ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР
ПО СТАНДАРТАМ

ВНИИНМАШ

РАСЧЕТЫ И ИСПЫТАНИЯ НА ПРОЧНОСТЬ

ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ К РАСЧЕТАМ НА ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Р 50-54-90-88

gost.e-ecolog.ru

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СССР ПО СТАНДАРТАМ
(Госстандарт СССР)

Всесоюзный научно-исследовательский институт
по нормализации в машиностроении
(ВНИИНМАШ)

Расчеты и испытания на прочность
Общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений

Р е к о м е н д а ц и и

Р 50-54-90-88

Москва 1988

УДК 62-112.83.0001.4(083.96) Группа I3

РЕКОМЕНДАЦИИ

Расчеты и испытания на прочность
Общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений

Р 50-54-90-88

ОКСТУ 0071

В Рекомендациях (Р) излагаются общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений общемашиностроительного применения для различных условий и видов нагружения.

I. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

I.I. Различают три вида нагружения: однократное, малоцикловое (до 5.10^4-I0- 10^5 циклов) - и многоцикловое. Нагрузка может прилагаться с небольшой или (и) высокой (ударной) скоростью. При обычном однократном статическом нагружении интенсивность нарастания напряжений не превышает 500 МПа·с$^{-1}$.

I.2. Основные критерии работоспособности резьбовых соединений - статическая прочность и выносливость болтов (винтов, шпилек), т.е. их сопротивляемость разрушению в условиях однократных и циклических нагрузок.

Разрушение соединения при однократном нагружении наступает вследствие обрыва стержня болта, его головки или среза витков резьбы. Усталостные поломки болта происходят на уровне наиболее нагруженных рабочих витков резьбы, под головкой или по сбегу резьбы и определяют долговечность (ресурс) соединения.

При нагрузке в плоскости стыка возможно разрушение стержня болта типа среза.

Работоспособность резьбовых соединений зависит также от герметичности (во фланцевых соединениях сосудов, цилиндров поршневых двигателей и т.п.) и плотности стыков при пере-

менных нагрузках , которые обеспечиваются предварительной затяжкой. Как чрезмерная, так и недостаточная затяжка могут привести к поломкам резьбовых деталей и машины в целом.

I.3. При проектировании резьбовых соединений, работающих в условиях высокой температуры ($t \geqslant 350$) следует учитывать ползучесть и длительную прочность материала деталей.

Ползучесть отмечается и при нормальных температурах (холодная ползучесть); тогда она проявляется в затянутом соединении (без рабочей нагрузки) внезапно, с макрохрупким изломом.

I.4. Низкие температуры ($t < -55^{0}C$), характерные для эксплуатации машин северного исполнения и летальных аппаратов приводят к хладноломкости, т.е. хрупкому разрушению болтов без заметной пластической деформации. Склонность металлов к такому разрушению оценивается критической температурой хрупкости, при которой резко снижаются пластичность и работа деформации.

I.5. При приложении нагрузок со скоростью свыше 500 МПа. c^{-I} прочность соединения увеличивается как при однократном, так и циклическом нагружении.

I.6. Распространенная причина отказов резьбовых соединений - уменьшение усилия предварительной затяжки при действии ударных и вибрационных нагрузок в результате:

остаточных деформаций болта и стягиваемых деталей;

релаксации напряжений в стержне болта;

контактных деформаций на стыковых поверхностях и в резьбе на длине свинчивания;

самопроизвольного отвинчивания гайки (винта).

I.7. При нормальных и высоких температурах в резьбовых соединениях может произойти заедание: после некоторого времени работы гайку невозможно или затруднительно отвернуть. Против этого эффективны разного рода покрытия и оксидные пленки.

I.8. В большинстве конструкций элементы соединений стягиваются одинаковыми болтами. Технические требования предусматривают

одинаковую затяжку для исключения перераспределения усилий в болтах и на стыках.

Неравномерная затяжка болтов (винтов, шпилек) во многих случаях вызывается деформациями конструкции общей и местной.

2. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ПОД ДЕЙСТВИЕМ РАСТЯГИВАЮЩЕЙ И ИЗГИБАЮЩЕЙ НАГРУЗОК

2.1. Общие положения

2.1.1. В Рекомендациях приводятся проектный и проверочный расчеты на прочность резьбовых соединений. В предлагаемые зависимости допускается вводить дополнительные коэффициенты, учитывающие факторы, не отмеченные в настоящих Р, но оказывающие существенное влияние на работоспособность соединений.

2.1.2. Рассматриваемые соединения имеют плоские стыки; болты (винты, шпильки) поставлены в отверстия с зазором, а предварительная затяжка обеспечивает нераскрытие стыка и отсутствие сдвига соединяемых деталей. Полагается также, что изгибная жесткость последних исключает депланацию как при затяжке, так и при приложении внешней нагрузки[x)].

2.1.3. Групповые резьбовые соединения для упрощения расчета схематизируются: реальное соединение заменяется стержневой моделью, в которой абсолютно жесткая (недеформируемая) диафрагма, имеющая в плане форму стыка и нагруженная внешними силовыми факторами, связана с комплектом условных одиночных соединений. Каждое из них представляет собой в болтовом соединении две конические втулки, выделенные из соединяемых деталей и стянутые болтом (см.рис.2.1), в винтовом и шпилечном - одну усеченную коническую втулку, свинченную с основанием винтом или шпилькой (рис.2.2.).

2.1.4. В каждом условном одиночном соединении следует различать детали систем болта и корпуса. К первым относятся

---

x) Без существенной погрешности фланцы можно считать абсолютно жесткими по изгибу при $\gamma_\varphi = h/D_a \cdot \Delta I > 1$, а в упрощенных расчетах и при меньших значениях γ_φ.

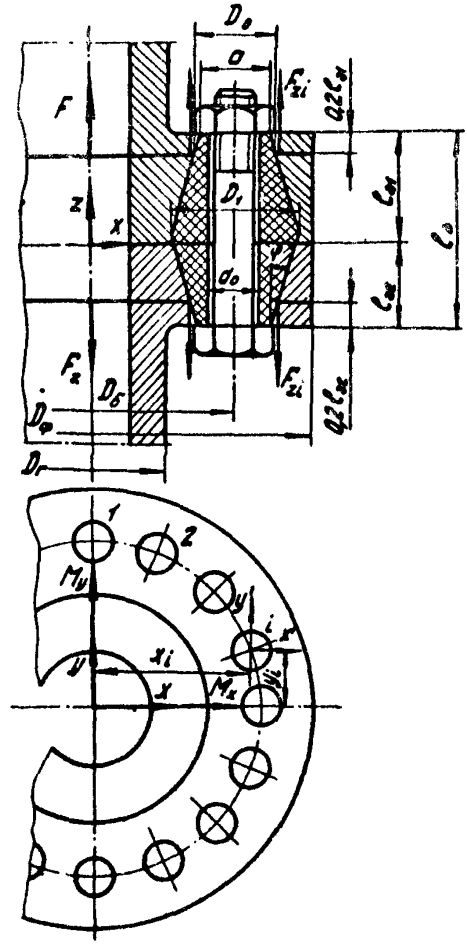

Рис. 2.1. К расчету круглофланцевого соединения

детали или их части, деформация которых после предварительной затяжки увеличивается с приложением рабочей растягивающей нагрузки. В деталях системы корпуса деформация при этом уменьшается.

2.I.5. Коэффициент основной нагрузки болта χ показывает, какая часть рабочей нагрузки F_z' на условное одиночное соединение передается на болт (остальная часть воспринимается стыком); он определяется через податливости деталей системы болта $\lambda_б$ и системы корпуса $\lambda_д$:

$$\chi = \lambda_д / (\lambda_б + \lambda_д). \qquad (2\ I)$$

Податливость каждой из систем определяется как суммарное перемещение всех деталей системы, вызванное единичной осевой нагрузкой (подробней см п.2.3).

2.I.6. В соединении, нагруженном отрывающей силой F_z' и моментами M_x и M_y (см.рис.2.I), на i-е одиночное соединение передаётся в общем случае нагрузка

$$F_{zi} = \frac{1}{\lambda_{zi}} \left(\frac{F_z'}{\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{\lambda_{zj}}} - \frac{M_x y_i}{\sum_{j=1}^{n} \frac{y_j^2}{\lambda_{zj}}} + \frac{M_y x_i}{\sum_{j=1}^{n} \frac{x_j^2}{\lambda_{zj}}} \right) \qquad (2\ 2)$$

Усилие в i-м болте от внешней нагрузки

$$F_{бi} = \chi_i F_{zi}. \qquad (2.3)$$

В формулах (2.2) и (2.3): n – число болтов;

λ_{zi} – осевая податливость i-го условного одиночного соединения:

$$\lambda_{zi} = \lambda_{бi} \chi_i. \qquad (2.4)$$

Изгибающие моменты приняты положительными, если они направлены по часовой стрелке с положительного конца соответствующей оси. Положительные направления нагрузок совпадают с положительными направлениями осей x и y

2 2. Примерная последовательность расчета

2.2.1. Определение нагрузки на наиболее нагруженный болт.

2.2.2 Выбор материала и термообработки болтов.

2.2.3 Определение расчетного диаметра болтов (проектный расчет) и подбор по стандарту (ГОСТ 8724-81) резьбы болта.

2.2.4. Определение конструктивных параметров элементов соединения, необходимых для последующего уточненного расчета (размеров болта, толщины стягиваемых деталей и т.д.).

2.2.5 Определение податливостей деталей системы болта и корпуса и коэффициента основной нагрузки болта.

2.2.6. Определение необходимого напряжения (усилия) предварительной затяжки, обеспечивающего плотность стыка.

2.2.7 Определение расчетных напряжений в болтах.

2 2 8 Проведение проверочных расчетов по основным критериям работоспособности соединения.

При невыполнении какого-либо из условий, обеспечивающих работоспособность соединения, весь расчет повторяют вновь, приняв меры к повышению несущей способности соединения путём изменения материала, термообработки болтов, их размеров или числа либо другого параметра соединения в зависимости от его влияния на то условие, которое не удалось удовлетворить в предыдущем расчете.

2.3. Круглофланцевые соединения

2.3.1. Исходные предпосылки расчета.

Рассматривается соединение двух контактирующих фланцев[x)] с кольцевым стыком (соединения валов, корпусов машин и т.п.). В подобных конструкциях все болты, как правило, одинаковы; их ось равномерно расположены по средней окружности стыка.

При упрощенном расчете конструкция схематизируется в виде двух жестких плоских диафрагм, шарнирно связанных с комплектом двух усеченных конических втулок, стянутых болтами. Для определения усилий (напряжений) в болтах, вызванных рабочей нагрузкой, расчет коэффициента χ производится с учетом крепления диафрагмы к коничес-

---

x) Расчет фланцев из различного материала принципиально не отличается от изложенного. Надо лишь учесть различные значения модуля упругости фланцев.

ким втулкам на уровне $0{,}2\,\ell_3/2$ от опорных торцов гайки и головки болта. Учитывается также контактная податливость стыков (см. п.2.3.7). Схематизация конструкции фланцевого соединения показана на рис.2.1.

Уточненные методы расчета круглофланцевых соединений приводятся в работах [1-3] и др.

В пп.2.3.2. ... 2.3.11 приводятся пояснения и необходимые формулы для проведения расчета круглофланцевых соединений согласно п.2.2.

2.3.2. Для предварительного (проектного) расчета необходимо определить нагрузку на наиболее нагруженный болт; при этом в запас надёжности болтов, предполагается, что внешние нагрузки воспринимаются непосредственно ими. Приняв в формулах (2.2)-(2.3) $\lambda_{zi} = const$, получим следующую зависимость ($\chi = 1$):

$$F_{max} = \frac{F_z}{n} - \frac{M_x y_k}{\sum_{j=1}^{n} y_j^2} + \frac{M_y x_k}{\sum_{j=1}^{n} x_j^2}, \qquad (2.5)$$

где k - номер наиболее нагруженного болта ($x_k < 0$, $y_k < 0$).

2.3.3. Механические свойства материала болтов, винтов, шпилек и гаек, изготовленных из углеродистых и легированных сталей, должны соответствовать стандарту. При необходимости обеспечения жаропрочности, коррозионной стойкости и высоких требованиях к габаритам и массе крепежных соединений для их изготовления используют специальные стали и сплавы.

Для улучшения свинчиваемости соединений, устранения заедания в резьбе, а также защиты от коррозии, придания декоративного вида предусмотрены покрытия крепежных деталей. Покрытия должны быть более мягкими, чем материал резьбовой детали, и деформироваться без разрушения. Вид покрытия для определённого материала выбирают по ГОСТ 14623-69.

2.3.4. Для определения расчетного диаметра болтов используется формула

$$d_{1\,расч} = \sqrt{\frac{4F_{max}}{\pi [\sigma_p]}}; \qquad (2.6)$$

здесь $[\sigma_p]$ принимается по табл.2.1 в долях от предела текучести в зависимости от характера нагрузки (постоянной или переменной) и материала болта.

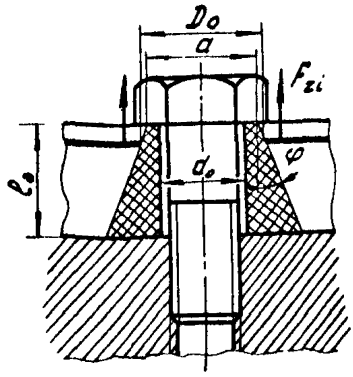

Рис. 2.2. Условное одиночное винтовое соединение

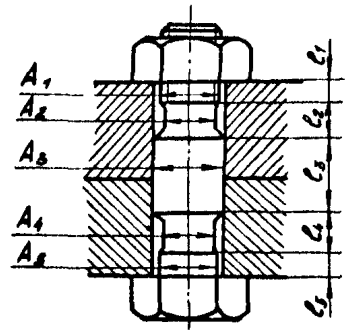

Рис. 2.3. К расчету податливости стержня болта с переменной площадью поперечного сечения

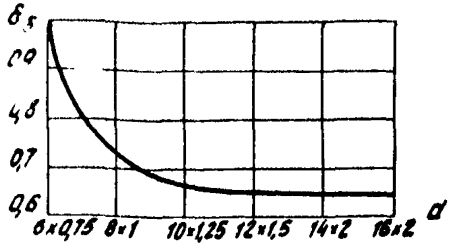

Рис. 2.4. Зависимость масштабного фактора от наружного диаметра болта

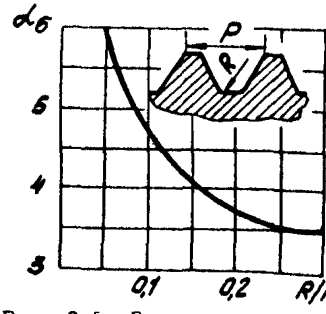

Рис. 2.5. Зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений во впадинах резьбы от отношения радиуса скругления к шагу /R/P/

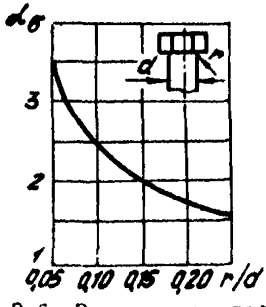

Рис. 2.6. Зависимость теоретического коэффициента концентрации напряжений под головкой болта от отношения радиуса скругления к диаметру стержня /r/d/

Таблица 2.I

Значения $[\sigma_p]/\sigma_т$

Сталь	При постоянной нагрузке и диаметре резьбы d, мм			При переменной нагрузке от 0 до максимальной и диаметре резьбы d, мм		
	6–I6	I6–30	30–60	6–I6	I6–30	30–60
Углеродистая	0,20 -0,25	0,25– 0,40	0,40– 0,60	0,08 – 0,I2	0,I2	0,I2 -0,08
Легированная	0,I5–0,20	0,20–0,30	0,30	0,I0–0,I5	0,I5	0,I5–0,I0

Из условия

$$d_1 \geqslant d_{1\,расч} \tag{2.7}$$

по ГОСТ 8724-81 подбирается стандартное значение d_1 и остальных параметров резьбы.

2.3.5. При заданных конструкции и размерах соединяемых элементов после подбора по стандарту резьбы болта (п.2.3.4) выбираем по стандарту типоразмеры болтов и других крепежных деталей.

2.3.6. Определение податливостей и коэффициента основной нагрузки болта.

2.3.6.I. Податливость деталей системы болта

$$\lambda_б = \lambda_c + \lambda_р + \lambda_{г.б} + \lambda_{бв} + \lambda_{бк}, \tag{2.8}$$

где λ_c, $\lambda_р$, $\lambda_{г.б}$ – податливости стержня болта, гайки и головки болта, мм/Н; при наличии шайбы следует учесть и её осевую податливость; $\lambda_{бв}$ – податливость части стягиваемых конических втулок высотой 2 х 0,2 х 0,5$\ell_э$ = 0,2$\ell_э$ (см.рис.2.I), относящейся к системе болта, мм/Н; $\lambda_{бк}$ – суммарная контактная податливость опорных торцов гайки и головки болта, мм/Н.

$$\lambda_c = \frac{1}{E_{бт}} \sum_{i'=1}^{m} \frac{\ell_{i'}}{A_{i'}}, \tag{2.9}$$

где $E_{бт}$ – модуль продольной упругости материала болта при расчетной температуре, МПа; $\ell_{i'}$ и $A_{i'}$ – длина и площадь поперечного сечения i'-го участка стержня болта (см.рис.2.3).

$$\lambda_р = \frac{0,49}{E_{бт} d_2} \sqrt{1,44 + 9,28 \frac{P}{d}}, \qquad (2.10)$$

где d и d_2 – наружный и средний диаметры резьбы, мм; P – шаг резьбы, мм.

$$\lambda_{г.б} = \frac{0,15}{E_{бт} h}, \qquad (2.11)$$

где h – высота головки болта, мм.

$$\lambda_{бв} = \frac{2 \cdot 2,3}{E_{эт} \pi d_o tg\varphi} lg \frac{(a + d_o)(D_o - d_o)}{(a - d_o)(D_o + d_o)}, \qquad (2.12)$$

где $E_{эт}$ – модуль продольной упругости материала стягиваемых деталей при расчетной температуре, МПа; d_o – диаметр отверстия под болт, мм; φ – угол наклона образующей конической втулки, рад($\varphi = arc\,tg(0,4 \div 0,5)$); a –наружный диаметр опорной поверхности гайки (головки болта), приближенно равный размеру под ключ, мм; D_o – наружный диаметр конической втулки по месту крепления диафрагмы (рис.2.1), мм, ($D_o = a + 2 0,2 l_{эi} tg\varphi$). При одинаковых диаметрах опорных поверхностей гайки и головки болта высота конических втулок одинакова: $l_{э1} = l_{э2} = 0,5 l_э$.

Определение $\lambda_{бк}$ см. в п.2.3.7.

2.3.6.2. Податливость деталей системы корпуса

$$\lambda_э = \lambda_{эв} + \lambda_{эк}, \qquad (2.13)$$

где $\lambda_{эв}$ – податливость части стягиваемых конических втулок высотой $0,8 l_э$, относящейся к системе корпуса, мм/Н; $\lambda_{эк}$ – контактная податливость стыка стягиваемых деталей, мм/Н; при наличии прокладки должна быть учтена её осевая податливость.

$$\lambda_{эв} = \frac{2 \cdot 2,3}{E_{эт} \pi d_o tg\varphi} lg \frac{(D_o + d_o)(D - d_o)}{(D_o - d_o)(D + d_o)}, \qquad (2.14)$$

где D – наружный диаметр большего основания конической втулки, мм ($D = a + l_э tg\varphi$).

Определение $\lambda_{эк}$ см. в п.2.3.7.

Для определения податливостей $\lambda_{\delta\ell}$ и $\lambda_{\partial\ell}$ по формулам (2.12) и (2.14) можно воспользоваться данными табл.2.2, в которой приведены результаты расчета безразмерных коэффициентов осевой податливости одной полой конической втулки при $tg\varphi = 0{,}4$ и $0{,}5$.

$$\bar{\lambda}_в = \lambda_в E_{эт} d_0 . \qquad (2.15)$$

Высота втулки

$$\ell_в = (D_н - D_в)/2tg\varphi,$$

где $D_н$ и $D_в$ – наружные диаметры её верхнего (меньшего) и нижнего оснований, мм.

2.3.6.3. Коэффициент основной нагрузки болта χ вычисляется по формуле (2.1).

Таблица 2.2

Значения безразмерного коэффициента $\bar{\lambda}_в$ осевой податливости полой конической втулки

$\frac{D_в}{d_0}$	$\frac{\ell_в}{d_0}$	$\bar{\lambda}_в$	
		$tg\varphi = 0{,}4$	$tg\varphi = 0{,}5$
1,2	1	1,03	0,90
	2	1,31	1,11
	3	1,45	1,22
	5	1,60	1,32
1,4	1	0,64	0,57
	2	0,87	0,75
	3	0,99	0,84
	5	1,13	0,94
1,6	1	0,46	0,42
	2	0,65	0,57
	3	0,76	0,65
	5	0,88	0,74
1,8	1	0,35	0,32
	2	0,51	0,45
	3	0,61	0,53
	5	0,72	0,61
2,0	1	0,28	0,26
	2	0,40	0,37
	3	0,51	0,44
	5	0,61	0,58

2.3.7. Контактная податливость стыков.

Входящие в зависимости (2.8) и (2.13) контактные податливости ($\lambda_{\delta к}$ и $\lambda_{\partial к}$) можно найти, используя данные табл.2.3 и 2.4. В них приведены формулы для определения упругих контактных перемещений $W_к$, мм, обусловленных смятием шероховатости, в зависимости от средних контактных давлений $\sigma_к$, МПа.

Контактная податливость конкретного стыка определяется по данным таблиц 2.3 и 2.4 в соответствии с зависимостью

$$\lambda_к = \frac{1}{A_н} \frac{d}{d\sigma_к} W_к , \qquad (2.16)$$

где $A_н$ – расчетная номинальная площадь контакта поверхностей.

Таблица 2.3

Формулы для определения упругих контактных перемещений $W_к$, мм [6]

Материал деталей	Вид обработки	Шероховатость поверхности	$W_к$
Сталь 45 – сталь 45	Торцевое точение	R_z 51	$26{,}3 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}227}$
	–"–	R_z 12,2	$5{,}92 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}244}$
	Притирка	0,6	$2{,}18 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}256}$
	–"–	0,15	$0{,}524 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}270}$
Чугун СЧ 20 – чугун СЧ 20	Торцевое точение	R_z 51	$35{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}232}$
	–"–	R_z 12,2	$8{,}07 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}256}$
	Притирка	0,6	$2{,}68 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}278}$
	–"–	0,15	$1{,}19 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}290}$
Сплав АЛ-9 – сплав АЛ-9	Торцевое точение	R_z 51	$45{,}6 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}255}$
	–"–	R_z 12,2	$11{,}5 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}286}$
	Притирка	0,6	$3{,}93 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}308}$
	–"–	0,15	$1{,}45 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0{,}313}$

В формулах таблиц 2.3 и 2.4 учитывается суммарная контактная податливость обеих стыкующихся поверхностей.

Таблица 2.4

Формулы для определения упругих контактных перемещений $W_к$, мм [7]

Материал деталей	Вид обработки	Шероховатость поверхности	$W_к$
Сталь 20Х - сталь 45	Шлифование	I,25 0,63	$I,53 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	0,63 0,32	$I,I2 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	0,16 0,08	$0,479 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	Притирка	0,08 0,04	$0,224 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
Сталь 20Х - чугун СЧ 20	Шлифование	I,00 0,63	$I,I2 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	0,16 0,I25	$0,479 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	Притирка	0,I25 0,I00	$0,415 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
Чугун СЧ 20 -чугун СЧ 20	Шлифование -шабрение	0,63 0,32 ν =6...8мкм z =I0-I2	$2,87 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	Шабрение	ν =I5-20мкм z =I0-I2	$(5,75 - 6,39) \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	ν =6-8 мкм z =I0-I2	$(4,I5 - 4,79) \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	ν =6-8 мкм z =I5-I8	$(2,56 - 3,I9) \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	ν =6-8 мкм z =20-25	$I,59 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$
	-"-	ν =3-5 мкм z =20-25	$I,28 \cdot 10^{-3} \cdot \sigma_к^{0,5}$

ν - глубина шабровочных впадин; z - число пятен контакта на площади 25 х 25 мм^2.

Суммарные податливости стыков деталей системы болта и корпуса:

$$\lambda_{бк} = \sum_{j=1}^{j_б} \lambda_{бк,j} ; \qquad (2.17)$$

$$\lambda_{дк} = \sum_{j=1}^{j_д} \lambda_{дк,j} , \qquad (2.18)$$

где $\lambda_{бк,j}$, $\lambda_{дк,j}$ – контактные податливости стыков, относящихся к системе болта ($j = 1,2,\ldots, j_б$) и корпуса ($j = 1,2,\ldots, j_д$), мм/Н.

2.3.8. Напряжение предварительной затяжки.

2.3.8.1. Напряжение предварительной затяжки определяется из условия плотности или герметичности стыка с учетом влияния температуры. Минимальное напряжение затяжки, отвечающее нулевому давлению на стыке (после затяжки и приложения к наиболее нагруженному условному одиночному соединению рабочей нагрузки F_{max}), составляет

$$\sigma_{з,min} = \sigma_р (1 - \chi), \qquad (2.19)$$

где $$\sigma_р = F'_{max} / A_1 ; \qquad (2.20)$$

здесь $A_1 = \pi d_1^2 / 4$ – расчетная площадь поперечного сечения стержня болта в нарезанной части.

2.3.8.2. Для соединений, работающих при повышенных температурах,

$$\sigma_{з,min} = \sigma_р (1 - \chi) \frac{E_б}{E_{бт}} + \sigma_t , \qquad (2.21)$$

где $E_б$ и $E_{бт}$ – модули упругости материала болта при нормальной и повышенной температуре, МПа ; σ_t – изменение напряжения затяжки при температурной деформации соединения, МПа. Полагая податливость стержня болта значительно превышающей суммарную податливость соединяемых деталей, получим приближенно (более строгий учет влияния температуры см. в [1, 3-5])

$$\sigma_t = \frac{\sum_{i=1}^{n} \alpha_{дi} \ell_{дi} t_i - \alpha_б \ell_б t_б}{\ell_б / E_б} \left(\frac{d}{d_1} \right)^2 , \qquad (2.22)$$

где t_i и $t_б$ – расчетные температуры стягиваемых деталей и болта, град С; $\alpha_{бi}$ и $\alpha_б$ – коэффициенты линейного расширения стягиваемых деталей и болта (град С)$^{-1}$; n' – число стягиваемых деталей; $\ell_{бi}$ – толщина каждой из стягиваемых деталей, мм; $\ell_б$ – расстояние между торцами гайки и головки болта, мм.

2.3.8.3. Расчетное растягивающее напряжение предварительной затяжки в резьбовой части болта, МПа

$$\sigma_{зр} = \gamma \sigma_{з.min}, \qquad (2.23)$$

где γ – коэффициент запаса затяжки.

По условию плотности стыка γ = 1,25 – 2,0 для постоянных нагрузок и γ = 2,5 – 4,0 для переменных нагрузок.

По условию герметичности γ = 1,2 – 2,5 при мягких прокладках; γ = 2,5 – 3,5 при металлических фасонных прокладках; γ = 3,0 – 4,0 при плоских металлических прокладках.

2.3.8.4. Растягивающее напряжение от усилия затяжки в опасном сечении стержня болта (диаметром d_c'), МПа

$$\sigma_{зс} = \sigma_{зр}\left(\frac{d_1}{d_c}\right)^2. \qquad (2.24)$$

Для строгого учета и оценки величины падения затяжки к настоящему времени накоплено недостаточно экспериментальных данных; вместе с тем для уменьшения интенсивности этого процесса увеличивают усилие начальной затяжки, что предусмотрено повышенными значениями коэффициентов запаса затяжки (см.п.2 3.9). Для стабилизации затяжки при динамических нагрузках Р предусмотрена двухтрёхкратная предварительная затяжка для исключения пластических деформаций микронеровностей по стыкам контактирующих поверхностей.

2.3.9. Определение расчетных напряжений в болтах.

2.3.9.1. Полные растягивающие напряжения в резьбовой части и в стержне болта, МПа

$$\sigma_р = \sigma_{зр} + \chi \sigma_р, \qquad (2.25)$$

$$\sigma_c = \sigma_{зс} + \chi \sigma_р \left(\frac{d_1}{d_c}\right)^2. \qquad (2.26)$$

2.3.9.2 Касательные напряжения в резьбовой части и в стержне болта, МПа

$$\tau_p = M_p / 0{,}2 d_1^3; \quad (2.27)$$

$$\tau_c = M_p / 0{,}2 d_c^3, \quad (2.28)$$

где M_p - момент, окручивающий болт при затяжке, Н·м:

$$M_p = F_0 \frac{d_2}{2} tg(\psi + \rho), \quad (2.29)$$

где $F_0 = \sigma_{3p} \frac{\pi d_1^2}{4}$ - расчетное усилие предварительной затяжки, Н;

ψ - угол подъёма резьбы, рад; ρ - угол трения, рад;

$$\psi = arc\ tg \frac{Pi}{\pi d_2}; \quad (2.30)$$

$$\rho = arc\ tg f_p, \quad (2.31)$$

где i - число заходов резьбы; f_p - коэффициент трения в резьбе [$f_p = f/\cos\beta$, где f - коэффициент трения фрикционной пары; β - угол наклона рабочей стороны профиля, рад; для метрической резьбы $i = 1$, $\beta = \alpha/2 = \pi/6$ рад (α - угол профиля резьбы), т.е. $f_p = f/\cos\pi/6 = 1{,}15 f$].

2.3.9.3. Момент затяжки на ключе, Н·м

$$M_{кл} = M_p + M_т, \quad (2.32)$$

где $M_т$ - момент трения на торце гайки, Н·м:

$$M_т = \frac{1}{3} F_0 f_т \frac{a_т^3 - d_0^3}{a_т^2 - d_0^2}; \quad (2.33)$$

здесь $f_т$ - коэффициент трения на торце гайки; $a_т$ - наружный диаметр опорной поверхности гайки.

2.3.9.4. Значения коэффициентов трения f_p и $f_т$ зависят от удельного давления, состояния трущихся поверхностей и повторяемости затяжки. В ответственных случаях влияние этих факторов должно быть учтено [1,4]; при необходимости следует провести специальные эксперименты.

В табл.2.5 приведены значения f_p и $f_т$ в зависимости от вида покрытия и смазочного материала, полученные для болта и гайки М10 из стали 45. В табл. 2.6 показано влияние числа затяжек и вида по-

крытия на средние значения f_p и $f_т$ для болта и гайки М6 из стали I4XI7H2. Толщина покрытия I0 мкм. Для других резьб значения таблиц 2.5 и 2.6 следует рассматривать как ориентировочные.

2.3.9.5. Приведенные напряжения в резьбовой части и стержне болта, МПа

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_р^2 + 3\tau_р^2}\ ; \qquad (2.34)$$

$$\sigma_{пс} = \sqrt{\sigma_с^2 + 3\tau_с^2}\ . \qquad (2.35)$$

2.3.9.6. Компоненты напряжений, МПа, при переменной внешней нагрузке на соединение, изменяющейся по пульсирующему циклу $0 \div F_{max}$, в резьбовой части болта:

амплитуда $$\sigma_{ар} = \frac{\gamma}{2} \chi F_{max} / A_1\ , \qquad (2.36)$$

минимальное $$\sigma_{min,р} = \sigma_{зр}\ , \qquad (2.37)$$

среднее $$\sigma_{mр} = \sigma_{з,р} + \sigma_{ар}\ , \qquad (2.38)$$

максимальное $$\sigma_{max,р} = \sigma_{зр} + 2\sigma_{ар}\ ; \qquad (2.39)$$

в стержне болта:

$$\sigma_{ас} = \frac{1}{2} \chi F_{max} / A_с\ ; \qquad (2.40)$$

$$\sigma_{min,с} = \sigma_{зс}\ , \qquad (2.41)$$

$$\sigma_{mс} = \sigma_{зс} + \sigma_{ас}\ , \qquad (2.42)$$

$$\sigma_{max,с} = \sigma_{зс} + 2\sigma_{ас}\ , \qquad (2.43)$$

где $A_с = \pi d_с^2 / 4$.

2.3.I0. Проверочные расчеты на статическую прочность и сопротивление усталостному разрушению.

2.3.I0.I. Запасы по пределу текучести в резьбовой части и в стержне болта

$$n_т = \sigma_т' / \sigma_{пр}\ , \qquad (2.44)$$

$$n_т = \sigma_т / \sigma_{пс}\ . \qquad (2.45)$$

Запасы статической прочности в резьбовой части и стержне болта

$$n_б = \sigma_б' / \sigma_{пр}\ , \qquad (2.46)$$

$$n_б = \sigma_б / \sigma_{пс} \qquad (2.47)$$

Таблица 2.5

Значения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки $f_т$

Покрытие болтов и гаек	Коэффициент трения	Без смазочного материала	Машинное масло	Солидол синтетический	Машинное масло с добавкой 2% MoS_2
Без покрытия	f_p	$0,40^{+0,12}_{-0,08}$	$0,21^{+0,03}_{-0,02}$	$0,19^{+0,02}_{-0,03}$	$0,13^{+0,02}_{-0,02}$
	$f_т$	$0,20^{+0,04}_{-0,06}$	$0,12^{+0,02}_{-0,02}$	$0,13^{+0,01}_{-0,02}$	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$
Кадмирование	f_p	$0,29^{+0,03}_{-0,05}$	$0,21^{+0,04}_{-0,06}$	$0,18^{+0,04}_{-0,03}$	$0,14^{+0,01}_{-0,03}$
	$f_т$	$0,17^{+0,07}_{-0,05}$	$0,11^{+0,04}_{-0,06}$	$0,11^{+0,02}_{-0,06}$	$0,06^{+0,01}_{-0,02}$
Цинкование	f_p	$0,40^{+0,03}_{-0,16}$	$0,19^{+0,01}_{-0,04}$	$0,17^{+0,02}_{-0,03}$	$0,17^{+0,02}_{-0,03}$
	$f_т$	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$	$0,10^{+0,02}_{-0,01}$	$0,09^{+0,02}_{-0,01}$	$0,08^{+0,01}_{-0,02}$
Фосфатирование	f_p	$0,20^{+0,03}_{-0,05}$	$0,18^{+0,02}_{-0,03}$	$0,17\pm0,02$	$0,16^{+0,01}_{-0,02}$
	$f_т$	$0,10^{+0,02}_{-0,01}$	$0,11^{+0,02}_{-0,01}$	$0,11\pm0,02$	$0,09^{+0,01}_{-0,02}$
Оксидирование	f_p	$0,64^{+0,20}_{-0,14}$	$0,45\pm0,06$	$0,44^{+0,05}_{-0,07}$	$0,18\pm0,03$
	$f_т$	$0,34^{+0,09}_{-0,14}$	$0,26^{+0,03}_{-0,07}$	$0,26^{+0,03}_{-0,07}$	$0,09\pm0,02$

В формулах (2.44) – (2.47): $\sigma_т$ и $\sigma_в$ – пределы текучести и прочности материала болта; $\sigma_т'$ и $\sigma_в'$ – то же для нарезанного стержня. Значения $\sigma_в'/\sigma_в$ (для произвольных резьб) по экспериментальным данным приведены в табл.2.7; значения $\sigma_т'/\sigma_т$ приближенно можно брать из той же таблицы.

Таблица 2.6

Средние значения f_p и f_r

Покрытие болта и гайки	I-я затяжка		2-я затяжка		3-я затяжка	
	f_p	f_r	f_p	f_r	f_p	f_r
Кадмирование	0,16	0,13	0,15	0,10	0,115	0,075
Цинкование	0,156	0,08	0,23	0,08	0,245	0,07
Лужение	0,22	0,165	0,215	0,165	0,21	0,165
Меднение	0,32	0,22	0,325	0,2	0,38	0,185
Никелирование	0,33	0,24	0,352	0,275	0,352	0,275
Оксидирование	0,42	0,33	0,47	0,47	0,5	0,49

Таблица 2.7

Значения $\sigma_в'/\sigma_в$

Обработка	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_в'/\sigma_в$
Нарезанная или накатанная резьба с последующей термообработкой	700-1200	1,35 - 1,25
	1300-1400	1,05 - 0,90
Накатанная резьба без последующей термообработки	700-1200	1,40 - 1,20
	1300-1400	1,20 - 0,95

2.3.10.2. Для резьбовых соединений, работающих при повышенных температурах, проверяют запасы по пределу ползучести $\sigma_{пл}$, МПа и по пределу длительной прочности $\sigma_{дл}$, МПа :

$$n_{пл} = \sigma_{пл}/\sigma_{пр}, \qquad (2.48)$$

$$n_{пл} = \sigma_{пл}/\sigma_{пс}; \qquad (2.49)$$

$$n_{дл} = \sigma_{дл}/\sigma_{пр}, \qquad (2.50)$$

$$n_{дл} = \sigma_{дл}/\sigma_{пс} \qquad (2.51)$$

В табл.2.8 приведены механические характеристики сталей и сплавов, используемых для изготовления крепежа, работающего при повышенных температурах.

Таблица 2.8

Механические свойства сталей и сплавов, МПа
для резьбовых соединений при высоких температурах

Марка стали (сплава)	Температура испытания, °С	$\sigma_в$	$\sigma_т$	$\sigma_{дл}$ за время, ч		$\sigma_{пл}$ за время, ч		Наибольшая рабочая температура °С
				100	200	100	1000	
45	20	640	370	-	-	-	-	300
	400	573	230	-	-	-	-	
	540	340	150	-	-	-	65	
20Х3МВФ	20	900	750	-	-	-	-	500
	500	640	560	430	-	350	-	
	600	550	330	330	250	-	-	
12Х18Н9Т	20	660	250	-	-	-	-	600
	600	400	180	250	230	-	90	
	700	280	160	140	120	-	30	
37Х12Н8Г8МФБ	20	1000	700	750	-	-	-	650
	600	600	480	-	-	350	-	
	700	550	460	310	-	240	-	
ХН77ТЮР	20	1020	660	-	-	-	-	750
	600	940	610	680	660	260	-	
	700	850	600	420	400	-	60	
	800	560	460	200	-	-	-	
ВТ9	20	1150	1030	-	-	-	-	550
	400	850	720	-	-	-	-	
	500	800	660	650	-	280	-	
	550	780	620	450	-	120	-	

2.3.10.3. Для болтов (винтов, шпилек) запас статической прочности рассчитывается по усилиям Q_δ и Q_r, Н, вызывающим срез витков болта или гайки:

$$n_{cb} = Q_\delta / Q_n ; \tag{2.52}$$

$$n_{cb} = Q_r / Q_n , \tag{2.53}$$

где Q_n - полное усилие, растягивающее болт, Н:

$$Q_n = \sigma_p \cdot A_1 . \tag{2.54}$$

Усилия Q_δ и Q_r определяют по формулам

$$Q_\delta = \pi d_1 k_\delta H k_m \tau_{b\delta} , \tag{2.55}$$

$$Q_r = \pi d k_r H k_m \tau_{br} , \tag{2.56}$$

где k_δ и k_r - коэффициенты полноты резьбы болта и гайки (для метрических резьб $k_\delta = k_r = 0{,}87$) ; H - высота гайки, мм ; $\tau_{b\delta}$ и τ_{br} - пределы прочности материалов болта и гайки на срез, МПа (можно принять $\tau_{b\delta} = \tau_{br} \approx (0{,}6 - 0{,}7)\sigma_b$ - для сталей и титановых сплавов); k_m - коэффициент, учитывающий характер изменения деформации витков по высоте гайки (см.табл.2.9).

Таблица 2.9

Коэффициент k_m для соединений с болтами из сталей и титановых сплавов

$\sigma_{b\delta}/\sigma_{br}$	Шаг резьбы	k_m
Свыше 1,3	Крупный и первый мелкий Второй и более мелкий	0,70 - 0,75 0,65 - 0,70
Менее 1,3	Для всех шагов	0,55 - 0,60

2.3.10.4. Запасы по сопротивлению усталостному разрушению при переменных напряжениях для резьбовой части и стержня болта под головкой:

при $\sigma_{mp} > 0{,}5\,\sigma_T'$ $\quad n_a = \sigma_{anp} / \sigma_{ap} ,$ (2.57)

$\sigma_{mc} > 0{,}5\,\sigma_T$ $\quad n_a = \sigma_{anc} / \sigma_{ac} ,$ (2.58)

$\sigma_{mp} < 0{,}5\,\sigma_T'$ $\quad n_a = \dfrac{\sigma_{anp}}{\sigma_{ap}}\left(1 - \dfrac{\sigma_{mp}}{\sigma_T'}\right)\dfrac{1}{1 - 0{,}5\dfrac{\sigma_T'}{\sigma_b'}} ,$ (2.59)

при $\sigma_{mc} < 0{,}5\,\sigma_r$ $$n_a = \frac{\sigma_{apc}}{\sigma_{ac}}\left(1 - \frac{\sigma_{mc}}{\sigma_r}\right)\frac{1}{1 - 0{,}5\frac{\sigma_r}{\sigma_B}}. \qquad (2.60)$$

В формулах (2.57) – (2.60) σ_{apr} и σ_{apc} – предельные амплитуды цикла по резьбовой части болта (винта, шпильки) и при разрушении под головкой болта (винта), МПа. Их значения можно принять из табл.2.10 или вычислить по формуле

$$\sigma_{apr(c)} = \frac{\sigma_{-1p}}{k_\sigma}\varepsilon_\sigma\beta_r\beta_\sigma, \qquad (2.61)$$

где σ_{-1p} – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле нагружения, МПа; k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в резьбовой части или в месте перехода стержня болта в головку.

В формуле (2.61) ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние масштабного эффекта (см.рис.2.4); для накатанной резьбы после термообработки коэффициент ε_σ следует повысить на 20–30%; β_r – коэффициент технологического упрочнения ($\beta_r = 1$ для резьбовых деталей с нарезанной резьбой, а также изготовленных из титановых сплавов, $\beta_r = 1{,}2 - 1{,}3$ для деталей с накатанной резьбой из стали); β_σ – коэффициент конструктивного упрочнения ($\beta_\sigma = 1{,}5 - 1{,}6$ для соединений типа стяжки и для соединений со спиральной вставкой, для остальных соединений $\beta_\sigma = 1$). Для сечений под головкой болта $\beta_r = \beta_\sigma = 1$.

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma(\alpha_\sigma - 1). \qquad (2.62)$$

Здесь: q_σ – коэффициент чувствительности материала болта к концентрации напряжений ($q_\sigma = 0{,}5 - 0{,}6$ – для углеродистых сталей; $q_\sigma = 0{,}7 - 0{,}8$ – для легированных сталей; $q_\sigma = 1$ – для титановых сплавов); α_σ – теоретический коэффициент концентрации напряжений в резьбовой части (см.рис.2.5) и под головкой болта (см.рис.2.6).

В случае применения гаек из алюминиевых и титановых сплавов в соединении со стальными болтами величину α_σ можно понизить соответственно на 30% и 20%. Если болт из титанового сплава работает с гайкой из стали, то величину α_σ следует повысить на 20%.

Если экспериментальные данные отсутствуют (или используются новые материалы), то

$$n_a = \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{ap}}\sqrt{1 - \frac{\sigma_{mp}}{\sigma'_B}}; \qquad (2.63)$$

Таблица 2.10

Значения предельной амплитуды $\sigma_{a пр(с)}$ для соединений типа болт-гайка при $\sigma_{m р(с)} \geq 0{,}5\,\sigma_т'\,(\sigma_т)$

Болты и гайки из стали (сплава)	$\sigma_в$, МПа	$\sigma_{-1р}$, МПа	$\sigma_{a пр(с)}$, МПа	
			Резьба нарезана	Резьба накатана
35	500-600	200	45/55	55/65
45	900-950	250	50/60	65/75
38ХА	1100-1200	300	55/70	75/85
30ХГСА	1200-1300	300	65/75	75/85
40ХН2МА	1100-1200	450	90/100	95/110
13Х11Н2В2МФ	1050-1150	300	50/65	60/70
10Х11Н20Т3В	1100-1200	300	55/70	60/70
ВТ3-1	1100-1200	350	45/60	40/60
ВТ9	1150-1250	350	45/60	40/60
ВТ16	1150-1250	350	45/60	50/70

В числителе дроби приведены значения пределов выносливости соединений с болтами (шпильками), термически обработанными после изготовления резьбы, а в знаменателе - то же, с болтами, термически обработанными до изготовления резьбы.

$$n_a = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{ac}\sqrt{1 - \frac{\sigma_{mc}}{\sigma_в}}}, \qquad (2.64)$$

где $\sigma_{-1д} = \sigma_{-1р} / k_\sigma$.

2.3.10.5. Допускаемые запасы: по пределу текучести $[n_т] = 1{,}3 - 2{,}5$; по статической прочности $[n_в] = 1{,}5 - 4{,}0$; по пределу ползучести $[n_{пл}] = 1{,}4 - 2{,}5$; по пределу длительной прочности $[n_{дл}] = 1{,}6 - 4{,}0$. Для запаса по срезу витков резьбы можно принять $[n_с] = [n_в]$. Допускаемый запас по предельной амплитуде цикла $[n_a] = 2{,}5 - 5{,}0$. В указанных диапазонах допускаемый запас выбирается в зависимости от степени ответственности соединения и способа затяжки (контролируемого, неконтролируемого).

2.3.11. Дополнительные данные о проверочных расчетах при однократном и циклическом нагружении

2.3.11.1. Расчет на прочность резьбовых соединений, работающих при низких температурах, не отличается от расчета при нор-

мальной температуре ; следует лишь учесть изменение механических свойств материала деталей соединения при понижении температуры.

2.3.II.2. При ударной однократной нагрузке (см. Приложение) можно ограничиться проверкой запаса прочности $n_{т\partial}$ по пластическим деформациям (динамическому пределу текучести $\sigma_{т\partial}$), приняв для контролируемой затяжки $[n_{т\partial}] = 1{,}2 - 1{,}5$. При отсутствии экспериментальных данных по $\sigma_{т\partial}$ допустимо использовать статический предел текучести $\sigma_т$, учитывая ударный импульс при определении расчетного напряжения.

2 3.II.3. При малоцикловом нагружении, так же как и при многоцикловом, проявляется влияние концентрации напряжений во впадинах резьбы и под головкой болта, технологии изготовления резьбы, свойств материала, уровня нагрузок, температуры, масштабного и других факторов.

Проверочные расчеты при малоцикловом нагружении резьбовых соединений сводятся к сопоставлению расчетных запасов статической прочности по пределу текучести и сопротивления усталостному разрушению по предельной амплитуде цикла с соответствующими допускаемыми запасами.

Кроме того при необходимости следует проверить запас по малоцикловой долговечности

$$n_N = N_{\rho\Sigma} / N_\Sigma , \qquad (2.65)$$

где $N_{\rho\Sigma}$ - суммарное число циклов до разрушения (определяется по кривой усталости в зависимости от амплитуды переменных деформаций) ; N_Σ - суммарное число циклов наработки в эксплуатации. В связи с высокой концентрацией напряжений в резьбе и рассеянием величин $N_{\rho\Sigma}$ и N_Σ допускаемое значение $[n_N]$ должно быть не менее трех.

2.3.II.4. Запас долговечности при многоцикловом нагружении определяется так же, как и при малоцикловом.

При нестационарном режиме нагружения прочность следует проверить на основе гипотезы линейного суммирования повреждений

$$\sum_{i=1}^{k_\rho} N_i / [N_\rho]_i = a , \qquad (2.66)$$

где N_i - число циклов нагружения на i-м режиме ; $[N_\rho]_i$ - допускаемое число циклов нагружения на i-м режиме, определяемое по кривым усталости и допускаемым запасам по предотвращению усталостного разрушения ; k_ρ - количество режимов нагружения ; a - накопленное усталостное повреждение. Выносливость считается обеспеченной при $a \le 1$.

При действии циклических ударных нагрузок проверка запасов прочности и выносливости производится аналогично циклическому нагружению малой интенсивности с учетом повышения характеристик прочности и выносливости материала. Влияние различных конструктивных и технологических факторов (концентрации напряжений, материала, формы и высоты гайки, материала болта, метода изготовления резьбы, масштабного фактора и др.) в обоих случаях циклического нагружения проявляется аналогично.

2.4. Групповые соединения типа плита-основание

2.4.1. Исходные предпосылки.

Рассматриваются крепления плиты на основаниях двух типов: жестком (п.2.4.2) и податливом (п.2.4.3). Наиболее распространенные симметричные стыки показаны на рис.2.7; первый (полосовой) стык целесообразно использовать при действии на соединение лишь одного момента M_x.

Схематизация конструкции соединения на жестком основании приведена на рис.2.7г: жесткая диафрагма связана шарнирно (на уровне $0{,}2\,\ell_g$ от опорного торца гайки или головки болта) с комплектом условных одиночных соединений - конических втулок, свинченных с основанием.

Схематизация и расчет соединений на податливом основании отличаются некоторой спецификой. Конструкция крепится на фундаменте (рис.2.8) либо на другом линейном упругом основании (плите, несущей балке и т.п.), для которого справедлива зависимость

$$\sigma_к = k_a w, \qquad (2.67)$$

где w - осадка основания, мм; $\sigma_к$ - среднее контактное напряжение, МПа; k_a - коэффициент жесткости основания, Н/мм^3 (для бетона k_a = 8 - 12 Н/мм^3, для кирпичной кладки k_a = 4-5 Н/мм^3).

В пп.2.4.2.1 ... 2.4.2.7 и 2.4.3.1...2.4.3.4 приводятся краткие пояснения к расчету соединений с плитами обоих типов (см.также пп. 2.3.2 ... 2.3.11).

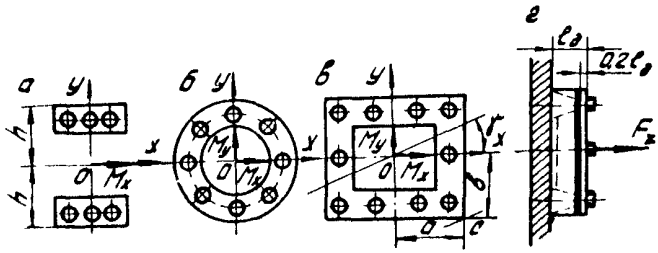

Рис. 2.7. К расчету соединений типа плита – основание: *а* – полосовой стык; *б* и *в* – фланцевые стыки (круглый и прямоугольный); *г* – вид сбоку

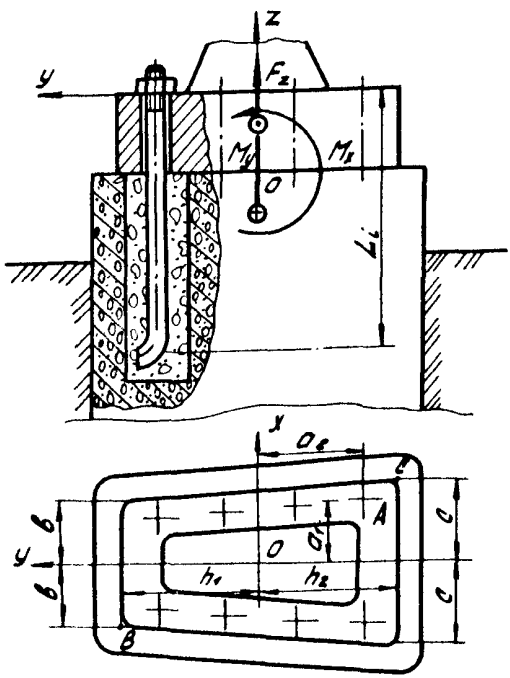

Рис. 2.8. К расчету соединений фундаментальными болтами

2.4.2. Соединение типа плита – жесткое основание.

2.4.2.1. Усилие в наиболее нагруженном болте рассчитывают по формуле (2.5).

2.4.2.2. материал и покрытие деталей выбирают согласно п.2.3.3.

2.4.2.3. Параметры резьбы и типоразмер крепежа определяют по пп.2.3.4 ... 2.3.5.

2.4.2.4. Расчет податливостей и коэффициента основной нагрузки болта.

2.4.2.4.1. Податливость деталей системы болта для винтового соединения

$$\lambda_\delta = \lambda_c + \lambda_{po} + \lambda_{c\delta} + \lambda_{\delta c} + \lambda_{\delta n}, \qquad (2.68)$$

где λ_{po} – податливость соединения винт (шпилька) – основание, мм/Н (2.10).

Для шпилечного соединения

$$\lambda_\delta = \lambda_c + \lambda_p + \lambda_{po} + \lambda_{\delta c} + \lambda_{\delta n}. \qquad (2.69)$$

2.4.2.4.2. Податливость деталей системы корпуса вычисляют по формуле (2.13).

2.4.2.4.3. Коэффициент основной нагрузки – по (2.1)

2.4.2.5. Напряжения предварительной затяжки находят из условия плотности (нераскрытия) стыка согласно п.2.3.8. В конструкциях общемашиностроительного применения с относительно высокой жесткостью плиты необходимо проверить это условие в наиболее удаленных от нейтральной (по изгибу на стороне растяжения) линии точках. Предполагается линейное распределение напряжений на стыке. Не учитываются деформации сжатия стягиваемых деталей и контактные деформации, что идет в запас надежности расчета.

В реальных конструкциях центр тяжести стыка как правило совпадает с центром тяжести сечения болтов (рис.2.7). Напряжения предварительной затяжки рассчитывают по формулам:

Полосовой стык (рис2.7,а) – при внешних силовых факторах

F_z и M_x

$$\sigma_{зр} = k_1 \frac{A_э}{A_б}\left(\frac{F_x'}{A_э} + k\frac{M_э}{J_{1x}}\right), \qquad (2.70)$$

где $A_э$ - площадь стыка, мм^2; $A_б$ - суммарная площадь поперечных сечений болтов, мм^2; J_{1x} - момент инерции стыка относительно оси x, мм^4; k_1 - запас по плотности стыка (k_1 = 1,5 - 2).

Фланцевые стыки (рис.2.7,б,в) - при внешних силовых факторах F_x, M_x и M_y.

Максимальные напряжения растяжения от этих факторов развиваются в точке C $(a; -b)$, наиболее удаленной от нейтральной линии, образующей с осью x угол

$$\gamma = arc\,tg\left(\frac{J_{1x}}{J_{1y}}\frac{M_y}{M_x}\right), \qquad (2.71)$$

где J_{1y} - момент инерции стыка относительно оси y, мм^4.

Расчетные напряжения предварительной затяжки

$$\sigma_{зр} = k_1 \frac{A_э}{A_б}\left(\frac{F_x'}{A_э} + a\frac{M_x}{J_{1y}} + b\frac{M_y}{J_{1x}}\right). \qquad (2.72)$$

При более сложных формах стыка и неравномерной затяжке необходимо проверить нераскрытие стыка в нескольких точках [1].

Из рассчитанных по формулам (2.23) и (2.70) или (2.72) напряжений затяжки выбирают большее.

2.4.2.6. Расчетные напряжения в болтах при статическом и циклическом нагружении определяют по формулам (2.25) - (2.43).

2.4.2.7. Проверочные расчеты проводят согласно пп.2.3.10 и 2.3.11.

2.4.3. Соединения типа плита - податливое основание.

2.4.3.1. Для рассматриваемой конструкции усилие, развивающееся в i-м болте от внешних нагрузок, определяется зависимостью

$$F_{бi} = \frac{1}{\lambda_{бi}}\left(\frac{F_x}{A} - y_i\frac{M_y}{J_x} + x_i\frac{M_x}{J_y}\right), \qquad (2.73)$$

где x_i и y_i - координаты оси i -го болта; $\lambda_{б_i}$ - податливость деталей системы болта, мм/Н. В подобных соединениях при определении $\lambda_{б_i}$ учитывают лишь податливость стержня болта

$$\lambda_{б_i} = l_{б_i} / E_{б_i} A_i ; \qquad (2.74)$$

здесь $l_{б_i}$ - расчетная длина болта, мм. Если его стержень залит в бетон (рис.2.8), то принимают $l_{б_i} = L/3$.

Параметры A, J_x и J_y определяют по формулам:

$$A = k_a A_б + \sum_{j=1}^{n} \frac{1}{\lambda_{б_j}} ; \qquad (2.75)$$

$$J_x = k_a J_{бx} + \sum_{j=1}^{n} \frac{y_j}{\lambda_{б_j}} \qquad (2.76)$$

$$J_y = k_a J_{бy} + \sum_{j=1}^{n} \frac{x_j}{\lambda_{б_j}} \qquad (2.77)$$

В приближенных расчетах можно принять:

$$A = k_a A_б ; \qquad (2.75)$$

$$J_x = k_a J_{бx} ; \qquad (2.76)$$

$$J_y = k_a J_{бy} . \qquad (2.77)$$

Таким образом, нагрузка на наиболее нагруженный болт $A(a_1; -a_2)$ составляет

$$F_{max} = \frac{1}{\lambda_{б_i}} \left(\frac{F_z}{A} + \frac{M_x a_2}{J_x} + \frac{M_y a_1}{J_y} \right). \qquad (2.78)$$

2.4.3.2. Необходимая расчетная величина напряжения предварительной затяжки определяется из условия нераскрытия стыка в наиболее удаленной точке $C(c; k_2)$

$$\sigma_{зр} = k_1 k_a \frac{A_б}{A_б} \left(\frac{F_z}{A} + k_2 \frac{M_x}{J_x} + c \frac{M_y}{J_y} \right), \qquad (2.79)$$

где $k_1 = 1,5 - 2$.

2.4.3.3. Расчетные напряжения в болте находят по формулам (2.25) - (2.43), полагая $\chi = 1$.

2.4.3.4. Проверочные расчеты проводят согласно пп.2.3.10 и 2.3.11. Дополнительно в рассматриваемых конструкциях необходимо проверить условие прочности стыка для наиболее удаленной точки B ($-b, h$) зоны сжатия по изгибу

$$|\sigma_э| = \left| \sigma_э^{(0)} + k_0 \left(\frac{F'_z}{A} - k_1 \frac{M_x}{J_x} - b \frac{M_y}{J_y} \right) \right| \le [\sigma_{см}], \qquad (2.80)$$

где $\sigma_э^{(0)}$ - напряжение на стыке после предварительной затяжки, МПа; $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение сжатия, МПа.

При совпадении центров тяжести стыка и суммарной площади поперечных сечений болтов

$$\sigma_э^{(0)} = \sigma_{зр} \frac{A_б}{A_э}, \qquad (2.81)$$

т.е. напряжения на стыке при затяжке распределяются равномерно.

Значения $[\sigma_{см}]$: для бетона 1 - 1,5 МПа; для кирпичной кладки на известковом растворе 0,7 - 1,0 МПа; для кирпичной кладки на цементном растворе 1,5 - 2,0 МПа.

3. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖЕННЫХ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

3.1. Общие положения

3.1.1. Соединения, нагруженные в плоскости стыка, выделяются вследствие специфических условий работы в самостоятельную группу. Они выполняются в двух вариантах установки болтов в отверстия:

с зазором (под затяжку), т.е. когда внешняя нагрузка, перпендикулярная осям болтов, воспринимается силами трения на стыке;

без зазора, по скользящей посадке либо с натягом (под развертку), т.е. когда внешняя нагрузка передаётся непосредственно на болты (затягиваемые до относительно малых усилий), работающие при этом на срез, смятие и изгиб[x].

3.1.2. Наряду с методами расчета конструкций, традиционных для общего машиностроения, в рекомендациях приводится реше-

---

[x] Предохранительные штифты могут быть учтены в расчетной схеме как болты (соответствующего диаметра); использование фиксирующих элементов типа шпонок представляет специальный интерес и поэтому в Р не рассматривается.

ние задачи о распределении нагрузки по болтам продольного ряда применительно ко второму варианту установки их в отверстия. Это решение в общей постановке имеет принципиальное значение, так как из него вытекают частные случаи для широко распространенных в технике соединений: встык, внахлестку, с усиливающими накладками и т.п.

3.1.3. Соединения имеют плоские стыки. Полагается, что изгибная жесткость соединяемых деталей исключает их депланацию как при затяжке, так и при приложении рабочей нагрузки.

3.1.4. При расчете распределения поперечной нагрузки по болтам круглофланцевых, прямоугольных и полосовых стыков (пп.3.3 и 3.4) соединяемые детали принимаются абсолютно жесткими. Для соединяемых деталей высокой податливости (например, из алюминиевых сплавов) расчеты должны рассматриваться как прикидочные (первое приближение).

При анализе распределения нагрузки по болтам продольного ряда (п.3.5) учитывается усредненная продольная податливость листов

3.2. Примерная последовательность расчета

3.2.1 Определение нагрузки на наиболее нагруженный болт.

3.2.2. Выбор материала и термообработки болтов.

3.2.3. Определение расчетного диаметра болтов (проектный расчет) и подбор по стандарту (ГОСТ 8724-81) метрической резьбы для соединений с зазором либо стандартных болтов для отверстий из-под развертки (ГОСТ 7817-72).

3 2.4. Уточнение конструктивных параметров соединения.

3.2.5. Определение необходимого напряжения (усилия) предварительной затяжки[x)].

3.2.6. Проведение проверочных расчетов.

3.3. Соединения болтами, поставленными в отверстия с зазором

3.3.1. Исходные предпосылки.

3.3.1.1. Внешние силовые факторы, действующие в плоскости стыка, приводятся к нагрузке F, приложенной в центре поворота, и моменту M_z (рис.3.1).

---

x) В соединениях с зазором усилие предварительной затяжки должно быть определено (по условию отсутствия сдвига конструкции) до проектного расчета.

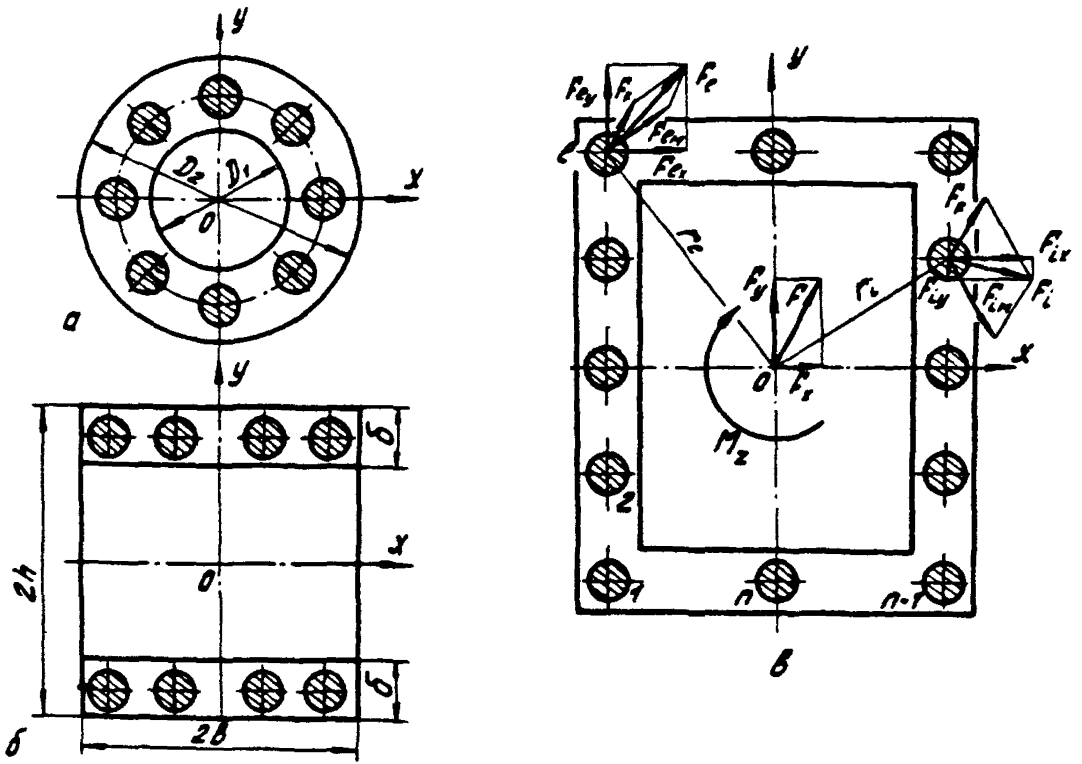

Рис. 3.1. К расчету соединений, нагруженных в плоскости стыка

3.3.1.2. Принимается, что сила F равномерно распределена по условным одиночным соединениям. При этом на каждое соединение передаётся нагрузка

$$F_r = F/n. \qquad (3.1)$$

3.3.1.3. Момент M_z вызывает в наиболее нагруженном (ℓ-м) соединении силу

$$F_{\ell M} = \frac{M_z r_\ell}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2}, \qquad (3.2)$$

где r_i и r_ℓ - расстояния от центра поворота до осей i-го и ℓ-го соединений ($i = 1,2,\ldots,n$).

3.3.2. Расчетная сила F_ℓ на наиболее нагруженное соединение[x)] при действии на конструкцию внешних силовых факторов F и M_z определяется сложением векторов F_r и $F_{\ell m}$ (см.рис.3.1,в); её проекции $F_{\ell x}$ и $F_{\ell y}$ на оси x и y составляют:

$$F_{\ell x} = \frac{F_x}{n} + \frac{M_z y_\ell}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2}, \qquad (3.3)$$

$$F_{\ell y} = \frac{F_y}{n} - \frac{M_z x_\ell}{\sum_{i=1}^{n} r_i^2}. \qquad (3.4)$$

Здесь x_ℓ и y_ℓ - координаты оси ℓ-го соединения. Вторые слагаемые вытекают из формулы (3.2).

3.3.3. Необходимое усилие затяжки, обеспечивающее отсутствие сдвига

$$F_{o,p} = \frac{k_{sc} F_\ell}{m_c f_c}, \qquad (3.5)$$

где m_c - число стыков; f_c - коэффициент трения на стыке деталей (для сухих чугунных и стальных поверхностей $f_c = 0,15-0,20$; см.табл.3.1); k_{sc} - коэффициент запаса сцепления (при статической нагрузке $k_{sc} = 1,3-1,5$, при переменной $1,8-2,0$).

---

x) Т.е.наиболее удаленное от центра поворота; в нем векторы F_r и $F_{\ell M}$ образуют острый угол. Сила F_ℓ непосредственно к болту не приложена, а воспринимается как распределенная соединяемыми деталями. В приближенных расчетах её принимают сосредоточенной, приложенной в условной точке на оси отверстия под болт.

3.3.4. Необходимый (расчетный) внутренний диаметр резьбы болтов, поставленных в отверстия с зазором[x)],

$$d_{1\,расч} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3\, F'_{0,p}}{\pi [\sigma_p]}}, \qquad (3.6)$$

где $[\sigma_p]$ - допускаемое напряжение растяжения болта, МПа (обычно $[\sigma_p] = 0{,}6\,\sigma_T$, где σ_T - предел текучести материала болта).

Из условия

$$d_1 \geqslant d_{1\,расч} \qquad (3.7)$$

по ГОСТ 8724-81 подбирается стандартное значение d_1 и остальных параметров резьбы.

Таблица 3.1

Средние значения f_c на стыке соединения

Характер поверхности стыка		f_c
Необработанные стыки со следами окалины		0,3
Обработка стыка:	пескоструйная	0,5
	газовой горелкой	0,4
	методами резания	0,10 - 0,15
Окраска стыка:	аллюминиевым порошком	0,15
	черной антикоррозийной краской	0,10
	свинцовым суриком	0,06

3.3.5. Расчетное напряжение затяжки

$$\sigma_{з\,p} = F'_{0,p} / A_1 . \qquad (3.8)$$

При действии на соединение только момента M_z в плоскости стыка для определения напряжения затяжки, предотвращающего поворот плиты, возможен расчет без приведения нагрузок к осям отверстий под болт. Полагая нормальные напряжения смятия, обусловленные затяжкой, равномерно распределенными (что отвечает совпадению центра поворота и центра тяжести стыка), получим из уравнений равновесия следующее условие отсутствия поворота плиты на основании (m_c = 1 ; болты одинаковые):

---

x) При затяжке методами, не исключающими скручивание стержня болта (ключами, гайковертами) ; в противном случае в формуле (3.6) из числителя под корнем надо убрать коэффициент 1,3.

$$\sigma_{зр} = \frac{k_{зс} M_z A_з}{f_c n A_1 S_p}, \tag{3.9}$$

где $A_з$ площадь стыка, мм; S_p - полярный статический момент, мм^3:

$$S_p = \int_{(A_з)} r\, dA_з. \tag{3.10}$$

Для кольцевого круглого стыка (рис.3.1,а)[x)]

$$S_p = \frac{\pi}{12}\left(D_2^3 - D_1^3\right) \tag{3.11}$$

Для полосового стыка (рис.3.1,б)

$$S_p = 2S\left[b\sqrt{h^2+b^2} + h^2 \ln\left(\frac{b}{h} + \sqrt{1+b^2/h^2}\right)\right]. \tag{3.12}$$

3.3.6. О проверочных расчетах.

3.3.6.1. В соединениях с зазором внешняя нагрузка на болты не передаётся; они рассчитываются только на статическую прочность по усилию затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Проверочные расчеты болтов на сопротивление усталостному разрушению не производят, а переменная нагрузка учитывается выбором повышенных значений коэффициента запаса сцепления (см.п.3.3.3).

3.3.6.2. В тонкостенных конструкциях (например, в листовых пакетах), подверженных действию переменной нагрузки, соединяемые элементы должны быть проверены на статическую прочность (по пиковым нагрузкам) и на сопротивление усталостному разрушению (по циклическим нагрузкам) с использованием отраслевых нормативов на допускаемые напряжения и запасы прочности.

3.3.6.3. Если на плиту помимо сдвигающей силы F' действуют силовые факторы F_1', M_x и M_y, перпендикулярные плоскости стыка, то расчет группового резьбового соединения по условию отсутствия сдвига выполняется как проверочный:

$$f_c\left(F'_{0,p} \mp F'_1\right) \geq k_{зс} F'^{\,xx)} \tag{3.13}$$

---

x) Формулы (3.11) (3.12) даны без учета влияния на S_p отверстий под болты, что в известной степени учитывается введением в расчет коэффициента запаса сцепления. Если площадь отверстий превышает 12-15% от номинальной площади стыка, она должна быть учтена при расчете S_p.

xx) Знак "минус" при отрывающей, а "плюс" при прижимающей плиту к стыку нагрузке F_1.

При действии момента M_z в плоскости стыка это условие согласно выражению (3.9) имеет вид

$$f_c\left(F'_{0,p}n + F'_z\right)S_p / A_z \geq k_{s,c} M_z . \qquad (3.14)$$

В формулах (3.13)-(3.14) не учитываются моменты M_x и M_y, как не сдвигающие плиту и не влияющие на суммарную величину сил трения.

В упрощенных расчетах в запас надёжности работы стыка принимается, что вся нагрузка F'_z передаётся на стык.

3.3.6.4. При приложении однократной или циклической нагрузки с интенсивностью более 500 МПа·С$^{-1}$ для определения усилия затяжки следует рассматривать колебательную систему в плоскости стыка (см. п.5.3 Приложения).

3.4. Соединения болтами, поставленными в отверстия без зазора

3.4.1. Исходные предпосылки.

3.4.1.1. Как и в п.3.3 рассматриваются конструкции с простыми симметричными стыками, имеющими две плоскости симметрии (рис.3.1) ; болты принимаются одинаковыми, а силы, действующие на них, прямо пропорциональными смещениям.

3.4.1.2. При болтах, работающих на срез[x)], сопротивление сдвигу оказывают силы трения на стыке. Однако вследствие относительно малых усилий затяжки и поперечной фиксации (болтами, поставленными под развертку) соединяемых деталей влияние сил трения незначительно и в практических расчетах может не учитываться, что идет в запас прочности болтов (силы трения учитываются при динамическом нагружении соединений).

3.4.2. При указанных в п.3.4.1 допущениях для соединения, нагруженного в центре тяжести стыка (в точке O по рис.3.1,а,б,в) сдвигающей силой F' и моментом M_z, получим по-прежнему формулы (3.3)-(3.4) для определения нагрузки F'_c, приложенной в рассматриваемом варианте непосредственно к c-му болту.

---

x) В большинстве общемашиностроительных конструкций деформации изгиба и смятия имеют второстепенное значение. В некоторых конструкциях при высокой податливости соединяемых деталей основным критерием прочности может оказаться не срез болтов, а смятие цилиндрических стыков.

3.4.3. Необходимый (расчетный) диаметр гладкой части стержня болтов, поставленных в отверстия без зазора

$$d_{c\,расч} = \sqrt{\frac{4F_t}{\pi m_c [\tau_{cp}]}}, \qquad (3.15)$$

где m_c - число плоскостей среза; $[\tau_{cp}]$ - допускаемое напряжение среза, МПа (при статической нагрузке $[\tau_{cp}] = 0{,}4\sigma_T$, при переменной $[\tau_{cp}] = (0{,}2-0{,}3)\sigma_T$).

Из условия

$$d_c \geq d_{c\,расч} \qquad (3.16)$$

по ГОСТ 7817-70 подбираем стандартный болт диаметром d_c или отверстия из-под развертки.

3.4.4. В рассматриваемых соединениях усилия затяжки и соответственно силы трения обычно незначительны (п 3.4.1.2). Вместе с тем в процессе проектирования следует определять оптимальную затяжку в связи с положительным ее влиянием на повышение сопротивления усталостному разрушению (из-за уменьшения эффекта фреттинг-коррозии). При необходимости - на этапе проектирования конструкции - следует провести соответствующее экспериментальное исследование (в порядке экспериментальной доводки).

3.4.5 О проверочных расчетах

3.4.5.1. В соединениях без зазора в необходимых случаях, особенно при высокой податливости соединяемых деталей (изготовленных, например, из алюминиевых сплавов, пластмасс и т п.), должна быть сделана проверка на смятие отверстий.

3.4.5.2. О проверке соединяемых элементов на статическую прочность и сопротивление усталостному разрушению см п. 3.3 б 2.

3.4 5.3. При нагружении с высокой интенсивностью в результате анализа колебательного процесса определяется усилие в наиболее нагруженном болте.

3.5. Распределение поперечной нагрузки по болтам продольного ряда

3.5.1. Исходные предпосылки

Рассматривается трехслойный пакет листов 1...3 по рис 3.2. Предполагается, что болты поставлены без зазора и практически без затяжки; отключение радиальных натягов не учитывается. В связи с относительно малой толщиной листов пренебрегаем деформацией изгиба конструкции. В первом приближении действительные зависимости между деформациями и нагрузками аппроксимируются линейными, т.е. податливости (жесткости) элементов соединения принимаются постоянными [8].

Пакет нагружен равномерно по ширине; силы $F_1', F_2', \ldots, F_3'$ (см. рис 3.2) действуют на полосу шириной, равной поперечному шагу t, выделенную из пакета (с параллельными расположением болтов, симметрично около продольного ряда с шагом $S_i = S = const$).

Показанное на рис 3.2 направление нагрузок $N_{i,k}$ $(i=1,2,\ldots,k)$ принято положительным. Нагрузки на участках листа 2 $N_{2i} = N_{1i} + N_{3i}$.[x])

3.5.2. Трехслойный пакет.

Условия равновесия, краевые и совместности перемещений листов 1,2,3 и болтов $1,2,\ldots,k$ приводят к следующей линейной системе из $2k$ уравнений относительно $2k$ неизвестных нагрузок на участках болтов, контактирующих с отверстиями листов 1 и 3:

$$(\alpha_1 - 1)N_{11} - N_{12} + \frac{\alpha_2 + \alpha_{23}}{\alpha_{12}} N_{21} - \frac{\alpha_{23}}{\alpha_{12}} N_{31} = \frac{\alpha_2 F_2' - \alpha_1 F_1'}{\alpha_{12}}, \qquad (3.17)$$

$$-N_{1,i-1} + \alpha_i N_{1i} - N_{1,i+1} + \frac{\alpha_2 + \alpha_{23}}{\alpha_{12}} N_{2i} - \frac{\alpha_{23}}{\alpha_{12}} (N_{3i} - N_{3,i-1}) = 0 \quad 1-3 \qquad (3.18)$$

$$(i = 2, \ldots, k-1);$$

$$-N_{1,k-1} + (\alpha_1 - 1)N_{1k} - \frac{\alpha_{23}}{\alpha_{12}} N_{3,k-1} + \frac{\alpha_2 + \alpha_{23}}{\alpha_{12}} N_{2k} - \frac{\alpha_2 F_2' - \alpha_1 F_1'}{\alpha_{12}} \qquad (3.19)$$

В обозначениях нагрузок на болты при круговой перестановке 1-3 варьируется лишь первый индекс.

---

x) На участке местного разреза выреза штриховка условно не показана

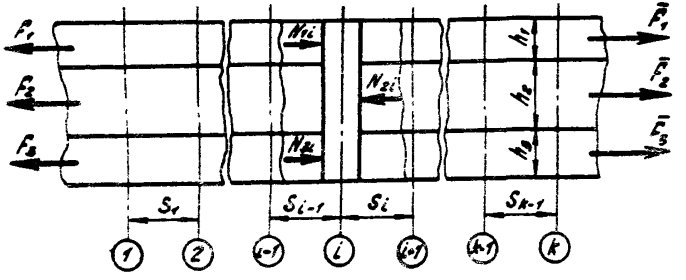

Рис. 3.2. К расчету трехслойного пакета

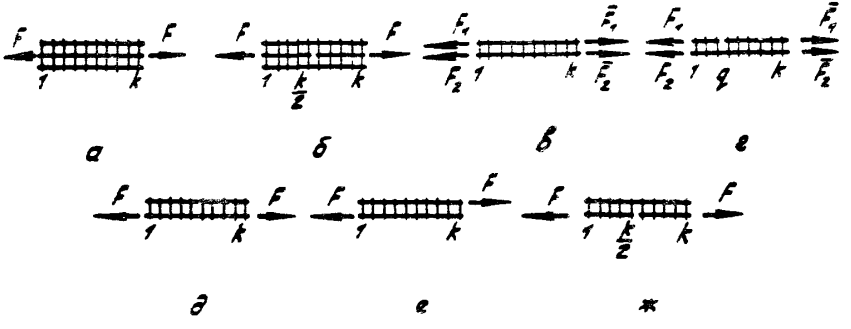

Рис. 3.3. Разновидности конструкций, нагруженных в плоскости стыка

В зависимостях (3.I7)-(3 I9):

$\alpha_{i.3}$ и $\alpha_{i.3,к}$ – усредненные продольные податливости участков S_i листов I...3 и податливости, определяющие сближение болтов и листов; $\bar{\alpha}_{i\delta}$ и a_i – параметры, вычисляемые по формулам:

$$\alpha_{i\delta} = \alpha_{i\delta}^{*} + \alpha_{ik}^{*} + \alpha_{3k}^{*}; \quad a_i = 2 + (\alpha_i^{*} + \alpha_3^{*}) / \bar{\alpha}_{i\delta},$$

где $\alpha_{i\delta}$ – поперечная податливоть болта от изгиба и сдвига.

Определение податливостей см. в Приложении (п.5 2).

3.5.3. Частные случаи.

3.5.3.I. Лист с двумя накладками (рис.3.3,а).

Рассматривается трёхслойный пакет, у которого растянут лишь средний лист ($F_2' = \bar{F}_2 = F'$; $F_{1,3}' = \bar{F}_{1,3} = 0$) при четном k числе болтов. Вследствие симметрии

$$N_{11} = -N_{1k}, \ldots, N_{1,\frac{k}{2}} = -N_{1,\frac{k}{2}+1}. \qquad I \div 3 \qquad (3.20)$$

Для определения нагрузок на болты располагаем системой из k уравнений:

$$(a_i - 1)N_{i1} - N_{i2} + \frac{\alpha_2^{*} + \alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} N_{3i} - \frac{\alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} N_{3k} = \frac{\alpha_2^{*} F'}{\bar{\alpha}_{i\delta}}; \qquad (3.21)$$

$$-N_{i,i-1} + a_i N_{ii} - N_{i,i+1} + \frac{\alpha_2^{*} + 2\alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} N_{3i} - \frac{\alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} (N_{3,i-1} + N_{3,i+1}) = 0 \quad I \div 3 \qquad (3.22)$$

$$(i = 2,3,\ldots,k/2),$$

причем с учетом симметрии уравнение (3.22) для $i = k/2$ принимает вид

$$-N_{i,\frac{k}{2}-1} + (a_i + 1)N_{i,k/2} - \frac{\alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} N_{3,\frac{k}{2}-1} + \frac{\alpha_2^{*} + 3\alpha_{2k}}{\bar{\alpha}_{i\delta}} N_{3,k/2} = 0 \qquad I \div 3 \qquad (3.23)$$

При одинаковых податливостях обеих накладок $N_{1i} = N_{3i} = \frac{1}{2} N_{2i}$.

Вводим обозначения:

$$\alpha_{i\delta} = \alpha_{3\delta} = \alpha_{\delta n}; \quad \alpha_i = \alpha_3 = \alpha_n; \quad \alpha_{ik} = \alpha_{3k} = \alpha_{nk}.$$

В обозначениях нагрузок на болты опустим первый индекс, указывающий номер листа: N_i обозначает нагрузку на i-й болт на участке контакта его с отверстием листа 2. Число неизвестных N_i сокращается вдвое (до $k/2$), а система (3.2I)-(3.23) существенно упрощается:

$$(a-1)N_1 - N_2 = \frac{\alpha_в}{\alpha_б} F, \qquad (3.24)$$

$$-N_{i-1} + aN_i + N_{i+1} = 0 \qquad (i = 2,3,\ldots,\frac{k}{2}-1); \qquad (3.25)$$

$$-N_{\frac{k}{2}-1} + (a+1)N_{k/2} = 0, \qquad (3.26)$$

где $\alpha_б = \frac{\alpha_{бп}}{2} + \frac{\alpha_н}{2} + \alpha_{вк}$, $a = 2 + \frac{\alpha_в + \alpha_н/2}{\alpha_б}$.

Здесь $\alpha_{бп}/2$, $\alpha_н/2$, $\alpha_{нк}/2$ - суммарные податливости, отвечающие двум накладкам.

3.5.3.2. Соединение встык с двумя накладками (рис.3.3,б).

По сравнению с только что рассмотренным соединением в данном случае в системе (3.22) I=3 теряем, учитывая симметрию, два уравнения для $i = k/2$, т.е (3.23) I=3. Вместо них следует использовать (наряду с (3.4) и (3.22) для $i = 2,..,\frac{k}{2}-1$) условие равновесия

$$\sum_{i=1}^{k/2}(N_{1i} + N_{3i}) = F \qquad (3.27)$$

и условие совместности перемещений элементов соединения на участке

$$-\alpha_1 \sum_{i=1}^{\frac{k}{2}-1} N_{1i} - (\alpha_1 + 2(\alpha_{1б} + \alpha_{1н}))N_{1,k/2} + \alpha_3 \sum_{i=1}^{\frac{k}{2}-1} N_{3i} + (\alpha_3 + 2(\alpha_{3б} + \alpha_{3н}))N_{3,k/2} = 0. \qquad (3.28)$$

При одинаковых податливостях накладок используем уравнения (3.24)-(3.25) и условие равновесия

$$\sum_{i=1}^{k/2} N_i = F. \qquad (3.29)$$

Уравнение (3.28) удовлетворяется тождественно.

3.5.3.3. Двухслойный пакет (рис.3.3,в).

В формулах (3.17)-(3.18) (см.п.3.5.2) следует принять $N_{3i} = 0$, $N_{1i} = N_{2i} = N_i$ и соответственно исключить все уравнения от $k+1$-го по $2k$-е. Получим систему

$$(a_1 - 1)N_1 - N_2 = \frac{\alpha_2 F_2 - \alpha_1 F_1}{\alpha_{1б}}; \qquad (3.30)$$

$$-N_{i-1}+a_1 N_i - N_{i+1}=0 \qquad (i=2,..,k-1); \quad (3.31)$$

$$N_{k-1}+(a_1-1)N_k = -\frac{\alpha_2 \bar{F}_2 - \alpha_1 \bar{F}_1}{\alpha_{15}}. \quad (3.32)$$

3.5.3.4. Двухслойный пакет со сквозной трещиной в одном из листов (рис.3.3,г).

Рассматривается пакет с трещиной, например, в листе I на участке S_q между отверстиями. При этом в системе (3.30)-(3.32) теряются два уравнения (для $i=q$ и $q+1$) в выражении (3.13). Вместо них используем два уравнения равновесия листа I

$$\sum_{i=1}^{q} N_i = -\bar{F}_1; \quad \sum_{i=q+1}^{k} N_i = \bar{F}_1. \quad (3.33)$$

Если трещина расположена по q-му отверстию, то в (3.13) теряется три уравнения (для $i=q-1$, q и $q+1$), вместо которых используем уравнения

$$\sum_{i=1}^{q-1} N_i = -\bar{F}_1, \quad N_q = 0 \quad (3.34)$$

и второе из (3.33).

3.5.3.5. Лист с усиливающей накладкой (рис.3.3,д).

Принимая в (3.30) (3.32) $\bar{F}_1' = \bar{F}_1 = 0$ и $\bar{F}_2' = \bar{F}_2 = \bar{F}$, а также, учитывая симметричное нагружение болтов (k - четно)

$$N_1 = -N_k, \ldots, N_i = -N_{k-(i-1)}, \ldots, N_{k/2} = -N_{\frac{k}{2}+1}, \quad (3.35)$$

получим систему из $k/2$ уравнений:

$$(a_1-1)N_1 - N_2 = \frac{\alpha_2 \bar{F}}{\alpha_{15}}; \quad (3.36)$$

$$-N_{i-1}+a_1 N_i - N_{i+1}=0 \qquad (i=2,\ldots,\tfrac{k}{2}-1); \quad (3.37)$$

$$-N_{\frac{k}{2}-1}+(a_1+1)N_{k/2}=0. \quad (3.38)$$

3.5.3.6. Соединение внахлестку (рис.3.3,е).

Для определения N_i, $i=1,..,k$, используем систему (3.30)-(3.32), приняв в ней $\bar{F}_1' = \bar{F}_2 = 0$ и $\bar{F}_2' = \bar{F}_1 = \bar{F}$.

3.5.3.7. Соединения встык с одной накладкой (рис 3.3 ,в). Здесь общее число k болтов четно. Расчетная схема полностью совпадает со схемой соединения внахлестку для числа болтов $k/2$; поэтому в формулах по п.3.5.3.6 следует k заменить на $k/2$.

4. ОБЩИЙ СЛУЧАЙ НАГРУЖЕНИЯ

В общем случае статического нагружения конструкции пространственной системой сил и моментов решающее влияние на несущую способность и надёжность резьбовых соединений оказывают нагрузки, перпендикулярные плоскости стыка(при динамическом нагружении - см.пп.5.3.3., 5.3.4 - необходимо учитывать все составляющие нагрузки). Расчет этих соединений производят согласно п.2.2. Ниже приводятся лишь некоторые особенности расчета. Подробней см.в [2] и др.

4.1. В проектном расчете совокупность внешних нагрузок приводится к трем составляющим главного вектора (отрывающей или прижимающей стык к основанию и двум сдвигающим нагрузкам), приложенным в центре тяжести стыка, и трём составляющим главного момента (две из которых перпендикулярны стыку и одна - в его плоскости) При расчете нагрузки на наиболее нагруженный болт учитывается лишь отрывающая нагрузка и два момента, перпендикулярные стыку. Влияние трёх остальных силовых факторов учитывается лишь в проверочных расчетах.

4.2. При уточненном расчете в общем случае нагружения несимметричной конструкции вместо плоской абсолютно жесткой диафрагмы вводят ступенчатую, связанную с комплектом условных одиночных соединений через промежуточные податливые участки (лапы , фланцы и т.п). Нагрузки на одиночные соединения находят из условий равновесия и совместности перемещений элементов расчетной схемы. Связи промежуточных участков с одиночными соединениями упрощенно принимают шарнирными. В таком случае на каждое соединение действует три взаимно перпендикулярных нагрузки: растягивающая (сжимающая) и две изгибающих .

4.3. Определение необходимого напряжения (усилия) затяжки см. в пп.2.3.8, 2.4.2.5 и 2.4.3.2 ; под рабочей нагрузкой в рассматриваемом общем случае следует по-прежнему понимать осевую нагрузку на наиболее нагруженное условное одиночное соединение.

4.4. Проверочные расчеты.

4.4.1. Основные положения по проведению проверочных расчетов соединений в условиях однократного, мало- и многоциклового нагружения приведены в пп.2.3.10 и 2.3.11.

4.4.2. При определении полных расчетных напряжений (а затем и запасов прочности) в болте следует учесть все три деформации условного одиночного соединения – осевую и изгиб в двух взаимно перпендикулярных плоскостях.

4.4.3. В связи с действием на конструкцию в общем случае трёх силовых факторов в плоскости стыка следует обеспечить отсутствие сдвига и проворота конструкции на основании: рассчитанное по п.4.3 усилие затяжки должно удовлетворять работоспособности соединения по данному критерию. В противном случае это усилие необходимо увеличить либо использовать разгрузочные устройства (шпонки, втулки, штифты), исключающие передачу поперечной нагрузки на болты (см. также п.3.3.6.3).

5. ПРИЛОЖЕНИЯ

5.1. Замечания по выбору расчетной схемы групповых соединений

5.1.1. По назначению групповые резьбовые соединения можно разбить на два основных класса:

служащие для крепления деталей, узлов и машины в целом на основании;

связывающие части деталей, узлов, машины в единое целое (составные, блочные, агрегатные, многоступенчатые и т.п. конструкции).

Соединения обоих классов часто сочетаются.

5.1.2. При определении усилий в болтах, вызванных действием внешней (рабочей) нагрузки на предварительно затянутое соединение, особое внимание должно быть уделено правильному выбору расчетной схемы и определению податливостей всех элементов конструкции, охватываемых силовым потоком.

5.1.3. Для упрощения расчета групповых соединений примыкающая к ним несущая часть конструкции, нагруженная внешними силовыми факторами, схематизируется обычно в виде жесткой плоской диафраг-

мы (ЖД), через которую силовой поток передается к комплексу условных одиночных соединений (ОС). Промежуточные участки конструкции (ПУ), расположенные между ЖД и ОС, при достаточно большой относительной толщине также могут быть приняты абсолютно жесткими; в таком случае приходим к ЖД, непосредственно связанной с комплексом ОС (рис 2.1 и 2.2).

5.1.4. Во многих конструкциях во избежание значительной погрешности следует учитывать изгибную податливость ПУ.

5.1.5. В конструкциях, при расчете которых допустимо выделение жесткой нагружаемой части, последняя в о б щ е м с л у ч а е должна схематизироваться не плоской, а ступенчатой диафрагмой - жестким телом (ЖТ) трех измерений (рис. 5.1.). Примерами подобных конструкций являются крепления корпусных деталей типа массивных картеров, коробок (схематизируемых в виде ЖТ) к основанию при различной высоте приливов - бобышек под болты (когда условные места крепления ОС к ЖТ не могут быть приняты лежащими в одной плоскости)

5.1.6. В общем случае, когда при переходе от реальной конструкции к расчетной схеме пренебрежение податливостью нагружаемой несущей части ведет к существенной погрешности, не может быть использовано приведение внешних силовых факторов к главному вектору и главному моменту во избежание - в соответствии с принципом Сен-Венана - сильного искажения действительной картины распределения внешней нагрузки по ОС. При этом конструкция схематизируется как податливое тело (Т) или податливая диафрагма (Д) - промежуточные податливые участки (ПУ) - одиночные соединения (ОС).

5.1.7. На основании пп.5.1.3...5.1.6 приходим к восьми основным расчетным схемам:

ЖТ (ЖД) - ОС,
ЖТ (ЖД) - ПУ - ОС;
Т (Д) - ОС;
Т (Д) - ПУ - ОС.

Непосредственно эти схемы могут быть использованы лишь для расчета соединений первого класса.

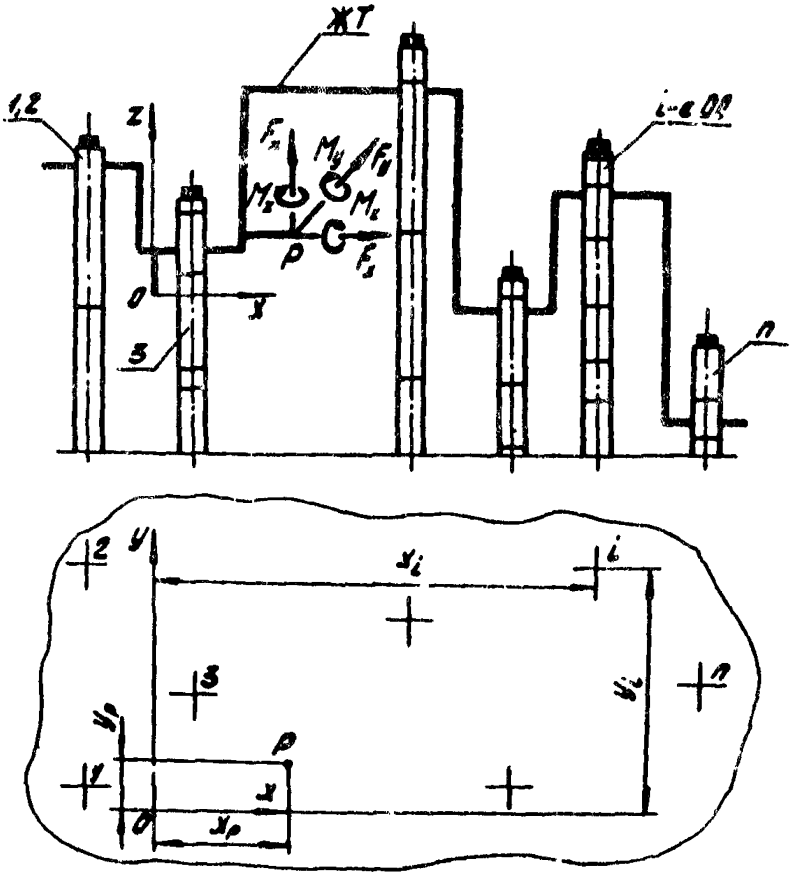

Рис 5. Расчетная схема группового резьбового соединения со ступенчатой диафрагмой:

F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z - составляющие главного вектора и главного момента внешних нагрузок, приведенных к точке $P(x_p; y_p)$ ступенчатой диафрагмы: n - число болтов; x_i и y_i - координаты оси i -го условного соединения.

5.I.8. Для расчета соединений второго класса (составные конструкции ; см.п. 5.I.I) следует составить общую схему с включением в неё соединений обоих классов. Так, например, для фланцевых болтов, соединяющих крышку и корпус редуктора с одним разъёмом, схема имеет следующую структуру (фундаментальная плита жесткая).

$$T_I - ПУ^{(I2)} - ОС^{(I)} - ПУ^{(2I)} - T_2 - ПУ^{(22)} - ОС^{(2)},$$

где T_I и T_2 - условные обозначения соответственно крышки и корпуса редуктора ; $ОС^{(I)}$ и $ОС^{(2)}$ - условные одиночные соединения фланцевых болтов и болтов крепления редуктора к фундаментной плите; $ПУ^{(I2)}$, $ПУ^{(2I)}$ и $ПУ^{(22)}$ - промежуточные податливые участки фланцев крышки, корпуса и основания редуктора (первый индекс указывает на номер несущей части Т, с которой связан ПУ, а второй - на соответствующий ряд ОС, верхний (I) или нижний (2) по отношению к Т). В этой схеме внешними силовыми факторами являются нагрузки, передаваемые через подшипники на крышку и корпус редуктора.

5.I.9. В приближенных расчетах крышка и корпус редуктора могут рассматриваться как жесткие тела ($ЖТ_I$ и $ЖТ_2$). Тогда для расчета болтов крепления редуктора к плите допустимо использовать схему в виде $ЖТ - ПУ^{(22)} - ОС^{(2)}$ (под ЖТ подразумевается редуктор в целом), в которой редуктор нагружается силами и моментами, действующими непосредственно на внешние участки входного и выходного валов. Для расчета же фланцевых болтов в этом случае можно исходить из схемы $ЖТ_I - ПУ^{(I2)} - ОС^{(I)} - ПУ^{(2I)}$, принимая корпус за жесткое основание [x)] и полагая крышку ($ЖТ_I$) по-прежнему нагруженной силами, передаваемыми от цапф валов через подшипники.

5.2. Определение податливостей соединяемых элементов и болтов

Из-за отсутствия обобщенных экспериментальных данных по податливости элементов поперечно нагруженных резьбовых соединений в предварительном прогнозе распределения нагрузки по болтам целесообразно использовать следующие рекомендации.

5.2.I. Податливость соединяемых элементов.

Для определения осевой податливости соединяемых элементов можно использовать скорректированный закон Гука [9]

x) Тем самым соединение переводится из второго класса в первый

$$\alpha_{1\,3} = \frac{k_0 s}{E_{1,3}\, t\, h_{1\,3}}, \qquad (5.1)$$

где k_0 - коэффициент, учитывающий влияние отверстия на осевую податливость листа (накладки); s и t - шаги продольного и поперечного рядов; $E_{1\,3}$ и $h_{1\,3}$ - модули продольной упругости материалов и толщины листа и накладок.

Коэффициент k_0 следует определять по кривым, приведенным на рис. 5.2 [9], в зависимости от значения относительных параметров соединения $\beta = d_0/t$ и $\beta_1 = d_0/2s$ (d_0 - диаметр отверстия под болт).

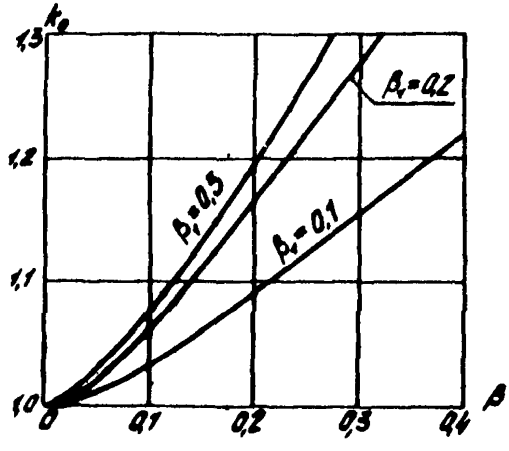

Рис 5.2. Значения коэффициента k_0

5.2.2. Податливость болтов.

Для определения суммарной податливости болтов

$$\alpha_{1(3)\delta} = \alpha_{1(3)\delta} + \alpha_{1(3)\kappa} + \alpha_{\delta\kappa}, \qquad (5.2)$$

учитывающей как деформацию изгиба и сдвига ($\alpha_{1(3)\delta}$), так и сближение болтов и соединяемых элементов за счет контактной податливости цилиндрического стыка болтов и отверстий ($\alpha_{1\,3\,\kappa}$), используем решение задачи о балке круглого сечения на упругом основании.

На рисунках 5.3 и 5.4 приведены кривые [10] суммарных перемещений δ_δ болта [x)] для односрезной и двухсрезной конструкций. Кривые рассчитаны для усредненного значения коэффициента жесткости основания $C = 0{,}9\, E_{\delta T}$ (см ниже).

x) В относительных координатах $\delta_\delta \frac{E_{\delta T} d}{N} = f(h_1/d, h_2/d)$ где $E_{\delta T}$ - модуль продольной упругости материала болта, N - нагрузка на него.

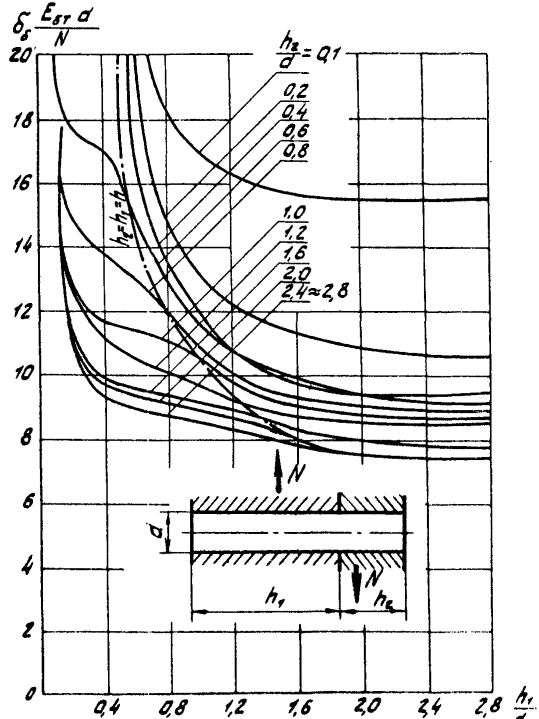

Рис. 5.3. Кривые суммарных перемещений односрезной конструкции

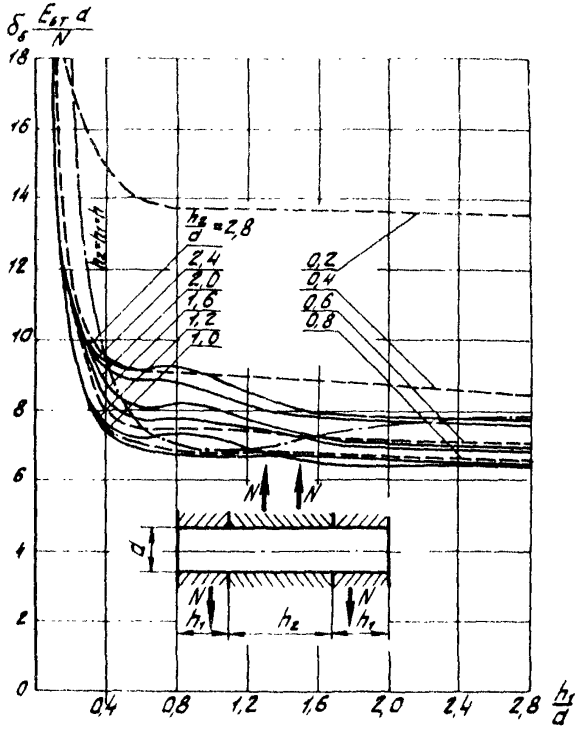

Рис. 5.4. Кривые суммарных перемещений двухсрезной конструкции

Суммарная поперечная податливость болта составляет

$$\bar{\lambda}_б = \delta_б / N \qquad (5.3)$$

В основные формулы (3.17)-(3.19) контактные податливости $\lambda_{i\,з,к}$ входят как косвенно (в $\bar{\lambda}_{i(з)б}$), так и непосредственно. Для их определения используется гипотеза Винклера, на базе которой построены кривые, приведенные на рисунках 5.3 и 5.4. Имеем

$$q_{i\,з,к} = c_{i\,з}\,\delta_{i\,з,к}, \qquad (5.4)$$

где $q_{i\,з,к}$ – погонная нагрузка на болт на длине контакта (толщине листа) с отверстием; $c_{i\,з}$ – коэффициент жесткости основания; $\delta_{i\,з,к}$ – контактное перемещение (сближение контактирующих деталей).

Так как

$$N_{i\,з} = q_{i\,з,к}\,h_{i\,з} = c_{i\,з}\,h_{i\,з}\,\delta_{i\,з,к},$$

то искомая податливость (сближение от единичной сосредоточенной нагрузки) составит

$$\lambda_{i\,з,к} = \delta_{i\,з,к} / N_{i\,з} = \frac{1}{c_{i\,з}\,h_{i\,з}} \qquad (5.5)$$

Пример. Определить поперечную (от изгиба до сдвига) и контактную податливости болта односрезного соединения при следующих данных: $d = 10$ мм; $E_{бт} = 19{,}6 \cdot 10^4$ МПа; $h_1 = 20$ мм; $h_2 = 15$ мм; $c_{1(2)} = 0{,}9\,E_{бт}$.

Для $h_1/d = 20/10 = 2$ и $h_2/d = 15/10 = 1{,}5$ находим по рис. 5.3 $\delta \frac{E_{бт} d}{N} \simeq 8$, т.е.

$$\bar{\lambda}_{1б} = \lambda_{1б} + \lambda_{1к} + \lambda_{2к} = \frac{\delta_б}{N_{1(2)}} = \frac{8}{E_{бт} d} = \frac{8}{19{,}6 \cdot 10^4 \cdot 10} = 4{,}08 \cdot 10^{-6}\ \text{мм/Н}.$$

Согласно (5.5) имеем:

$$\lambda_{1к} = \frac{1}{0{,}9\,E_{бт} h_1} = \frac{1}{0{,}9 \cdot 19{,}6 \cdot 10^4 \cdot 20} = 0{,}28 \cdot 10^{-6}\ \text{мм/Н};$$

$$\lambda_{2к} = \frac{1}{0{,}9\,E_{бт} h_2} = \frac{1}{0{,}9 \cdot 19{,}6 \cdot 10^4 \cdot 15} = 0{,}38 \cdot 10^{-6}\ \text{мм/Н}.$$

Таким образом,

$$\lambda_{1б} = \bar{\lambda}_{1б} - (\lambda_{1к} + \lambda_{2к}) = [4{,}08 - (0{,}28 + 0{,}38)] \cdot 10^{-6} =$$

$$= 3{,}42 \cdot 10^{-6}\ \text{мм/Н}.$$

5.2.3. О влиянии на податливость болта его головки и гайки.

Исследование односрезных соединений показывает, что условия защемления краев стержня болта головкой и гайкой практически не влияют на его поперечную податливость при $d_0 / h_{1(2)} < 0{,}75$. При $d_0 / h_{1(2)} > 0{,}75$ даже предположение об абсолютно жестком защемлении болта (от поворота) у краев приводит к уменьшению податливости не более чем на 30-40% по сравнению со свободными краями. Учитывая изгибную податливость тел гайки и головки болта (как толстых плит), а также реальные условия связи их со стержнем болта, это влияние можно оценить, по-видимому, не выше 15-20%.

В двухсрезных соединениях вследствие относительно большой суммарной толщины соединяемых деталей влияние краевых условий ещё ниже.

Таким образом, в упрощенных расчетах распределения поперечной нагрузки по болтам влиянием головок болтов и гаек допустимо пренебречь.

5.3. Динамическое нагружение резьбовых соединений

5.3.1. Общие положения.

Рассматриваются соединения с одинаковыми болтами (шпильками, винтами), имеющими две плоскости симметрии (рис.5.5). Предполагается, что поворот конструкции при нагружении её изгибающими моментами происходит относительно главных центральных осей стыка, а при действии крутящего момента - относительно оси, проходящей через центр тяжести, перпендикулярно плоскости стыка (точка O).

В общем случае на соединение действуют шесть силовых факторов ($F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z$), приведённых к центру тяжести стыка. Расчетные модели при нагрузках, перпендикулярных стыку (F_z, M_x, M_y) и в плоскости стыка (F_x, F_y, M_z) различны. Поэтому анализ распределения усилий в соединении проводится раздельно. В обоих случаях выделено два вида нагружения: ударное и циклическое.

В расчетах не учитывается рассеяние энергии на внутреннее трение вследствие его незначительного влияния на колебательный процесс [7,II-15]. Рассеяние энергии на конструкционное трение подчиняется тому же закону, что и на внутреннее трение, т.е.

$$\Psi = k_3 a_k^{c+1}, \qquad (5.6)$$

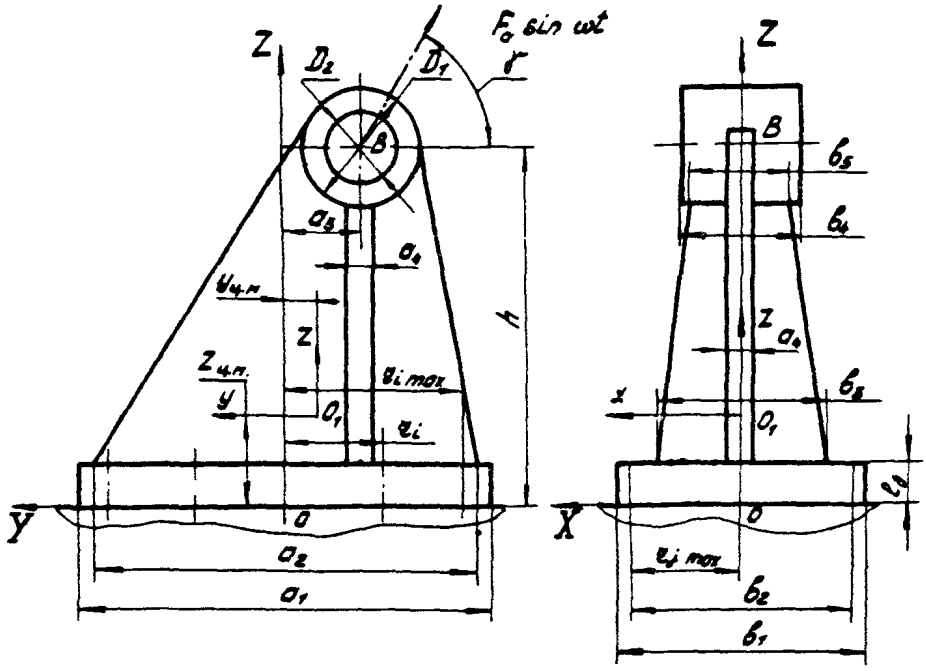

Рис. 5.5. Конструктивная схема соединений

где Ψ - диссипация энергии на внешнее трение за один цикл нагружения; $a_к$ - амплитуда колебаний; $k_э$, c - эмпирические коэффициенты, зависящие от материала, геометрии соединения, топографии сопрягаемых поверхностей, усилия затяжки и т.д.

Функция (5.6) заменяется эквивалентной линейной зависимостью (вязкое сопротивление).

Расчет соединений при динамическом нагружении производится по методу последовательных приближений. В качестве нулевого приближения принимаются параметры, определяемые из расчета на статическую прочность.

5.3.2. Расчет соединений при действии растягивающей и изгибающей нагрузок.

Схематизация конструкции по рис.5.5 производится в виде жесткой диафрагмы, шарнирно соединенной с комплектом пружин, эквивалентных по податливостям условно выделенным одиночным соединениям [16]. Нагрузка и масса соединения приведены к центру тяжести стыка, т.е приходим к колебательной системе с тремя степенями свободы (рис.5.6).

5.3.2.1. Ударная нагрузка.

5.3.2.1.1. Определение усилия в наиболее нагруженном болте. Максимальное усилие в наиболее нагруженном болте

$$F_{max} = (z_0 + \varphi_{0X} z_{i\,max} + \varphi_{0Y} z_{j\,max})/\Lambda_\delta , \tag{5.7}$$

где z_0, φ_{0X}, φ_{0Y} - максимальные (линейные и угловые) отклонения системы от положения равновесия в первом полупериоде свободных затухающих колебаний; $z_{i\,max}$, $z_{j\,max}$ - расстояния от осей X и Y до оси наиболее удаленного болта:

$$z_0 = \frac{v_z (1+K_z) m_y}{(m_y + m)\sqrt{\dfrac{n}{m\Lambda_z} - \dfrac{k_\Delta^2 \Lambda_z}{4\pi^2 n m}}} ; \tag{5.8}$$

$$\varphi_{0X} = \frac{\omega_X (1+K_{\varphi X}) I_{yX}}{(I_X + I_{yX})\sqrt{\dfrac{\sum_{i=1}^{n} z_i^2}{I_X \Lambda_z} - \dfrac{k_{yX}^2 \Lambda_z}{4\pi^2 I_X \sum_{i=1}^{n} z_i^2}}} ; \tag{5.9}$$

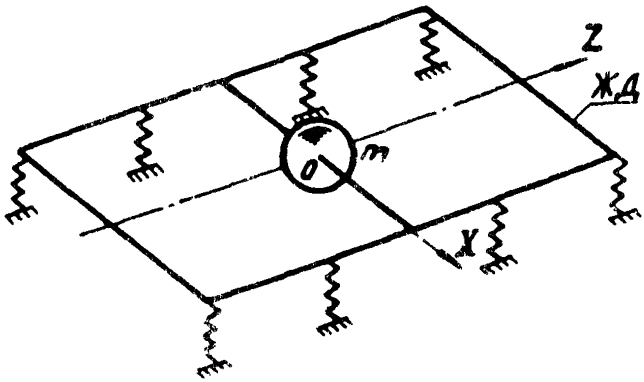

Рис 5.6. Расчетная схема

$$\varphi_{oY} = \frac{\omega_Y (1 + K_{\varphi Y}) I_{yY}}{(I_Y + I_{yY}) \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{n} z_i^2}{I_Y A_z} - \frac{k_{yX}^2 A_z}{4 l^2 I_Y \sum_{i=1}^{n} z_i^2}}}, \qquad (5.10)$$

где v_z, ω_X, ω_Y - суммарные начальные (линейная и угловые) скорости ударника и соединения; K_z, $K_{\varphi X}$, $K_{\varphi Y}$ - коэффициенты восстановления линейной и угловых скоростей; m_y, I_{yX}, I_{yY} масса и моменты инерции ударника; m, I_X, I_Y то же соединения; A_z - осевая податливость условного одиночного соединения; k_z, k_{yX}, k_{yY} - эмпирические коэффициенты, связанные с диссипацией энергии при линейном и угловых колебаниях [13-15, 17].

Коэффициенты K_z, $K_{\varphi X}$, $K_{\varphi Y}$ для чугунных и стальных деталей при начальной линейной скорости удара, не превышающей 10 м/с, упрощенно можно принимать в интервале 0,5 - 0,62 [17] (большие значения соответствуют меньшим скоростям). В менее ответственных случаях их можно принимать (до накопления соответствующих эмпирических данных) равными единице как для пластического удара

Для определения коэффициентов k_{Δ}, k_{yx}, k_{yy} следует использовать зависимости

$$k_{\Delta} = \frac{\psi_{\sigma c}}{2}\left(m_c \frac{k_{\kappa c}}{l_{\partial}^2 A_c} + n \frac{k_{\kappa \delta}}{l_{\delta}^2 A_{\delta}}\right) + \psi_{\sigma p} n \frac{k_{\kappa p}}{l_{\delta}^2 A_p}, \qquad (5.11)$$

$$k_{yx} = \frac{\psi_{\sigma c}}{2}\left[m_c \frac{k_{\kappa c}\left(a_i/2\right)^4}{l_{\partial}^2 J_x} + \sum_{i=1}^{n} z_i^2 \frac{k_{\kappa \delta}}{l_{\delta}^2 A_{\delta}}\right] + \psi_{\sigma p} \sum_{i=1}^{n} z_i^2 \frac{k_{\kappa p}}{l_{\delta}^2 A_p}, \qquad (5.12)$$

$$k_{yy} = \frac{\psi_{\sigma c}}{2}\left[m_c \frac{k_{\kappa c}\left(b_i/2\right)^4}{l_{\partial}^2 J_y} + \sum_{j=1}^{n} z_j^2 \frac{k_{\kappa \delta}}{l_{\delta}^2 A_{\delta}}\right] + \psi_{\sigma p} \sum_{j=1}^{n} z_j^2 \frac{k_{\kappa p}}{l_{\delta}^2 A_p}, \qquad (5.13)$$

в которых $\psi_{\sigma c}$, $\psi_{\sigma p}$ – относительные коэффициенты рассеяния энергии на стыках и в резьбе при нормальных колебаниях; $k_{\kappa c}$, $k_{\kappa \delta}$, $k_{\kappa p}$ – коэффициенты нормальной контактной податливости на стыках между стягиваемыми деталями, между гайкой (головкой болта) и деталью и на длине свинчивания; A_c, A_{δ}, A_p – площади вышеуказанных стыков; J_x, J_y – моменты инерции площади стыка скрепляемых элементов относительно осей X и Y; a_i, b_i – размеры стыка (рис 5.5).

При установке в соединении болтов вместо винтов коэффициент $k_{\kappa \delta}$ необходимо увеличить в два раза; при использовании шпилек удваивается коэффициент $k_{\kappa p}$.

Коэффициент нормальной контактной податливости определяется как (см. п. 2.3.2.4)

$$k_{\kappa} = dW_{\kappa}/d\sigma_{\kappa}. \qquad (5.14)$$

Относительный коэффициент рассеяния энергии $\psi_{\sigma c}$ для шлифованных или шабренных стальных и чугунных поверхностей без смазки принимается равным 0,15 [7], а $\psi_{\sigma p}$ – в интервале 0,7 – 1,0 [14].

5.3.2.1.2. Проверочные расчеты.

Проверка прочности болтов

При однократном нагружении запас по пределу текучести

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau \partial}}{\sigma_m + \sigma_a}, \qquad (5.15)$$

где $\sigma_{т\partial}$ - динамический предел текучести материала болта; σ_m - среднее напряжение цикла; σ_a - рабочая амплитуда напряжений

$$\sigma_m = \frac{\left(F_0 + F_{max}/2\right)}{\pi d_1^2}; \qquad (5.16)$$

$$\sigma_a = \frac{2F_{max}}{\pi d_1^2}. \qquad (5.17)$$

В отдельных случаях конструкции подвергаются повторному ударному нагружению. При числе циклов, не превышающем $5 \cdot 10^4 \ldots 10^5$, наряду с проверкой по динамическому пределу текучести следует обеспечить запас по малоцикловой выносливости

$$n_{\sigma N} = \sigma_{a\partial,N}/\sigma_a \geq [n_{\sigma N}], \qquad (5.18)$$

где $\sigma_{a\partial,N}$ - предельная амплитуда по результатам испытаний на малоцикловую выносливость.

Допускаемый запас $[n_{\sigma N}]$ принимается в интервале 1,5 - 2,0.

При числе циклов свыше 10^5 проверяется запас по динамическому пределу текучести и по предельной амплитуде для многоциклового нагружения

$$n_\sigma = \sigma_{a\partial}/\sigma_a \geq [n_\sigma], \qquad (5.19)$$

где $\sigma_{a\partial}$ - предельная амплитуда.

При отсутствии данных по $\sigma_{т\partial}$, $\sigma_{a\partial,N}$, $\sigma_{a\partial}$ допустимо использовать значения этих параметров при статическом и циклическом нагружении. $\sigma_{т\partial} \approx \sigma_{0N}/2$, $\sigma_{a\partial} \approx \sigma_0/2$. Здесь σ_{0N} и σ_0 - пределы усталости для отнулевого (пульсирующего) цикла.

Если условия прочности не соблюдаются, следует, например, принять другой диаметр болта и весь расчет повторить.

Проверка плотности стыка

Коэффициент запаса по нераскрытию стыка

$$k_з = \frac{F_0' \eta_з}{z_c + \varphi_{0X} z_{c\,max} + \varphi_{0Y} z_{y\,max}} \geq [k_з]. \qquad (5.20)$$

Допускаемый коэффициент запаса $[k_з]$ принимается в интервале 2,0 4,0.

При невыполнении условия (5.20) необходимо увеличить усилие затяжки до соответствующего значения с последующей проверкой прочности болтов

5.3.2.2. Нагружение, вызывающее циклическое изменение напряжений.

5.3.2.2.1. Определение усилия в наиболее нагруженном болте. Внешняя нагрузка предполагается гармонической ($F_{oz}\sin\omega t_в$, $M_{ox}\sin\omega t_в$, $M_{oy}\sin\omega t_в$). Здесь: F_{oz}, M_{ox}, M_{oy} - амплитудные значения силы и моментов; ω - частота возбуждения; $t_в$ - время

Усилие в наиболее нагруженном болте определяется по формуле (5.7), в которую вместо параметров Z_o, φ_{ox}, φ_{oy} должны быть введены соответственно амплитуды установившихся колебаний: Z_{on}, φ_{oxn}, φ_{oyn}:

$$Z_{on} = \frac{F_{oz} J_z}{n\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2 m J_z}{n}\right)^2 + \frac{k_z^2 J_z^2}{\Pi^2 n^2}}}; \qquad (5.21)$$

$$\varphi_{oxn} = \frac{M_{ox} J_z}{\sum_{i=1}^{n} z_i^2 \sqrt{\left(1-\frac{\omega^2 I_x J_z}{\sum_{i=1}^{n} z_i^2}\right)^2 + \frac{k_{yx}^2 J_z^2}{\Pi^2\left(\sum_{i=1}^{n} z_i^2\right)^2}}}; \qquad (5.22)$$

$$\varphi_{oyn} = \frac{M_{oy} J_z}{\sum_{j=1}^{n} z_j^2 \sqrt{\left(1-\frac{\omega^2 I_y J_z}{\sum_{j=1}^{n} z_j^2}\right)^2 + \frac{k_{xy}^2 J_z^2}{\Pi^2\left(\sum_{j=1}^{n} z_j^2\right)^2}}}. \qquad (5.23)$$

5.3.2.2.2. Проверочные расчеты. Запасы прочности и плотности стыка проверяются аналогично изложенному в п.5.3.2.1.2 с заменой механических характеристик при ударе соответствующими характеристиками при циклическом нагружении.

5.3.3. Расчет соединений, нагруженных в плоскости стыка.

Характерными конструкциями, испытывающими динамические нагрузки в плоскости стыка, являются соединения внахлестку, встык и т.п. (рис. 5.7 - 5.8).

5.3.3.1. Соединения болтами, поставленными в отверстия с зазором.

Основное условие работоспособности рассматриваемых конструкций - отсутствие относительного смещения стягиваемых деталей. Ниже

принимается, что затяжка болтов обеспечивает "спаянный" стык деталей. Сами болты рабочую нагрузку не передают.

При рассмотрении колебательной системы соединяемые детали предполагаются податливыми в своей плоскости[x]. Таким образом, приходим в общем случае к расчетной модели в виде массы, связанной с тремя пружинами (рис. 5.9), предназначенными для восприятия сдвигающих сил F_x', F_y' и крутящего момента M_z. Пружины, передающие крутящий момент, условно показаны одним упругим элементом. Предполагается, что каждая из пружин реагирует только на свою нагрузку.

5.3.3.1.1. Ударная нагрузка.

Необходимое условие затяжки

$$F_{o\partial}' = \frac{\tau_{max}\, a \cdot b \cdot k_{з\partial}}{n f_c m_c}, \qquad (5.24)$$

где $k_{з\partial}$ - коэффициент запаса сцепления (при динамическом нагружении принимается в интервале 2,5 - 4,0); a, b - размеры стыка ($a>b$); τ_{max} - условное максимальное напряжение в слое пайки:

$$\tau_{max} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2 + 2\tau_F \tau_M \cos\beta}, \qquad (5.25)$$

где τ_F - вектор суммарного напряжения от сил F_x' и F_y'; τ_M - вектор максимального напряжения от крутящего момента M_z; β - угол между векторами τ_F и τ_M:

$$\tau_F = \frac{1}{ab}\sqrt{\frac{a_x^2}{\lambda_{\partial x}^2} + \frac{a_y^2}{\lambda_{\partial y}^2}}; \qquad (5.26)$$

$$\tau_M = \frac{a_\varphi}{\mathcal{L}_M \lambda_{\partial z} a b^2}, \qquad (5.27)$$

где a_x, a_y, a_φ - максимальные линейные и угловое отклонение системы от положения равновесия; $\lambda_{\partial x}$, $\lambda_{\partial y}$, $\lambda_{\partial z}$ - осевые и угловая податливости скрепляемых участков конструкции; $\mathcal{L}_M$ - коэффициент, зависящий от величины отношения a/b.

---

x) В отличие от статического нагружения, при котором соединяемые детали принимаются абсолютно жесткими (см. п 3.1.4); в отдельных случаях, когда податливость одной из соединяемых деталей значительно меньше податливости другой, она может и при динамическом нагружении рассматриваться как абсолютно жесткая.

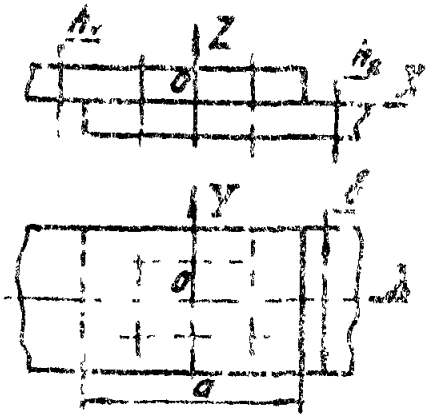

Рис. 5.7 Соединение внахлестку

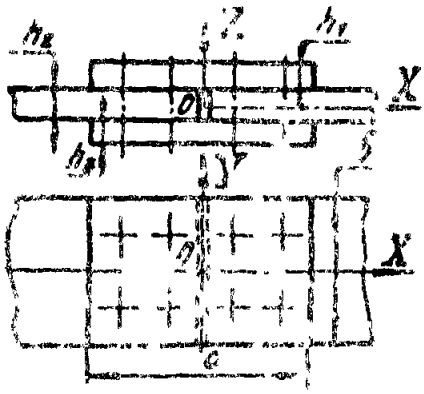

Рис 5.8. Соединение встык с двумя накладками

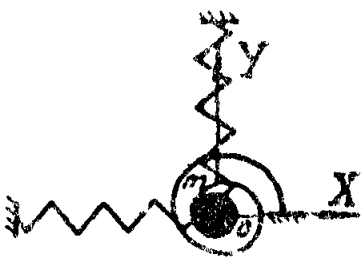

Рис. 5.9. Расчетная схема соединения для болтов, поставленных с зазором

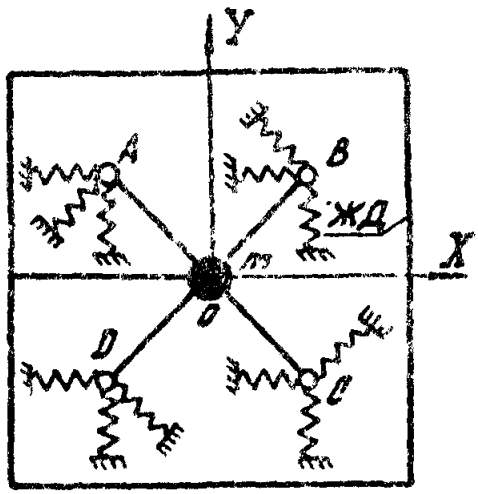

Рис. 5.10. Расчетная схема соединения для болтов, поставленных без зазора

Максимальные линейные и угловое отклонения системы вычисляются по формулам

$$a_x = \frac{v_x (1 + K_x) m_y}{(m + m_y)\sqrt{\frac{1}{\lambda_{\partial x}} m \left(1 - \frac{\psi_x^2}{16\pi^2}\right)}}; \qquad (5.28)$$

$$a_y = \frac{v_y (1 + K_y) m_y}{(m + m_y)\sqrt{\frac{1}{\lambda_{\partial y}} m \left(1 - \frac{\psi_y^2}{16\pi^2}\right)}}; \qquad (5.29)$$

$$a_\varphi = \frac{\omega_z (1 + K_{\nu z}) I_{yz}}{(I_z + I_{yz})\sqrt{\frac{1}{\lambda_{\partial z}} I_z \left(1 - \frac{\psi_z^2}{16\pi^2}\right)}}. \qquad (5.30)$$

а податливости соответственно

$$\lambda_{\partial x} = \frac{k_{ox}\, a}{E_{\partial r} A_x}, \qquad (5.31)$$

$$\lambda_{\partial y} = \frac{k_{oy}\, b}{E_{\partial r} A_y}, \qquad (5.32)$$

$$\lambda_{\partial z} = \frac{k_{oz}\, h}{G_{\partial r} J_\rho}. \qquad (5.33)$$

Принятые обозначения: ψ_r – относительный коэффициент рассеяния энергии при касательных колебаниях; k_{ox}, k_{oy}, k_{oz} [x)] – коэффициенты, учитывающие влияние отверстий на осевые (п.5.2.1) и крутильную податливости деформируемого участка соединения; A_x, A_y, J_ρ – площади поперечных сечений и полярный момент инерции рассматриваемого участка; h – толщина участка (по рис 5.7 $h = h_1 + h_2$; по рис. 5.8 $h = h_1 + h_3$).

Коэффициент ψ_r в стыках без смазки выбирается в интервале 0,08 – 0,10 [7].

Коэффициенты восстановления линейных и угловых скоростей K_x, K_y, $K_{\nu z}$ принимаются упрощенно по п 5.3.2.1.1.

---

x) Коэффициент k_{oz} определяется упрощенно методами сопротивления материалов.

Подбор болтов для обеспечения необходимого у и я затяжки (5.24) производится по формуле (3.6).

5.3.3 2. Циклическое нагружение.

Внешняя нагрузка принимается гармонической. После её приведения к центру тяжести с ыка на соединение в общем случае будут действовать две силы $F_{ox}\sin\omega t_g$, $F_{oy}\sin\omega t_g$ и момент $M_{oz}\sin\omega t_g$. Усилие затяжки определяется по формуле (5.24); условные расчетные напряжения – по формулам (5.25)-(5.27), а податливости – по формулам (5.31) (5.33).

Амплитуды установившихся колебаний

$$Q_{x_n} = \frac{F_{ox}\lambda_{\partial x}}{\sqrt{\left(1-\omega^2\lambda_{\partial x}m\right)^2+\frac{\psi_x^2}{4\pi^2}}}; \qquad (5.34)$$

$$Q_{y_n} = \frac{F_{oy}\lambda_{\partial y}}{\sqrt{\left(1-\omega^2\lambda_{\partial y}m\right)^2+\frac{\psi_y^2}{4\pi^2}}} \qquad (5.35)$$

$$\alpha_{\varphi_n} = \frac{M_{oz}\lambda_{\partial z}}{\sqrt{\left(1-\omega^2\lambda_{\partial z}\frac{I}{z}\right)^2+\frac{\psi_z^2}{4\pi^2}}}. \qquad (5.36)$$

Болты рассчитываются по формуле (3.6).

5.3.3.2. Соединение болтами, поставленными в отверстия без зазора.

Расчетная модель (рис. 5.10) представляется жесткой диафрагмой, соединенной с одинаковыми пружинами, эквивалентными по поперечной податливости (от сдвига, изгиба и смятия) болтам. Предполагается, как и в п. 5.3.3.1, что группы пружин, объединенных одним функциональным назначением, работают только от своей нагрузки.

Внешняя нагрузка и масса конструкции приводятся к центру тяжести поперечных сечений болтов как центру поворота.

5.3.3.2.1. Ударная нагрузка.

При одинаковых болтах нагрузка на наиболее нагруженный болт

$$F_{imax} = \sqrt{a_F'^2 + a_{M_z}'^2 + 2a_F'a_{M_z}'\cos\beta'}\,/\,\alpha_{\delta_i}, \qquad (5.37)$$

где $a'_F = \sqrt{a'^2_X + a'^2_Y}$, (5.38)

$a'_{M_z} = a'_\varphi \, r_{max}$, (5.39)

$\bar{\beta}'$ – угол между суммарным вектором от сдвигающих сил и вектором силы от момента для наиболее удаленного от оси поворота болта;

$\mathcal{L}_{\delta_i}$ – поперечная податливость болта (подробнее см. п. 3.5.2).

Максимальные линейные и угловое отклонения от положения равновесия составляют

$$a'_X = \frac{v_X (1 + K'_X) m_y}{(m + m_y)\sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\mathcal{L}_{\delta_i}}\left(1 - \frac{\psi_\Sigma^2}{16\pi^2}\right)}}; \quad (5.40)$$

$$a'_Y = \frac{v_Y (1 + K'_Y) m_y}{(m + m_y)\sqrt{\frac{1}{m}\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\mathcal{L}_{\delta_i}}\left(1 - \frac{\psi_\Sigma^2}{16\pi^2}\right)}}; \quad (5.41)$$

$$a'_\varphi = \frac{\omega_z (1 + K'_{\varphi Z}) I_{yz}}{(I_z + I_{yz})\sqrt{\frac{1}{I_z}\sum_{i=1}^{n}\frac{r_i^2}{\mathcal{L}_{\delta_i}}\left(1 - \frac{\psi_\Sigma^2}{16\pi^2}\right)}}. \quad (5.42)$$

Коэффициенты восстановления скоростей K'_X, K'_Y, $K'_{\varphi Z}$ принимаются упрощенно по п. 5.3.2.1.1.

Болты рассчитываются на срез по формуле (3.15).

5.3.3.2.2. Циклическое нагружение.

Внешняя нагрузка, как и в п. 5.3.3.1.2, принимается гармонической.

Нагрузка на наиболее нагруженный болт, определяется по формуле (5.37) с заменой параметров a'_X, a'_Y, a'_φ соответственно на амплитуды установившихся колебаний a'_{X_n}, a'_{Y_n}, a'_{φ_n}, определяемые по формулам

$$a'_{X_n} = \frac{F'_{aX}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\mathcal{L}_{\delta_i}}\sqrt{\left(1 - \omega^2 m / \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{\mathcal{L}_{\delta_i}}\right)^2 + \frac{\psi_\Sigma^2}{4\pi^2}}}; \quad (5.43)$$

$$a'_{Y_n} = \frac{F'_{aY}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_{\delta i}} \sqrt{\left(1 - \omega^2 m \Big/ \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_{\delta i}}\right)^2 + \frac{\psi_c^2}{4\pi^2}}}, \qquad (5.44)$$

$$a'_{\varphi n} = \frac{M'_{az}}{\sum_{i=1}^{n} \frac{z_i^2}{\lambda_{\delta i}} \sqrt{\left(1 - \omega^2 I_z \Big/ \sum_{i=1}^{n} \frac{z_i^2}{\lambda_{\delta i}}\right)^2 + \frac{\psi_c^2}{4\pi^2}}}, \qquad (5.45)$$

где F'_{aX}, F'_{aY}, M'_{az} – амплитудные значения сил и момента.

Болты рассчитываются на прочность аналогично указанному в п.5.3.3.2.I.

5.3.4. Общий случай нагружения.

На первом этапе определяется нагрузка на наиболее нагруженный болт (п.5.3.2.I.I), производится его расчет (п.5.3.2.I.2) и проверка плотности стыка (п.5.3.2.I.3) от растягивающей и изгибающей нагрузок, перпендикулярных плоскости стыка.

На втором этапе вычисляется усилие предварительной затяжки $F_{0д}$ (по п.5.3.3.I.I), необходимое для обеспечения нормальной работы соединения при действии только сдвигающей нагрузки. Если усилие затяжки, определённое на I-м этапе, окажется недостаточным, его увеличивают до необходимого значения с последующей корректировкой всего расчета от действия растягивающей и изгибающей нагрузок.

5.4. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

5.4.I. П р и м е р . Определить размеры и запасы прочности болтов, стягивающих круглые фланцы (рис.6.I). На соединение действует переменная нагрузка, изменяющаяся от нуля до максимального значения ($F_{в max} = 7{,}3 \cdot 10^4$ Н, $M_{y max} = 10^6$ Н·мм). Число болтов 8. Материал болтов и гаек - сталь 38ХА (без покрытия); материал фланцев - сталь 45. Модули продольной упругости $E_{бт} = E_{фт} = 2 \cdot 10^5$ МПа; предел текучести стали 38ХА $\sigma_т = 800$ МПа; предел прочности $\sigma_в = 900$ МПа.

Резьба нарезана (с последующей термообработкой) и при затяжке смазывается маслом МК. Соединение работает при нормальной температуре. Шероховатость поверхностей фланцев $Rz\,40$.

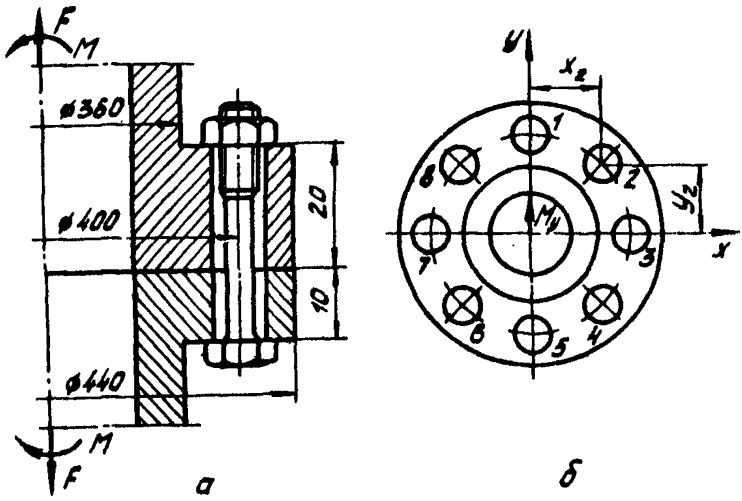

Рис.6.I. К расчету круглофланцевого контактирующего соединения

Координаты осей болтов: $x_1 = x_5 = 0$; $x_2 = x_4 = -x_6 = -x_8 = 141$мм; $x_3 = -x_7 = 200$ мм; $y_1 = -y_5 = 200$ мм; $y_2 = -y_4 = -y_6 = -y_8 = 141$мм; $y_3 = y_7 = 0$.

При переменной внешней нагрузке, прикладываемой с небольшой скоростью, усилия в болтах допустимо определять по формулам статического расчета (пп.2.3, 2.4), а изменение нагрузки учитывать при определении допускаемых напряжений и запасов прочности. При значительных скоростях нагружения (с интенсивностью возрастания напряжений свыше 500 МПа·с$^{-1}$; см.раздел I) расчет следует производить в соответствии с рекомендациями п.5.3 (см.также пример 6.3).

5.4.I.I. Диаметр наиболее нагруженного болта определяется по формуле (2.6), в которой допускаемое напряжение в соответствии с табл.2.I

$$[\sigma_p] = 0{,}15 \cdot 800 = 120 \text{ МПа}.$$

Наиболее нагружен 3-й болт, поэтому

$$d_{1\,расч} = \sqrt{\frac{4\left(\frac{73}{8}\cdot\frac{10^4}{4}+10^6\cdot\frac{200}{141^2+2\cdot 200^2}\right)}{3{,}14\cdot 120}} = 10{,}491\ мм$$

По ГОСТ 8724-81 принимаем резьбу М12 х 1,25 с внутренним диаметром d_1 = 10,647 мм, средним диаметром d_2 = 11,188 мм и шагом P = 1,25 мм. Диаметр стержня болта d_c = 11 мм; высота головки болта $k_{г.б}$ = 7 мм; высота гайки H = 10 мм. Класс прочности болта 8,8, гайки - 10.

5.4.1.2. По формуле

$$F'_{расч} = \sigma'_б A_1$$

находим расчетное разрушающее усилие для болта в резьбовой части, приняв по табл. 2.7 отношение $\sigma'_б/\sigma_б$ = 1,25:

$$F'_{расч} = 1{,}25\cdot 900\ \frac{3{,}14}{4}\cdot 10{,}641^2 = 100\,110\ Н$$

Для определения усилий, вызывающих срез витков болта $Q_б$ и гайки $Q_г$ - см формулы (2.55)-(2.56) - принимаем коэффициенты $k_б = k_г = 0{,}87$; $k_т = 0{,}55$ (табл 2.9), а пределы прочности материалов болта и гайки на срез (см.с.23-24) $\tau_{бс} = \tau_{б.г} = 0{,}6\,\sigma_в$

$$Q_б = 3{,}14\cdot 10{,}641\cdot 0{,}87\cdot 10\cdot 0{,}55\cdot 0{,}6\cdot 900 = 86\,384\ Н;$$

$$Q_г = 3{,}14\cdot 12\cdot 0{,}87\cdot 10\cdot 0{,}55\cdot 0{,}6\cdot 900 = 91\,360\ Н.$$

Разрушающей следует считать меньшую из нагрузок $F'_{расч}$, $Q_б$ и $Q_г$, т.е $Q_б$ = 86384 Н

5.4.1.3. Податливость стержня болта вычисляется по формуле (2.9) при длине ненарезанной части стержня 20 мм:

$$\lambda_c = \frac{4}{2\cdot 10^5\cdot 3{,}14}\left(\frac{20}{11^2}+\frac{10}{10{,}641^2}\right) = 0{,}161\cdot 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость резьбы на длине свинчивания по формуле (2.10) составляет

$$\lambda_р = \frac{0{,}49}{11{,}188\cdot 2\cdot 10^5}\sqrt{1{,}44+9{,}28\,\frac{125}{12}} = 0{,}034\cdot 10^{-5}\ мм/Н$$

Податливость головки болта (2.11))

$$\lambda_{г.б} = \frac{0{,}15}{2\cdot 10^5\cdot 7} = 0{,}011\cdot 10^{-5}\ мм/Н$$

Податливость части конических втулок, относящихся к системе болта (см рис 2.1), при d_0 = 13 мм; $tg\varphi$ = 0,5; a = 19 мм; D_0 = =20,3 мм составит по формуле (2.12)

$$\lambda_{б6} = \frac{2\,2{,}3}{2\cdot10^{5}\,3{,}14\,13\,0{,}5}\,\ln\frac{(19+13)(20{,}5+13)}{(19-13)(20{,}5+13)} = 0{,}009\cdot10^{-5}\ мм/Н$$

При определении контактной податливости деталей, относящихся к системе болта, учитываем лишь податливость стыков между гайкой (головкой болта) и фланцами. Согласно ГОСТ 5915-70 опорная поверхность гайки имеет шероховатость $R_z\,40$. Контактную податливость витков резьбы допустимо не учитывать, поскольку их шероховатость для нарезанной резьбы колеблется в интервале $1{,}10 - 0{,}77$.

Суммарная податливость стыков деталей системы болта (2.16)-(2.17) с использованием данных табл.2.3. определяется приближенно:

$$\lambda_{бл} = \frac{2\cdot4\cdot26\,284\cdot0{,}221}{3{,}14(19^2-13^2)\,\sigma_{бл}^{0{,}733}}\cdot10^{-3} = \frac{7{,}917\cdot10^{-5}}{\sigma_{бл}^{0{,}733}}\ мм/Н.$$

Здесь среднее контактное давление $\sigma_{бл}$ в первом приближении можно вычислить, предварительно задавшись напряжением в болте от затяжки. Приняв $\sigma_{зр} = 0{,}4\,\sigma_т$, находим $\sigma_{бл}$ из выражения

$$\sigma_{бл} = \frac{0{,}4\cdot800}{13^2}\left(\frac{10{,}641}{13}\right)^2 = 168{,}931\ МПа.$$

Подставив полученное значение $\sigma_{бл}$ в формулу для $\lambda_{бл}$, найдем окончательно $\lambda_{бл} = 0{,}138\cdot10^{-5}$ мм/Н.

Таким образом, податливость деталей системы болта составит, по формуле (2.8):

$$\lambda_б = 10^{-5}(0{,}161 + 0{,}034 + 0{,}011 + 0{,}009 + 0{,}138)\cdot0{,}353\cdot10^{5}\ мм/Н.$$

Податливость деталей системы корпуса определяем по формуле (2.13). Податливость части стягиваемых конических втулок, относящейся к системе корпуса, вычислим по формуле (2.14):

$$\lambda_{эб} = \frac{2\cdot2{,}3}{2\cdot10^{5}\cdot3{,}14\,13\,0{,}5}\,\ln\frac{(20{,}5+13)(26{,}5-13)}{(20{,}5-13)(26{,}5+13)} = 0{,}021\cdot10^{-5}\ мм/Н.$$

Условное давление $\sigma_{эл}$ в основаниях конусов давления определим аналогично изложенному выше:

$$\sigma_{эл} = \frac{0{,}4\cdot800}{26{,}5^2-13^2}\cdot10{,}641^2 = 68{,}026\ МПа$$

Контактная податливость стыка, относящегося к системе корпуса, составит по формуле (2.16)

$$\lambda_{\partial к} = \frac{4 \cdot 26{,}284 \cdot 0{,}227\ 10^{-3}}{3{,}14(26{,}5^2 - 13^2)\ 68{,}026^{0{,}173}} = 0{,}054 \cdot 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость деталей системы корпуса

$$\lambda_{\partial} = 10^{-5}(0{,}021 + 0{,}054) = 0{,}075 \cdot 10^{-5}\ мм/Н.$$

Коэффициент основной нагрузки болта вычисляем по формуле (2.1):

$$\chi = \frac{0{,}075\ 10^{-5}}{(0{,}353 + 0{,}075) \cdot 10^{-3}} = 0{,}175.$$

5.4.1.4. Усилие в наиболее нагруженном болте определим по (2.5):

$$F_{max} = \frac{7{,}3 \cdot 10^4}{8} + 10^6 \frac{200}{4 \cdot 141^2 + 2 \cdot 200^2} = 10378{,}79\ Н.$$

Напряжение в резьбовой части, отвечающее F_{max}, составит по (2.20)

$$\sigma_F = \frac{4\ 10378{,}79}{3{,}14 \cdot 10{,}647^2} = 116{,}63\ МПа$$

Минимальное напряжение затяжки вычисляется по формуле (2.19):

$$\sigma_{з\,min} = 116{,}63(1 - 0{,}175) = 96{,}22\ МПа,$$

а расчетное - по формуле (2.23); параметр ν принимаем равным 3 ·

$$\sigma_{з\,р} = 3\ 96{,}22 = 288{,}67.$$ *)

Напряжение затяжки в гладкой части стержня болта определяется по формуле (2.24):

$$\sigma_{з\,с} = 288{,}67 \cdot \frac{10{,}647^2}{11^2} = 270{,}44\ МПа.$$

Полное растягивающее напряжение в резьбовой части по (2.25)

$$\sigma_р = 288{,}67 + 0{,}175 \cdot 116{,}63 = 309{,}08\ МПа,$$

а в стержне - по (2.26)

$$\sigma_с = 270{,}44 + 0{,}175 \cdot 116{,}63 \frac{10{,}647^2}{11^2} = 289{,}56\ МПа$$

---

*) Параметры $\lambda_{бк}$ и $\lambda_{ак}$ корректировать нет необходимости, так как предварительно принятое напряжение затяжки отличается от $\sigma_{з\,р}$ незначительно (менее чем на 10%).

5.4.I.5. Для определения момента (M_p), скручивающего стержень болта, необходимо принять коэффициент трения в резьбе f_p
По табл.2.5 $f_p = 0,I3$, а угол трения по (2.3I)

$$\rho = arc\ tg\ 0,13 = 7,41^\circ.$$

Угол подъёма резьбы составляет согласно формуле (2.30)

$$\psi = arc\ tg\ \frac{1,25 \cdot 1}{3,14 \cdot 11,188} = 2,04^\circ,$$

а M_p вычисляется по формуле (2.29):

$$M_p = \frac{288,67 \cdot 3,14 \cdot 10,647^2 \cdot 11,188}{4 \cdot 2} tg\,(7,41^\circ + 2,04^\circ) = 23853,73\ Н \cdot мм.$$

Коэффициент трения на торце гайки $f_т$ по табл.2.5 принимаем равным 0,I2. Тогда момент трения на торце гайки по формуле (2.33) составит

$$M_т = \frac{288,67 \cdot 3,14 \cdot 10,647^2 \cdot 0,12}{3 \cdot 4} \cdot \frac{19^3 - 13^3}{19^2 - 13^2} = 24948,95\ Н \cdot мм.$$

Момент на ключе по формуле (2.32):

$$M_{кл} = 23853,73 + 24948,95 = 48802,68\ Н \cdot мм.$$

5.4.I.6. Касательные напряжения в резьбовой части $\tau_р$ и в стержне $\tau_с$ болта определяются по формулам (2.27)-(2.28):

$$\tau_р = \frac{23853,73}{0,2 \cdot 10,647^3} = 98,82\ МПа;\ \tau_с = \frac{23853,13}{0,2 \cdot 11^3} = 89,61\ МПа$$

Приведённые напряжения в резьбовой части $\sigma_{пр}$ и в стержне $\sigma_{пс}$ болта вычисляются по формулам (2.34)-(2.35):

$$\sigma_{пр} = \sqrt{309,08^2 + 3 \cdot 98,82^2} = 353,31\ МПа,\ \sigma_{пс} = \sqrt{289,56^2 + 3 \cdot 89,61^2} = 328,53\ МПа$$

5.4.I.7. Амплитудные значения напряжений в резьбовой части $\sigma_{ар}$ и в стержне $\sigma_{ас}$ болта находятся по формулам (2.36) и (2.40):

$$\sigma_{ар} = \frac{2 \cdot 0,175 \cdot 10318,19}{3,14 \cdot 10,647^3} = 10,21\ МПа;\ \sigma_{ас} = \frac{2 \cdot 0,175 \cdot 10318,19}{3,14 \cdot 11^3} = 9,56\ МПа$$

Средние значения соответствующих напряжений $\sigma_{тр}$, $\sigma_{тс}$ вычисляются по формулам (2.38) и (2.42):

$$\sigma_{тр} = 288,67 + 10,21 = 298,88\ МПа;\ \sigma_{тс} = 270,44 + 9,56 = 280,00\ МПа.$$

5.4.I.8. Для определения пределов выносливости нарезанной и стержневой части болта по формуле (2.61) воспользуемся данными табл.2.9:

$$\sigma_{a\,np} = 55\ МПа; \qquad \sigma_{ac} = 70\ МПа$$

5.4.I.9. Находим запасы статической прочности по пределу текучести в резьбовой части n_{τ_p} и в стержне n_{τ_c} болта по формулам (2.44)-(2.45); предварительно по табл.2.7 задаёмся отношением $\sigma_\tau'/\sigma_\tau = 1{,}25$:

$$n_{\tau_p} = \frac{1{,}25 \cdot 800}{353{,}31} = 2{,}82; \quad n_{\tau_c} = \frac{800}{328{,}53} = 2{,}43.$$

Для определения запаса статической прочности по срезу витков резьбы болта по формуле (2.52)) вначале находим полное усилие Q_n, развивающееся в болте по (2.54):

$$Q_n = \frac{309{,}08 \cdot 3{,}14 \cdot 10{,}647^2}{4} = 27503\ Н.$$

Тогда искомый запас составит

$$n_{c\delta} = \frac{86384}{27503} = 3{,}14$$

Запасы статической прочности по разрушающим напряжениям находим по формулам (2.46)-(2.47):

$$n_{\delta_p} = \frac{1{,}25 \cdot 900}{353{,}31} = 3{,}21; \quad n_{\delta_c} = \frac{900}{328{,}53} = 2{,}14.$$

Запасы выносливости для резьбовой части и стержня определяем по формулам (2.59)-(2.60), так как $\sigma_{mp}\ (\sigma_{mc}) < 0{,}5\sigma_\tau$:

$$n_{ap} = \frac{55}{10{,}21}\left(1 - \frac{298{,}88}{800}\right)\frac{1}{1 - 0{,}5\frac{1{,}25 \cdot 800}{900}} = 6{,}07;$$

$$n_{ac} = \frac{70}{9{,}56}\left(1 - \frac{280}{800}\right)\frac{1}{1 - 0{,}5\frac{800}{900}} = 8{,}57.$$

Таким образом, выбранные болты обеспечивают необходимые запасы прочности и выносливости.

5.4.2. П р и м е р . Рассчитать распределение нагрузки по болтам соединения, показанного на рис.6.I,а.

Исходные данные: $\alpha_1/\alpha_2 = 4$; $\alpha_3/\alpha_2 = 2$; $\alpha_2/\alpha_{1б} = 1{,}5$; $\alpha_2/\alpha_{3б} = 1$; $\alpha_{2к}/\alpha_{1(3)б} = 0{,}05$; $\alpha_1/\alpha_{1б} = \frac{\alpha_1}{\alpha_2}\cdot\frac{\alpha_2}{\alpha_{1б}} = 4\cdot 1{,}5 = 6$; $\alpha_3/\alpha_{3б} = \frac{\alpha_3}{\alpha_2}\cdot\frac{\alpha_2}{\alpha_{3б}} = 2\cdot 1 = 2$.

5.4.2.I. В соответствии с зависимостями (3.I7)-(3.I9) составляем систему уравнений для определения искомых нагрузок на участках листов I и 3. Задачу решаем в относительных нагрузках:

$$\bar{N}_{1..3,i} = N_{1..3,i}/F \qquad (i = 1,2,\ldots,6).$$

При $F_1 = F_3 = \bar{F}_1 = \bar{F}_2 = 0$; $F_2 = F$; $\bar{F}_1 = \bar{F}_3 = F/2$ получим систему из I2 уравнений с I2-ю неизвестными: $\bar{N}_{11}$, $\bar{N}_{12}$, ..., $\bar{N}_{16}$, $\bar{N}_{31}$, ..., $\bar{N}_{36}$.

В матричной форме она имеет вид

$$A\bar{N} = \bar{D}, \qquad (6.I)$$

где A - матрица коэффициентов при неизвестных $\bar{N}_{11},\ldots,\bar{N}_{36}$ (см.табл.6.I); $\bar{D}$ - вектор свободных членов уравнений системы; $\bar{N}$ - вектор неизвестных.

$$\bar{D} = \{1{,}5\ 0\ 0\ 0\ 0\ 0\ 3\ 1\ 0\ 0\ 0\ 0\ 1\};$$

$$\bar{N} = \{\bar{N}_{11}\ \bar{N}_{12}\ldots\bar{N}_{16}\ \bar{N}_{31}\ldots\bar{N}_{36}\}.$$

5.4.2.2. Решение системы (6.I):

$$\bar{N} = A^{-1}\bar{D}. \qquad (6.2)$$

5.4.2.3. Результаты расчета, выполненного на ЭВМ "Наири-К", приведены в табл.6.2.

Таблица 6.2

Значения относительных нагрузок на болты: $\bar{N}_{1i}$, $\bar{N}_{3i}$ и $\bar{N}_i = \bar{N}_{1i} + \bar{N}_{3i}$

$\bar{N}_{1..3,i}$ \ N болта	Номер болта					
	I	2	3	4	5	6
$\bar{N}_{1i}$	0,I364	0,0076	-0,0006	0,0018	0,0298	0,3250
$\bar{N}_{2i}$	0,2261	0,0472	0,0II4	0,0088	0,0331	0,I733
$\bar{N}_{3i}$	0,3625	0,0548	0,0I08	0,0I06	0,0629	0,4983

5.4.2.4. Показанные на рис.6.2 кривые (условные - вместо столбчатых функций) характеризуют относительные нагрузки на болты по участкам в пределах толщины каждого из листов 1,2 и 3. Из рисунка

Таблица 6.I

Матрица коэффициентов при $\bar{N}_{11}, \ldots, \bar{N}_{36}$ в системе (6.I)

$A =$

$\bar{N}_{11}$	$\bar{N}_{12}$	$\bar{N}_{13}$	$\bar{N}_{14}$	$\bar{N}_{15}$	$\bar{N}_{16}$	$\bar{N}_{31}$	$\bar{N}_{32}$	$\bar{N}_{33}$	$\bar{N}_{34}$	$\bar{N}_{35}$	$\bar{N}_{36}$
8,5	-I	0	0	0	0	I,55	-0,05	0	0	0	0
-I	9,5	-I	0	0	0	-0,05	I,6	-0,05	0	0	0
0	-I	9,5	-I	0	0	0	-0,05	I,6	-0,05	0	0
0	0	-I	9,5	-I	0	0	0	-0,05	I,6	-0,05	0
0	0	0	-I	9,5	-I	0	0	0	-0,05	I,6	-0,05
0	0	0	0	-I	8,5	0	0	0	0	-0,05	I,55
I,05	-0,05	0	0	0	0	4	-I	0	0	0	0
-0,05	I,I	-0,05	0	0	0	-I	5	-I	0	0	0
0	-0,05	I,I	-0,05	0	0	0	-I	5	-I	0	0
0	0	-0,05	I,I	-0,05	0	0	0	-I	5	-I	0
0	0	0	-0,05	I,I	-0,05	0	0	0	-I	5	-I
0	0	0	0	-0,05	I,05	0	0	0	0	-I	4

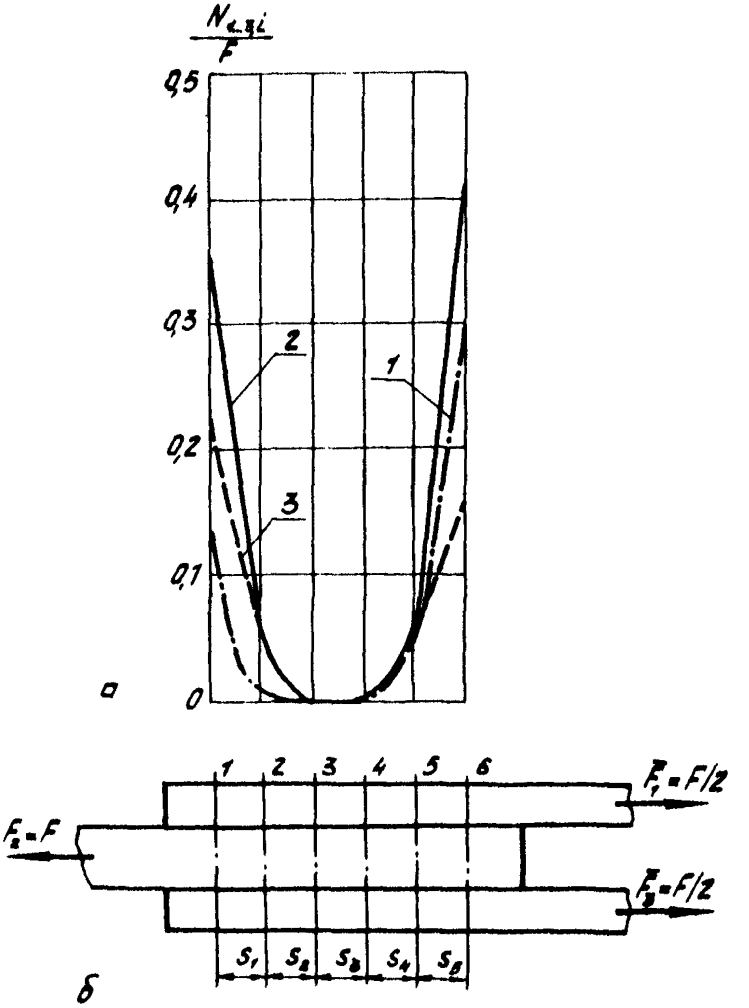

Рис. 6.2. К примеру расчета трехслойного пакета

видно, что в рассматриваемом пакете промежуточные болты 3 и 4 (а в самом податливом листе I - и болт 2), по-существу, не работают. В крайних болтах I и 6 разница в величинах нагрузок более существенна в I-м листе, нежели во 2-м и 3-м, т.е с увеличением податливости листа возрастает неравномерность распределения нагрузки по болтам на его участках.

5.4.3. П р и м е р . Рассчитать крепление сварного кронштейна к раме (рис.5.5) при действии на него в плоскости YOZ (точка B) под углом γ к оси Y гармонической силы $F_a' \sin \omega t_g$ ($F_a' = 5{,}176 \cdot 10^4$ Н, $\omega = 50$ Гц, $\gamma = 75^0$). Число циклов нагружения превышает 10^5. Материал кронштейна - сталь 20Х, рамы и винтов - сталь 45; модули продольной упругости $E_{бг} = E_{эг} = E_{ог} = 19{,}6 \cdot 10^4$ МПа; предел текучести стали 45 $\sigma_т = 392$ МПа; число винтов М12 х 40 - 8; шероховатость шлифованных поверхностей кронштейна и рамы $1{,}25\sqrt{}$; масса кронштейна вместе с осью[x], через которую передаётся нагрузка, 19кг; плотность материалов $7{,}8 \cdot 10^3$ кг/м^3; коэффициент трения на стыке кронштейн - рама составляет 0,26. Затяжка соединения контролируемая.

Основные размеры соединения: $a_1 = 340$ мм; $a_2 = 320$ мм; $a_3 = 50$ мм; $a_4 = 10$ мм; $b_1 = 190$ мм; $b_2 = 160$ мм; $b_3 = 120$ мм; $b_4 = 80$ мм; $b_5 = 70$ мм; $D_1 = 70$ мм; $D_2 = 50$ мм; $r_i = 70$ мм; $r_{i\,max} = 150$ мм; $r_{j\,max} = 80$ мм; $h = 260$ мм; $\ell_э = 20$ мм.

5.4.3.I. Расчетная модель представлена на рис.5.6. Восемь пружин (условных одиночных соединений) связаны с жесткой диафрагмой (ЖД), расположенной на уровне $0{,}2\,\ell_э$ от опорных торцов головок винтов[xx].

Приведение нагрузки к главным центральным осям стыка даёт две силы ($F_{aY} \sin \omega t_g$, $F_{aZ} \sin \omega t_g$) и момент $M_{aX} \sin \omega t_g$, изменяющиеся синхронно и синфазно: $F_{aY}' = 1{,}294 \cdot 10^4$ Н, $F_{aZ}' = 5 \cdot 10^4$ Н, $M_{aX} = 86{,}440 \cdot 10^4$ Н мм.

На первом этапе расчет выполняется только для нагружения кронштейна растягивающей нагрузкой и изгибающим моментом.

---

x) Ось (на рисунке не показана) принята в форме цилиндра диаметром 30 мм и длиной 130 мм.

xx) Особенности схематизации соединения при сдвигающей нагрузке см. в п.5.3.3.

5:4.3.2. Определение податливостей.

Незначительное влияние контактной податливости стыка, обработанного по [1,25], не учитываем.

Податливость стержня винта

$$\lambda_c = \frac{1}{E_{бт}} \sum_{i=1}^{2} \frac{\ell_i}{A_i} = \frac{10,4}{19,6 \cdot 10^4 \cdot 3,14} \left(\frac{1}{12^2} + \frac{1}{10,11^2} \right) = 0,1086\ 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость головки винта

$$\lambda_{св} = \frac{0,15}{k_{гб} \cdot E_{бт}} = \frac{0,15}{7 \cdot 19,6\ 10^4} = 0,0109\ 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость соединения винт-рама

$$\lambda_{р.о} = \frac{0,9}{d E_{бт}} = \frac{0,9}{12 \cdot 19,6 \cdot 10^4} = 0,0382 \cdot 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость части конической втулки ($0,2\ \ell_э$), относящейся к системе болта,

$$\lambda_{вб} = \frac{2,3}{19,6 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 13 \cdot 0,5} \ell_э \lg \frac{(19+13)(21-13)}{(19-13)(21+13)} = 0,0056 \cdot 10^{-5}\ мм/Н,$$

где $D_0 = S + 0,2 \ell_э tg\varphi = 19 + 0,2 \cdot 20 \cdot 0,5 = 21\ мм$

Здесь D_0 - диаметр конической втулки (аппроксимирующей условное одиночное соединение) по месту приложения внешних силовых факторов; S - размер под ключ; φ - угол наклона образующей конической втулки.

Суммарная податливость деталей системы болта

$$\lambda_б = 10^{-5}(0,1086 + 0,0109 + 0,0382 + 0,0056) = 0,1633 \cdot 10^{-5}\ мм/Н.$$

Податливость деталей системы корпуса

$$\lambda_д = \frac{2,3}{19,6\ 10^4 \cdot 3,14\ 13 \cdot 0,5} \ell_э \lg \frac{(21+13)(29-13)}{(21-13)(29+13)} = 0,0120 \cdot 10^{-5}\ мм/Н,$$

где $D = S + \ell_э tg\varphi = 19 + 20\ 0,5 = 29\ мм$

Здесь D - диаметр большего основания конической втулки.

Коэффициент основной нагрузки винта

$$\chi = \frac{0,0120 \cdot 10^{-5}}{(0,1633 + 0,0120) \cdot 10^{-5}} = 0,0680.$$

Податливость условного одиночного соединения

$$\lambda = \frac{(0,1633 \cdot 0,0120) \cdot 10^{-10}}{(0,1633 + 0,0120) \cdot 10^{-5}} = 0,0112 \cdot 10^{-5} \text{ мм/Н}.$$

5.4.3.3. Определяем положение центра инерции (точка O_1) кронштейна и его момент инерции относительно оси X. Получим: $X_{ц.н.}=0$; $Y_{ц.н.}=-42,9$ мм; $Z_{ц.н.}=58,7$ мм; $I_x = 0,4463 \cdot 10^6$ кг · мм^2.

5.4.3.4. Находим коэффициенты контактной податливости на стыках и в резьбе по формуле (5.14) с использованием данных табл.2.4. Шероховатость накатанной резьбы [18] и стыков примем одинаковой:

$$k_{кс} = k_{кв} = k_{кр} = \frac{0,766 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{6_к}}.$$

Вычисляем площади контактирующих поверхностей и момент инерции стыка J_x (При определении A_c, J_x влиянием отверстий пренебрегаем):

$$A_c = a_1 b_1 = 340 \cdot 190 = 646 \cdot 10^2 \text{ мм}^2;$$

$$A_в = \frac{\pi}{4}(S^2 - d^2) = \frac{3,14}{4}(19^2 - 12^2) = 170,3 \text{ мм}^2;$$

$$A_р = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)\frac{H}{P} = \frac{3,14}{4}(12^2 - 10,11^2)\frac{7}{1,75} = 131,2 \text{ мм}^2,$$

$$J_x = \frac{b_1 a_1^3}{12} = \frac{190 \cdot 340^3}{12} = 62231 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Здесь H - высота гайки; P - шаг резьбы.

Принимаем напряжения предварительной затяжки $6_{з.р} = 0,5\,6_т$. Усилие затяжки составит

$$F_0 = 6_{з.р}\frac{\pi d_1^2}{4} = 0,5 \cdot 392 \cdot \frac{3,14 \cdot 10,11^2}{4} = 15729 \text{ Н}.$$

Напряжения на стыках и в резьбе определим в первом приближении от усилия предварительной затяжки, так как распределение внешней нагрузки между элементами соединения пока неизвестно:

$$6_{кс} = \frac{nF_0}{A_c} = \frac{8 \cdot 15729}{646 \cdot 10^2} = 1,95 \text{ Мпа};$$

$$6_{кв} = \frac{F_0}{A_в} = \frac{15729}{170,3} = 92,36 \text{ Мпа};$$

$$6_{кр} = \frac{F_0}{A_р} = \frac{15729}{131,2} = 119,88 \text{ Мпа}.$$

Вычислим коэффициенты контактной податливости:

$$\lambda_{к.с} = \frac{0{,}766 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{1{,}95}} = 0{,}5489 \cdot 10^{-3}\ мм/МПа;$$

$$\lambda_{к.б} = \frac{0{,}766 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{92{,}36}} = 0{,}0797 \cdot 10^{-3}\ мм/МПа;$$

$$\lambda_{к.р} = \frac{0{,}766 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{119{,}88}} = 0{,}0699 \cdot 10^{-3}\ мм/МПа.$$

5.4.3.5. По формулам (5.11)-(5.12) вычисляем коэффициенты рассеяния энергии, принимая $\psi_{бс} = 0{,}15$; $\psi_{бр} = 0{,}85$:

$$\lambda_{\Lambda} = \frac{0{,}15}{2}\left(\frac{0{,}5489 \cdot 10^{-3}}{0{,}0120^2 \cdot 10^{-10} \cdot 646 \cdot 10^4} + \frac{8 \cdot 0{,}0797 \cdot 10^{-3}}{0{,}1633^2 \cdot 10^{-10} \cdot 170{,}3}\right) + 0{,}85\,\frac{8 \cdot 0{,}0699 \cdot 10^{-3}}{0{,}1633^2 \cdot 10^{-10} \cdot 131{,}2} =$$

$$= 15{,}079 \cdot 10^6\ Н/мм;$$

$$\lambda_{y\bar{x}} = \frac{0{,}15}{2}\left[\frac{0{,}5489 \cdot 10^{-3} \cdot 110^4}{0{,}0120^2 \cdot 10^{-10} \cdot 62231 \cdot 10^4} + \frac{(4 \cdot 70^2 + 4 \cdot 150^2) \cdot 0{,}0797 \cdot 10^{-3}}{0{,}1633^2 \cdot 10^{-10} \cdot 170{,}3}\right] +$$

$$+ 0{,}85\,\frac{(4 \cdot 70^2 + 4 \cdot 150^2) \cdot 0{,}0699 \cdot 10^{-3}}{0{,}1633^2 \cdot 10^{-10} \cdot 131{,}2} = 238811{,}422 \cdot 10^5\ Н \cdot мм$$

5.4.3.6. По формулам (5.21)-(5.22) определяем амплитуды линейных и угловых колебаний:

$$Z_{on} = \frac{5 \cdot 10^4 \cdot 0{,}0112 \cdot 10^{-5}}{8\sqrt{\left(1 - \frac{50^2 \cdot 19 \cdot 0{,}0112 \cdot 10^{-5}}{8}\right)^2 + \frac{15{,}079^2 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}0112^2 \cdot 10^{-10}}{3{,}14^2 \cdot 8^2}}} = 0{,}700 \cdot 10^{-3}\ мм;$$

$$\varphi_{oXn} = \frac{86{,}440 \cdot 10^4 \cdot 0{,}0112 \cdot 10^{-3}}{(4 \cdot 70^2 + 4 \cdot 150^2)\sqrt{\left(1 - \frac{50^2 \cdot 0{,}4463 \cdot 10^6 \cdot 0{,}0112 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 70^2 + 4 \cdot 150^2}\right)^2 + \frac{238811{,}422^2 \cdot 10^{10} \cdot 0{,}0112^2 \cdot 10^{-6}}{3{,}14^2 (4 \cdot 70^2 + 4 \cdot 150^2)}}} =$$

$$= 0{,}088 \cdot 10^{-5}\ рад.$$

5.4.3.7. Находим усилие в наиболее нагруженном винте по формуле (5.7):

$$F_{max} = \frac{10^{-5}(70 + 0{,}088 \cdot 150)}{0{,}1633 \cdot 10^{-5}} = 509{,}5\ Н.$$

Корректировать амплитуды линейных и угловых колебаний нет необходимости, так как после приложения внешней нагрузки коэффициенты $k_{\kappa c}$, $k_{\kappa \theta}$ и $k_{\kappa \rho}$ изменяются незначительно (до 3%).

5.4.3.8. Проверяем запас по нераскрытию стыка по формуле (5.20):

$$k_\partial = \frac{0{,}0120 \cdot 10^{-3} \cdot 15129}{10^{-5}(70 + 0{,}088 \cdot 150)} = 2{,}27 > [k_\partial].$$

5.4.3.9. Определяем запасы статической прочности и выносливости по зависимостям (5.15)-(5.17) и (5.19).

Амплитуда и среднее напряжение цикла

$$\sigma_a = \frac{2 \cdot 509{,}5}{3{,}14 \cdot 10{,}11^2} = 3{,}17 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 196 + 3{,}17 = 199{,}17 \text{ МПа}.$$

Запас статической прочности

$$n_\tau = \frac{392}{199{,}17 + 3{,}17} = 1{,}94 > [n_\tau].$$

Для накатанной резьбы при $\sigma_{-1\rho} = 192$ МПа [1], $\sigma_{a\partial} = 68{,}6$ МПа.

Запас по выносливости

$$n_\sigma = 68{,}6 / 3{,}17 = 21{,}6 > [n_\sigma].$$

5.4.3.10. Проверочный расчет на обеспечение отсутствия сдвига от нагрузки $F_{\partial Y} \sin \omega t_6$:

Определяем параметры β и β_1 (см.п.5.2.1):

$$\beta = 13/75 = 0{,}17; \quad \beta_1 = 13/160 = 0{,}08.$$

Коэффициент $k_{\partial Y} \approx 1{,}07$ (рис.5.2).

Площадь поперечного сечения основания кронштейна

$$A_Y = \ell_0 b_1 = 20 \cdot 190 = 3800 \text{ мм}^2,$$

и, таким образом, податливость по формуле (5.32)

$$\lambda_{\partial Y} = \frac{1{,}07 \cdot 340}{19{,}6 \cdot 10^4 \cdot 3800} = 0{,}0488 \cdot 10^{-3} \text{ мм/Н}.$$

По формуле (5.34) вычисляем амплитуду установившихся касательных колебаний:

$$a_{Y_n} = \frac{1{,}294 \cdot 10^4 \cdot 0{,}0488 \cdot 10^{-5}}{\sqrt{(1 - 50^2 \cdot 0{,}0488 \cdot 10^{-5} \cdot 19)^2 + \frac{0{,}09^2}{4 \cdot 3{,}14^2}}} = 6{,}315 \cdot 10^{-3} \text{ мм}.$$

Из выражения (5.26) определяем условное касательное напряжение в спаянном стыке

$$\tau_{cr} = \frac{6{,}315 \cdot 10^{-3}}{340 \cdot 190 \cdot 0{,}0488 \cdot 10^{-3}} = 0{,}200 \text{ МПа}.$$

Находим усилие затяжки, необходимое для обеспечения нормальной работоспособности соединения при действии сдвигающей нагрузки, по формуле (5.24):

$$F'_{оз} = \frac{0{,}200 \cdot 340 \cdot 190 \cdot 2{,}5}{8 \cdot 0{,}26 \cdot 1} = 15529\ Н$$

Таким образом, предварительно назначенная затяжка (п.6.3.4) удовлетворяет требуемому условию.

Обозначения, применяемые в Р

Обозначение	Наименование параметров
	Латинский алфавит
A	Матрица коэффициентов в системе уравнений относительно нагрузок на болты листового пакета
$A_1, A_c, A_б$	Площади поперечного сечения болта в резьбовой, стержневой частях и суммарная (в резьбовой части), мм^2
$A_в$	Опорная площадь головки винта, мм^2
$A_э$	Полная площадь стыка, мм^2
A_j	Площадь поперечного сечения j-го участка болта, мм^2
$A_н$	Расчетная номинальная площадь контакта поверхностей, мм^2
$A_р$	Суммарная площадь контакта по виткам резьбы, мм^2
A_X, A_Y	Площади поперечных сечений скрепляемых участков деталей, перпендикулярно осям X и Y, мм^2
a, D_1, D_0	Диаметры конической втулки: меньшего, большего основания и сечения по месту приложения силовых факторов, мм^2
a_1, a_3	Параметры трехслойного пакета
$a_к$	Амплитуда колебаний, мм
$a_{Xп}, a'_{Xп}$	Амплитуда линейных колебаний по оси X, мм
a_X, a'_X	Максимальное линейное отклонение системы от положения равновесия по оси X, мм
$a_{Yп}, a'_{Yп}$	Амплитуда линейных колебаний по оси Y, мм
a_Y, a'_Y	Максимальное линейное отклонение системы от положения равновесия по оси Y, мм
$a_{\varphi п}, a'_{\varphi п}$	Амплитуда угловых колебаний относительно оси Z, рад
a_φ, a'_φ	Максимальное угловое отклонение системы от положения равновесия относительно оси Z, рад
C	Коэффициент рассеяния энергии
$c_{1з}$	Коэффициент жесткости основания, МПа

Обозначение	Наименование параметров
$\bar{D}$	Вектор-столбец свободных членов в системе уравнений относительно нагрузок на болты листового пакета
D_1, D_2	Диаметры (внутренний и наружный) кольцевого стыка, мм
d, d_2, d_1	Наружный, средний и внутренний диаметры резьбы, мм
d_0	Диаметр отверстия под болт, мм
d_c	Диаметр стержневой части болта, мм
$d_{1\,расч}$	Расчетный внутренний диаметр резьбы болта, поставленного в отверстие с зазором, мм
$d_{c\,расч}$	Расчетный диаметр гладкой части болта, поставленного в отверстие без зазора, мм
$E_{бт}, E_{вт}, E_{от}$	Модули продольной упругости материала болтов, стягиваемых деталей и основания при данной расчетной температуре, МПа
$E_{1..3}$	Модули продольной упругости материала листов трехслойного пакета, МПа
F'	Нагрузка в плоскости стыка, Н
$F'_{aX}, F'_{aY}, F'_{aZ}$	Амплитудные значения сил по осям X, Y, Z, Н
$F'_{бi}$	Дополнительное осевое усилие в болте, вызванное приложением к соединению внешних (рабочих) нагрузок, Н
$F'_б$	Суммарное усилие в винте, Н
F'_F	Нагрузка, передаваемая на условное одиночное соединение от силы F', Н
$F'_{Fд}$	Усилие в болте от отрывающей (сжимающей) силы, Н
F'_ℓ, F'_i	Полная нагрузка на ℓ-е (i-е) соединение, Н
$F'_{\ell M}, F'_{iM}$	Нагрузка, передаваемая на ℓ-е (i-е) соединение от момента M_z, Н
$F'_{Mд}$	Усилие в болте от изгибающего момента, Н
$F'_{0д}$	Усилие затяжки при динамическом нагружении, Н
F'_0	Усилие затяжки болта, Н
F'_{max}	Нагрузка, передаваемая на наиболее нагруженное условное одиночное соединение, Н
$F'_{x(X)}, F'_{y(Y)}, F'_{z(Z)}$	Составляющие главного вектора внешних нагрузок по координатным осям $x(X)$, $y(Y)$ и $z(Z)$, Н

Обозначение	Наименование параметров
$F'_{л.з}, F''_{л.з}$	Нагрузка на листы трёхслойного пакета, Н
$f, f_p, f_т$	Коэффициенты трения фрикционной пары в резьбе и на торце гайки
f_c	Коэффициент трения на стыке деталей
$G_{бт}, G_{дт}$	Модули сдвига материалов болта и стягиваемых деталей при данной расчетной температуре, МПа
H	Высота гайки, мм
h	Толщина участка соединяемых деталей, мм
$h_{г.б}$	Высота головки винта, мм
$h_{л.з}$	Толщина листов трёхслойного пакета, мм
$J_{бт}, J_{бс}$	Осевые моменты инерции поперечного сечения болта на резьбовом и стержневом участках, мм^4
$J_ρ$	Полярный момент инерции площади стыка, мм^4
$J_{x(X)}, J_{y(Y)}$	Осевые моменты инерции площади стыка относительно осей $x(X)$ и $y(Y)$, мм^4
$J_{ρбj}$	Полярный момент инерции поперечного сечения болта на j-м участке, мм^4
i	Текущий номер болта (шпильки, винта)
I_X, I_Y, I_Z	Моменты инерции соединения относительно осей X, Y, Z, кг·мм^2
$I_{уX}, I_{уY}, I_{уZ}$	Моменты инерции ударника относительно осей X, Y, Z, кг·мм^2
j	Текущий номер участка (постоянного сечения) стержня болта
K_X, K_Y, K_Z	Коэффициенты восстановления линейной скорости по осям X, Y, Z
$K_{ωX}, K_{ωY}, K_{ωZ}$	Коэффициенты восстановления угловой скорости относительно осей X, Y, Z
k_a	Коэффициент жесткости упругого основания, Н/мм^3
$k_з, k_г$	Коэффициенты полноты резьбы болта и гайки
$k_э$	Коэффициент запаса по нераскрытию стыка при динамическом нагружении
$[k_э]$	Допускаемый коэффициент запаса по нераскрытию стыка при динамическом нагружении

Обозначение	Наименование параметров
k_{3c}	Коэффициент запаса сцепления
$k_{3\partial}$	Коэффициент запаса сцепления при динамическом нагружении
k_{κ}	Коэффициент контактной податливости, мм/МПа
$k_{\kappa 6}, k_{\kappa c}, k_{\kappa p}$	Коэффициенты контактной податливости стыков: головка винта – деталь; деталь – деталь; на длине свинчивания, мм/МПа
k_{∂}	Коэффициент рассеяния энергии линейных колебаний, Н/мм
k_{n}	Коэффициент, учитывающий характер изменения деформации витков по высоте гайки
k_{o}	Коэффициент, учитывающий влияние отверстия на осевую податливость листа
$k_{\partial x}, k_{\partial y}$	Коэффициенты рассеяния энергии угловых колебаний, Н · мм
$k_{o\kappa}$	Коэффициент, учитывающий влияние отверстий на угловую податливость детали
k_{∂}	Коэффициент рассеяния энергии, Н/мм
k_{σ}	Эффективный коэффициент концентрации напряжений
i	Номер наиболее нагруженного условного одиночного соединения
c_{y}	Полная толщина стягиваемых деталей, мм
l_{y1}, l_{y2}	Высота конических втулок, мм
l_{i}	Длина i-го участка винта, мм
l_{p}	Расчетная длина промежуточного податливого элемента, мм
M_{ax}, M_{ay}, M_{az}	Амплитудные значения моментов относительно осей X, Y, Z, Н мм
M_{p}	Момент в резьбе, Н · мм
$M_{x(y)}, M_{y(x)}, M_{z(y)}$	Составляющие главного момента внешних нагрузок по координатным осям, Н · мм
m, m_{y}	Массы соединения и ударника, кг
n_{c}	Число стыков
$N_{1\,2\,3}$	Нагрузки на болты на участках контакта их с отверстиями листов 1, 2, 3 в трехслойных пакетах, Н

Обозначение	Наименование параметров
$\bar{N}_{1,3,i}$	Относительные нагрузки на болты пакета
N	Вектор-столбец относительных нагрузок на болты пакета
n	Число болтов группового резьбового соединения
$n_т, n_в, n_{пл}, n_{дл}, n_{св}, n_а, n_N$	Расчетные запасы по пределам текучести, прочности, ползучести, длительной прочности, срезу витков, амплитуде цикла и долговечности
$[n_т]\ldots[n_N]$	Допускаемые запасы по тем же критериям
n_{aN}	Запас по амплитуде цикла (малоцикловая усталость)
$[n_{aN}]$	Допускаемый запас по амплитуде цикла (малоцикловая усталость)
P	Шаг резьбы, мм
$Q_б, Q_г$	Усилия, вызывающие срез витков болта и гайки, Н
$q_{1..3}$	Погонная нагрузка на болт на участках контакта его с отверстиями листов I...3, Н/мм
R_z	Высота шероховатости (микронеровности) профиля, мкм
$r_i, r_j, r_k, (r_{max})$	Расстояние от центра тяжести стыка до оси i-го, j-го и k-го (наиболее удалённого, нагруженного) одиночного соединения, мм
S	Размер под ключ, мм
S_p	Полярный статический момент, мм^3
s	Продольный шаг болтов в трёхслойном пакете, мм
t	Поперечный шаг болтов в трёхслойном пакете, мм
$t_в$	Время, с
v_X, v_Y, v_Z	Суммарные начальные линейные скорости ударника и соединения по осям X, Y и Z, мм/с
w	Осадка основания, мм
$w_к$	Упругое контактное перемещение, мм
x_ℓ, y_ℓ	Координаты оси ℓ-го условного одиночного соединения (болта), мм
$Z_0, Z_{оп}$	Амплитуда линейных колебаний по оси Z, мм

Обозначение	Наименование параметров
	Греческий алфавит
$\lambda_{1..3}$	Усредненные продольные податливости участков s_i листов пакета, мм/Н
$\lambda_{1\,3,к}$	Податливости, определяющие сближение болтов и листов пакета, мм/Н
$\lambda_{1(1)\delta}$	Поперечные податливости болтов от изгиба и сдвига, мм/Н
$\bar{\lambda}_{1(3)\delta}$	Суммарные податливости болтов, мм/Н
$\lambda_{\delta п}$	Поперечная податливость болтов соединения листа с двумя одинаковыми накладками, мм/Н
λ_M	Коэффициент, зависящий от соотношения сторон участка соединяемых деталей
$\lambda_н$	Продольная податливость накладок, мм/Н
$\lambda_{нк}$	Податливость, определяющая сближение болтов и накладок, мм/Н
β, β_1	Относительные геометрические параметры листа
$\bar{\beta}, \bar{\beta}'$	Углы между векторами напряжений, рад
$\beta_т$	Коэффициент технологического упрочнения
$\beta_б$	Коэффициент конструктивного упрочнения
γ	Угол между координатной осью X и нейтральной линией, рад
$\delta_б$	Суммарное перемещение болта в одно- и двухсрезной конструкции, мм
$\delta_{1.3,к}$	Сближение болтов и листов, мм
ε_σ	Коэффициент, учитывающий влияние масштабного эффекта
λ , $\lambda^{(M)}$	Поперечные податливости условного одиночного соединения от единичной нагрузки $P_{x_i}=1$ ($P_{y_i}=1$), мм/Н и единичного момента $M_{z_i}=1$ ($M_{y_i}=1$), мм/Н·мм
$\lambda_б$, $\lambda_д$	Суммарные осевые податливости деталей системы болта и корпуса, мм/Н
$\lambda_{бi}$	Осевая податливость i-го фундаментного болта, мм/Н
$\lambda_{дк}$, $\lambda_{дк}$	Контактные податливости на стыках деталей системы болта и корпуса, мм/Н
$\lambda_{бг1}, \lambda_{бг2}, \lambda_{бг3}, \lambda_{бг4}$	Контактные податливости опорных торцов гайки, головки болта стягиваемых деталей, мм/Н

Обозначение	Наименование параметров
$\lambda_{дв}$, $\lambda_{дв}$	Осевые податливости частей стягиваемых конических втулок, относящихся к системе болта и корпуса, мм/Н
$\lambda_{гб}$, $\lambda_{р}$	Осевые податливости головки болта, гайки, мм/Н
$\lambda_{д1}$, $\lambda_{д2}$	Контактные податливости стыкуемых поверхностей стягиваемых деталей, мм/Н
$\lambda_{гв}$	Осевая податливость головки винта, мм/Н
$\lambda_{дX}$, $\lambda_{дY}$	Податливости детали по осям X и Y, мм/Н
$\lambda_{дz}$	Угловая податливость детали относительно оси Z, рад/Н·мм
$\lambda_{р0}$	Осевая податливость резьбового соединения винт (шпилька)-основание (корпус), мм/Н
$\lambda_{с}$	Суммарная осевая податливость стержня болта, мм/Н
λ_{z}	Продольная (вдоль оси Z) податливость условного одиночного соединения от единичной нагрузки $F_{z_1}=1$, мм/Н
γ	Коэффициент запаса затяжки
Σ	Знак суммы
$\sigma_{ар(с)}$, $\sigma_{тр(с)}$, $\sigma_{max\,р(с)}$, $\sigma_{max\,(мс)}$	Компоненты переменных напряжений в резьбовой и стержневой части болта, МПа
$\sigma_{апр(с)}$	Предельная амплитуда цикла в резьбовой и стержневой частях болта, МПа
$\sigma_{а\partial N}$	Предельная амплитуда малоцикловой усталости, МПа
$\sigma_{кв}$, $\sigma_{кс}$, $\sigma_{кр}$	Средние контактные напряжения: под головкой винта, на стыке скрепляемых деталей, на контактирующих витках резьбы на длине свинчивания, МПа
$\sigma_{зр}$	Расчетное напряжение затяжки в резьбовой части болта, МПа
$\sigma_{д}^{(а)}$	Нормальные напряжения на стыке от предварительной затяжки болтов, МПа
$\sigma_{к}$	Среднее контактное давление, МПа
$\sigma_{а}$	Предельная амплитуда отнулевого (пульсирующего) цикла, МПа
$\sigma_{аN}$	То же для малоцикловой усталости, МПа
$\sigma_{р(с)}$	Полные нормальные напряжения в резьбовой и стержневой частях болта, МПа

Обозначение	Наименование параметров
σ_T	Предел текучести материала болта, МПа
σ_{Td}	Динамический предел текучести материала болта, МПа
$[\sigma], [\sigma_{см}]$	Допускаемое напряжение растяжения и сжатия на стыке, МПа
$\sigma_{-1p}, \sigma_{-1d}$	Пределы выносливости гладкого и нарезанного образца из материала болта при симметричном цикле, МПа
$\tau_{бз}, \tau_{бг}$	Пределы прочности материала болта и гайки на срез, МПа
τ_F	Вектор суммарного касательного напряжения от силы, МПа
τ_M	Вектор максимального касательного напряжения от крутящего момента, МПа
τ_{max}	Условное максимальное касательное напряжение, МПа
$[\tau]$	Допускаемое напряжение среза болта, МПа
φ	Угол наклона образующей конической втулки, рад
φ_{0X_n}	Амплитуда угловых колебаний относительно оси X, рад
φ'_{0X_n}	Максимальное угловое отклонение системы от положения равновесия относительно оси X, рад
φ_{0Y_n}	Амплитуда угловых колебаний относительно оси Y, рад
φ'_{0Y_n}	Максимальное угловое отклонение системы от положения равновесия относительно оси Y, рад
χ	Коэффициент основной нагрузки болта
Φ	Угол подъема резьбы, рад
ψ_τ	Относительный коэффициент рассеяния энергии на стыке при касательных колебаниях
$\psi_{бр}, \psi_{бс}$	Относительные коэффициенты рассеяния энергии между витками резьбы на стыке
ψ	Энергия рассеяния при линейных и угловых колебаниях на стыках, МДж
ω	Круговая частота вынужденных колебаний, $с^{-1}$
$\omega_X, \omega_Y, \omega_Z$	Суммарные начальные угловые скорости ударника и соединения относительно осей X, Y, Z, $с^{-1}$

Литература

1. Биргер И.А.,Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения.-М.:Машиностроение,1973.-256 с.
2. Клячкин Н.Л. Расчет групповых резьбовых соединений.-Саратов:Приволжское книжн.изд-во,1972.-367 с.
3. Биргер И.А.,Шорр Б.Ф.,Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин//Справочник.-М.:Машиностроение,1979.-702 с.
4. Иосилевич Г.Б.,Строганов Г.Б ,Шарловский Ю.В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений.-М.:Машиностроение,1985.-223 с.
5. Биргер И.А. Расчет резьбовых соединений.-М.:Оборонгиз,1959.-252с.
6. Клячкин Н.Л.,Антонов И.С.,Репин В.И. Исследование контактных деформаций на стыке одиночного резьбового соединения // Труды Ульяновского политехн.ин-та,Т.УI.Вып.4,1970.-С.79-89.
7. Левина З.М.,Решетов Д.Н. Контактная жесткость машин.-М.:Машиностроение,1971.-264 с.
8. Клячкин Н.Л. Распределение нагрузки по болтам трёхслойного пакета.-Изв.вузов.Машиностроение,1982. №8.-С.3-6.
9. Cramer C.O. Load Distribution in Multiple-Bolt Tension Joints Journal of the Structural Division Proc. of the ASCE, 1968, v. 94, N5, pp. 1001-1117.
10. Sollmann H. Ein Beitrag zur Elostizität der Bolzen-Laschen-Verbindung. - Wissenschaftliche Zeitschrift der Technisch Universität Dresden, V.14, Heft 6. - Dresden: 1965, S 1417-1424.
11. Рассеяние энергии при колебаниях упругих систем/Под ред.Г.С.Писаренко.-Киев:Наукова думка,1968.-454 с.
12. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем.-М.: Физматгиз,1960.-240 с.
13. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара.-Л.:Машиностроение,1976.-320 с.
14. Решетов Д.Н.,Палочкина Н.В. Исследование демпфирования колебаний в резьбовом соединении/Изв.вузов.Машиностроение,1972.№ 1.-С.19-23.
15. Шувалов В.Ю.,Левина З.М.,Решетов Д.Н.Демпфирование продольных колебаний в передачах винт-гайка и опорах винта.-Станки и инструмент,1973, № 4.-С.4-7.
16. Антонов И.С. Определение усилий в винтах при ударе.-Вестник машиностроения,1982. № 7.-С.27-29.
17. Гольдсмит.В. Удар.Теория и физические свойства соударяемых тел.-М.:Стройиздат,1965.-448 с.
18. Якушев А.И.,Мустаев Р.Х.,Мавлютов Р.Р.Повышение прочности и надежности резьбовых соединений.-М.:Машиностроение,1979.-216 с.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

РАЗРАБОТАНЫ: Ульяновским политехническим институтом; Уфимским авиационным институтом имени С.Орджоникидзе

ВНЕСЕНЫ Государственным Комитетом СССР по стандартам

ИСПОЛНИТЕЛИ: к.т.н.Н.Л.Клячкин; д-р т.н.Р.Р.Мавлютов (руководители разработки); к.т.н.И.С.Антонов; к.т.н.С.Т.Ковган; к.т.н. Ю.А.Кувшинов

Утверждены Приказом ВНИИНМАШ № 356 от 04.11.87 г.

Введены впервые.

Содержание

Стр.

I. Критерии работоспособности и причины отказов резьбовых соединений 3

2. Расчет соединений под действием растягивающей и изгибающей нагрузок 5

2.I. Общие положения 5
2.2. Примерная последовательность расчета .. 8
2.3. Круглофланцевые соединения 8
2.4. Групповые соединения типа плита - основание 27

3. Расчет соединений, нагруженных в плоскости стыка 32

3.1. Общие положения..... 32
3.2. Примерная последовательность расчета .. 33
3.3. Соединения болтами, поставленными в отверстия с зазором 33
3.4. Соединения болтами, поставленными в отверстия без зазора 38
3.5. Распределение поперечной нагрузки по болтам продольного ряда 40

4. Общий случай нагружения 45

5. Приложения 46

5.I. Замечания по выбору расчетной схемы 46
5.2. Определение податливостей соединяемых элементов и болтов 49
5.3. Динамическое нагружение резьбовых соединений 54
5.4. Примеры расчета 66

Обозначения, применяемые в Р..... 82

Литература..... 90

Информационные данные..... 91

Расчеты и испытания на прочность. Общие требования к расчетам на прочность резьбовых соединений

Рекомендации

Р 50-54-90-89

Редактор Волкова А.И.

мл.редактор Еремеева Т.В.

ВНИИНМАШ Госстандарта

Ротапринт ВНИИНМАШ 123007, Москва, Д-7, ул.Шеногина, 4

Тираж 200 экз. Объем 4 уч.-изд.л. Цена 1 р.

Заказ № 3688 88 I 15.XI.88г.

gost.e-ecolog.ru