

ГОСУДАРСТВЕННОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов направления подготовки 23.03.02
«Наземные транспортно-технологические комплексы»
дневной формы обучения*

Часть 2



Могилев 2018

УДК 621.8
ББК 32.816
Д 38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «20» июня 2018 г.,
протокол № 11

Составитель канд. техн. наук О. В. Пузанова

Рецензент канд. техн. наук, доц. Д. М. Свирепа

Изложены цель, задачи, содержание и порядок выполнения лабораторных работ.

Учебно-методическое издание

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Часть 2

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Технический редактор	С. Н. Красовская
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 36 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 24.01.2014.
Пр. Мира, 43, 212000, Могилев.

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский
университет», 2018



Содержание

Введение.....	3
1 Лабораторная работа № 12 (15). Исследование дисковой предохранительной муфты.....	5
2 Лабораторная работа № 13 (12). Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом... ..	10
3 Лабораторная работа № 14 (2). Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг.....	18
4 Лабораторная работа № 15 (3). Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей	28
Список литературы	37



Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с рабочей программой по курсу «Детали машин и основы конструирования» для студентов направления подготовки 23.03.02 «Наземные транспортно-технологические комплексы» (профиль – Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование).

Целью изучения дисциплины «Детали машин и основы конструирования» является подготовка специалистов, умеющих обоснованно и результативно применять существующие и осваивать новые методики анализа (расчета) и проектирования деталей, типовых элементов приводов для подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин и оборудования, обеспечивающих теоретическую и практическую базу будущего инженера.

Студенту, изучающему дисциплину, необходимо:

знать:

- назначение, классификацию и требования к конструкции механических передач, соединений и деталей приводов общемашиностроительного применения;
- цели и принципы инженерных расчетов деталей и узлов приводов общемашиностроительного применения;
- принципы выбора конструкционных материалов для изготовления деталей приводов общемашиностроительного применения;

уметь:

- разрабатывать расчетные схемы деталей при расчете на прочность;
- рассчитывать типовые элементы механизмов транспортно-технологических машин при заданных нагрузках;
- подбирать, исходя из заданных нагрузок и условий эксплуатации, комплектующие (стандартные) изделия;

владеть:

- основными методами проектирования механизмов машин;
- инженерной терминологией в области проектирования и конструирования деталей и узлов наземных транспортно-технологических машин.

Отчет по лабораторной работе должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой. В методических рекомендациях в краткой форме изложены цель, содержание и порядок выполнения лабораторных работ, а также требования к выполнению отчета и вопросы для самоконтроля.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам при выполнении и защите лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

1 Лабораторная работа № 12 (15). Исследование дисковой предохранительной муфты

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы фрикционной дисковой предохранительной муфты; настройка муфты и проверка моментов, передаваемых муфтой; определение коэффициентов «срабатывания» и точности «срабатывания» муфты.

Основы конструкции и теории фрикционной дисковой предохранительной муфты.

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Наличие предохранительной муфты в кинематической цепи позволяет более строго определить расчетные параметры при проектировании машин, что приводит к снижению запасов прочности и веса машин.

Одной из разновидностей предохранительных муфт являются фрикционные. Они передают крутящий момент за счет сил трения, возникающих между фрикционными поверхностями ведущей и ведомой полумуфт при их сжатии. К ним относятся конусная и дисковая фрикционные муфты. Дисковая фрикционная муфта является наиболее распространенной.

Муфта фрикционная дисковая (рисунок 1.1) состоит из ведущей 1 и нажимной 2 полумуфт, между которыми расположены ведущие диски 3, входящие радиальными выступами 4 в пазы ведущей полумуфты 1, и ведомые диски 5 с фрикционными накладками, установленные на втулке 6 посредством шпонок 7, допускающих свободное их перемещение в осевом направлении. Нажимная полумуфта 2 выполнена с фрикционной накладкой и установлена также, как ведомые диски 5.

Втулка 6 смонтирована на подшипниках скольжения 8 в ведущей полумуфте 1. Необходимое усилие сжатия дисков обеспечивается пружиной сжатия 9, расположенной между нажимной полумуфтой 2 и опорной шайбой 10, закрепленной на втулке 6 гайкой 11.

Крутящий момент на ведущую полумуфту 1 передается посредством штифтов 12, консольно закрепленных на ведущей полумуфте 1 и входящих в отверстия зубчатого колеса привода. С ведущей полумуфты 1 и ведущих дисков 3 момент передается на ведомые диски 5 и нажимную полумуфту 2 силами трения. С ведомых дисков 5 и полумуфты 2 на втулку 6 момент передается шпонками 7, а со втулки 6 на ведомый вал привода – шпонкой 13.

Для передачи крутящего момента T_{cp} (начала срабатывания муфты) необходимо сжать пружину усилием F_a :

$$T_{cp} = \frac{F_a D_{cp} z f}{2}, \quad (1.1)$$

где D_{cp} – средний диаметр контакта дисков;
 z – количество поверхностей трения;
 f – коэффициент трения.

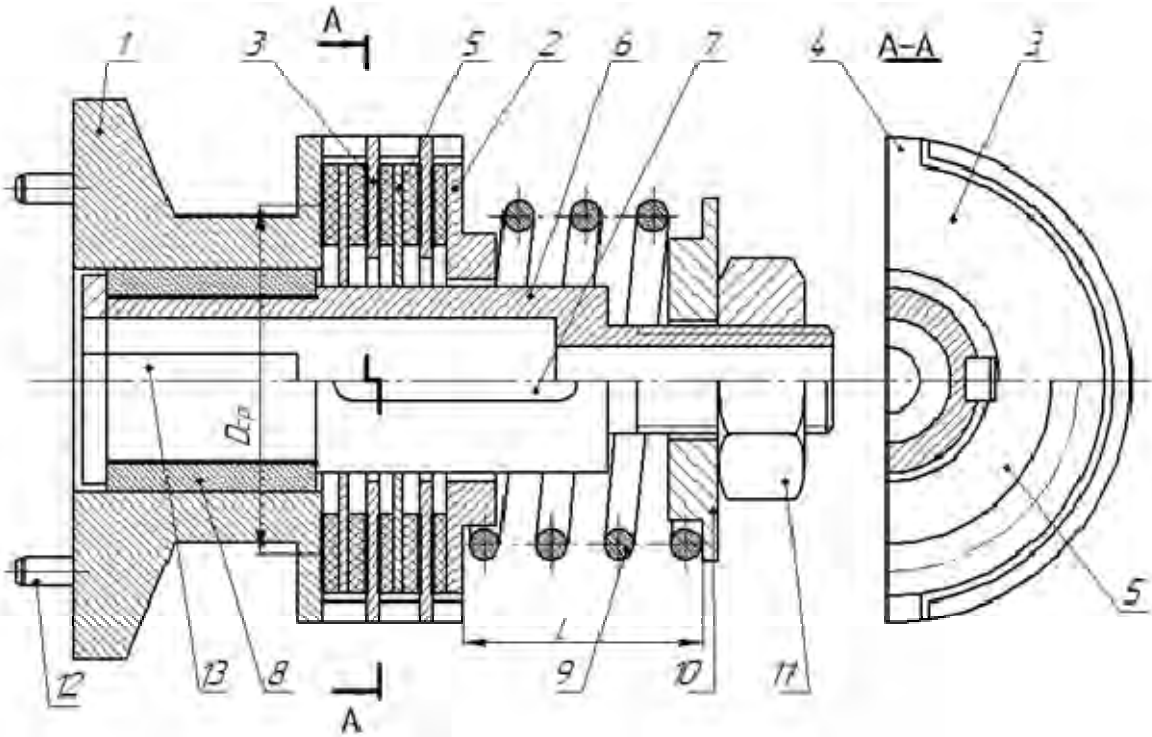


Рисунок 1.1 – Муфта фрикционная дисковая

Расчетное усилие пружины F_a обеспечивается ее сжатием до размера L посредством гайки 11.

Описание лабораторной установки.

Испытательный стенд ДМ-40, схема которого приведена на рисунке 1.2, состоит из привода, исследуемой муфты, нагружающего устройства, системы измерения и управления. Привод осуществляется от электродвигателя переменного тока. Крутящий момент от двигателя 1 на ведомый вал 7 передается через клиноременную передачу 2, пару шестерен 3 и 4, смонтированных в корпусе редуктора 5, и испытуемую муфту 6. Ведомый вал 7 вращается в подшипниках 8, размещенных внутри зубчатого колеса 4.

Испытуемая муфта, представляющая собой отдельный быстросъемный узел, одевается на выступающий конец ведомого вала 7 и фиксируется в осевом направлении гайкой; при этом ведущая полумуфта соединяется с зубчатым колесом штифтами. Конструкция муфты позволяет регулировать силу сжатия полумуфт и замерять ее путем определения длины пружины, которая предварительно прошла тарировку.

Нагрузка ведомого вала 7 осуществляется балансирным колодочным тормозом 9, позволяющим плавно менять силу сжатия колодок и величину нагрузки. Рычаги тормоза соединены штангой 10 с обоймой 11, сидящей на подшип-

никах 12 ведомого вала 7, что позволяет тормозной системе свободно качаться вокруг оси вала. Тормоз 9 снабжен гидравлическим демпфером 13. Балансирная система тормоза может быть зафиксирована винтовым устройством 14.

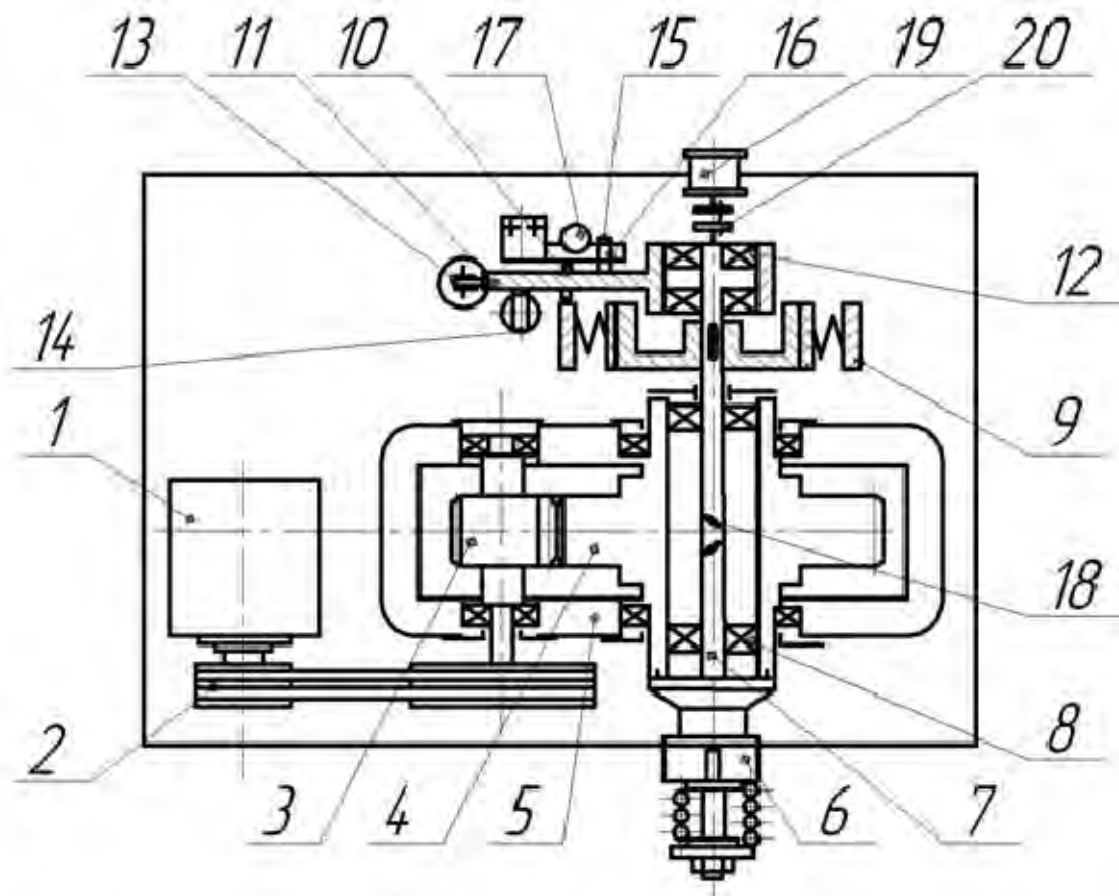


Рисунок 1.2 – Схема лабораторной установки для испытания предохранительных муфт

Обойма 11 через призму 15 опирается на плоскую измерительную пружину 16, прогиб которой измеряется индикатором 17 часового типа с делением 0,01 мм.

Система управления установкой смонтирована на лицевой ее части. На панели установлена рукоятка включения и выключения стенда.

Меры безопасности при проведении лабораторной работы.

Исследуемую муфту и средства измерений на рабочем столе разместите так, чтобы исключить их падение.

Не допускайте работу испытательного стенда ДМ-40 без защитных кожухов на ременной передаче и исследуемой муфте.

Перед включением испытательного стенда ДМ-40 в сеть удостоверьтесь, что рукоятка на панели управления поставлена в положение «Выкл.», корпус стенда заземлен.

Перед установкой и снятием испытуемой муфты поставьте рукоятку на панели управления в положение «Выкл.», выньте вилку электропитания из розетки.

Порядок выполнения работы.

Разобрать предохранительную муфту, отвернув сжимающую пружину гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

Измерить внешний D_1 и внутренний D_2 диаметры фрикционных асбестовых накладок диска 5 (см. рисунок 1.1).

Определить по формуле (1.1) расчетные моменты «срабатывания» T_{cp1} , T_{cp2} и T_{cp3} при $F_{a1} = 120$ Н, $F_{a2} = 150$ Н, $F_{a3} = 180$ Н, приняв $z = 5$, $f = 0,35$. Измеренные данные и результаты расчета занести в таблицу 1.1 отчета.

Таблица 1.1 – Характеристика муфты

Наименование параметра	Обозначение	Размерность	Значение
Внешний диаметр фрикционных накладок	D_1	мм	
Внутренний диаметр фрикционных накладок	D_2	мм	
Средний диаметр контакта дисков (накладок)	D_{cp}	мм	$D_{cp} = \frac{D_1 - D_2}{2}$
Расчетные моменты «срабатывания» муфты T_{cp1} , T_{cp2} , T_{cp3} при силах сжатия пружины соответственно F_{a1} , F_{a2} , F_{a3}	T_{cp1}	Н·м	
	T_{cp2}	Н·м	
	T_{cp3}	Н·м	

Собрать муфту. Затянуть пружину до усилия $F_{a1} = 120$ Н, контролируя при этом ее необходимую длину L , вычисленную по формуле

$$L = 50 - 0,05F_{a1}, \quad (1.2)$$

где 50 – длина пружины в свободном состоянии, мм;

0,05 – коэффициент осадки пружины, полученный нагружением ее на силовой измерительной установке, мм/Н.

Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, заметить и записать в таблицу 1.2 отчета максимальное (предельное) показание m стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт 5 раз.

Таблица 1.2 – Результаты испытаний муфты

Номер опыта	$F_{a1} = 120$ Н		$F_{a2} = 150$ Н		$F_{a3} = 180$ Н	
	m , дел.	T_{np} , Н·м	m , дел.	T_{np} , Н·м	m , дел.	T_{np} , Н·м
1						
...						
5						
Среднее значение						

Исходя из показаний m индикатора, определить по формуле значения пре-



дельных моментов T_{np} по формуле

$$T_{np} = \mu t, \quad (1.3)$$

где μ – тарировочный коэффициент плоской измерительной пружины, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов, $\mu = 0,157$ Н мм/деление.

Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты по формуле

$$K_T = \frac{T_{np \min}}{T_{np \max}}, \quad (1.4)$$

где $T_{np \min}$ и $T_{np \max}$ – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Вычислить значение коэффициента «срабатывания» муфты по формуле

$$K = \frac{T_{np}}{T_{cp}}, \quad (1.5)$$

где T_{np} – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

T_{cp} – расчетный момент «срабатывания» муфты.

По данным ГОСТ 15621–77 *Муфты предохранительные фрикционные общего назначения* должно выполняться условие $K < 1,2$.

Затянуть пружину до усилия $F_{a2} = 150$ Н, а затем – до усилия $F_{a3} = 180$ Н, и повторить испытания и расчеты. Результаты их занести в таблицы 1.2 и 1.3 отчета. Освободить пружину от затяжки.

Таблица 1.3 – Коэффициенты, характеризующие работу муфты

Расчетный коэффициент	Силы сжатия пружины		
	$F_{a1} = 120$ Н	$F_{a2} = 150$ Н	$F_{a3} = 180$ Н
Коэффициент точности «срабатывания» муфты K_T			
Коэффициент «срабатывания» муфты K			

Отчет должен включать:

- цель работы;
- результаты измерений и расчеты;
- таблицы 1.1–1.3;
- выводы по результатам работы.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Дайте оценку фрикционным предохранительным муфтам.
- 3 Назовите основные элементы конструкции фрикционной дисковой муфты?
- 4 Изложите принцип работы фрикционной дисковой муфты.
- 5 Изложите основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».
- 6 Как отрегулировать муфту на предельный момент $T_{np} = 10 \text{ Н}\cdot\text{м}$?
- 7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?
- 6 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

2 Лабораторная работа № 13 (12). Изучение конструкции и нагрузочной способности соединений посадкой с гарантированным натягом

Цель работы: изучить конструкцию и способы сборки соединений с гарантированным натягом, а также оценить их нагрузочную способность.

Общие сведения о посадках с натягом.

Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рисунок 2.1).

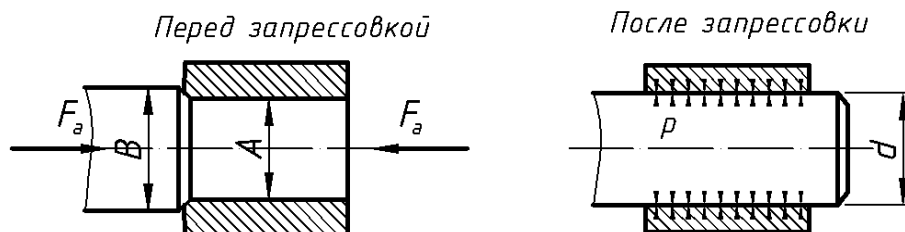


Рисунок 2.1 – Соединение посадкой с гарантированным натягом

Натягом N называют положительную разность диаметров вала B и втулки A : $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей вала и втулки становится общим. При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом.

Нагрузочная способность соединения прежде всего зависит от натяга, величину которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически

натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга, а, следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

Основные понятия о натяге рассматриваются на примере сопряжения вал-втулка (рисунок 2.2).

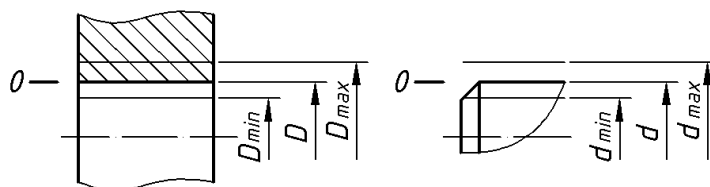


Рисунок 2.2 – Основные размеры вала и втулки

Различают размеры:

- номинальный (D – для отверстия, d – для вала);
- действительный – отличается от номинального на величину погрешности при изготовлении;
- предельные (допустимые) – наибольший D_{\max} , d_{\max} и наименьший D_{\min} , d_{\min} ; они ограничивают допустимую ошибку изготовления.

Допуск T – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами:

$$T_D = (D_{\max} - D_{\min}) ; \quad T_d = (d_{\max} - d_{\min}) .$$

Допуск стандартизирован и обозначается латинскими буквами.

Способы сборки.

Сборку соединения выполняют одним из трех способов: *прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.*

Прессование – распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание шероховатостей посадочных поверхностей; возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения до полутора раз по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением.

Срезание шероховатостей посадочных поверхностей устраняется полностью при сборке по методу *нагревания втулки* (до 200...400 °С) или *охлаждения вала* (твердая углекислота – 79 °С, жидкий воздух – 196 °С). Недостатками метода нагревания являются возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения не имеет этих недостатков.

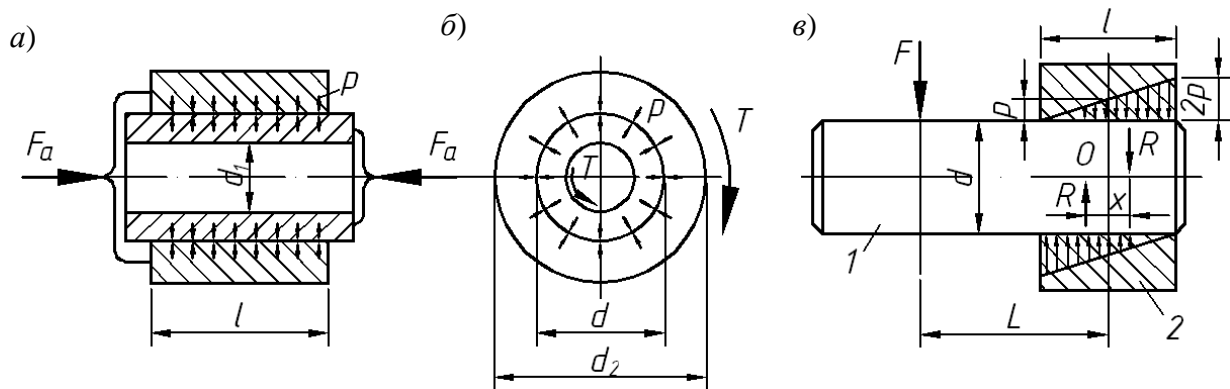
При проведении лабораторной работы применяется способ нагрева посредством нагревательной электрической плитки «Baltech НІ-1604» (рисунок 2.3).



Рисунок 2.3 – Электрическая плитка «Valtech HI-1604»

Расчёт прочности соединения посадкой с гарантированным натягом.

Соединение с гарантированным натягом может быть нагружено растягивающей силой, изгибающим моментом и крутящим моментом (рисунок 2.4).



a – нагружение осевой силой; *б* – нагружение крутящим моментом; *в* – нагружение изгибающим моментом

Рисунок 2.4 – Виды нагружения соединений с гарантированным натягом

Условие прочности соединения при нагружении осевой силой:

$$KF_a \leq fp\pi dl, \quad (2.1)$$

где p – давление на поверхность контакта;

K – коэффициент запаса, $K = 1,5$;

f – коэффициент трения в соединении ($f = 0,12$ – при шлифовании; $f = 0,15$ – при чистовом точении; $f = 0,32$ – для оцинкованных и азотированных поверхностей; $f = 0,4$ – для оксидированных поверхностей; $f = 0,48$ – при использовании абразивных микророшков).

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом:

$$KT \leq \frac{f_r \pi d^2 l}{2}. \quad (2.2)$$

При совместном действии *крутящего момента* T и *осевой силы* F_a

$$K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f_r \pi d l, \quad (2.3)$$

где F_t – окружная сила, $F_t = \frac{2T}{d}$.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов.

Действие момента $M = Fl$ вызывает в соединении деталей 1 и 2 такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравнивается моментом внутренних сил $M = Rx$.

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот детали 1 происходит вокруг центра тяжести соединения – точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, или трапецеидальную. Кроме того, не учитывают действие силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некоторой величине нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, т. к. дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора. Учитывая принятые положения, можно записать

$$M = Fl = Rx, \quad (2.4)$$

где R – равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров.

Величина этой равнодействующей определяется давлением p посадки и не изменяется от действия изгибающего момента:

$$R = pld. \quad (2.5)$$

Плечо $x = \frac{l}{3}$. Подставляя данные, получаем

$$M = \frac{pl^2 d}{3}. \quad (2.6)$$

Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают



$$M \leq 0,2pl^2d. \quad (2.7)$$

По теории расчета толстостенных цилиндров, удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{N}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2.8)$$

где N – расчетный натяг;
 C_1 и C_2 – коэффициенты:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2; \quad (2.9)$$

E_1 и E_2 – модули упругости материалов вала и втулки (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па);

μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки (для стали $\mu = 0,3$).

Измерение вала с помощью микрометра и концевой меры.

Микрометр – является измерительным прибором, предназначенным для измерения охватываемых линейных размеров с точностью до 0,01 мм. Микрометры, как правило, применяются для измерения определённого диапазона размеров (например, от 0 до 25 мм, от 25 до 50 мм, от 50 до 75 мм и т. д.). При отсутствии микрометра необходимого типоразмера необходимый размер можно измерить с помощью микрометра большего типоразмера и *концевой меры*.

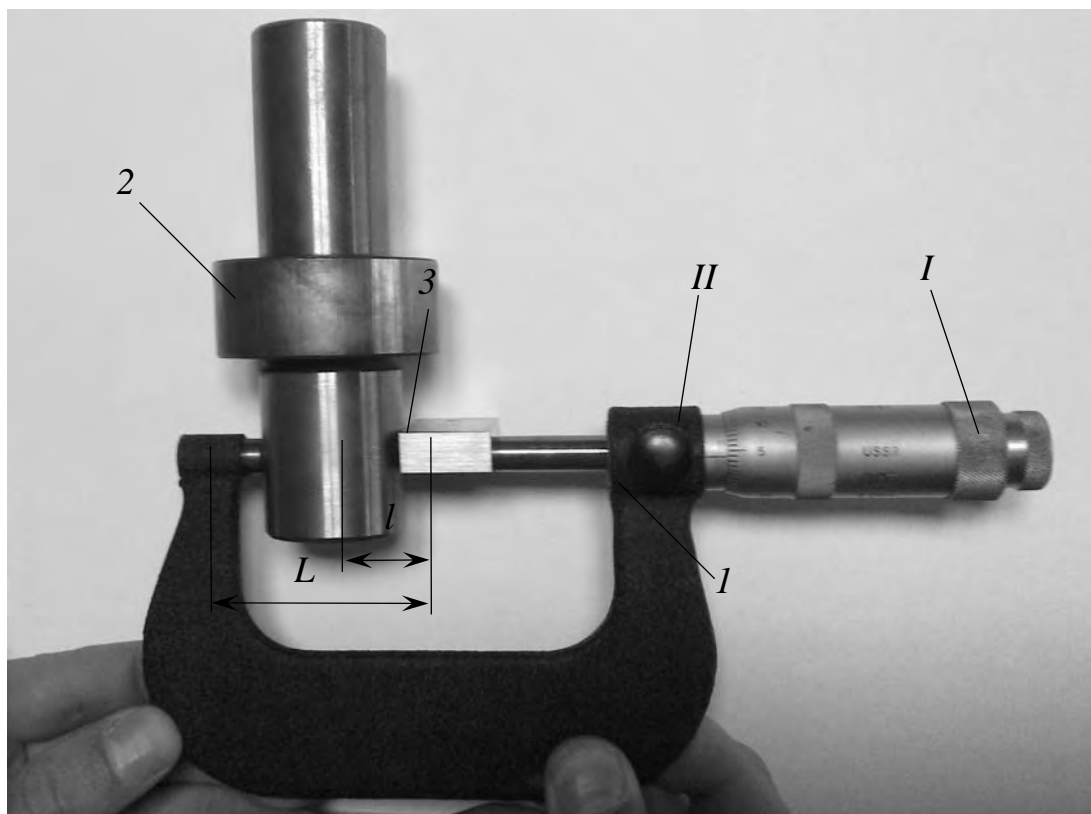
Концевая мера – проверочная мера длины (эталон) с постоянным значением размера между двумя взаимно параллельными измерительными плоскостями, выполненная из прямоугольного параллелепипеда или кругового цилиндра, с достаточно точным (класс точности 1 или 2) размером между измеряемыми поверхностями.

Для измерения диаметра вала между губками микрометра I помещают вал 2 и концевую меру 3 как показано на рисунке 2.5. Вращая за головку I микрометра, постепенно сдвигают губки микрометра до тех пор, пока головка I не начнет проворачиваться с характерными щелчками. После этого по шкале II микрометра фиксируют значение измеренного размера L . Значение диаметра вала d определяется разностью между размером L и длиной концевой меры l , обозначенной на концевой мере 3 . Измерения проводят в двух взаимно перпендикулярных плоскостях вала.

Измерение отверстия с помощью нутромера.

Нутромер – является измерительным прибором, предназначенным для измерения охватывающих линейных размеров с точностью до 0,01 мм.

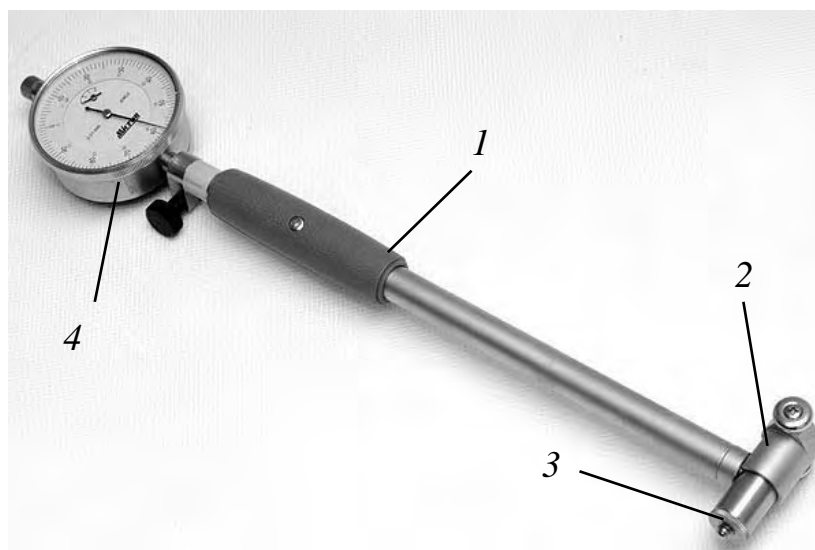




1 – микрометр; 2 – вал; 3 – мера концевая

Рисунок 2.5 – Измерение диаметра вала с помощью микрометра и концевой меры

Нутромер (рисунок 2.6) представляет собой стержень 1, с одной стороны которого располагается измерительная головка 2, а с другой – индикатор часового типа 4. Для возможности измерения различных диаметров нутромер комплектуется несколькими сменными головками 4.



1 – стержень; 2 – измерительная головка; 3 – сменная головка; 4 – индикатор часового типа

Рисунок 2.6 – Нутромер микрометрический НИ-18-50

Для измерения диаметра втулки используют сменную головку № 7 (рисунок 2.7). Вначале измерений производится настройка нутромера на номинальный измеряемый диаметр D_0 .

Измерительную головку 2 под наклоном примерно в $45...60^\circ$ вводят со стороны сменной головки 3 в отверстие втулки, до тех пор пока она полностью не окажется в отверстии. Затем стержень нутромера выравнивают вертикально. При этом стрелка индикатора часового типа 4 поворачивается. При повороте стрелки вправо (по направлению вращения часовой стрелки) диаметр втулки определяют как сумму номинального измеряемого диаметра D_0 и показания индикатора S по красной шкале; при повороте стрелки влево (против направления вращения часовой стрелки) диаметр втулки определяют как сумму номинального измеряемого диаметра D_0 и показания индикатора S по чёрной шкале.



Рисунок 2.7 – Измерение диаметра втулки нутромером

Техника безопасности.

Избегать падения образцов.

Измерения диаметров проводить согласно методике измерения.

Порядок выполнения работы.

В лабораторной работе необходимо рассчитать по заданным преподавателям исходным данным (таблица 2.1) необходимую величину гарантированного натяга, обеспечивающего прочность соединения и из заданных образцов подобрать вал и втулку, обеспечивающие этот натяг.

Таблица 2.1 – Исходные данные

Вариант	Нагрузка	Значение нагрузки
I	Осевая сила, кН	60
II	Осевая сила, кН	70
III	Осевая сила, кН	88
IV	Крутящий момент, кН·м	0,95
V	Крутящий момент, кН·м	1,1
VI	Крутящий момент, кН·м	1,4
VII	Изгибающий момент, кН·м	1,45
VIII	Изгибающий момент, кН·м	1,7
IX	Изгибающий момент, кН·м	2,15

Определение величины гарантированного натяга:

а) измерить штангенциркулем номинальный диаметр соединения

образца втулки d ;

б) измерить штангенциркулем длину соединения l (длину образца втулки) с точностью до 0,1 мм;

в) рассчитать значение удельного давления в соединении по формулам (2.1), (2.2) или (2.7) в соответствии с видом нагружения;

г) измерить штангенциркулем диаметр образца втулки d_2 с точностью до 0,1 мм в соответствии с рисунком 2.3;

д) рассчитать коэффициенты C_1 и C_2 по формуле (2.9);

е) рассчитать требуемый натяг N используя формулу (2.8);

ж) измерить микрометром действительный диаметр валов d_i' ;

з) измерить нутромером действительный диаметр образца втулки D' ;

и) определить действительный натяг образцов вала диаметр и втулки в каждом случае;

к) подобрать для образца втулки образец вала, соответствующий расчётному натягу (действительный натяг должен быть ближайшим большим к расчётному).

Отчет должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

Отчет должен включать:

- титульный лист;
- цель работы;
- рисунок 2.4 в соответствии с видом заданной нагрузки;
- таблицы 2.2 и 2.3 с измеренными и рассчитанными величинами;
- расчёт посадки с гарантированным натягом в соответствии с заданным вариантом;
- номер образца вала, который соответствует расчётному натягу;
- вывод.

Таблица 2.2 – Определение расчётного натяга

Номинальный диаметр соединения	Длина соединения	Удельное давление в соединении	Диаметры валов и втулки		Коэффициенты		Расчётный натяг
			d_1 , мм	d_2 , мм	C_1	C_2	
d , мм	l , мм	p , МПа					N , мкм

Таблица 2.3 – Определение действительного натяга

Номер образцов вала	Действительный диаметр втулки	Действительный диаметр вала	Действительный натяг	Отклонение действительного натяга от расчётного
	D' , мм	d_i' , мм	N' , мкм	ΔN , мкм
I				
II				
III				



Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое гарантированный натяг?
- 2 Какими способами собираются посадки с натягом. Преимущества и недостатки способов сборки?
- 3 От чего зависит нагрузочная способность соединения с гарантированным натягом?
- 4 Какие нагрузки может воспринимать соединение с гарантированным натягом?
- 5 Как определить допуск?
- 6 Запишите условие прочности при нагружении соединения осевой силой.
- 7 Запишите условие прочности при нагружении соединения крутящим моментом.
- 8 Запишите условие прочности при нагружении соединения изгибающим моментом.
- 9 Как связано удельное давление с натягом?

3 Лабораторная работа № 14 (2). Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг

Цель работы: теоретическое и экспериментальное определение зависимости сдвигающей силы $F_{сд}$ от момента завинчивания $T_{зав}$ и построение графиков функции $F_{сд} = f(T_{зав})$ по теоретическим и экспериментальным данным.

Теоретические сведения.

На рисунке 3.1 изображено болтовое соединение, нагруженное силой $F_{сд}$ сдвигающей детали в стыке. Особенностью этого соединения является установка болта без зазора, т. е. между стержнем болта и соединяемыми деталями зазора нет.

При приложении сдвигающего усилия $F_{сд}$ пластины удерживаются от сдвига телом болта. При этом в теле болта возникают напряжения среза $\tau_{ср}$ (в сечениях, совпадающих с плоскостями стыка соединяемых деталей), а на боковой поверхности болта возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$. В этом случае болт рассчитывается на срез и на смятие.

Условие прочности болта на срез

$$\tau_{ср} = \frac{4F_{сд}}{\pi d^2 i} \leq [\tau_{ср}], \quad (3.1)$$

где d – диаметр болта;

i – число стыков деталей;

$[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза для материала болта.



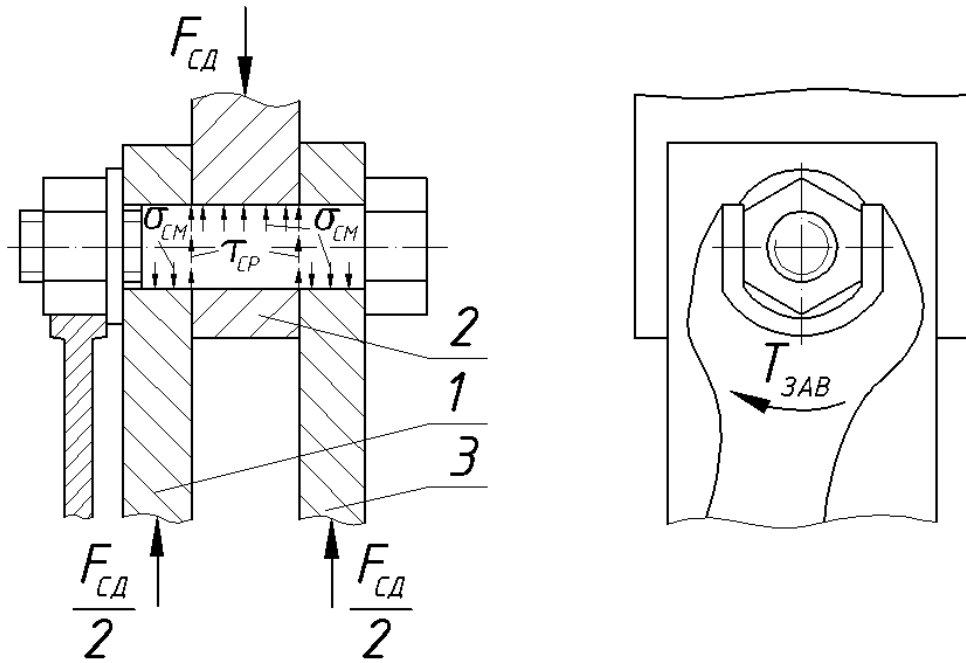


Рисунок 3.1 – Схема сил, действующих на болтовое соединение при постановке болтов без зазора

Условие прочности болта на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_{сд}}{d \delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.2)$$

где δ – наименьшая толщина соединяемых деталей;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия для материала болта.

На рисунке 3.2 изображено болтовое соединение, нагруженное силой $F_{сд}$ сдвигающей детали в стыке. Особенностью этого соединения является установка болта с зазором, т. е. между стержнем болта и соединяемыми деталями имеется в наличии зазор Δ . Пластины 1 и 3 сжимаются усилием затяжки $F_{зат}$, а болт растягивается под действием этой силы.

При приложении сдвигающего усилия $F_{сд}$ пластины удерживаются силами трения $F_{тр} = F_{сд}$. Если увеличивать нагрузку $F_{сд}$ до величины $F_{сд} > F_{зат} f_0 i$, то произойдет сдвиг ползуна 2 относительно пластин 1 и 3, где f_0 – коэффициент трения на поверхностях стыка (пластинах 1, 3 и ползуне 2); i – число стыков деталей.

Для нагружения болта силой затяжки $F_{зат}$ к ключу необходимо приложить момент завинчивания $T_{зав}$.

Завинчиванию гайки препятствуют два реактивных момента, возникающие первый T_p – от сил трения в резьбе, а второй T_T – от сил трения на опорном торце гайки (рисунок 3.3).

При этом можно записать следующее:

$$T_{ЗAB} = T_T + T_P, \quad (3.3)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки;

T_P – момент сил трения в резьбе.

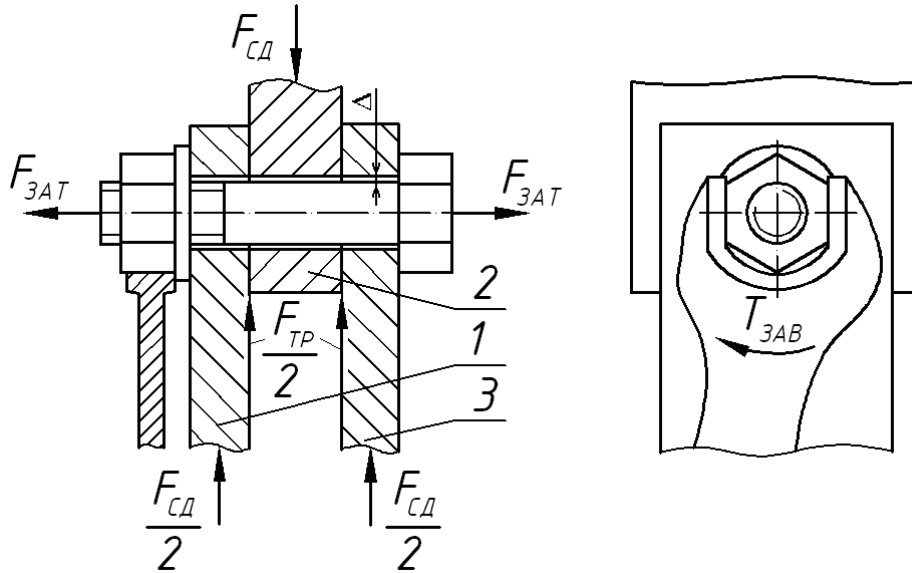


Рисунок 3.2 – Схема сил, действующих на болтовое соединение при постановке болтов с зазором

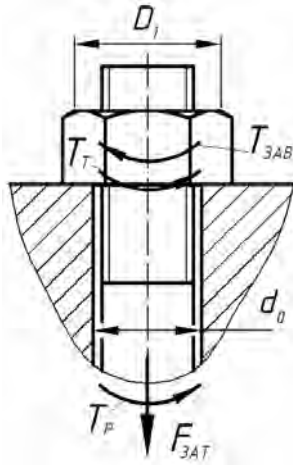


Рисунок 3.3 – Составляющие момента завинчивания

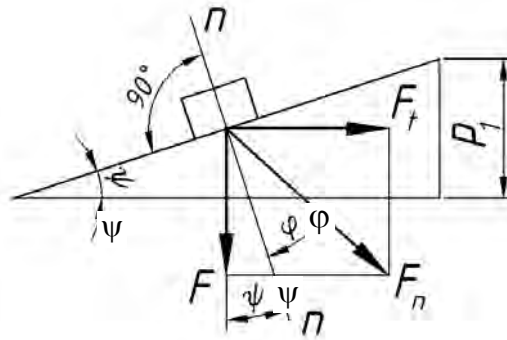


Рисунок 3.4 – Расчётная схема определения момента сил трения в резьбе

Момент сил трения в резьбе T_P определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости (рисунок 3.4). Из теоретической механики известно, что ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ .

В нашем случае внешними являются осевая сила $F_{ЗAT}$ и окружная сила

$$F_t = \frac{2T_T}{d_2}.$$

Тогда из расчётной схемы, представленной на рисунке 3.4,

$$F_t = F_{3AT} \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (3.4)$$

или

$$T_P = 0,5 F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (3.5)$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы на диаметре d_2 .

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{p}{\pi \cdot d_2}\right), \quad (3.6)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

p – шаг резьбы;

φ' – приведенный угол трения.

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left[\frac{f_P}{\cos(\alpha/2)}\right], \quad (3.7)$$

где f_P – коэффициент трения в резьбе;

α – угол профиля метрической резьбы, $\alpha = 60^\circ$.

При определении *момента сил трения на опорном торце гайки* T_T радиус сил трения на опорном торце гайки принимают равным среднему радиусу этого торца или $(D_1 + d_0)/2$. При этом

$$T_T = \frac{F_{3AT} \cdot f_T \cdot (D_1 + d_0)}{2}, \quad (3.8)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки;

D_1 – наружный диаметр опорной поверхности гайки, равный размеру зева ключа;

d_0 – диаметр отверстия под болт в шайбе.

Подставив выражения (3.3) и (3.6) в (3.1), получим:

$$T_{3AB} = \frac{F_{3AT}}{2} \cdot \left[\frac{D_1 + d_0}{2} f_T + \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \right]. \quad (3.9)$$

Отсюда сила затяжки



$$F_{3AT} = \frac{2 \cdot T_{3AB}}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}}. \quad (3.10)$$

Для болтового соединения, показанного на рисунке 3.2, в случае установившегося движения

$$F_{CD} = F_{TP} \cdot i = F_{3AT} \cdot f_0 \cdot i = \frac{2 \cdot T_{3AB} \cdot f_0 \cdot i}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}} = T_{3AB} \cdot k, \quad (3.11)$$

где k – коэффициент, учитывающий геометрические размеры соединения и параметры трения (постоянная величина для конкретных условий эксперимента).

$$k = \frac{2 \cdot f_0 \cdot i}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2}}. \quad (3.12)$$

Таким образом $F_{CD} = f(T_{3AB})$ является линейной функцией. Положение прямой во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициентов трения в резьбе, на пластинах и на опорной поверхности гайки.

На практике зачастую определяют допустимую величину момента $[T_{3AB}]$ завинчивания гайки, например, для проектирования и настройки ключей:

$$[T_{3AB}] = \frac{[F_{3AT}]}{2} \cdot \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot d_2 + f_T \cdot \frac{D_1 + d_0}{2} \right], \quad (3.13)$$

где $[F_{3AT}]$ – допустимая сила затяжки.

$$[F_{3AT}] = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (3.14)$$

где d_1^2 – внутренний диаметр резьбы;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение стержня болта.

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (3.15)$$

где σ_T – предел текучести материала болта (например, для стали Ст. 3 $\sigma_T = 220$ МПа);

n – коэффициент безопасности, $n = 1,5 \dots 2,5$.

Опытное значение силы F_{CD} определяют по формуле



$$F_{CD} = k_m N,$$

где k_m – тарировочный коэффициент, полученный при деформации пружины лабораторной установки на силоизмерительной машине, $k_m = 294$ Н/деление;
 N – число делений индикатора динамометра.

Самоторможение винтовой пары.

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{OTB} > 0$.

Момент отвинчивания с учетом трения на торце гайки, по аналогии с формулой (3.7)

$$T_{OTB} = \frac{F_{ЗАТ}}{2} \cdot \left[\frac{D_1 + d_0}{2} f_T + \operatorname{tg}(\varphi' - \psi) \right] \quad (3.16)$$

Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0 \text{ или } \varphi' > \psi \quad (3.17)$$

Для крепежных резьб угол подъема ψ находится в пределах от $2^\circ 30'$ до $3^\circ 30'$, а приведенный угол трения φ' изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6° до 16° . Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Ходовые резьбы выполняют как самотормозящими, так и не-самотормозящими.

Лабораторное оборудование и приборы.

Для испытания болтового соединения применяется винтовой пресс ДМ 30 (рисунок 3.5) и приспособление ДМ 23 с исследуемым болтовым соединением (рисунок 3.6), установленным на столе пресса.

Пресс имеет механизм установочного (ускоренного) сближения наконечника 1, закрепленного на динамометрическом кольце 2, с упором 8 (см. рисунок 3.5), закрепленном в ползуне 3 (см. рисунок 3.5) приспособления ДМ 23. Механизм состоит из маховика 3, винтовой пары 4, смонтированной в поперечине 5, и штанги 6, с которой соединено динамометрическое кольцо 2 с помощью захвата 7 и болта 8. В динамометрическом кольце 2 установлен индикатор 12.

Нагружение испытуемого болтового соединения производится с помощью червячного редуктора 9 и грузового винта 10 поворотом маховика 11.

Приспособление ДМ 23 состоит из основания 1, двух пластин 3 и 9, болта 6 с гайкой 11 и втулками 7 и 10, ползуна 5 и упора 8.

Пластины 3 и 9 соединены с основанием осью 2, которая удерживается от выпадения фиксатором 4. Втулка 7 имеет выступ, который удерживает болт 6 от вращения при завинчивании гайки 11. На пластине 3 и ползуне 5 имеются риски для контроля перемещения ползуна. В начальном положении ползун устанавливается так, чтобы его риска совпадала с верхней рискной пластины.



Смещение ползуна ниже нижней риски на пластине недопустимо, т. к. при этом «выбирается» зазор Δ между цилиндрическими поверхностями болта и отверстия в ползуне, вследствие чего болт будет работать на срез, что недопустимо.

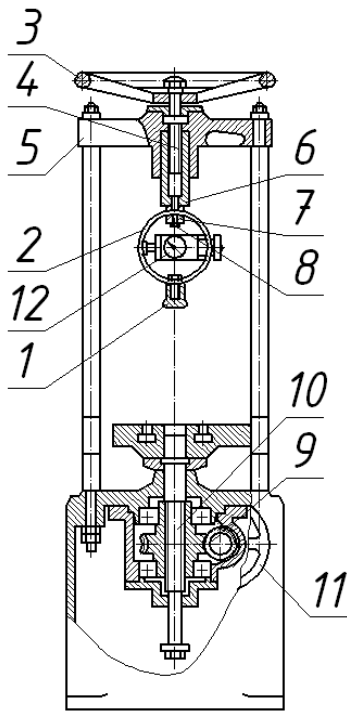


Рисунок 3.5 – Винтовой пресс ДМ 30

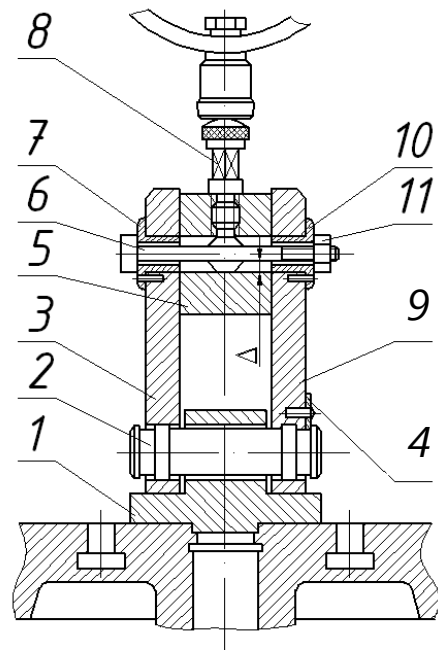


Рисунок 3.6 – Приспособление ДМ 23

Для определения величины сдвигающей силы может быть использован динамометр цифровой растяжения АЦД/1Р-20/1И-2 (рисунок 3.7).



Рисунок 3.7 – Динамометр цифровой

Для завинчивания гайки применяется динамометрический ключ. Одно деление S индикатора ключа соответствует моменту завинчивания $T_{зав} = S \cdot k_K$ ($k_K = 0,2$ Н·м/деление).

Техника безопасности.

Испытание соединения производить в присутствии преподавателя.

Затягивать гайку исследуемого соединения следует плавно без рывков.

При затяжке гайки не допускать перемещения по столу приспособления с испытуемым соединением.

Риска на ползуне не должна опускаться ниже нижней риски на пластине.

При установке индикаторов в динамометрический ключ и в винтовой пресс крепёжные винты сильно не зажимать.

Порядок выполнения работы.

Болт с шайбой и гайкой выбирать по указанию преподавателя. Прежде чем производить экспериментальные исследования, необходимо подготовить следующие исходные данные и записать их в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Исходные данные

Параметры	Размерность	Обозначение	Величина	Примечание
Диаметр болта	мм	d		Измерить
Средний диаметр резьбы	мм	d_2		Из таблицы 3.3
Диаметр отверстия в шайбе	мм	d_0		Измерить
Диаметр опорной поверхности гайки	мм	D_0		Измерить
Шаг резьбы	мм	P		Измерить
Угол подъема винтовой линии резьбы	град	ψ		По формуле (3.6), уточнить по таблице 3.3
Коэффициенты трения		f_p f_T f_0		Задаться в зависимости от качества обработки по таблице 3.4
Приведенный угол трения	град	φ'		По формуле (3.7)
Допустимая сила затяжки болта	Н	$[F_{ЗАТ}]$		По формуле (3.14), уточнить по таблице 3.3
Коэффициент, учитывающий геометрические размеры соединения и параметры трения		k		По формуле (3.12)
Допустимый момент завинчивания	Н·мм	$[T_{ЗАВ}]$		По формуле (3.13)
Сдвигающая сила при допустимом моменте завинчивания	Н	$F_{СД}$		По формуле (3.11)

По результатам подсчета графически в координатах $F_{СД}$ от $T_{ЗАВ}$ отметить точку, соответствующую значениям $F_{СД} = f(T_{ЗАВ})$, через нее и начало координат провести прямую линию. Полученная прямая является теоретической зависимостью.

Определить пять частей момента завинчивания $[T_{ЗАВ}]$: $0,2 \cdot [T_{ЗАВ}]$; $0,4 \cdot [T_{ЗАВ}]$; $0,6 \cdot [T_{ЗАВ}]$; $0,8 \cdot [T_{ЗАВ}]$; $1,0 \cdot [T_{ЗАВ}]$. Занести значения в таблицу 3.2.

Учитывая значение тарировочного коэффициента k_k динамометрического



ключа, найти число делений индикатора $S = T_{3AB} / k_k$, которое соответствует данному моменту завинчивания T_{3AB} . Показания занести в таблицу 3.2.

Таблица 3.2 – Результаты измерений и расчётов

Момент завинчивания T_{3AB}		Показание индикатора динамометрического ключа S	Показание индикатора динамометрического кольца N	Сдвигающая сила $F_{сд} = k_m \cdot N$, Н
Параметры	Значение, Н·м			
$0,2 \cdot [T_{3AB}]$				
$0,4 \cdot [T_{3AB}]$				
$0,6 \cdot [T_{3AB}]$				
$0,8 \cdot [T_{3AB}]$				
$1,0 \cdot [T_{3AB}]$				

Таблица 3.3 – Справочные параметры резьбы

Резьба	Параметры				
	p , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	γ , град	$[F_{3AT}]$, Н
М 12	1	11,350	10,918	1°36'	5600
	1,5	11,026	10,376	2°28'	5000
	1,75	10,863	10,106	2°55'	3800
М 14	1,5	13,026	12,376	2°06'	7300
	2,0	12,701	11,835	2°52'	5700
М 16	1,0	15,350	14,918	1°11'	11000
	1,5	15,026	14,376	1°49'	9700
	2,0	14,701	13,835	2°28'	7700
М 18	1,0	17,350	16,918	1°03'	13500
	1,5	17,026	16,376	1°36'	12700
	2,5	16,376	15,924	2°47'	10500
М 20	1,0	19,350	18,918	0°57'	17000
	1,5	19,026	18,376	1°26'	16000
	2,5	18,376	17,294	2°29'	14750

Таблица 3.4 – Значения коэффициентов трения в зависимости от характеристики поверхности

Характеристика поверхности	Коэффициент трения
Чисто обработанные поверхности при наличии смазки	0,1
Чисто обработанные поверхности без смазки	0,15...0,2
Грубо обработанные поверхности без смазки	0,3

В приспособление ДМ 23 (см. рисунок 3.3) вставить болт 6, завернуть гайку 11 от руки. Среднюю риску на ползуне 5 совместить с риской на пластине 3. Стрелки индикаторных головок на динамометрическом кольце и ключе установить в нулевое положение. Затянуть гайку динамометрическим ключом до зна-

чения момента завинчивания в первом опыте. При затяжке ключ следует вращать плавно и непрерывно до нужного показания индикатора.

Затянутое соединение нагрузить сдвигающей силой винтовым прессом. Нагружение производить вращением маховика. Начало сдвига определить по прекращению движения стрелки индикатора динамического кольца. Наибольшее показание индикатора занести в таблицу 3.2. По тарированному коэффициенту k_m это показание перевести в значение сдвигающей силы $F_{сд}$, результат записать в таблицу 3.2.

Сдвигающую силу можно определить также с помощью динамометра цифрового растяжения АЦД/1Р-20/1И-2. Величина сдвигающей силы отображается на цифровом дисплее.

Аналогично провести испытания соединения с другими моментами завинчивания. После очередного опыта болт затянуть следующим моментом без снятия предыдущей затяжки. Необходимо следить, чтобы черта на ползуне не опускалась ниже нижней риски на пластине, иначе «выберется» в соединении зазор и болт будет работать на срез, что недопустимо.

Экспериментальные точки нанести на график и через них (или между ними) провести прямую линию. Для точек, значительно отстоящих от проведенной прямой, испытания повторить.

Отчет должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- эскиз испытываемого соединения;
- расчетные данные для испытываемого болта и соединения (см. таблицу 3.1);
- результаты экспериментальных исследований (см. таблицу 3.2);
- график теоретической и экспериментальной зависимости сдвигающей силы $F_{сд}$ от момента завинчивания $T_{зав}$;
- выводы по результатам эксперимента.

Вопросы для самоконтроля

1 Чем объяснить возможное несоответствие расчетной и экспериментальной сдвигающей силы?

2 Какими параметрами устанавливается связь между $T_{зав}$ и усилием затяжки $F_{зат}$?

3 Какие должны быть поверхности и какое изменение следует внести в данную схему, чтобы при одной и той же затяжке увеличить сдвигающую силу?

4 Как влияют коэффициенты трения f_p , f_T , f_0 на величину сдвигающей силы и на усилия затяжки?

5 Какие напряжения испытывает болт при затяжке и при нагружении сдвигающей силой, если он установлен с зазором?

6 Какие напряжения испытывает болт при нагружении сдвигающей силой,



если он установлен без зазора?

7 Почему испытанная винтовая пара «болт-гайка» самотормозящаяся?

8 Почему для крепежных изделий (болтов, винтов, шпилек) применяется метрическая (треугольная) резьба, а не прямоугольная, трапецеидальная или упорная?

4 Лабораторная работа № 15 (3). Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей

Цель работы: экспериментально определить, какое усилие воспринимает болт после затяжки и приложения внешней нагрузки на соединение.

Теоретические сведения.

Болты крепления кронштейнов (рисунок 4.1), крышек резервуаров (рисунок 4.2), фланцев муфт (рисунок 4.3) вначале затягивают с усилием затяжки $F_{зат}$. При этом затяжка должна обеспечить или нераскрытие стыка под нагрузкой, или герметичность соединения.

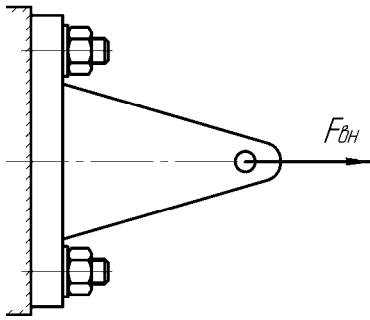


Рисунок 4.1 – Крепление кронштейна к основанию

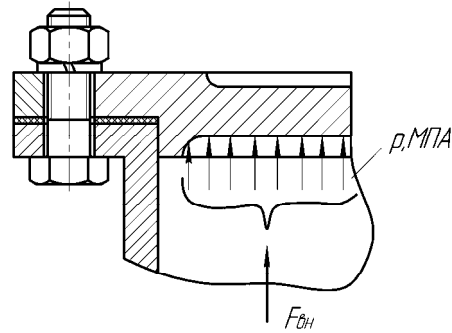


Рисунок 4.2 – Крепление крышки резервуара

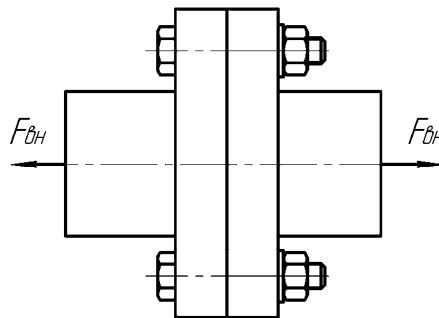


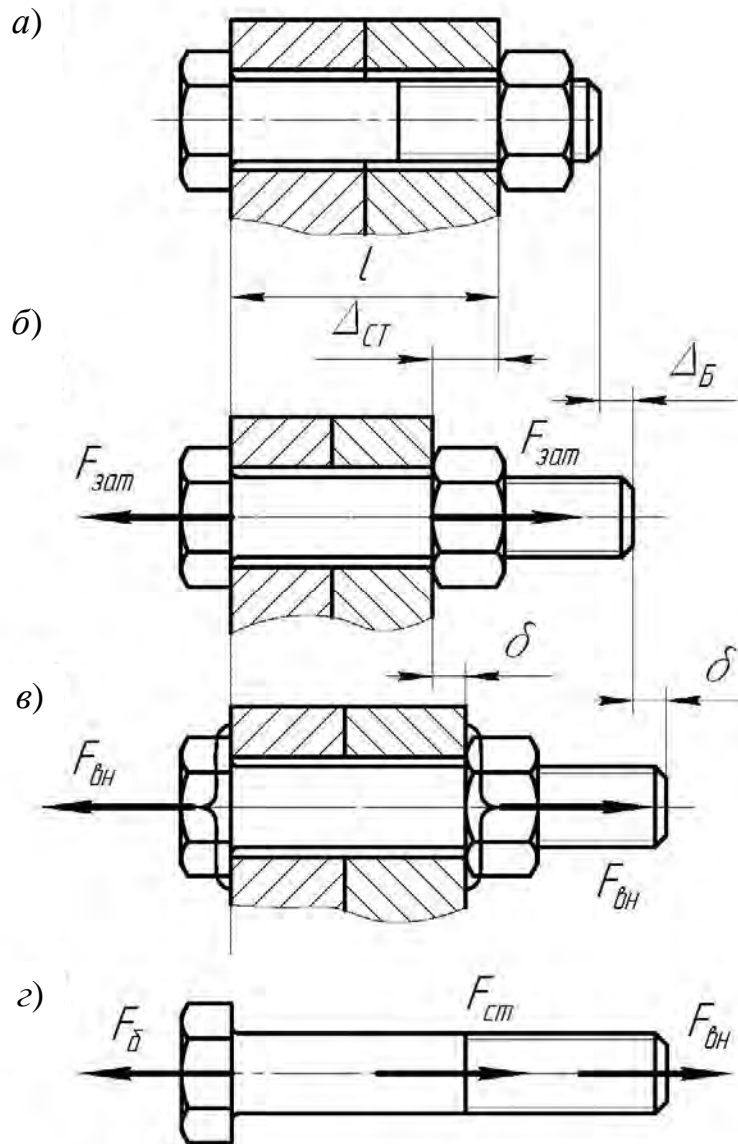
Рисунок 4.3 – Соединение болтами фланцев муфты

Затем прикладывают внешнюю нагрузку $F_{вн}$, благодаря чему болты дополнительно нагружаются. Выясним, вся ли внешняя нагрузка воспринимается болтами, или только ее часть.

Задача об определении нагрузок на болты и стык деталей является статиче-

ски неопределимой из-за того, что и болты и стык деталей являются податливыми (при нагружении происходят упругие деформации этих элементов). Поставленная задача решается с учетом деформации болта и стыка скрепляемых деталей.

С этой целью выделим элемент болтового соединения и рассмотрим его работу под действием приложенных сил (рисунок 4.4).



a – отсутствие нагрузок (исходное состояние); *б* – действие силы тяжести; *в* – действие внешней нагрузки; *г* – схема равновесия болта

Рисунок 4.4 – Схема деформаций и сил в болтовом соединении

В исходном состоянии (при отсутствии нагрузок) деформации равны нулю (см. рисунок 4.4, *a*).

После приложения силы затяжки $F_{зат}$ стык сжался на величину $\Delta_{ст}$, а болт растянулся на величину Δ_B (см. рисунок 4.4, *б*):

$$\Delta_{CT} = \frac{F_{зам}}{c_{CT}}; \quad \Delta_B = \frac{F_{зам}}{c_B}, \quad (4.1)$$

где c_B и c_{CT} – жесткость болта и стыка, Н/мм².

$$c_B = \frac{E_B \cdot A_B}{l_B}; \quad c_{CT} = \frac{E_{CT} \cdot A_{CT}}{l_{CT}},$$

где E_B и E_{CT} – модули упругости материала болта и стыка, Н/мм²;

A_B и A_{CT} – расчетные площади сечения болта и стыка, мм²;

l_B и l_{CT} – расчётные длины болта и стыка, мм.

После приложения внешней нагрузки на соединение болт дополнительно удлинится на величину δ , а стык уменьшит сжатие на ту же величину δ (см. рисунок 4.4, в). Болт получит удлинение:

$$\delta_B = \Delta_B + \delta,$$

а стык сжатие:

$$\delta_{CT} = \Delta_{CT} - \delta.$$

Следовательно, нагрузка на болт:

$$F_B = (\Delta_B + \delta) \cdot c_B, \quad (4.2)$$

а нагрузка в стыке (так называемая остаточная реакция стыка) станет равной:

$$F_{CT} = (\Delta_{CT} - \delta) \cdot c_{CT}. \quad (4.3)$$

Подставим значение Δ_B и Δ_{CT} из уравнений (4.1) в уравнения (4.2) и (4.3), получим:

$$F_B = F_{ЗАТ} + \delta \cdot c_B; \quad (4.4)$$

$$F_{CT} = F_{ЗАТ} + \delta \cdot c_{CT}. \quad (4.5)$$

Из условия равновесия болта, нагруженного внешней силой $F_{ВН}$ и усилием в стыке F_{CT} (см. рисунок 4.4, з), имеем

$$F_B = F_{ВН} + F_{CT}, \quad (4.6)$$

т. е. можно сказать, что суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней нагрузки и остаточной затяжки стыка.

Решая уравнения (4.4)–(4.6), получим



$$F_B = F_{зат} + \frac{c_B}{c_B + c_{СТ}} \cdot F_{ВН}. \quad (4.7)$$

Обозначая коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{c_B}{c_B + c_{СТ}}, \quad (4.8)$$

имеем

$$F_B = F_{зат} + \chi \cdot F_{ВН}. \quad (4.9)$$

Остаточная затяжка стыка

$$F_{СТ} = F_{зат} - (1 - \chi) \cdot F_{ВН}. \quad (4.10)$$

Если известна площадь стыка $A_{СТ}$, то среднее давление в стыке

$$P_{СТ} = \frac{F_{СТ}}{A_{СТ}}.$$

Для обеспечения герметичности резервуара необходимо, чтобы

$$P_{СТ} > P,$$

где P – давление в резервуаре.

Графическая интерпретация работы болтового соединения представлена на рисунке 4.5.

Жесткости болта и стыка на графике изображены как тангенсы углов наклона прямых к оси абсцисс.

$$c_B = \operatorname{tg} \alpha_B; \quad c_{СТ} = \operatorname{tg} \alpha_{СТ}.$$

До приложения внешней нагрузки болт и стык испытывают только силу тяжести (точка A). При действии внешней нагрузки болт удлиняется на величину δ и воспринимает усилие F_B (точка B), а затяжка стыка в это время уменьшается до величины $F_{СТ}$ (точка C). В точке D болт воспринимает максимальную нагрузку, при которой остаточная затяжка стыка равна нулю (точка O_2).

Проанализируем работу соединения с учетом жесткостей болта и скрепляемых деталей.

1 Болт абсолютно жесткий, стык податлив.

$$c_B = \infty,$$

тогда по уравнению (8) $\chi = 1$, следовательно:



$$F_B = F_{ЗАТ} + F_{ВН},$$

т. е. болт воспринимает всю внешнюю нагрузку, а стык только силу затяжки:

$$F_{СТ} = F_{ЗАТ}.$$

2 Стык абсолютно жесткий, а болт податлив:

$$c_{СТ} = \infty; \quad F_B = F_{ЗАТ}; \quad F_{СТ} = F_{ЗАТ} - F_{ВН},$$

т. е. болт не воспринимает внешней нагрузки.

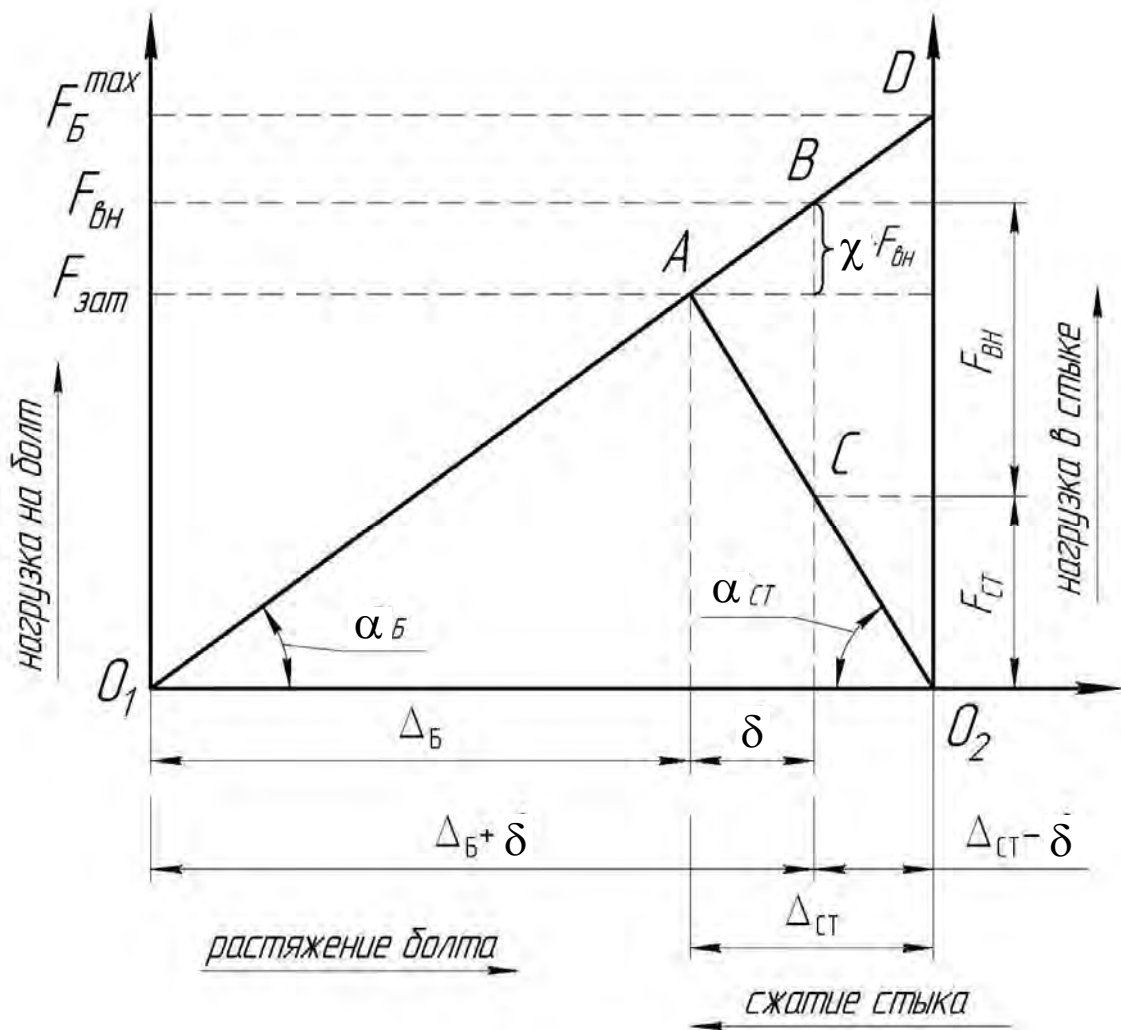


Рисунок 4.5 – Диаграмма «нагрузка – деформация» для болта и стыка

Поэтому одной из возможностей уменьшения действия внешней нагрузки на болт является увеличение его податливости (уменьшение жесткости). Конструктивно упругие болты можно выполнить так, как показано на рисунке 4.6. Прочность обычного болта определяется приблизительно величиной внутреннего диаметра резьбы d_1 . Учитывая отсутствие концентрации напряжения в ненарезанной

части стержня, его диаметр можно брать меньше d_1 или просверлить здесь отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

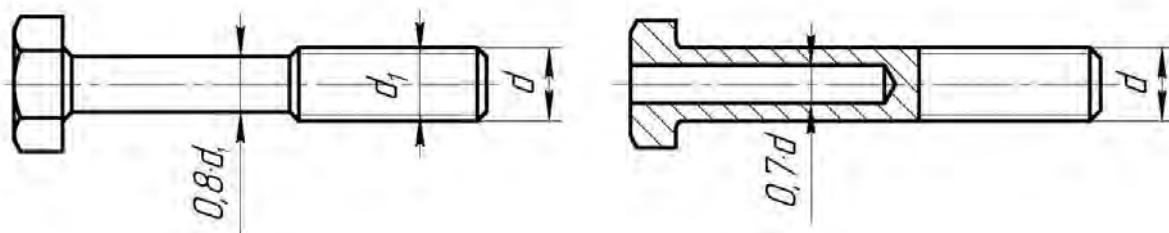
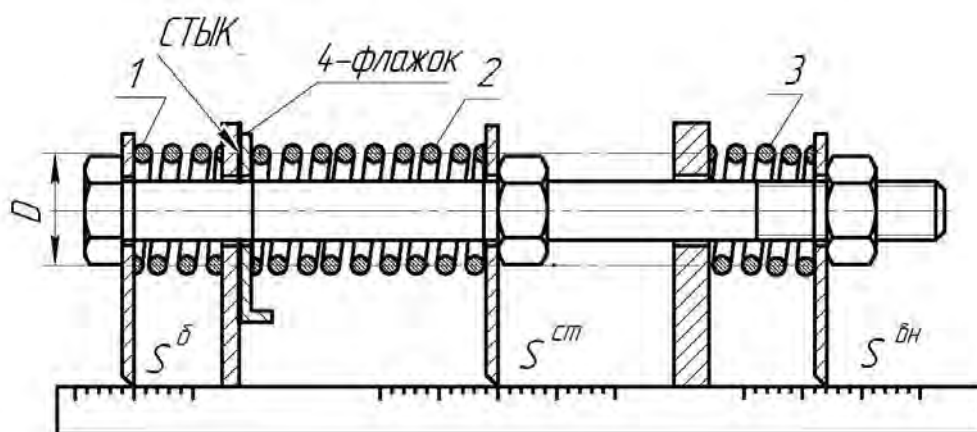


Рисунок 4.6 – Упругие болты

Установка для испытания.

Лабораторная установка представлена на рисунке 4.7. Установка моделирует работу изучаемого болтового соединения. Жесткости болта и стыка словно заменены жесткостями пружин сжатия, как более удобными при определении определений. Так как внешняя нагрузка на болт передается от соединяемой детали через гайку, то внешнюю нагрузку можно приложить непосредственно к болту, что и используется в установке посредством пружины 3.



1 – пружина болта; 2 – пружина стыка; 3 – пружина внешней нагрузки

Рисунок 4.7 – Лабораторная установка

Техника безопасности.

При выполнении работы лабораторную установку не разбирать.
На резьбовую поверхность винта нанесена смазка.

Порядок выполнения работы.

Ознакомиться с устройством лабораторной установки и определить жесткости пружин 1, 2 и 3 по формуле

$$c = \frac{Gd^4}{8D^3i}, \quad (4.11)$$

где G – модуль сдвига, $G = 7,7 \cdot 10^4$ Н/мм²;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

D – расчетный диаметр пружины, мм (см. рисунок 4.7);

$$D = D_H - d, \quad (4.12)$$

где D_H – наружный диаметр пружины;

i – расчетное число витков:

$$i = i_0 - 1,5, \quad (4.13)$$

где i_0 – полное число витков пружин.

Данные занести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры пружин лабораторной установки

Номер пружины	Пружина	d , мм	D_H , мм	D , мм	i_0	i	c , Н/мм
1	Болта						
2	Стыка						
3	Внешней нагрузки						

Установить пружины в исходном состоянии, при котором нагрузки равны нулю. Зафиксировать в таблице 4.2 точки начала отсчета S_0 на линейках болта и стыка (рисунок 4.8).

Таблица 4.2 – Экспериментальные данные

Параметры соединения	$F_{зам} = 0$	$F_{зам} > 0$	Δ	$F_{вн} > 0$	δ	F	δ^{max} , мм	F^{max} , Н
	S_0 , мм	S_1 , мм	$ S_1 - S_0 $, мм	S_2 , мм	$ S_2 - S_0 $, мм	$c \cdot \delta$, Н		
Болт								
Стык								
Внешняя нагрузка	–		–					
Коэффициент внешней нагрузки								
Теоретический χ_T								
Экспериментальный $\chi_{Э}$								
Погрешность эксперимента Δ_{χ} , %								

Затянуть гайку болта с расчетным усилием, соответствующем деформации пружины 2 стыка, равной $\Delta_{cm} \approx 8 \dots 12$ мм.



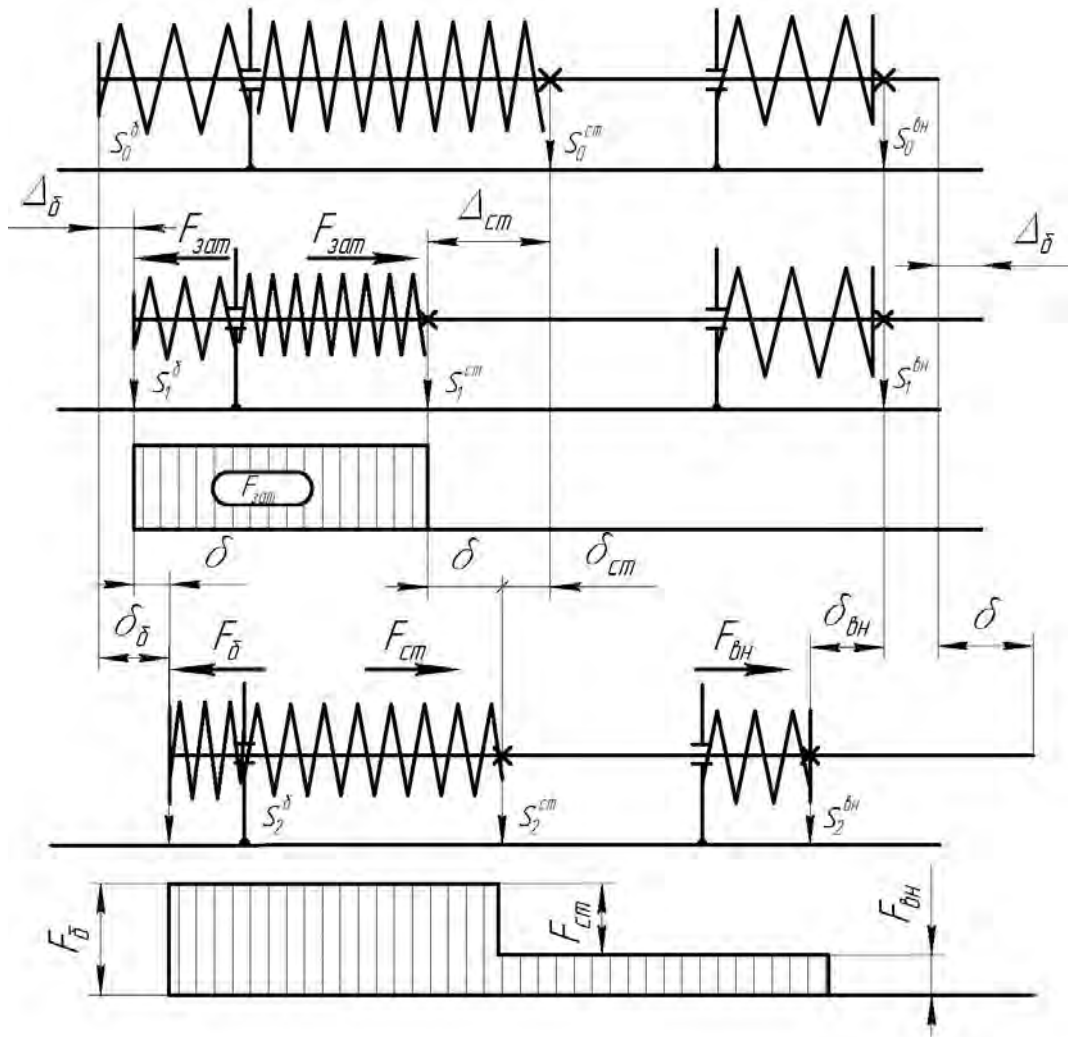


Рисунок 4.8 – Силы и деформации в моделируемом болтовом соединении

Следовательно, усилие затяжки

$$F_{зат} = \Delta_{см} \cdot c_{см} \quad (4.14)$$

При этом флажок установить в горизонтальном положении, что указывает на то, что стык затянут.

Зафиксировать в таблице 4.2 точки отсчета после приложения силы затяжки, а также определить деформации болта и стыка как абсолютную разность показаний $|S_1 - S_0| = \Delta$ (см. рисунок 4.8, б);

Нагрузить соединение (болт) внешней нагрузкой

$$F_{вн} = 0,8 \cdot F_{зат}, \quad (4.15)$$

т. е. пружину 3 внешней нагрузки сжать на величину

$$\delta_{вн} = \frac{F_{вн}}{c_{вн}}. \quad (4.16)$$

Зафиксировать в таблице 4.2 новые точки отсчета на всех линейках S_2 и определить деформацию пружин болта и стыка:

$$\delta_{\bar{o}} = S_2^{\bar{o}} - S_0^{\bar{o}}; \delta_{cm} = S_2^{cm} - S_0^{cm}. \quad (4.17)$$

Определить нагрузки на болт и стык:

$$F_{\bar{o}} = \delta_{\bar{o}} \cdot c_{\bar{o}}; \quad (4.18)$$

$$F_{cm} = \delta_{cm} \cdot c_{cm}. \quad (4.19)$$

Определить коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным значениям:

$$\chi_{\mathcal{E}} = \frac{F_{\bar{o}} - F_{зам}}{F_{вн}}. \quad (4.20)$$

Определить теоретический коэффициент внешней нагрузки по формуле

$$\chi_T = \frac{c_{\bar{o}}}{c_{\bar{o}} + c_{cm}}. \quad (4.21)$$

Оценить погрешность эксперимента по формуле

$$\Delta_{\chi} = \left| \frac{\chi_T - \chi_{\mathcal{E}}}{\chi_T} \right| \cdot 100 \% .$$

Определить максимальную внешнюю нагрузку, при которой стык раскроется. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку до тех пор, пока не упадет флажок 4. Зафиксировать после этого максимальные деформации пружин 1, 2 и 3. Определить максимальные нагрузки:

$$F_{вн}^{max} = \delta_{вн}^{max} \cdot c_{вн}; \quad (4.22)$$

$$F_{\bar{o}}^{max} = \delta_{\bar{o}}^{max} \cdot c_{\bar{o}}. \quad (4.23)$$

Данные занести в таблицу 4.2.

Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Отчет должен быть выполнен на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст ручкой.

Отчет должен включать:

- цель работы;
- рисунок сил и деформаций в моделируемом болтовом соединении



(см. рисунок 4.8);

- таблицы с результатами экспериментов (см. таблицы 4.1 и 4.2);
- диаграмму «нагрузка – деформация» для болта и стыка, выполненную по результатам испытаний (см. рисунок 4.5);
- ВЫВОДЫ.

Вопросы для самоконтроля

1 Какую нагрузку испытывают болты и скрепляемые детали затянутого болтового соединения до приложения внешней нагрузки?

2 Чему равны суммарная нагрузка на болт после приложения внешней нагрузки, если болт абсолютно жесткий (болт упругий, а стык абсолютно жесткий)?

3 При каких условиях нарушится герметичность соединения?

4 Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?

5 Какое выражение правильное:

– суммарная нагрузка на болт равна сумме силы предварительной затяжки и части внешней нагрузки;

– болт воспринимает всю внешнюю нагрузку и дополнительно нагрузку в стыке (остаточную затяжку стыка)?

6 От каких параметров соединения зависит коэффициент внешней нагрузки?

7 Какую нагрузку испытывает болт, когда стык раскрыт?

8 Как определяется в лабораторной установке жесткость болта и стыка?

9 Для болта лабораторной установки построить эпюры продольных сил после приложения внешней нагрузки?

10 Если болт абсолютно жесткий, раскроет ли стык внешняя нагрузка, нарушится ли герметичность при этом?

Список литературы

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник / М. Н. Иванов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с.

2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. В. Леликов. – Москва : Высшая школа, 1998. – 447 с.

3 **ГОСТ 25346–89.** Основные нормы взаимозаменяемости. – Москва : Изд-во стандартов, 1989. – 124 с.

4 **ГОСТ 25348–82.** Единая система допусков и посадок. – Москва : Изд-во стандартов, 1982. – 21 с.

5 **Тепинкичиев, В. К.** Предохранительные устройства от перегрузки станков / В. К. Тепинкичиев. – Москва : Машиностроение, 1968. – 111 с.

6 **Поляков, В. С.** Муфты / В. С. Поляков, И. Д. Барбаш. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 336 с.

7 **Ряховский, О. А.** Справочник по муфтам / О. А. Ряховский, С. С. Иванов. – Ленинград : Машиностроение, 1998. – 441 с.

