

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
**Федеральное государственное бюджетное образовательное**  
**учреждение высшего образования**  
**Санкт-Петербургский горный университет**

**Кафедра машиностроения**

# **ОСНОВЫ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ**

## **РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

*Методические указания к лабораторным работам  
для студентов специальности 21.05.04*

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ**  
**2020**

УДК 531.8 (073)

**ОСНОВЫ ДИНАМИКИ И ПРОЧНОСТИ. Расчет на прочность болтовых соединений:** Методические указания к лабораторным работам / Санкт-Петербургский горный университет. Сост.: *Н.С. Голиков, А.Ю. Кузькин*. СПб, 2020. 23 с.

Представлены методические указания к лабораторной работе, выполняемой по учебной дисциплине «Основы динамики и прочности». Приведены основные теоретические сведения и необходимый справочный материал.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 21.05.04 «Горное дело» специализации «Горные машины и оборудование»

Научный редактор проф. *И.П. Тимофеев*

Рецензент канд. техн. наук *С.В. Казаков* (АО НПК «Механобр-Техника»)

## **ВВЕДЕНИЕ**

Представлены методические указания к лабораторной работе, выполняемой по учебной дисциплине «Основы динамики и прочности». Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по специализации «Горные машины и оборудование» специальности «Горное дело».

Приведена методика типовых расчётов болтовых соединений на прочность при разных схемах нагружения и необходимые справочные материалы.

Допуск к лабораторной работе предваряется обязательным ознакомлением студентов с правилами техники безопасности, вступительным пояснением и кратким контрольным опросом.

Лабораторная работа выполняется индивидуально. Индивидуальные задания и исходные данные для неё выдаются преподавателем.

Каждый студент оформляет отчет по лабораторной работе, в котором указывает ее цель, основные теоретические положения, исходные и полученные данные, окончательные выводы. Оформление отчета должно соответствовать требованиям ЕСКД и Горного университета.

Отчет сдается на проверку преподавателю. Проверенный и подписанный отчет подлежит защите.

## Схема нагружения № 1

### БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАГРУЖЕНО ВНЕШНЕЙ РАСТЯГИВАЮЩЕЙ (ОСЕВОЙ) СИЛОЙ

Пример конструкции с резьбовым соединением, нагруженным только внешней растягивающей осевой силой показан на рис. 1.

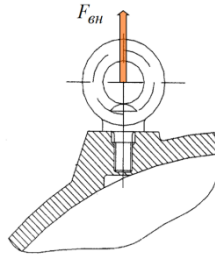


Рис. 1. Рымболт, нагруженный осевой растягивающей силой

Другими примерами конструкций с подобным соединением могут служить: резьбовой участок крюка для подъема груза, грузовая скоба, талреп и другие.

В стержне болта возникают напряжения растяжения  $\sigma_p$  от действия внешней растягивающей силой  $F_{вн}$  (предварительная затяжка отсутствует).

Условие прочности при статическом нагружении растягивающим усилием:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p],$$

где  $[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение материала при работе на растяжение.

Значение допускаемого напряжения растяжения для тела болта вычисляется по формуле:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта, по таблице 1;

$s$  – коэффициент запаса прочности, по таблице 2.

Назначается вид затяжки соединения: контролируемый или неконтролируемый.

Таблица 1

**Предел прочности  $\sigma_B$  и текучести  $\sigma_T$  материалов резьбовых деталей**

Класс прочности		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Марка стали
Винт	Гайка			
3.6	4	300-400	200	Ст3; 10
4.6	5	400-550	240	20
5.6	6	500-700	300	30; 35
6.6	8	600-800	360	35; 45; 40Г
8.8	10	800-1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10.9	12	1000-1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА

Таблица 2

**Коэффициенты запаса прочности на растяжение  $s$  для резьбовых соединений**

Материал винта (сталь)	Статическая нагрузка		
	М6...М16	М16...М30	М30...М60
Углеродистая	2...1,5	1,5...1,3	1,3...1,2
Легированная	2,5...2	2...1,5	1,5...1,3
Углеродистая	4...3	3...2	2...1,3
Легированная	5...4	4...2,5	2,5

Примечание: большие значения коэффициентов для резьбы меньшего диаметра

Расчетные напряжения растяжения:

$$\sigma_p = \frac{F_{вн}}{A} \text{ МПа,}$$

где  $F_{вн}$  - внешняя растягивающая сила от действия рабочих нагрузок, Н;

$A$  - площадь опасного сечения болта, мм<sup>2</sup> (за опасное принимают поперечное сечение тела болта на резьбовом участке с диаметром, равным диаметру впадин витков резьбы  $d_1$ ).

Площадь опасного сечения болта:

$$A = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4},$$

Расчётный диаметр впадин витков резьбы болта, способного выдержать нагрузку  $F_{вн}$  :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вн}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

По ГОСТ 8724–2002 принимают болт, имеющий диаметр впадин витков резьбы  $d_1$  ближайший больший к расчётному значению. В таблице 3 приведены размеры метрической резьбы по ГОСТ 8724–2002.

Таблица 3

**Резьба метрическая по ГОСТ 8724–2002 и размер под ключ гайки  $a$ , мм**

Диаметр резьбы			Шаг $p$	$a$	
$d$	тела винта $d_1$	средний $d_2$		нормальный	с уменьшенным размером под ключ
5	4,134	4,48	0,8	8	-
6	4,917	5,35	1	10	-
8	6,647	7,188	1,25	14	12
10	8,376	9,026	1,5	17	14
12	10,106	10,863	1,75	19	17
14	11,835	12,701	2	22	19
16	13,836	14,701	2	24	22
18	15,294	16,376	2,5	27	24
20	17,294	18,376	2,5	30	27
22	19,294	20,376	2,5	32	30
24	20,752	22,051	3	36	32
27	23,752	25,051	3	41	36
30	26,211	27,727	3,5	46	41
36	31,670	33,402	4	55	50
42	37,129	39,077	4,5	65	55
48	42,587	44,752	5	75	65

## Схема нагружения № 2

### БОЛТ НАГРУЖЕН УСИЛИЕМ ЗАТЯЖКИ

При нагружении болта усилием затяжки в нем возникают напряжения растяжения  $\sigma_p$  и напряжения кручения  $\tau_{кр}$ , вызванные предварительной затяжкой моментом  $M_3$ , равным моменту сил трения в резьбе  $M_1$ , который после снятия ключа продолжает действовать на стержень болта.

Примерами соединений, нагруженных только усилием затяжки, могут служить крепления ненагруженных крышек и люков корпусов машин.

Условие прочности при сочетании растяжения и кручения (когда в поперечном сечении одновременно возникают нормальные и касательные напряжения), будет иметь вид:

$$\sigma_{экр} \leq [\sigma_p].$$

Эквивалентные напряжения определяются в соответствии с 3-ей гипотезой прочности:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4 \cdot \tau_{кр}^2}.$$

Нормальные напряжения растяжения в сечении стержня болта:

$$\sigma_p = \frac{F_3}{A},$$

где  $F_3$  - усилие затяжки соединения (осевое усилие, растягивающее болт и сжимающее гайку после осуществления затяжки).

Максимальные расчетные напряжения от кручения в сечении стержня болта:

$$\tau_{кр} = \frac{M_1}{W_p},$$

$W_p$  - полярный момент сопротивления поперечного сечения болта,  $W_p = 0,2 \cdot d_1^3$ .

$$M_1 = F_t \cdot \frac{d_2}{2},$$

где  $d_2$  – средний диаметр витков резьбы.

Окружная сила, необходимая для преодоления сил трения в резьбе при закручивании гайки:

$$F_t = F_3 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

Учитывая, что у метрической резьбы  $\psi = 2,5^\circ$ ,  $\varphi' = 8^\circ 40'$  (при коэффициенте трения, равном  $f = 0,15$ ),  $d_2 \approx 1,1 \cdot d_p$ , можно записать:

$$\sigma_{экр} \approx 1,3 \cdot \sigma_p = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Касательные напряжения в болте, испытывающем одновременно растяжение и кручение, учитывается путём увеличения напряжения растяжения  $\sigma_p$  или растягивающей нагрузки  $F_3$  в 1,3 раза. Тогда размер диаметра впадин резьбы, необходимый для восприятия нагрузки  $F_3$ :

$$d_1 = 1,14 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

Расчетный диаметр болта, испытывающего одновременно растяжение и кручение, оказывается на 14% больше, чем в случае, когда болт нагружен только растягивающим усилием.

По ГОСТ 8724–2002 принимают болт, имеющий диаметр впадин витков резьбы  $d_1$  ближайший больший к расчётному значению (таблица 3).



### Схема нагружения № 3

## БОЛТ НАГРУЖЕН УСИЛИЕМ ЗАТЯЖКИ И ВНЕШНЕЙ РАСТЯГИВАЮЩЕЙ СИЛОЙ

Соединяемые детали затягиваются усилием предварительной затяжки  $F_з$ , после чего к ним прикладывается внешняя нагрузка  $F_{вн}$ , раскрывающая стык между ними. При этом соединяемые детали находятся под действием сжимающей силы  $F_{см}$ , а болт растягивается осевой силой  $F_о$ .

В стержне болта возникают напряжения кручения, вызванные предварительной затяжкой, а также напряжения растяжения, вызванные предварительной затяжкой и внешней растягивающей силой.

Пример конструкций с соединениями, работающими на раскрытие стыка: фланцевые соединения труб и осесимметричных конструкций типа оболочек, находящихся под давлением выше атмосферного, крышек гидроцилиндров и подшипниковых узлов, крепление крышек резервуаров для газа или жидкости (рис. 2).

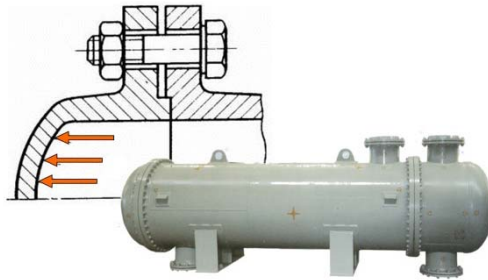


Рис. 2. Пример конструкции в которой болты работают на раскрытие стыка

Для болтов крепления крышек сосудов внешняя осевая сила возникает из-за давления, действующего на крышку. Для болтов крепления крышек подшипников внешняя осевая сила соответствует осевой нагрузке на подшипник. Для шатунных болтов двигателей

внутреннего сгорания внешняя осевая сила – это сила инерции поступательно движущихся в цилиндре масс.

Условие нераскрытия стыка под действием внешней нагрузки заключается в отсутствии появления зазора между деталями, либо требуемой по нормам эксплуатации величиной силы прижатия деталей. При нормальной работе соединения сила прижатия всегда должна быть больше нуля:

$$F_{cm} \geq 0.$$

Рассматривая состояние равновесия одной из соединяемых деталей до и после приложения к ней внешней нагрузки можно получить выражения для силы прижатия этих детали в стыке  $F_{cm}$  и силы растяжения болта  $F_{\sigma}$ :

- до приложения внешней нагрузки:

$$\begin{cases} F_{cm_1} = F_3 \\ F_{cm_1} = F_{\sigma_1} \end{cases} \rightarrow F_3 = F_{\sigma_1},$$

- после приложения внешней нагрузки:

$$\begin{cases} F_{\sigma_2} > F_{\sigma_1} = F_3 \\ F_{cm_2} < F_{cm_1} = F_3 \\ F_{cm_2} = F_{\sigma_2} - F_{вн} \end{cases} \rightarrow F_3 < F_{\sigma_2} < F_3 + F_{вн}.$$

Из-за того, что при приложении внешней нагрузки усилие от затяжки уменьшается, внешнее усилие  $F_{вн}$  передается на болт не полностью, а лишь частично:

$$F_{\sigma_2} = F_3 + \chi \cdot F_{вн},$$

где  $\chi$  - коэффициент внешней нагрузки, по величине меньше единицы.

После приложения внешней силы  $F_{вн}$  усилие растяжения болта  $F_{\sigma}$  увеличивается на величину  $\chi \cdot F_{вн}$ .

Коэффициент внешней нагрузки определяет долю внешней нагрузки  $F_{вн}$ , приходящуюся на болт, и зависит от жесткости соединяемых деталей и жесткости болта:

- при жестких деталях  $\chi = 0,2 \div 0,3$ ;
- при податливых деталях  $\chi = 0,5 \div 0,7$  (0,9);
- при использовании упругой прокладки  $\chi > 0,9$ .

Часть внешней силы, равная  $\chi \cdot F_{вн}$ , дополнительно нагружает болт, а остальная часть, равная  $(1 - \chi) \cdot F_{вн}$ , идет на разгрузку стыка. При большой податливости соединяемых деталей и малой податливости болта почти вся внешняя сила  $F_{вн}$  идет на разгрузку стыка. При малой податливости соединяемых деталей и большой податливости болта, например при применении в стыке упругой прокладки, большая часть внешней силы передается на болт. При наличии упругой прокладки податливостью соединяемых деталей можно пренебречь.

Учитывая, что

$$\begin{cases} F_{\sigma_2} = F_{\sigma_1} - F_{вн} \\ F_{\sigma_1} = F_3 + \chi \cdot F_{вн} \end{cases} \rightarrow F_{\sigma_2} + F_{вн} = F_3 + \chi \cdot F_{вн}, \text{ откуда} \\ F_{\sigma_2} = F_3 - F_{вн} \cdot (1 - \chi).$$

После приложения внешней силы  $F_{вн}$ , усилие прижатия деталей в стыке  $F_{\sigma}$  уменьшается на величину  $(1 - \chi) \cdot F_{вн}$ .

Чтобы под действием внешней нагрузки условие нераскрытия стыка выполнялось необходимо чтобы:

$$\begin{cases} F_{\sigma_2} \geq 0 \\ F_{\sigma_2} = F_3 - F_{вн} \cdot (1 - \chi) \end{cases} \rightarrow F_3 - (1 - \chi) \cdot F_{вн} \geq 0, \text{ откуда}$$

$$F_3 \geq (1 - \chi) \cdot F_{\text{вн}}.$$

Усилие затяжки, обеспечивающее выполнение условия нераскрытия стыка:

$$F_3 = k \cdot (1 - \chi) \cdot F_{\text{вн}},$$

где  $k$  - коэффициент запаса затяжки.

По условию герметичности в стыке:

- при упругой прокладке  $k = 1,3 \div 2,5$ ;

- при фасонной металлической прокладке  $k = 2 \div 3,5$ ;

- при плоской металлической прокладке  $k = 3 \div 5$ .

По условию нераскрытия стыка:

- при статической внешней нагрузке  $k = 1,25 \div 2,0$ ;

- при динамической внешней нагрузке  $k = 2 \div 4$ .

Растягивающая сила, действующая на болт после его затяжки и приложения к нему внешней силы:

$$F_{\sigma_2} = F_3 + \chi \cdot F_{\text{вн}} = k \cdot (1 - \chi) \cdot F_{\text{вн}} + \chi \cdot F_{\text{вн}}.$$

Условие прочности:

$$\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p].$$

Эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d_1^2},$$

где  $F_p$  - расчетное растягивающее усилие.

Расчетное растягивающее усилие  $F_p$  учитывает растяжение болта от усилия затяжки  $F_3$  и дополнительной внешней нагрузки  $F_{\text{вн}}$ , а также скручивание болта в процессе затяжки:

$$F_p = 1,3 \cdot F_3 + \chi \cdot F_{\text{вн}}.$$

Расчётный диаметр впадин витков болта, способного выдержать нагрузку  $F_{вн}$  и обеспечить нераскрытие стыка соединяемых деталей:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma_p]}}$$

По ГОСТ 8724–2002 принимают болт, имеющий диаметр впадин витков резьбы  $d_1$  ближайший больший к расчётному значению (таблица 3).

#### **Схема нагружения № 4**

### **БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАГРУЖЕНО СИЛАМИ, СДВИГАЮЩИМИ ДЕТАЛИ В СТЫКЕ.**

#### **БОЛТ УСТАНОВЛЕН В ОТВЕРСТИЕ С ЗАЗОРОМ**

Соединяемые детали затягиваются усилием предварительной затяжки  $F_з$ , после чего к ним прикладывается внешняя нагрузка  $F_{вн}$ , действующая параллельно плоскости стыка деталей.

Соединение применяется, если сдвигающая сила  $F_{вн}$  относительно невелика. Сдвигающая сила уравнивается силами трения  $F_{тр}$  на соприкасающихся поверхностях соединяемых деталей, обусловленных затяжкой болтового соединения. В стержне болта возникают напряжения кручения  $\tau_{кр}$  и напряжения растяжения  $\sigma_p$ , вызванные затяжкой. Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению  $\sigma_{эkv}$  в виду одновременного действия нормального и касательного напряжений.

Примеры соединения: фланцевые муфты (рис. 3), съёмные зубчатые венцы, разъемные шкивы распределительного вала двигателей внутреннего сгорания.

Условие отсутствия сдвига:

$$i \cdot F_{тр} \geq F_{вн},$$

где  $i$  - число плоскостей стыка деталей;

$F_{тр}$  - сила трения в стыке деталей.

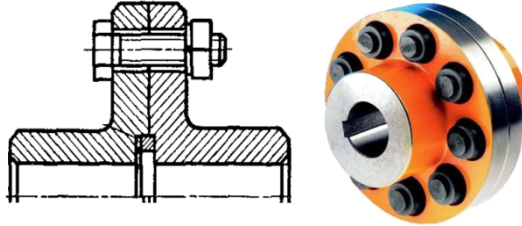


Рис. 3. Муфта фланцевая с болтовым соединением, работающим на сдвиг

Сила трения в стыке деталей после приложения усилия затяжки:

$$F_{тр} = F_з \cdot f,$$

где  $f$  - коэффициент трения на соприкасающихся поверхностях соединяемых деталей ( $f = 0,15 \div 0,20$  для сухих чугунных и стальных поверхностей).

Откуда:

$$F_з \geq \frac{F_{вн}}{i \cdot f}.$$

Усилие затяжки, обеспечивающее гарантированное отсутствие сдвига деталей в стыке соединения:

$$F_з = k \cdot \frac{F_{вн}}{i \cdot f},$$

где  $k$  - коэффициент запаса затяжки от сдвига ( $k = 1,3 \div 1,5$  - при статической нагрузке,  $k = 1,8 \div 2,0$  - при переменной нагрузке).

Условие прочности:

$$\sigma_{экр} \leq [\sigma_p],$$

Эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{эkv} \approx 1,3 \cdot \sigma_p.$$

Расчётный диаметр впадин резьбы болта:

$$d_1 = 1,14 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

По ГОСТ 8724–2002 принимают болт, имеющий диаметр впадин витков резьбы  $d_1$  ближайший больший к расчётному значению (таблица 3).

### Схема нагружения № 5

## БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ НАГРУЖЕНО СИЛАМИ, СДВИГАЮЩИМИ ДЕТАЛИ В СТЫКЕ.

### БОЛТ УСТАНОВЛЕН В ОТВЕРСТИЕ БЕЗ ЗАЗОРА

Соединение болтом, установленным в отверстие без зазора, применяется при значительных сдвигающих усилиях и динамических нагрузках. Затяжка болтового соединения необязательна и нужна только для фиксации болта в отверстии, поскольку детали удерживаются от сдвига стержнем болта, а не силами трения в стыке. В связи с этим в стержне болта возникают напряжения среза  $\tau_{cp}$  и напряжения смятия  $\sigma_{см}$ , вызванные сдвигом соединяемых деталей, а форма болта такова, что на срез и смятие работает часть тела болта цилиндрической формы.

Условие прочности по напряжениям среза:

$$\tau_{cp} \leq [\tau_{cp}].$$

Расчетные напряжения среза:

$$\tau_{cp} = \frac{F_{вн}}{i \cdot S},$$

где  $S = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4}$  - площадь срезаемой поверхности;

$d_c$  - диаметр стержня болта.

Расчётный диаметр рабочей части болта:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{вн}}{\pi \cdot i \cdot [\tau_{ср}]}}.$$

При относительно тонких соединяемых элементах возможно разрушение болтового соединения за счет смятия листов или болтов в зоне их контакта. Поэтому необходима проверка прочности болтового соединения на смятие. Закон распределения напряжений смятия на цилиндрической поверхности стержня болта и контактирующего с ним листа весьма сложен, и его трудно установить точно. Условно считают, что напряжения смятия на рассматриваемом участке поверхности распределены равномерно. При этом опасность смятия оценивается не по фактическим значениям напряжений, а по средним, отнесенным к площади проекции поверхности контакта на диаметральную плоскость, называемую условной площадью смятия.

Условие прочности по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}].$$

Допускаемые напряжения смятия выбираются по элементу (болту или детали), изготовленному из более слабого материала.

Расчетные напряжения смятия рассчитываются в отдельности для каждого участка стержня болта, контактирующего с той или иной деталью:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{вн}}{d_c \cdot h},$$

где  $h$  - толщина детали в соединении.

Расчётный диаметр тела болта определяется по участку, испытывающему наибольшие расчетные напряжения смятия:



$$d_c = \frac{F_{6H}}{h \cdot [\sigma_{CM}]}$$

Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора можно сделать следующие выводы:

- усилие затяжки болта с зазором, требуемое для предотвращения сдвига деталей, более чем в 7 раз превышает внешнее сдвигающее усилие. Так, 10 болтов, поставленных с зазором при коэффициенте трения  $f = 0,17$ , можно заменить одним болтом того же диаметра, поставленным с натягом;
- нестабильность коэффициента трения и трудность контроля усилия затяжки делает работу соединений с зазором недостаточно надежной;
- соединения с натягом дороже из-за сложности технологии изготовления, т.к. они требуют точных размеров отверстия и болта. Отверстие под болт калибруют разверткой, а диаметр ненарезанной части стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим напряженную посадку типа H7/k6.

Далее принимают диаметр тела болта ближайший больший из стандартных значений.

### **Схема нагружения № 6**

#### **БОЛТ НАХОДИТСЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ЭКСЦЕНТРИЧНО ПРИЛОЖЕННОЙ НАГРУЗКИ**

Эксцентричная (смещенная относительно оси) нагрузка возникает в болтах с костыльной или срезанной головкой (рис. 4), а также в нормальных болтах при непараллельности опорных поверхностей под гайкой и головкой болта, перекосе опорных поверхностей при упругих деформациях соединяемых деталей в процессе работы (что особенно опасно, так как может вызывать переменные напряжения изгиба), непараллельности оси отверстия и оси болта (наклон отверстия). Все это может существенно снижать прочность соединений вследствие изгиба болта.



Рис. 4. Болты с костыльной головкой

После затяжки соединения болт оказывается нагруженным растягивающим усилием  $F_{\sigma}$  и изгибающим моментом  $M_u$ , вызванным несовпадением линии действия растягивающего усилия и осью стержня болта. Если соединение дополнительно нагружено осевой силой, раскрывающей стык соединяемых деталей, то растягивающее усилие принимается равным расчетному усилию затяжки  $F_{\sigma} = F_p$ , определяемому из условия герметичности или нераскрытия стыка деталей. Если соединение нагружено только внешней растягивающей силой, то  $F_{\sigma} = F_{вн}$ . Если растяжение в болте возникает только из-за усилия затяжки, то  $F_{\sigma} = F_3$ .

В теле болта возникают напряжения растяжения  $\sigma_p$  и кручения  $\sigma_k$ , вызванные затяжкой соединения, а также напряжения изгиба  $\sigma_u$ , вызванные эксцентричным приложением растягивающего усилия.

Рассмотрим расчёт болта с эксцентричной головкой.

Условие прочности:

$$\sigma_{эkv} \leq [\sigma_p].$$

Эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{эkv} \approx 1,3 \cdot \sigma_p + \sigma_u.$$

Расчетные напряжения растяжения:

$$\sigma_p = \frac{F_{\sigma}}{A}.$$

Расчетные напряжения изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W},$$

где  $M_u$  - изгибающий момент, действующий на болт;

$W$  - момент сопротивления стержня болта изгибу.

Изгибающий момент, действующий на болт:

$$M_u = F_{\bar{\sigma}} \cdot e,$$

где  $e$  - эксцентриситет приложения нагрузки (расстояние между осью болта и линией действия растягивающего усилия). На практике  $d_1 \geq e \geq 0,6 \cdot d_1$ . Обычно для упрощения расчета условно принимают  $e = d_1$ .

Момент сопротивления стержня болта изгибу:

$$W = \frac{\pi \cdot d_1^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_1^3.$$

Максимальное эквивалентное напряжение в болте:

$$\sigma_{\text{экв}} \approx 1,3 \cdot \sigma_p + \sigma_u = 1,3 \cdot \frac{4 \cdot F_{\bar{\sigma}}}{\pi \cdot d_1^2} + \frac{F_{\bar{\sigma}} \cdot d_1}{0,1 \cdot d_1^3} = 11,6 \cdot \frac{F_{\bar{\sigma}}}{d_1^2}.$$

Расчётный диаметр впадин резьбы болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{11,6 \cdot F_{\bar{\sigma}}}{[\sigma_p]}} \approx 3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\bar{\sigma}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

Расчетный диаметр болта, испытывающего одновременно растяжение, кручение и изгиб, оказывается в 3 раза больше, чем в случае, когда болт нагружен только растягивающим усилием.

По ГОСТ 8724–2002 принимают болт, имеющий диаметр впадин витков резьбы  $d_1$  ближайший больший к расчётному значению (таблица 3).

Рассмотрим случай, когда опорные поверхности под гайку и головку болта не параллельны.

За напряженное состояние болта в первом приближении принимают чистый изгиб, так как изгибные напряжения во много раз превышают напряжения растяжения и кручения. В этом случае ось болта изгибается по дуге окружности и вытягивается до величины  $l$ .

Условие прочности:

$$\sigma_u \leq [\sigma_u],$$

Расчетное напряжение изгиба:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W},$$

Изгибающий момент, действующий на болт:

$$M_u = \frac{E \cdot I \cdot \varphi}{l},$$

где  $E$  - модуль упругости материала болта;

$I = (\pi \cdot d_1^4) / 64$  - момент инерции сечения стержня болта;

$\varphi$  - угол наклона упругой линии;

$l$  - длина оси деформированного участка болта.

Момент сопротивления стержня болта изгибу:

$$W = 0,1 \cdot d_1^3.$$

Тогда, напряжение изгиба в болте:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{E \cdot I \cdot \varphi}{l \cdot 0,1 \cdot d_1^3} = \frac{E \cdot \pi \cdot d_1^4 \cdot \varphi}{64 \cdot l \cdot 0,1 \cdot d_1^3} = \frac{E \cdot \varphi \cdot d_1}{2 \cdot l}.$$

С увеличением угла прогиба оси болта  $\varphi$ , напряжения изгиба увеличиваются. Опыт показывает, что для нормальных винтов перекосы в пределах  $1 \div 1,5^\circ$  мало сказываются на прочности

винта. При углах порядка  $3^\circ$  напряжения изгиба возрастают существенно.

При фиксированном угле прогиба оси болта  $\varphi$ , увеличение диаметра стержня болта  $d_1$  приводит к увеличению в нем напряжений изгиба.

Формула проектного расчета диаметра болта может быть получена совместным рассмотрением условия его работоспособности по критерию прочности на изгиб и выражения для напряжений изгиба:

$$\begin{cases} \sigma_u \leq [\sigma_u] \\ \sigma_u = \frac{E \cdot \varphi \cdot d_1}{2 \cdot l} \end{cases},$$

откуда расчётный диаметр впадин резьбы болта:

$$d_1 \leq \frac{2 \cdot l \cdot [\sigma_u]}{E \cdot \varphi}.$$

Данное выражение определяет максимально допустимое значение диаметра стержня болта из условия его работоспособности по критерию прочности на изгиб.

## КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Дайте определение следующим параметрам резьбы: профиль, шаг, число заходов, ход, угол профиля и угол подъема.
2. Какие различают типы резьб по профилю, по назначению?
3. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение в качестве крепежной?
4. В каких случаях целесообразно применять резьбу с мелким шагом?
5. На каких принципах основаны применяемые способы стопорения резьбовых деталей от самоотвинчивания?
6. Из каких материалов изготавливают резьбовые детали? Что характеризуют числовые обозначения класса прочности винта,

например класс прочности 5.6? Класса прочности гайки, например класс прочности 8?

7. От каких основных факторов зависит момент завинчивания в резьбовом соединении?

8. Какие напряжения испытывает болт при затяжке соединения?

9. Какие напряжения испытывает предварительно затянутый болт, поставленный с зазором, при нагружении соединения сдвигающей силой?

10. Какие напряжения испытывает болт, поставленный без зазора в отверстие из-под развертки, при нагружении соединения сдвигающей силой?

11. От чего зависит значение коэффициента основной нагрузки?

12. Почему в предварительно затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней отрывающей силой, применяют податливые болты и жесткие детали стыка? Какое влияние оказывают упругие прокладки на нагруженность болта в таком соединении?

13. Почему не целесообразно большое увеличение глубины завинчивания (высоты гайки)?

14. Каким образом можно повысить сопротивление усталости резьбовых соединений?

15. Почему целесообразна первоначальная значительная затяжка резьбового соединения?

16. Как обеспечить работоспособность резьбового соединения по условию нераскрытия стыка? По условию несдвигаемости стыка?

17. Как определяют расчётную площадь поперечного сечения резьбы болтов, винтов и шпилек?

18. По каким опасным сечениям рассчитывают прочность болтов, устанавливаемых в отверстиях с зазором и без зазора?

19. Какие факторы учитывают при выборе допускаемых напряжений растяжения для болтов, винтов и шпилек?

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Решетов, Д. Н. Детали машин : учебник для студентов машиностроит. и механ. спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
2. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учебник для студентов машиностроит. спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.
3. Ануриев, В. И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3 т. Т. 1 / В. И. Ануриев, под ред. И. Н. Жестковой. – 9-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2006. – 927 с.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 9-е изд. – М. : Издательский центр «Академия», 2006. – 496 с.
5. Биргер, И. А. Резьбовые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич – М. : Машиностроение, 1973. – 256 с.
6. Якушев, А. И. Повышение прочности и надежности резьбовых соединений / А. И. Якушев, Р. Х. Мустаев, Р. Р. Мавлютов. – М. : Машиностроение, 1979. – 215 с.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	3
Схема нагружения № 1. Болтовое соединение нагружено внешней растягивающей (осевой) силой .....	4
Схема нагружения № 2. Болт нагружен усилием затяжки .....	7
Схема нагружения № 3. Болт нагружен усилием затяжки и внешней растягивающей силой .....	9
Схема нагружения № 4. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке .....	13
Схема нагружения № 5. Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке .....	15
Схема нагружения № 6. Болт находится под действием эксцентрично приложенной нагрузки .....	17
Контрольные вопросы .....	21
Библиографический список .....	23

**ОСНОВЫ ДИНАМИКИ  
И ПРОЧНОСТИ**

**РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ  
БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**

*Методические указания к лабораторным работам  
для студентов специальности 21.05.04*

Сост.: *Н.С. Голиков, А.Ю. Кузькин*

Печатается с оригинал-макета, подготовленного кафедрой  
машиностроения

Ответственный за выпуск *Н.С. Голиков*

Лицензия ИД № 06517 от 09.01.2002

Подписано к печати 29.10.2020. Формат 60×84/16.  
Усл. печ. л. 1,3. Усл.кр.-отг. 1,3. Уч.-изд.л. 1,0. Тираж 75 экз. Заказ 789.

Санкт-Петербургский горный университет  
РИЦ Санкт-Петербургского горного университета  
Адрес университета и РИЦ: 199106 Санкт-Петербург, 21-я линия, 2