьев. При этом вал по наружному диаметру шлифуют на обычном круглошлифовальном станке. Такой способ центрирования прост, экономичен. Его применяют для неподвижных соединений, поскольку в них отсутствует износ от осевых перемещений, а также для подвижных, воспринимающих небольшие нагрузки.



а)



б)



в)

г)

Рисунок 8.1– Эскиз шлицевого соединения: а– общий вид шлицевого соединения; б– центрирование по наружному диаметру; в– центрирование по внутреннему диаметру; г– центрирование по боковым поверхностям зубьев.

Центрирование по боковым поверхностям зубьев размером B целесообразно при передаче знакопеременных нагрузок, больших крутящих моментов, а также при реверсивном движении. Этот метод способствует более равномерному распределению нагрузки между зубьями, но не обеспечивает высокой точности центрирования и поэтому редко применяется.

Пример– Условное обозначение данного шлицевого соединения 8 36 40 (по справочнику определяем $b = 7$ мм, $d_1 = 34,5$). Нагрузка по крутящему моменту нормальная, центрирование нормальной точности, соединение легкой серии, сочетание числа зубьев.

Так как требуется нормальная точность, то выбираем центрирование по наружному диаметру D .

Исходя из способа центрирования, назначаем следующие посадки шлицевого соединения:

$$\begin{array}{ccccccc} D & 8 & 36 & \begin{array}{c} H11 \\ 40 \end{array} & \begin{array}{c} H7 \\ 34,5 \end{array} & \begin{array}{c} 7 \\ f7 \end{array} & \begin{array}{c} F8 \\ \frac{.}{f7} \end{array} \\ \hline & & & & & & \end{array}$$

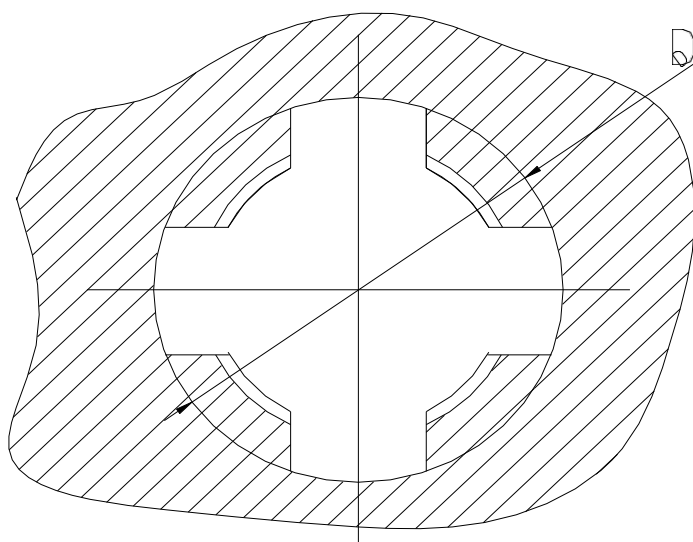


Рисунок 8.2 – Схема способа центрирования по D.

Вопросы и задания

$z \times d \times D$ – обозначения размеров шлицевого соединения (числа зубьев z , внутренний диаметр d , наружный диаметр D)

Нагрузка по крутящему моменту нормальная, центрирование нормальной точности, соединение легкой серии, сочетание числа зубьев, размеров D и d следующее:

1.6*23*26	5.8*46*50
2.6*28*32	6.8*62*68
3.8*32*36	7.10*82*88
4.8*32*40	8.10*102*108

Нагрузка умеренная, точность центрирования высокая, соединение средней серии, сочетание числа зубьев, размеров D и d следующее:

9.6*11*14	13.8*42*48
10.6*21*25	14.8*52*60
11.6*28*34	15.10*72*82
12.8*32*38	16.10*92*102

Нагрузка интенсивная, точность центрирования невысокая, соединение тяжелой серии, сочетание числа зубьев, размеров D и d следующее:

17.10*16*20	27.20*82*92
18.10*21*26	28.10*26*32
19.10*26*32	29.10*36*45
20.10*32*40	30.16*52*60
21.10*36*45	31.8*32*48
22.10*42*52	32.16*72*82
23.10*46*56	33.10*23*29
24.16*52*60	34.20*82*92
25.16*72*82	35.8*32*38
26.10*82*92	

1 Классификация шлицевых соединений.

2 Назначение шлицевых соединений.

3 Шлицевые соединения с прямобочным профилем зуба.

4 Шлицевые соединения с эвольвентным профилем зуба.

5 Выбор типа шлицевых соединений.

6 Допуски и посадки шлицевых соединений.

7 Системы центрирования втулки относительно вала.

8 Центрирование по внутреннему диаметру d .

9 Центрирование по наружному диаметру D .

10 Центрирование по боковым поверхностям зубьев B .

Список литературы:

- 1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Высшая школа, 2003. – 510с.
- 2 Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии: Учебник для вузов.- М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004. – 711с.
- 3 Сергеев А.Г. Метрология: Учеб. пособие для вузов-. М.: Логос, 2004-. 408с.

Практическое занятие № 9

Выбор посадок резьбовых соединений

Цель: Приобретение знаний и практических навыков в условиях современной производственной базы нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Знания и умения, приобретаемые студентом в результате освоения темы семинара, формируемые компетенции или их части:

Знания: методологию выбора посадок для резьбовых соединений; Умения:

выбирать посадку для резьбовых соединений; Компетенции или их части:

- Способен обеспечить технологическое сопровождение процесса переработки нефти, газа и химического сырья. (ПК-1).

Актуальность темы: Знания и практические навыки, полученные в ходе практического занятия, будут использованы при написании дипломной работы бакалавра, и при их дальнейшей производственной деятельности на предприятиях и подразделениях нефтегазоперерабатывающей промышленности.

Теоретическая часть

Резьбовые соединения широко распространены в машиностроении (в современных машинах свыше 60% деталей имеют резьбы).

Параметры цилиндрической резьбы:

- средний диаметр d_2 (D_2);
- наружный диаметр d (D);
- внутренний диаметр d_1 (D_1);
- шаг P ;
- число заходов n , ход $P_h = P n$;
- угол профиля ;

- высота исходного треугольника H ;
- угол наклона сторон профиля α и β ;
- угол подъема резьбы γ ;
- длина свинчивания l ; S – малая; N – нормальная; L – большая;
- рабочая длина профиля H_1 ;
- номинальный радиус закругления впадины внутренней резьбы R ;
- ширина канавки равна $1/2P$.

Номинальный контур резьбы определяет наибольший предельный контур резьбы болта и наименьший – гайки.

От номинального контура в направлении, перпендикулярном к оси резьбы, отсчитывают отклонения и располагают в низ поля допусков диаметров резьбы болта, в противоположную поля допусков диаметров резьбы гайки, трубные и арматурные – для плотного соединения изделий.

Классификация резьб: по назначению делятся на общие применяются в любых отраслях промышленности (крепежные, резьбы для преобразования движений в различных винтовых механизмах, трубные и арматурные); специальные (применяются в определенных изделиях некоторых отраслей промышленности), а также по профилю витков на треугольные, трапециидальные, упорные, прямоугольные, по числу заходов, в зависимости от направления контура осевого сечения – правые, левые резьбы, по принятой единиц измерения линейных размеров – метрические, дюймовые.

На работу резьбового соединения наибольшее влияние оказывают:

- отклонения шага;
- отклонение угла профиля;
- отклонение среднего диаметра,

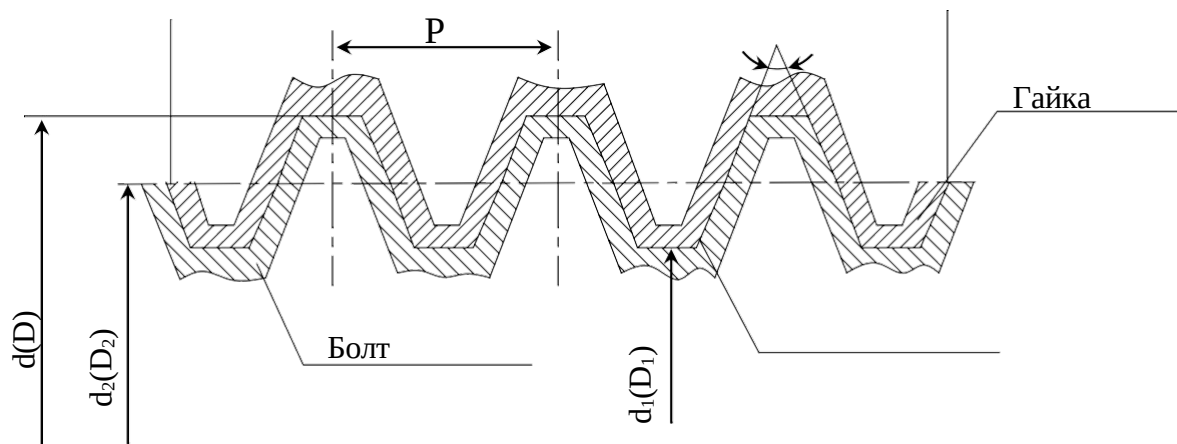


Рисунок 9.1– Основные параметры резьбового соединения

Так как допуски на P и $/2$ не устанавливаются, а возникающие при обработке погрешности указанных параметров компенсируются изменением среднего диаметра резьбы, введем понятие приведенного среднего диаметра резьбы.

В зависимости от длины свинчивания резьбовые соединения делятся на:

- 1 группа – малая длина свинчивания S , допуски рекомендуется уменьшать на 1 степень точности.
- 2 группа – нормальная длина свинчивания N .
- 3 группа – большая длина свинчивания L , допуск рекомендуется увеличивать на 1 степень точности.

Основные отклонения для посадок с зазором:

- для наружной резьбы: h, g, f, e, d;

Наружная резьба (болт)

Внутренняя резьба (гайка)

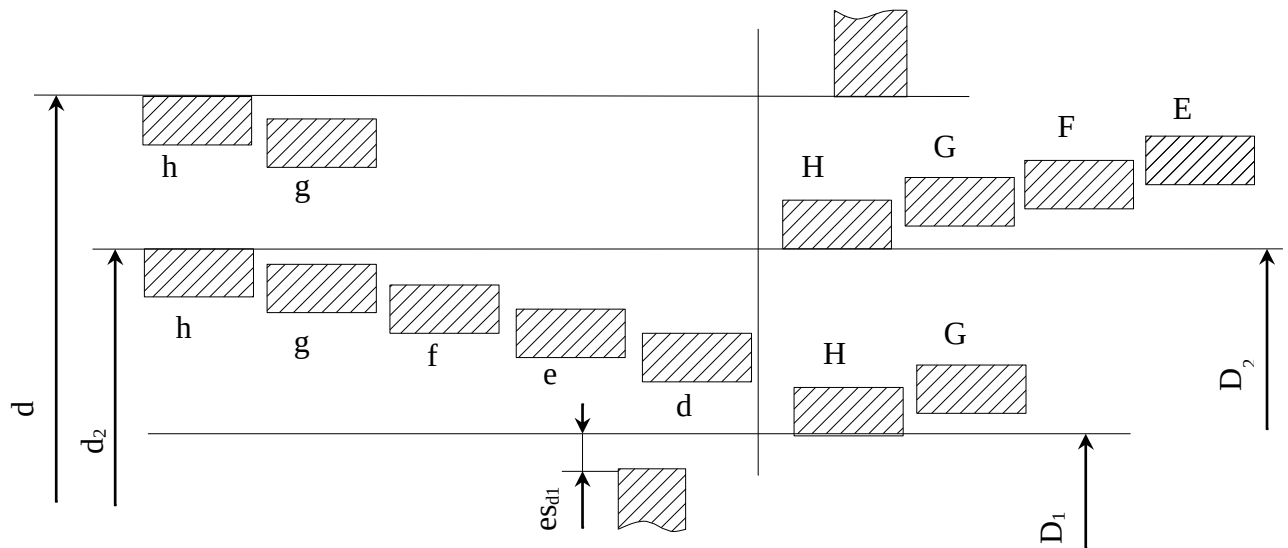


Рисунок 9.2– Основные предельные отклонения для посадок с зазором

- для внутренней резьбы: H, G, F, E., 6g, 8g – резьбовые соединения обеспечивают свинчивание и позволяют наносить тонкие антикоррозионные покрытия.

Резьбовые соединения с большими гарантированными зазорами применяются:

- когда соединение работает при высокой температуре для компенсации температурных деформаций;
- когда необходима быстрая и легкая свинчиваемость детали;
- когда требуется повышенная циклическая прочность резьбовых соединений.

Если поля допусков на параметры одинаковы, то в обозначении они не повторяются: 6g вместо 6g 6g, 7H вместо 7H7H.

Обозначения резьб:

M12 ^{7H} - для гайки
^{6g} - для болта

Посадки с натягом применяются, когда необходимо устранить возможность самоотвинчивания под действием вибраций, переменных нагрузок.

Посадки с натягом предназначаются для наружных резьб из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, чугуна, высокопрочных и титановых сплавов, алюминиевых и магниевых сплавов.

Пример обозначения:

$$\begin{matrix} M12 \\ 3r(2) \end{matrix} \frac{2H}{5C(2)}.$$

Длины свинчивания резьбовых соединений должны соответствовать применяемым материалам с внутренней резьбой и быть в пределах:

- для стали от 1 до $1,25d$;
- для чугуна от 1,25 до $1,5d$;
- для алюминиевых и магниевых сплавов от 1,5 до $2d$.

Переходные посадки применяются, когда необходимо обеспечить неподвижность соединения в процессе работы, но создание большого натяга может привести к разрушению детали (резьбовые соединения подвержены вибрации, тонкостенные детали). В конструкции резьбового соединения с переходной посадкой необходимо предусматривать применение дополнительных элементов заклинивания, так как малые натяги не могут удерживать детали от развинчивания.

Конструктивные элементы заклинивания:

- конический сбег резьбы;
- плоский бурт после резьбы;
- цилиндрическая цапфа перед резьбой на конце шпильки.

Переходные посадки предназначаются для наружных резьб из стали, сопрягаемых с внутренними резьбами в деталях из стали, чугуна, алюминиевых и магниевых сплавов.

Пример— Дана метрическая резьба $M10 \frac{2H}{2r} \frac{5D}{5D}$. Как видно из условия,

для болта поля допусков наружного диаметра d и среднего диаметра d_2 равны.

Определяем номинальные значения диаметров и шаг резьбы:

$$d \approx D = 10 \text{ мм}; p = 1,5 \text{ мм};$$

$$d_2 \approx D_2 = d + 1,026 \cdot p = 10 + 1,026 \cdot 1,5 = 9,026 \text{ мм}; d_1 \approx D_1 = d + 2$$

$0,376 \cdot p = 10 + 2 \cdot 0,376 \cdot 1,5 = 8,376 \text{ мм}$. Определяем предельные диаметры болта:

$$d_{2 \max} = d_2 + es_d = 9,026 + 0,148 = 9,174 \text{ мм};$$

$$d_{2 \min} = d_2 + ei_d = 9,026 - 0,095 = 8,931 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = d + es_d = 10 + 0,140 = 10,140 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = d + ei_d = 10 - 0,376 = 9,624 \text{ мм}.$$

Значения $d_{1 \max}$ и $d_{1 \min}$ не нормируются.

Определяем предельные значения диаметров гайки:

$$D_{2 \max} = D_2 + ES_D = 9,026 + 0,071 = 9,097 \text{ мм};$$

$$D_{2 \min} = D_2 + EI_D = 9,026 - 0 = 9,026 \text{ мм};$$

$$D_{1 \max} = D_1 + ES_D = 8,376 + 0,376 = 8,752 \text{ мм};$$

$$D_{1 \min} = D_1 + EI_D = 8,376 - 0,140 = 8,236 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI_D = 10 - 0 = 10 \text{ мм}.$$

Значение $D_{\max}$ не нормируется.

Вопросы и задания

Таблица 9.1– Задания для выполнения практического занятия

Вариант	Исходные данные	Вариант	Исходные данные
1	M5	2	M6
3	M8	4	M10
5	M12	6	M16
7	M20	8	M24
9	M30	10	M36
11	M42	12	M48
13	M56	14	M64
15	M16x1	16	M24x1

17	M30x1	18	M36x1
19	M42x1	20	M36x1.5
21	M42x1.5	22	M56x1.5
23	M56x1.5	24	M20x2
25	M24x2	26	M30x2
27	M36x2	28	M42x2
29	M48x2	30	M56x2

- 1 Область применения резьбовых соединений.
- 2 Виды резьбовых соединений.
- 3 Основные параметры резьбовых соединений.
- 4 Классификация резьб по назначению.
- 5 Классификация резьб по профилю витков.
- 6 Классификация резьб по числу заходов.
- 7 Классификация резьб в зависимости от направления контура осевого сечения.
- 8 Классификация резьб по принятой системе единиц измерения линейных размеров.
- 9 Назначение посадок резьбовых соединений.
- 10 Преимущества и недостатки резьбовых соединений.

Список литературы:

- 1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Высшая школа, 2003.- 510с.
- 2 Крылова Г. Д. Основы стандартизации, сертификации и метрологии: Учебник для вузов.- М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2004.- 711с.
- 3 Сергеев А.Г. Метрология: Учеб. пособие для вузов.- М.: Логос, 2004.- 408с.

Список литературы

Основная учебная литература:

1. Сергеев А. Г. Метрология, стандартизация, сертификация. – М.: Логос, 2005. – 536 с.
2. Крылова Г.Д. Основы стандартизации, сертификации, метрологии. – М.: ЮНИТИ – ДАНА, 2005. – 711 с.
- 1 Никифоров А.Д. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения.- М.: Высшая школа, 2003.- 510с.

Дополнительная литература:

3. Допуски и посадки: Справочник В 2 ч. Ч. 1 / В. Д. Мягков, М. А. Палей, А. Б. Романов и др. – Ленинград: Машиностроение, 1987.
4. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1986.