

ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНIE РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

СПРАВОЧНИК



БИБЛИОТЕКА
КОНСТРУКТОРА

Г.Б.ИОСИАЕВИЧ
Г.Б.СТРОГАНОВ
Ю.В.ШАРАПОВСКИЙ

ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНIE РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ



БИБЛИОТЕКА КОНСТРУКТОРА

Г. Б. ИОСИЛЕВИЧ
Г. Б. СТРОГАНОВ
Ю. В. ШАРЛОВСКИЙ

ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНIE РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

СПРАВОЧНИК

Издание второе, переработанное и дополненное



МОСКВА « МАШИНОСТРОЕНИЕ » 1985

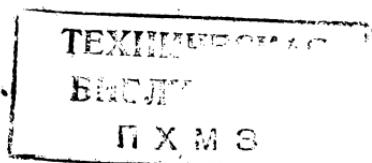


ББК 34.44

И75

УДК 621.88.087 (03)

Рецензент инж. А. П. Власов



48723

Иосилевич Г. Б. и др.

И75 Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Ю. В. Шарловский.— 2-е изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1985.— 224 с., ил.— (Б-ка конструктора).

В пер.: 1 р. 10 к.

Рассмотрены особенности затяжки одиночных и групповых резьбовых соединений, конструктивные и технологические способы повышения стабильности затяжки, методы стопорения и конструкции стопорящих элементов в зависимости от условий нагружения, сборки и эксплуатации.

Второе издание (1-е изд. 1971 г.) переработано с учетом новых стандартов, а также дополнено материалами по расчету и контролю равномерности затяжки групповых соединений и свинчиваемости соединений из коррозионно-стойких сталей и сплавов, по оценке эксплуатационной надежности резьбовых соединений.

Справочник предназначен для инженеров-конструкторов всех отраслей машиностроения.

И 2702000000-608
038(01)-85 114-84

ББК 34.44
6П5.3

ВВЕДЕНИЕ

Широкое распространение резьбовых соединений в конструкциях современных машин объясняется их высокими конструктивными и технологическими достоинствами. Поэтому при создании современных машин часто приходится разрабатывать конструкций резьбовых соединений, выбирать величину усилия предварительной затяжки, а также метод стопорения. При этом вследствие непрерывно возрастающих требований к быстроходности, долговечности, экономичности и к снижению массы машин необходимо учитывать режимы работы, а также технологические и эксплуатационные факторы.

Опыт эксплуатации машин показывает, что надежная работа резьбовых соединений в значительной мере определяется правильностью их затяжки, характеризуемой рядом показателей:

- 1) величиной усилия предварительной затяжки и степенью ее обоснованности;
- 2) точностью реализации этого усилия на одиночном соединении;
- 3) равномерностью затяжки групповых соединений;
- 4) стабильностью затяжки соединений.

Первый показатель затяжки назначается, как правило, конструктором из условия прочности или плотности соединений. Второй и третий показатели зависят от допуска на усилие затяжки и могут быть реализованы в процессе сборки различными методами.

Повышение точности затяжки позволяет при конструировании соединений снизить расчетные запасы прочности и, как следствие, уменьшить массу конструкции,

В справочнике рассмотрены современные методы и средства контроля усилия затяжки соединений и пути повышения точности этих методов.

Равномерность затяжки групповых соединений оказывает существенное влияние на работоспособность тонкостенных конструкций, а также машин и аппаратов, к которым предъявляются высокие требования по герметичности. Неполная или неравномерная затяжка болтов вызывает неравномерную деформацию корпусных деталей, стыков и может привести к преждевременному износу деталей, нарушению плотности стыка, усталостным поломкам болтов и другим нежелательным последствиям. В связи с этим в книге рассмотрены вопросы расчета вариантов сборки путем повышения равномерности затяжки многоболтовых стыков.

Напряжение затяжки резьбовых соединений, образовавшееся при сборке, снижается в процессе эксплуатации. В результате этого нарушается нормальная работа машин, в ряде случаев происходят поломки

резьбовых деталей. Много времени тратится на систематическое подтягивание гаек и винтов.

Сохранение напряжения предварительной затяжки в процессе эксплуатации (стабильность затяжки) является необходимым условием надежности резьбовых соединений. Указанное условие может быть обеспечено лишь при выполнении специальных конструкторско-технологических мероприятий, правильного выбора усилий затяжки, метода контроля их, способа стопорения и конструкции стопорящего элемента.

Значительное внимание в справочнике уделено проблеме свинчиваемости и заеданию в резьбовых соединениях из коррозийно-стойких сталей и сплавов, а также титановых сплавов, область применения которых непрерывно расширяется.

Во втором издании справочника первые четыре главы написаны заново, а остальные главы существенно переработаны.

Глава 1 написана д-ром техн. наук проф. Г. Б. Иосилевичем и д-ром техн. наук проф. Г. Б. Строгановым; главы 2 и 3 — Г. Б. Иосилевичем; глава 4 — Г. Б. Строгановым; главы 5, 6 и приложение — Г. Б. Иосилевичем и инж. Ю. В. Шарловским.

ГЛАВА I

ЗАТЯЖКА ОДИНОЧНОГО
БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯНАПРЯЖЕНИЯ И ПЕРЕМЕЩЕНИЯ
В СОЕДИНИЕМЫХ ДЕТАЛЯХ

При затяжке болта усилия от гайки и головки вызывают неоднородную деформацию стягиваемых деталей и концентрацию сжимающих напряжений вблизи стенок отверстия (рис. 1). В связи с этим в расчетной схеме принимают, что деформация деталей при затяжке происходит в пределах «конуса давления» (показан штриховыми линиями на рис. 1), и стягиваемые детали заменяют коническими втулками-стержнями переменного сечения (рис. 2), жесткость на сжатие (растяжение) которых эквивалентна жесткости стягиваемых деталей.

Таким образом осуществляется переход от реальной пространственной формы деталей к одномерной (стержневой) модели с равномерным распределением напряжений сжатия в поперечных сечениях. Для такой модели связь перемещений и действующих сил можно принять в виде

$$\delta_d = \int_0^l \frac{Q_0}{E_d F(z)} dz, \quad (1)$$

где δ_d — величина сближения торцевых поверхностей втулок; l — суммарная длина втулок; E_d — модуль упругости материала втулок, $F(z)$ — площадь поперечного сечения втулки в сечении z .

Соотношение (1) обычно записывают в виде [7]

$$\delta_d = \lambda_d Q_0, \quad (2)$$

где λ_d — податливость стягиваемых деталей при сжатии (растяжении).

Для модели фланцев в виде конических втулок (см. рис. 2)

$$\lambda_d = \frac{4,6}{E_d \pi d_0 \operatorname{tg} \alpha} \lg \frac{(a + d_0)(a + l \operatorname{tg} \alpha - d_0)}{(a - d_0)(a + l \operatorname{tg} \alpha + d_0)}, \quad (3)$$

где α — угол, составленный образующей конуса давления с осью z ; d_0 — диаметр отверстия под болт в корпусе; a — наружный диаметр опорной поверхности гайки (приблизительно равен размеру под ключ)

Использование зависимостей (1) и (2) равнозначно допущению о равномерном распределении контактных давлений на стыке втулок

$$q = \frac{Q_0}{F} = \frac{4Q_0}{\pi [(a + l \operatorname{tg} \alpha)^2 - d_0^2]},$$

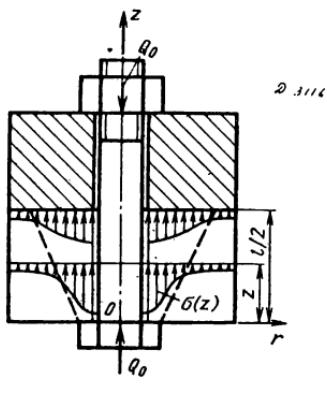


Рис. 1. Распределение напряжений в детали от затяжки болтового соединения

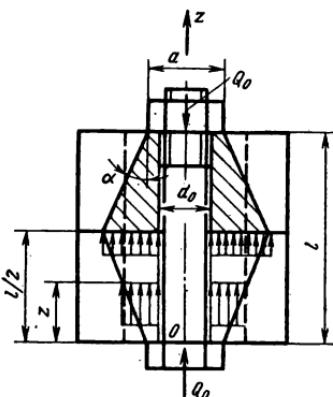


Рис. 2. Конус давления

При малой толщине деталей можно использовать модель детали в виде цилиндрической втулки (показана штриховыми линиями на рис. 2). В таком случае ($D = a + 0,5/l \operatorname{tg} \alpha$)

$$\lambda_a = \frac{l}{E_a F_a} = \frac{4l}{E_a \pi (D^2 - d_0^2)}. \quad (4)$$

СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНЕШНЕЙ ОСЕВОЙ СИЛЫ

Особенности работы соединения наглядно иллюстрирует диаграмма усилий (рис. 3). Лучи OI и OI' показывают зависимости усилий соответственно в болте и стягиваемых деталях от их деформации (перемещения).

Затянутое состояние характеризуется точкой A_0 , а также удлинением болта δ_b и укорочением стянутых деталей на величину δ_d . Углы наклона прямых зависят от податливости деталей λ_d и болта λ_b :

$$\alpha_b = \operatorname{arctg} \frac{1}{\lambda_b}; \quad \alpha_d = \operatorname{arctg} \frac{1}{\lambda_d} \quad (5)$$

Коэффициент податливости для болта постоянного сечения

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b F_b}, \quad (6)$$

где l_b — длина болта в пределах деталей; $E_b F_b$ — жесткость сечения стержня болта при его растяжении.

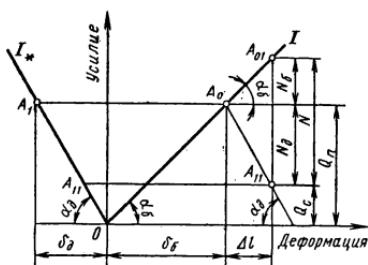
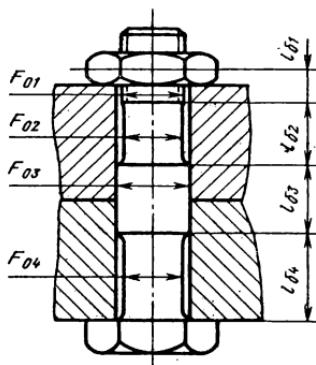


Рис. 3. Диаграмма усилий в болтовом соединении

Рис. 4. Болт переменного сечения



Для болта переменного сечения (рис. 4)

$$\lambda_6 = \sum_{i=1}^n \frac{l_{6i}}{E_6 F_{6i}}; \quad (7)$$

здесь l_{6i} и F_{6i} — длина и площадь поперечного сечения i -го участка болта.

Для коротких болтов (шпилек) при $l_0 < 6d$ (d — диаметр резьбы) обычно учитывают податливость резьбы в пределах длины свинчивания и податливость головки болта [7]:

$$\lambda_6 = \sum_{i=1}^n \frac{l_{6i}}{E_6 F_{6i}} + \lambda_p + \lambda_r, \quad (8)$$

где λ_p — податливость резьбы;

$$\lambda_p \cong \frac{0.5}{E_6 d_2} \sqrt{1.44 + 9.3 \frac{P}{d}} \quad (9)$$

λ_r — податливость головки болта;

$$\lambda_r = \frac{0.15}{E_6 h} \quad (10)$$

В формулах (9) и (10): d и d_2 соответственно наружный и средний диаметры резьбы; P — шаг резьбы; h — высота головки.

Под действием внешней нагрузки N , воспринимаемой соединением при работе машины, болт дополнитель но удлинится на величину Δl (см. рис. 3); на ту же величину уменьшится деформация стягиваемых

деталей (см. рис. 3). Новое состояние болта и деталей характеризуется точками A_0 и A_1 . Усилие в болте возрастет при этом на величину

$$N_0 = \Delta l \operatorname{tg} \alpha_0 = \Delta l / \lambda_0, \quad (11)$$

а усилие на стыке втулок (деталей) уменьшится на

$$N_a = \Delta l \operatorname{tg} \alpha_a = \Delta l / \lambda_a. \quad (12)$$

Из условия равновесия

$$N = N_0 + N_a \quad (13)$$

и равенств (11) и (12) следует

$$N_0 = \chi N, \quad (14)$$

где χ — коэффициент основной нагрузки;

$$\chi = \lambda_a / (\lambda_0 + \lambda_a). \quad (15)$$

Коэффициент основной нагрузки определяет часть рабочей нагрузки, воспринимаемой дополнительно болтом в затянутом соединении; обычно $\chi = 0,2 \div 0,4$.

Полное усилие в болте

$$Q_0 = Q_0 + N_0. \quad (16)$$

Равенство (16) будет справедливым до начала раскрытия стыка.

Плотность стыка при действии внешней силы оценивается по остаточной силе

$$Q_c = Q_0 - N_a. \quad (17)$$

Так как $N_a = N - N_0 = N(1 - \chi)$, то из равенства (17) имеем

$$Q_c = Q_0 - (1 - \chi) N. \quad (18)$$

Условие плотности стыка ($Q_c \geq 0$) будет выполняться, если усилие затяжки

$$Q_0 \geq (1 - \chi) N. \quad (19)$$

Обычно принимают

$$Q_{0 \min} = (1 - \chi) N. \quad (20)$$

На практике, как правило, происходит снижение усилия предварительной затяжки из-за обмятания микронеровностей на стыках, релаксации напряжений и т. п. Возможно, повышение внешних нагрузок при работе на нерасчетном режиме. С учетом этих обстоятельств расчетное усилие затяжки увеличивают в v раз:

$$Q_0 = v Q_{0 \min} \quad (21)$$

По условию плотности стыка выбирают: $v = 1,25 \div 2$ — для постоянных нагрузок; $v = 2,5 \div 4$ — для переменных нагрузок.

По условию герметичности назначают: $v = 1,2 \div 2,5$ — при мягких прокладках; $v = 2,5 \div 3,5$ — при металлических прокладках; $v = 3,0 \div 4,0$ — при плоских металлических прокладках.

Если внешняя нагрузка возрастет до величины

$$N_* \geq Q_0/(1-\chi), \quad (22)$$

то стык раскроется и болт будет воспринимать всю внешнюю силу

$$Q_{n*} = Q_0 + N_*. \quad (23)$$

Раскрытие стыка при переменной нагрузке приводит к появлению дополнительных напряжений ударного характера и, как следствие, к резкому снижению долговечности соединения.

Например, при испытаниях болтовых соединений из углеродистой стали (резьба 1/2") на долговечность при изменении рабочей нагрузки от 0 до 4,18 кН было получено:

Усилие предварительной затяжки, кН .	6,5	27	33	38
Долговечность $N \cdot 10^{-4}$ циклов	0,57* ¹	3,6* ¹	14,5* ¹	500

Поэтому усилие предварительной затяжки должно обеспечивать плотность стыка при действии внешней нагрузки в процессе эксплуатации соединения.

Из равенства (14) следует, что в одномерной модели соединения, учитывающей лишь деформации растяжения и сжатия соединяемых деталей, дополнительная нагрузка на болт от внешнего усилия не зависит от силы предварительной затяжки.

Между тем стягиваемые детали большинства реальных соединений при действии внешней нагрузки получают значительные деформации изгиба и сдвига. Для таких соединений равенство (14) будет приближенным, и усилие предварительной затяжки Q_0 будет оказывать влияние (большее при большей изгибной податливости деталей) на величину N_* даже при нераскрытом стыке. На рис. 5 показаны зависимости дополнительных усилий в болтах фланцевого соединения от внешней нагрузки при различных усилиях затяжки, полученные путем тензометрирования [7, 16].

Из рис. 5 следует, что снижение усилия предварительной затяжки Q_0 приводит к значительному увеличению дополнительного усилия в болте N_* и ухудшению стабильности затяжки соединений. С увеличением внешней нагрузки N наблюдается прогрессирующее необратимое падение усилия затяжки (рис. 6). Увеличение переменной внешней нагрузки на болт неблагоприятно сказывается на усталостной прочности резьбовых соединений, так как их усталостная прочность определяется преимущественно амплитудой N_a цикла переменных нагрузок, равной $0,5N_*$ [6]. Таким образом, затяжка является эффективным средством повышения надежности работы резьбовых соединений.

*¹ Число циклов до разрушения при нагрузках, которые вызывают частичное раскрытие стыка.

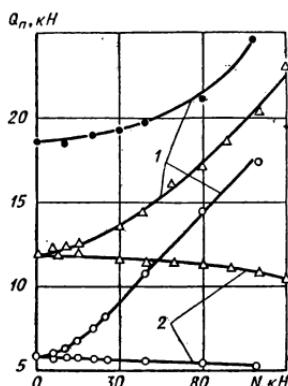
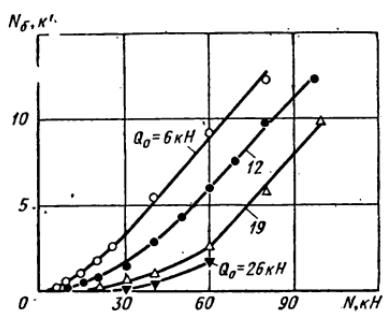


Рис. 5. Зависимость дополнительного усилия в болтах фланцевого соединения от внешней растягивающей нагрузки

Рис. 6. Изменение усилий в болтах соединения с кольцевыми контактирующими фланцами:

1 — полное усилие Q_n ; 2 — остаточное усилие затяжки

На практике величину напряжений затяжки определяют из соотношения, полученного с учетом равенств (20) и (21):

$$\sigma_0 = v \frac{N}{F_1} (1 - \chi). \quad (24)$$

где $F_1 = \pi d_1^2 / 4$ — площадь сечения стержня болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы.

Верхний предел напряжений затяжки, ограничиваемый минимально допустимой величиной запаса прочности по постоянным напряжениям, находится в пределах $\sigma_{\max} = (0.7 \div 0.8) \sigma_t$, где σ_t — предел текучести материала болта (шпильки).

Однако обеспечение плотности стыка при действии основных и дополнительных (преимущественно изгибающих) нагрузок, а также выполнение болтов с достаточно большим упругим удлинением для обеспечения стабильности напряжения затяжки вынуждает применять в ряде отраслей машиностроения более низкие напряжения затяжки [7].

Увеличение напряжений затяжки иногда понижает предел выносливости соединений при плотном стыке (например, для соединений с накатанной резьбой,

Рис. 7. Диаграмма предельных напряжений резьбовых соединений (болт и гайка из стали 40ХН, $\sigma_b = 1230 \div 1280 \text{ МПа}$):
 σ_m — среднее напряжение цикла

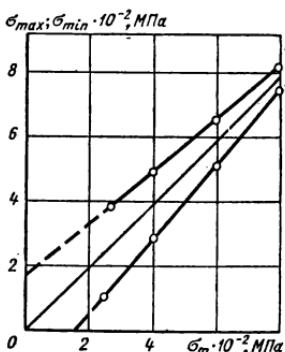


рис. 7). Однако эффект снижения дополнительной внешней нагрузки практически безусловен и ведет к повышению усталостной прочности.

Обычно принимают $\sigma_0 = (0,5 \div 0,6) \sigma_r$, — для болтов и шпилек из легированных сталей; $\sigma_0 = (0,6 \div 0,7) \sigma_r$, — то же, для углеродистых сталей.

Для высокопрочных болтовых соединений в мостовых конструкциях ($d_c \approx d$, где d_c и d — наружные диаметры стержня болта и резьбы) принимают $\sigma_0 \approx (0,8 \div 1,0) \sigma_r$.

СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ДЕЙСТВИИ ВНЕШНЕЙ СИЛЫ, ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Предварительная затяжка соединений при действии рабочих сил параллельно плоскости стыка (рис. 8) должна исключать взаимные сдвиги соединяемых деталей в эксплуатации.

Болты, поставленные без зазора (рис. 8, а), работают на срез. Их устанавливают в отверстия из-под развертки, как правило, с небольшим натягом $\Delta_n = (0,002 \div 0,005) d_b$ (посадки $H7/k6$; $H7/p6$; $H7/j_6$), а также с большим натягом $\Delta_n = (0,006 \div 0,007) d_b$ (посадки $H9/l_8$; $H8/u_8$; $H8/x_8$ и т. д.).

При действии переменных нагрузок разрушение срезных соединений происходит в основном по отверстиям в соединяемых деталях из-за высокой концентрации напряжений в этой зоне. Увеличение натяга способствует повышению долговечности соединений (рис. 9), так как часть внешней нагрузки расходуется на перераспределение начальных контактных давлений (по аналогии с работой на растяжение

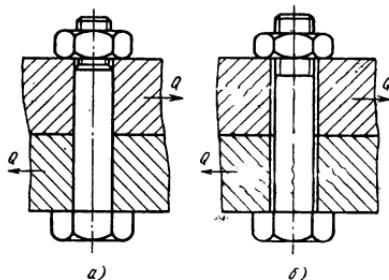
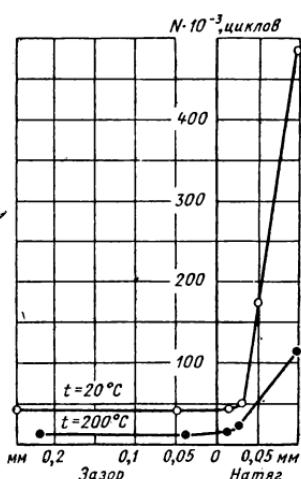


Рис. 8. Эскизы болтовых соединений

Рис. 9. Зависимость долговечности двухсрезных болтовых соединений от посадки болта в отверстие при коэффициенте асимметрии $r = 0,25$ (материал пластины и накладки — дюралюминий D16T, материал болта М6 и гайки — сталь 30ХГСА, $\sigma_b = 1100 \div 1300$ МПа)



затянутого болтового соединения). Однако повышение натяга влечет за собой увеличение усилия запрессовки и возрастает опасность повреждения стенок отверстия [10]. Для улучшения условий монтажа необходимо смазывать отверстия смазочными материалами или герметиками. Использование смазочных материалов с добавкой двусернистого молибдена позволяет снизить усилие запрессовки болтов на 15—20 %. При монтаже болтов забиванием молотком смазочный материал сокращает число ударов монтажника в 3—4 раза.

Часто производят смазывание заборной части болта (вместо смазки отверстия). Его эффективность, как показывает практика, невелика. Благоприятное влияние смазочного материала возрастает с увеличением толщины пакета.

Для исключения повреждения стенок отверстия заборную часть болта следует скруглять.

Наличие затяжки — дополнительный фактор повышения долговечности соединений. В этом случае разгрузка болта и зоны концентрации напряжений около отверстия при передаче нагрузки с одной детали на другую происходит за счет сил сцепления по поверхностям контакта листов. Кроме того, затяжка создает объемное напряженное состояние вблизи отверстия, что также способствует повышению прочности соединения. Обычно $\sigma_0 = (0,3 \div 0,5) \sigma_t$.

В последние годы получили распространение сверхвысокопрочные болты ($\sigma_u = 1800 \div 2100$ МПа), работающие только на срез. Для них напряжение затяжки не должно превышать 400 МПа [6, 7].

Затяжка болтов, поставленных с зазором (см. рис. 8, б), является решающим фактором обеспечения работоспособности соединения при нагружении его в плоскости стыка.

Величина усилия предварительной затяжки определяется по внешней нагрузке Q из условия неподвижности соединения:

$$\Omega_0 \geq Q/f. \quad (25)$$

где f — коэффициент трения для сухих обработанных стыков стальных и чугунных деталей $f = 0,1 \div 0,15$; при наличии масляной пленки $f = 0,06$ [7].

Из условия прочности по допускаемым напряжениям

$$Q_{0\max} = |\sigma|_p \frac{\pi d^2}{4},$$

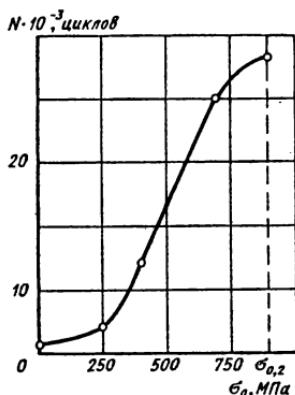
где $|\sigma|_p$ — допускаемое напряжение для материала болта при растяжении; принимают $|\sigma|_p \approx 0,6 \sigma_t$.

Момент затяжки для создания такой силы

$$M_s \approx 0,15 Q_{0\max} \quad d = 0,07 \sigma_t d. \quad (26)$$

С увеличением усилия затяжки долговечность соединений также повышается (рис. 10). Последнее объясняется уменьшением значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений от затяжки [15].

Рис. 10. Зависимость долговечности соединений от напряжений затяжки болта σ_0 (материал листов и накладки — дюралюминий Д16Т, материал болтов М6 и гаек — сталь 30ХГСА; $\sigma_{\max} = 331$ МПа; $\sigma_{\min} = -33$ МПа; $n = 10$ цикл/мин)



В металлоконструкциях широкое распространение получили высокопрочные болты ($\sigma_b = 1300 \div 1600$ МПа), применяемые взамен заклепок (два болта заменяют три заклепки). Такие болты работают преимущественно на затяжку.

При расчете высокопрочных болтов принимают следующие значения коэффициентов трения f [6]:

Обработка стыка:

пескоструйная	0,5
газовой горелкой	0,4

Необработанные стыки (со следами окалины)

0,3

Окраска алюминиевым порошком

0,15

Окраска черной антикоррозионной краской

0,10

Окраска свинцовым суриком

0,06

При тарированной затяжке $|\sigma|_p \approx 0,8\sigma_t$, и момент на ключе

$$M_3 \approx (0,08 \div 0,2) Q_0 d. \quad (27)$$

Если в плоскости стыка действуют значительные нагрузки, следует предусматривать разгрузочные устройства (рис. 11) [7].

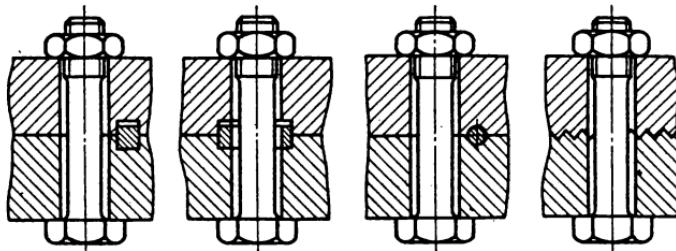


Рис. 11. Способы разгрузки соединений при действии усилий в плоскости стыка

МОМЕНТЫ И УСИЛИЯ В СОЕДИНЕНИЯХ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

При затяжке соединения момент на ключе (момент затяжки, рис. 12) $M_{\text{кл}} = M_3 = P_{\text{кл}} L_{\text{кл}}$, прикладываемый к гайке или головке винта, расходуется на преодоление трения торца гайки о неподвижную опорную поверхность соединяемых деталей (M_r) и сопротивления в резьбе (M_p):

$$M_3 = M_r + M_p. \quad (28)$$

Если принять, что контактные давления q_r равномерно распределены по торцу гайки:

$$q_r = \frac{4Q_0}{\pi(D^2 - d_o^2)},$$

а удельные силы трения τ_r связаны с этими давлениями соотношением $\tau_r = \mu_r q_r$, то с учетом этих равенств можно записать

$$M_r = \int_{d_o/2}^{D/2} q_r \mu_r \pi r^2 dr = \mu_r Q_0 R_r. \quad (29)$$

В этих равенствах D — наружный диаметр опорной поверхности гайки, равный приблизительно размеру под ключ S ; d_o — диаметр отверстия в корпусе (рис. 13); R_r — приведенный радиус трения.

Величина R_r зависит от формы торца:

для плоского кольцевого торца (рис. 13, а)

$$R_r = \frac{1}{3} \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}; \quad (30)$$

для торца в форме усеченного конуса (рис. 13, б)

$$R_r = \frac{1}{3 \cos \gamma} \frac{D^3 - d_o^3}{D^2 - d_o^2}; \quad (31)$$

для шарового торца (рис. 13, в)

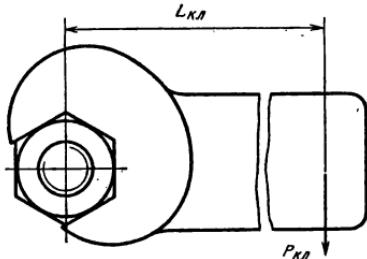


Рис. 12. К определению момента на ключе

$$R_r = \frac{4r}{D^2 - d_o^2} \left(\gamma r^2 + b \frac{d_o}{2} - c \frac{D}{2} \right). \quad (32)$$

Обозначения в формулах (30) — (32) см. на рис. 13.

Для определения момента сопротивления в резьбе выделим на рабочей поверхности резьбы болта элементарную площадку dS (рис. 14), удален-

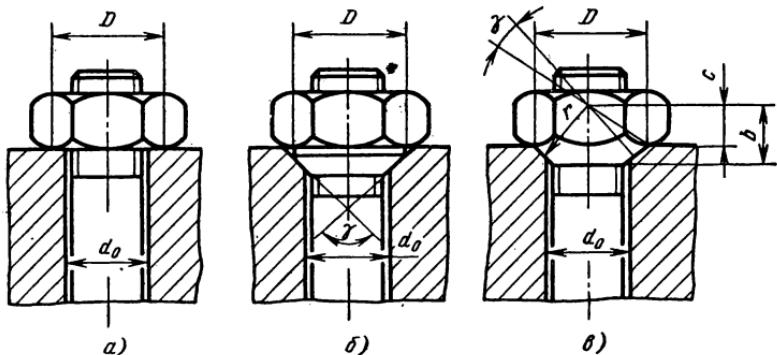


Рис. 13. Формы опорных поверхностей гаек:
а — плоская; б — коническая; в — сферическая

ную от его оси на расстояние $\frac{d_2}{2}$ (d_2 — средний диаметр резьбы)

На эту площадку действуют: осевая сила Q_{0S} и реакция от гайки $R_S = \bar{N}_S + \bar{F}_S$, где \bar{N}_S и \bar{F}_S — соответственно нормальное усилие и сила трения.

Величина этой реакции (см. рис. 14)

$$R_S = \frac{Q_{0S}}{\cos(\beta + \rho)};$$

здесь $\beta = \frac{P}{\pi d_2}$ — угол подъема винтовой линии (P — шаг резьбы); $\rho = \arctg \mu_p$ — угол трения (μ_p — коэффициент трения в резьбе).

Так как окружное усилие на площадке dS равно $R_S \sin(\beta + \rho)$, то крутящий момент в резьбе (S — поверхность контакта)

$$M_p = \int_S R_S \sin(\beta + \rho) \frac{d_2}{2} dS.$$

Подставляя в это равенство соотношение для R_S и учитывая, что углы β и ρ для данной резьбовой пары постоянны, имеем

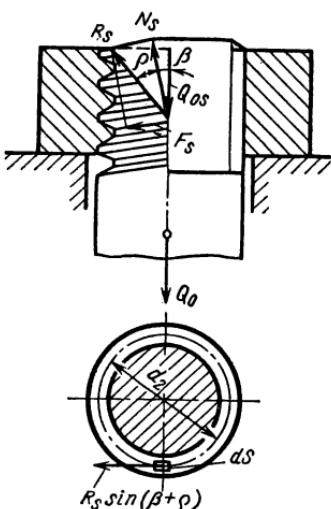


Рис. 14. Усилия в резьбовом соединении

$$M_p = \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \mu) \int_S Q_{0S} dS = Q_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \mu). \quad (33)$$

Соотношение (33) можно переписать в виде [5]

$$M_p = Q_0 \frac{d_2}{2} \frac{\frac{P}{\pi d_2} + \mu_p}{1 - \mu_p \frac{\alpha}{\pi d_2}}. \quad (34)$$

Коэффициент трения в резьбе μ_p связан с коэффициентом трения скольжения пары μ зависимостью

$$\mu_p = \frac{\mu}{1 - \cos^2 \beta + \cos^2 \beta \cos \frac{\alpha}{2}},$$

где α — угол профиля резьбы.

Влияние угла подъема β для нормальных резьб ничтожно (в наиболее неблагоприятном случае $\beta = 4^\circ 11'$ и $\cos \beta = 0,9973$), поэтому с достаточной точностью можно принимать

$$\mu_p = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (35)$$

Если учесть, что произведение $\mu_p P / (\pi d_2)$ в равенстве (34) существенно меньше единицы, то

$$M_p = Q_0 \left(\mu_p \frac{d_2}{2} + \frac{P}{2\pi} \right), \quad (36)$$

или, переходя к наружному диаметру резьбы d , получим

$$M_p = k Q_0 d, \quad (37)$$

где

$$k = \frac{1}{2} \frac{d_2}{d} \left(\mu_p + \frac{P}{\pi d_2} \right). \quad (38)$$

С учетом равенств (29) и (37) формула (28) примет вид

$$M_s = Q_0 (kd + \mu_r R_t). \quad (39)$$

Таким образом, при затяжке резьбового соединения тело болта оказывается не только растянутым с усилием Q_0 , но и закрученным моментом M_p .

КОЭФФИЦИЕНТЫ ТРЕНИЯ В СОЕДИНЕНИЯХ

Момент затяжки резьбового соединения зависит от коэффициентов трения фрикционных пар μ_r и μ_t [или коэффициента трения в резьбе μ_p , см. формулу (35)]. Однако даже в случае совпадения материалов и состояния поверхностей в фрикционных парах между гайкой и шайбой (корпусом), гайкой и болтом эти коэффициенты, как правило, значительно различаются [7]. Последнее объясняется высокой концентрацией нагрузки и, как следствие, высокими значениями контактных давлений в резьбе, а также невысокими скоростями скольжения и небольшими средними температурами. В этих условиях в зонах контакта возможно образование локальных металлических связей деформационного и адгезионного происхождения и их разрушение.

Коэффициенты трения, как показали многочисленные экспериментальные исследования, нестабильны и зависят от целого ряда факторов: наличия вида покрытия резьбы; состояния трущихся поверхностей (параметров шероховатости сопрягаемых поверхностей, наличия смазочных материалов и др.); давления в контакте и, как следствие, погрешностей формы контактирующих поверхностей (погрешностей шага и угла профиля резьбы, отклонения от перпендикулярности опорного торца гайки оси резьбы и т. п.); повторяемости сборки; скорости завинчивания и др.

В табл. 1 и 2 приведены значения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки в зависимости от вида покрытия и числа затяжек. Кадмирование и цинкование не только защищают болты от коррозии, но и снижают коэффициенты трения.

Повторные затяжки кадмированных и луженных болтов несколько снижают значения коэффициентов трения. Во всех остальных случаях происходит увеличение коэффициентов трения, приводящее к заеданию в резьбе. Это следует учитывать при эксплуатации во избежание недотяжки соединений или их перетяжки.

1. Средние значения коэффициентов трения в резьбе μ_p и на торце гайки μ_t в зависимости от вида покрытия и числа затяжек [16]

Покрытие болта и гайки	1-я затяжка		2-я затяжка		3-я затяжка	
	μ_p	μ_t	μ_p	μ_t	μ_p	μ_t
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

Приложение. Болт M6×60; материал болта и гайки — сталь 14Х17Н2; толщина покрытия 10 мкм.

2. Значения коэффициентов трения в резьбе μ_p и на торце гайки μ_t , в зависимости от вида покрытия и смазочного материала

Покрытие болтов и гаек	Коэффициент трения	Без смазочного материала	Машинное масло	Солидол синтетический	Машинное масло с добавкой 20 % MoS ₂
Без покрытия	μ_p	$0,40 \pm 0,08$	$0,21 \pm 0,03$	$0,19 \pm 0,03$	$0,13 \pm 0,02$
	μ_t	$0,20 \pm 0,06$	$0,12 \pm 0,02$	$0,13 \pm 0,02$	$0,09 \pm 0,02$
Кадмирование	μ_p	$0,29 \pm 0,05$	$0,21 \pm 0,04$	$0,18 \pm 0,03$	$0,14 \pm 0,03$
	μ_t	$0,17 \pm 0,05$	$0,11 \pm 0,04$	$0,11 \pm 0,02$	$0,06 \pm 0,02$
Цинкование	μ_p	$0,40 \pm 0,16$	$0,19 \pm 0,04$	$0,17 \pm 0,03$	$0,17 \pm 0,03$
	μ_t	$0,09 \pm 0,02$	$0,10 \pm 0,02$	$0,09 \pm 0,01$	$0,08 \pm 0,02$
Фосфатирование	μ_p	$0,20 \pm 0,05$	$0,18 \pm 0,03$	$0,17 \pm 0,02$	$0,16 \pm 0,02$
	μ_t	$0,10 \pm 0,01$	$0,11 \pm 0,02$	$0,11 \pm 0,02$	$0,09 \pm 0,02$
Оксидирование	μ_p	$0,64 \pm 0,19$	$0,45 \pm 0,06$	$0,44 \pm 0,05$	$0,18 \pm 0,03$
	μ_t	$0,34 \pm 0,14$	$0,26 \pm 0,07$	$0,26 \pm 0,07$	$0,09 \pm 0,02$

Примечание. Материал болта и гайки сталь 45; резьба М10, толщина покрытия 10 мкм.

Часто перед свинчиванием резьбовые соединения смазывают. Основными требованиями, предъявляемыми к смазочным материалам, являются его противозадирные свойства. Наиболее эффективными в этом отношении оказываются такие сорта смазочных материалов, которые хорошо «цепляются» с молекулами металла, имеют высокую прочность мономолекулярных слоев и обладают свойством самовосстановления. К их числу относятся графитовые смазочные материалы типа НК-50 и др., двусернистый молибден (MoS_2), масла с присадками жирных кислот или некоторых соединений серы, хлора и фосфора.

Экспериментальные исследования показали также, что смазочный материал снижает на 20—40 % (см. табл. 2) и стабилизирует значения коэффициентов трения (уменьшает их рассеяние), а так же устраивает заедание. Смазочный материал исключает влияние на коэффициент трения способа получения резьбы, прочности материала деталей.

Коэффициенты трения в резьбе имеют больший разброс, чем на торце гайки. Последнее связано с влиянием погрешностей на распределение контактных давлений и, как следствие, на значения коэффициентов трения.

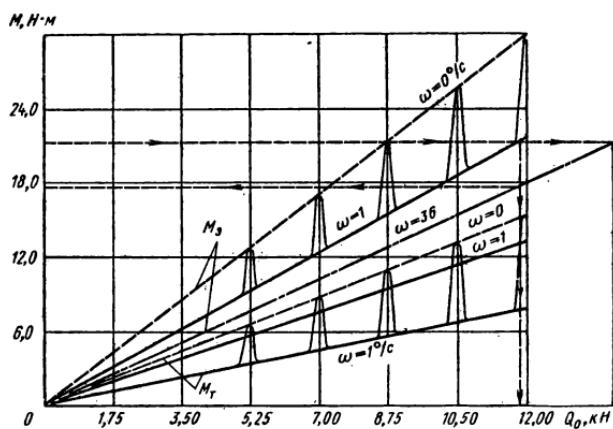


Рис. 15. Изменение моментов в резьбовом соединении при затяжке (резьба M12×1,5)

С увеличением скорости завинчивания коэффициенты трения в резьбе и на торце уменьшаются. Это обстоятельство следует учитывать при ручной затяжке резьбовых соединений тарированным инструментом (особенно предельными ключами) при диаметре резьбы $d > 10$ мм, так как вследствие неравномерного вращения инструмента в процессе затяжки («перехват» ключа, затяжка «рывками») возможны недотяжка или перетяжка резьбовых соединений (рис. 15). Переход с ручной сборки резьбовых соединений на механизированную может привести к существенной перетяжке резьбовых соединений. Снижение коэффициентов трения наблюдается и в условиях вибрации (табл. 3) [30].

Значения коэффициентов трения нестабильны и существенно (иногда в несколько раз) различаются для разных партий оцинкованных

3. Значения коэффициентов трения в резьбе при вибрациях

Усилие затяжки, кН	Частота нагрузления, Гц	Коэффициенты трения μ_p
10	0	0,14
	45	0,01
20	0	0,13
	52,5	0,005
30	0	0,1
	67,5	0,025

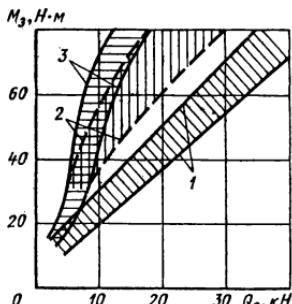


Рис. 16. Диапазоны распределения усилий и моментов затяжки для трех партий болтов:
1, 2, 3 — номера партий

болтов с резьбой M10 и гайками без покрытия даже внутри одного производства (рис. 16).

В связи с этим пользоваться на практике справочными данными при назначении моментов затяжки нецелесообразно. Коэффициенты трения желательно определять на резьбовом динамометре для каждой партии болтов.

Значения коэффициентов трения определяют на специальных установках. Схема одной из таких установок показана на рис. 17, а [26]. В основе ее лежит модернизированный резьбовой динамометр [20]. Установка включает в себя электродвигатель 1, редуктор 2, колонны 4, нижний захват 3, выполняющий роль торцевого динамометрического ключа, и резьбовой динамометр 5, смонтированный на плате 6, тензометрический усилитель и электронный самописец для регистрации и записи момента затяжки M_3 , момента трения на торце гайки M_t , момента сопротивления в резьбе M_p и усилия затяжки Q_0 . Последние три параметра измеряют при помощи резьбового динамометра (рис. 17, б), содержащего три взаимосвязанных торсионных динамометра (оболочки) с наклеенными на них тензодатчиками.

Внешняя оболочка 9 служит для измерения момента трения на торце гайки, который передается от гайки через разъемный стопорный вкладыш 12. Внутренняя оболочка 8 используется для измерения момента сопротивления в резьбе. Последний передается на оболочку от головки через держатель 10 с шестигранным отверстием.

Вторая внутренняя оболочка 7, стягиваемая исследуемым болтом, является динамометром для измерения усилия затяжки. Для разгрузки этой оболочки от крученения за счет трения на торце гайки, а так-

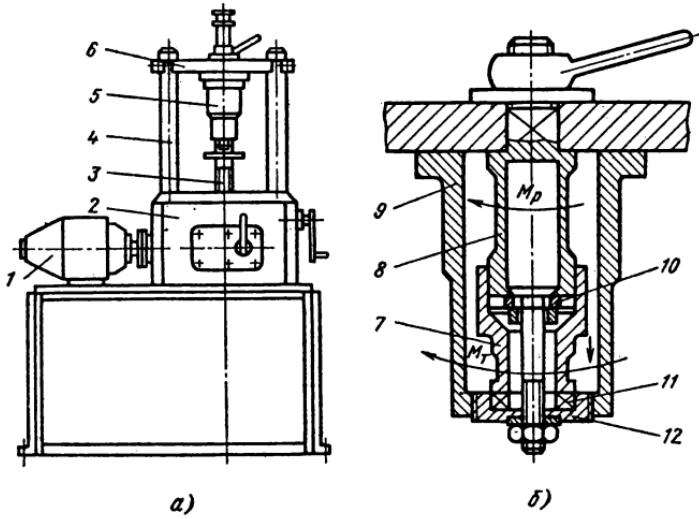


Рис. 17. Установка для измерения силовых параметров в затягиваемом резьбовом соединении

же для разделения силового потока используется упорный шарикоподшипник 11.

Все три оболочки зафиксированы от перемещений на плате 6.

Коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки при заданном моменте затяжки M_3 и усилии затяжки Q_0 определяют по формулам

$$\mu_p = \frac{2M_p}{Q_0 d_2} - \frac{P}{\pi d_2}; \quad (40)$$

$$\mu_t = \frac{M_t}{Q_0 R_t}. \quad (41)$$

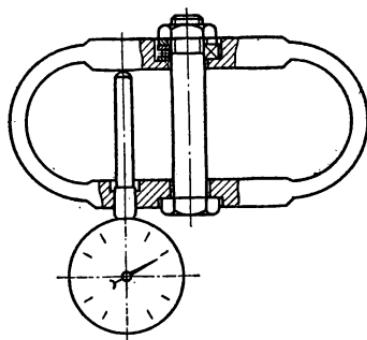


Рис. 18. Резьбовой динамометр

В цеховых условиях наиболее удобен, хотя и менее точен, резьбовой динамометр (рис. 18) в виде эллиптического кольца для измерения осевого усилия с помощью индикатора часового типа. Момент затяжки задается с помощью обычного динамометрического ключа. Для определения коэффициентов трения в резьбе под гайку подкладывают упорный шарикоподшипник. В этом случае $M_3 = M_p$, далее по формуле (40) находят коэффициент трения в резьбе. Для определения коэффициента трения на торце проводят затяжку без подшипника второго такого же болта из партии; тогда

$$M_t = M_{32} - M_{31},$$

где M_{32} — момент затяжки второго болта, снимаемый с динамометрического ключа при некотором значении усилия затяжки Q_0 ; $M_{31} = M_p$ — момент затяжки первого болта при том же усилии Q_0 . Далее по формуле (41) вычисляют коэффициент трения на торце гайки.

НАПРЯЖЕНИЯ И ПРОЧНОСТЬ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

При затяжке тело болта или шпильки оказывается растянутым и закрученным, и в нем будут действовать нормальные σ и касательные напряжения τ .

Нормальные напряжения в сечении по внутреннему диаметру резьбы

$$\sigma_0 = Q_0 / F_1;$$

касательные напряжения в этом же сечении при затяжке

$$\tau_0 = \frac{M_p}{W_{p1}} = \frac{Q_0 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{W_{p1}}.$$

где F_1 и W_p — площадь поперечного сечения и момент сопротивления кручению сечения болта по внутреннему диаметру резьбы.

После снятия ключа стержень болта (шпильки) остается также закрученным под действием момента трения на торце гайки. Раскрутку можно оценить из соотношения $\varphi = M_p/M_t$.

При действии переменных нагрузок остаточный крутящий момент частично (на 20—40 %) исчезает. Иногда этот момент рекомендуют снимать после затяжки нажатием на ключ в направлении отвинчивания гайки (винта).

Приведенное напряжение

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_0^2 + 3\tau_0^2} = \kappa \frac{Q_0}{F_1} = \kappa \sigma_0, \quad (42)$$

где κ — коэффициент, учитывающий влияние кручения и зависящий от коэффициента трения в резьбе и ее размеров;

$$\kappa = \sqrt{1 + 0,75 \left[d_2 \frac{F_1}{W_p} \operatorname{tg}(\beta + \rho) \right]^2}$$

Соотношения между нормальными и касательными напряжениями в упругой области

$$\frac{\tau_0}{\sigma_0} = \frac{2}{d_c} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_p d_2 \right),$$

в пластической области

$$\frac{\tau}{\sigma} \approx \frac{1,5}{d_c} \left(\frac{P}{\pi} + \mu_p d_2 \right).$$

На рис. 19 показано изменение τ_0/σ_0 в упругой области для различных резьб в предположении, что $d_c = d_2$ [7]. Из графика следует, что отношение τ_0/σ_0 может быть большим. Последнее может привести к преждевременному разрушению болта (шпильки) при затяжке.

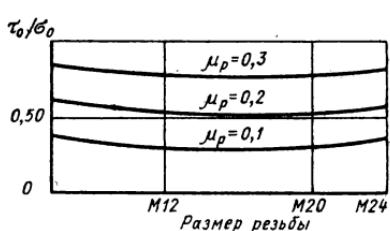


Рис. 19. График значений τ_0/σ_0

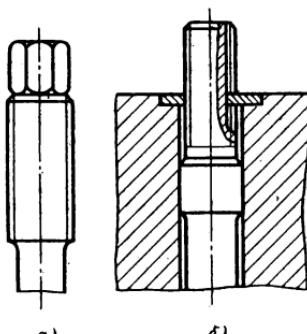


Рис. 20. Хвостовики шпилек

Поэтому при уменьшенных диаметрах стержня болта шпильки необходимо предусматривать конструктивные мероприятия для освобождения стержня шпильки от действия крутящего момента. На рис. 20, а приведена конструкция шпильки со специальным шестигранником для удержания ее при затяжке, а на рис. 20, б показана специальная подкладная шайба, два усика которой зафиксированы в теле блока одного из двигателей внутреннего сгорания, а два других усика входят в канавку на шпильке.

Разрушение соединения при затяжке может произойти в результате среза витков или обрыва стержня болта (шпильки), особенно при затяжке болтов с уменьшенным диаметром стержня (податливые болты и шпильки).

Условие прочности стержня болта при затяжке

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_b, \quad (43)$$

где σ_b — предел прочности материала болта.

С учетом равенства (42) напряжение затяжки, приводящее к обрыву стержня болта по внутреннему диаметру резьбы,

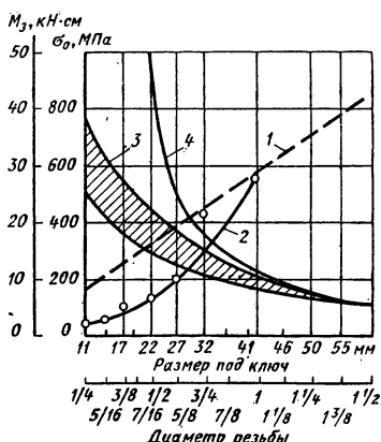
$$\sigma_{0p} = \frac{1}{\kappa} \sigma_b \quad (44)$$

при сборке обычными ключами (рис. 21) [16]. При нормальной затяжке нетарированным инструментом (заштрихованная область) болты из низкоуглеродистой стали диаметром менее 14 мм могут быть оборваны монтажником. Этот вывод следует из расчета, если принять, что $\mu_p = \mu_r = 0,15$; $D = 1,7d$ (для кольцевого торца) и $d_2 = d$. Тогда момент затяжки или момент на ключе (см. рис. 12)

$$M_s = M_{kl} = P_{kl} L_{kl} \approx 0,2 Q_{bd} d \quad (45)$$

Рис. 21. Зависимость моментов и напряжений затяжки от диаметра болтов (шпилек):

- 1 — момент на нормальному ключе при приложении максимального усилия монтажника (950 Н); 2 — момент при обычной затяжке; 3 — напряжения затяжки, соответствующие кривой 2, с учетом разброса экспериментальных данных;
- 4 — напряжения затяжки, соответствующие кривой 1



и напряжение затяжки

$$\sigma_0 \approx \frac{P_{\text{кл}} L_{\text{кл}}}{0,1 d^3}. \quad (46)$$

Соотношение (45) часто используется на практике для приближенного определения момента на ключе при заданном Q_0 (здесь принято $\mu_p = \mu_t = 0,15$).

При усилии 500 Н, $d = 14$ мм и нормальной длине ключа $L_{\text{кл}} = 20d$ напряжение затяжки составит $\sigma_0 \approx 500$ МПа, что превышает предел прочности низкоуглеродистой стали.

Разрушающий момент на ключе можно определить по приближенной формуле

$$M_{\text{кл}} \approx 0,1 \sigma_b d^3, \quad (47)$$

где σ_b — предел прочности материала болта (шпильки).

Зависимость моментов на ключе, приводящих к обрыву болтов при затяжке, от размера резьбы показана на рис. 22.

Опасность перетяжки болтов шпилек с диаметром $d \leq 10$ мм при неконтролируемой затяжке вынуждает существенно понижать допускаемые рабочие нагрузки на соединение (табл. 4), а в ряде случаев ограничивает применение таких болтов в качестве силовых деталей.

Для предотвращения разрушения болтов в процессе затяжки максимальную величину напряжений затяжки ограничивают допускаемым напряжением $|\sigma| = \beta \sigma_t$ (β — коэффициент; $\beta = 0,7 \div 1,0$).

Условие прочности по допускаемому напряжению при затяжке болта

$$\sigma_{\text{экв}} = \chi \sigma_0 = \beta \sigma_t,$$

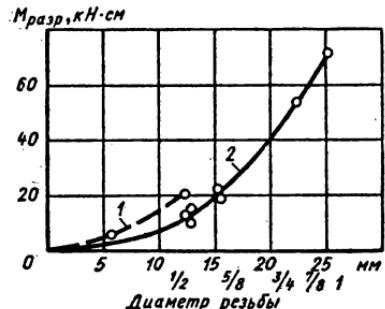
откуда наибольшее допустимое напряжение затяжки

$$\sigma_{0 \max} = \frac{\beta}{\chi} \sigma_t = \sigma_t \frac{\beta}{\sqrt{1 + 0,75 \left[d_2 \frac{F_1}{W_{p1}} \operatorname{tg}(\beta + \rho) \right]^2}}; \quad (48)$$

оно ограничивается минимально допустимой величиной запаса прочности.

Рис. 22. Изменение разрушающего крутящего момента при затяжке:

1 — с трением на торце, материал болта — углеродистая сталь ($\sigma_b = 800 \div 900$ МПа); 2 — без трения на торце



4. Допускаемые статические нагрузки и моменты затяжки для болтов (шпилек) [6]

Резьба		Сталь 45, $\sigma_b = 650$ МПа		Сталь 38ХА, $\sigma_b = 850$ МПа		Сталь 40Х2НМА, $\sigma_b = 1050$ МПа					
<i>d</i>	<i>P</i>	A	B	Mомент затяжки, Н·см	A	B	Mомент затяжки, Н·см	A	B	Mомент затяжки, Н·см	
		Нагрузка, кН		Нагрузка, кН		Нагрузка, кН		Нагрузка, кН		Нагрузка, кН	
3	0,5	0,28	0,84	37,5	0,37	1,1	53	0,45	1,35	60	
4	0,7	0,58	1,5	90	0,76	1,96	117	0,95	2,45	148	
5	0,8	1,1	2,6	195	1,45	3,4	252	1,8	4,25	328	
6	1,0	1,7	3,75	340	2,2	4,85	432	2,7	5,95	545	
8	1,0	3,6	7,7	920	4,75	10,0	1200	5,85	12,5	1500	
	1,25	3,3	7,0	640	4,3	9,15	1100	5,3	11,3	1400	
10	1,0	6,5	13,4	2000	8,5	17,5	2600	10,5	21,8	3200	
	1,5	5,5	11,4	1710	7,3	15,0	3000	9,0	18,5	2780	
12	1	10,5	21	3000	13,7	27,4	3900	17,0	31,0	4900	
	1,5	9,3	18,6	2700	12,1	24,2	3500	15,0	30,0	4300	
	1,75	8,7	17,4	2500	11,3	22,6	3300	14,1	28,2	4100	
14	1	15,6	30,4	6400	20,4	39,6	8200	25,1	48,9	10300	
	1,5	14,1	27,4	5700	18,4	35,8	7500	22,6	44,0	9200	
	2,0	12,5	24,4	5100	16,5	32,1	6700	20,4	40,0	8400	

Примечание. А — неконтролируемая затяжка (грубый учет нагрузок);
Б — контролируемая затяжка.

Формула (48) используется для нормирования допускаемой статической нагрузки и моментов затяжки для болтов (шпилек).

ЗАЕДАНИЕ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

В резьбовых соединениях, работающих при нормальных и повышенных температурах, часто наблюдается заедание, и после некоторого времени работы гайка отвертывается с трудом или ее не удается отвернуть.

Заедание в соединениях начинается с местного сваривания, а последующее относительное движение приводит к повреждению поверхности (задиранию).

Образование зон сварки обусловлено переносом частиц одного металла на другой. Эти связи могут быть прочнее внутренних связей в металле при достаточных давлениях на поверхности контакта в резьбе.

В обычных условиях контакта поверхностей деталей из углеродистых сталей сваривание предотвращается окисной пленкой или пленкой из

адсорбированного на поверхности газа. Однако в соединениях возможно образование зон холодной сварки и через смазочную пленку [4]. Микрофотографии поверхностей витков резьбы свидетельствуют о наличии пластической деформации, холодной сварки, а также о разрывах металла даже при минимальной нагрузке. В условиях глубокого вакуума заедание резьбы наблюдается уже в процессе свинчивания.

Обычно повышенная склонность к заеданию обнаруживается в соединениях коррозионно-стойких, кислотоупорных и жаропрочных сталей и сплавов. Это объясняется тем, что из-за стойкости к окислению они образуют более слабые и тонкие оксидные пленки, а также хуже адсорбируют на своей поверхности молекулярные пленки других веществ. В результате нагрузка заедания для коррозионно-стойких сталей в 7—10 раз ниже, чем для углеродистых сталей.

Антифрикционные свойства сталей и сплавов и склонность их к заеданию можно оценивать по среднему контактному давлению на виток, приводящему к заеданию (например, после нескольких завинчиваний), $p = Q_0 P / (Hf)$, где P — шаг резьбы; H — высота гайки; $f = \pi d_2 l_2'$ — проекция боковой поверхности витка на плоскость, перпендикулярную к оси болта (d_2 — средний диаметр резьбы; l_2' — рабочая глубина резьбы). Если принять обычные для резьбовых соединений соотношения $l_2' = 0,65P$; $H = 0,8d$; $dd_2 \approx d_1^2$, то $p_{\max} \approx 0,5\sigma_{0\max}$, где $\sigma_{0\max}$ — наибольшее напряжение затяжки, приводящее к заеданию соединения; d и d_1 — наружный и внутренний диаметры резьбы.

В табл. 5 приведены результаты исследования свинчиваемости соединений из различных сталей и сплавов. Наибольшее среднее контактное давление установлено из условия обеспечения 50 свинчиваний (затяжек). Большинство соединений обладает повышенной склонностью к заеданию даже при невысоких контактных давлениях ($p_{\max} = 5 \div 25$ МПа), и, как следствие, низких напряжениях затяжки ($\sigma_{0\max} \leq 0,15\sigma_t$). В результате механические характеристики материалов резьбовых деталей используются лишь частично. Коэффициенты трения в резьбе имеют высокие значения и большое рассеяние (особенно с увеличением числа затяжек), что связано с повреждением поверхности резьбы.

Результаты ряда исследований показывают, что химический состав (в особенности хром и никель) коррозионно-стойких сталей влияет на активность смазочных материалов лишь до определенного содержания элементов (10—15 % по хрому и никелю). При большем содержании хрома и никеля в стали их влияние на адгезию смазочных материалов практически не изменяется. Поэтому коэффициенты трения для соединений из коррозионно-стойких сталей приблизительно одинаковые (табл. 6).

Подбором материалов резьбовых деталей можно повысить предельное контактное давление p_{\max} и стойкость к заеданию. Так, содержащая кремний сталь 15X18H12C4TЮ имеет лучшие антифрикционные свойства (по сравнению с другими сталями), так как кремний обычно способствует улучшению этих свойств.

Наиболее эффективными средствами предотвращения заедания являются смазочные материалы, а также покрытия и окислые пленки

5. Максимальные допускаемые контактные давления и коэффициенты трения в резьбе [2]

Материал резьбовой пары болт — гайка	P_{max} , МПа	$\frac{\sigma_0}{\sigma_t}$	Коэффициент трения μ_p в резьбе при числе затяжек		
			1	20	50
14Х17Н2—14Х17Н2	5	0,012	0,742—0,862	0,978—2,08	1,393—2,463
09Х16Н4Б—12Х21Н5Т	9	0,017	0,358—0,693	0,55—0,574	0,580—0,741
09Х16Н4Б—09Х16Н4Б	11	0,02	0,101—0,477	0,234—0,435	0,110—0,274
07Х16Н6—07Х16Н6	12,5	0,024	0,751—0,948	0,562—0,733	0,666—0,684
20Х13—20Х13	15	0,05	0,222—0,253	0,312—0,52	0,498—0,617
07Х16Н6—20Х13	15,5	0,03	0,400—0,423	0,450—0,566	0,315—1,31
ХН67МВТЮ—ХН67МВТЮ	15,5	0,04	0,302—0,382	0,516—0,532	0,512—0,538
12Х18Н10Т—12Х18Н10Т	19	0,15	0,410—0,431	0,477—0,752	0,582—1,05
10Х11Н23Т3МР—07Х16Н6	25	0,55	0,473—0,563	0,393—0,773	0,538—0,778
09Х16Н4Б—15Х18Н12С4ТЮ	135	0,25	0,502—0,545	0,513—0,535	0,675—1,102
12Х18Н10Т—15Х18Н12С4ТЮ	65	0,8	0,301—0,38	0,380—0,447	0,407—0,46
15Х18Н12С4ТЮ—15Х18Н12С4ТЮ	115	0,44	0,354—0,394	0,314—0,407	0,354—0,487
12Х21Н5Т—15Х18Н12С4ТЮ	85	0,46	0,314—0,872	0,287—0,729	0,247—0,897
ХН67МВТЮ—15Х18Н12С4ТЮ	138	0,35	0,274—0,327	0,341—0,367	0,367—0,397
14Х17Н2—15Х18Н12С4ТЮ	140	0,3	0,303—0,437	0,367—0,732	0,380—0,861
07Х16Н6—15Х18Н12С4ТЮ	152	0,3	0,274—0,62	0,274—0,354	0,367—0,553

6. Влияние материалов крепежных деталей на коэффициенты трения в резьбе

Материал резьбовой пары		p_{\max} , МПа	Коэффициенты трения μ_r в резьбе при числе затяжек	
Болт	Гайка		1	20
07Х16Н6	07Х16Н6	380	0,287—0,294	0,161—0,194
14Х17Н2	14Х17Н2	300	0,328—0,350	0,222—0,252
07Х16Н6	20Х13	215	0,234—0,293	0,213—0,218
12Х21Н5Т	12Х21Н5Т	150	0,325—0,342	0,259—0,267
09Х16Н4Б	12Х21Н5Т	150	0,351—0,381	0,212—0,243

Материал резьбовой пары		p_{\max} , МПа	Коэффициенты трения μ_r в резьбе при числе затяжек	
Болт	Гайка		40	50
07Х16Н6	07Х16Н6	380	0,173—0,191	0,167—0,197
14Х17Н2	14Х17Н2	300	0,222—0,267	0,236—0,258
07Х16Н6	20Х13	215	0,225—0,262	0,221—0,234
12Х21Н5Т	12Х21Н5Т	150	0,219—0,271	0,222—0,274
09Х16Н4Б	12Х21Н5Т	150	0,221—0,359	0,240—0,253

Смазочный материал должен уменьшать коэффициент трения и препятствовать образованию металлического контакта и точечного сваривания между витками резьбы. Качество смазки зависит от прочностных свойств граничного слоя, которые определяются в основном природой смазочного материала и адгезией (взаимодействием его молекул с металлической поверхностью).

Обычно антифрикционные свойства смазочных материалов оценивают по обычной методике определения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки на резьбовых динамометрах. Смазочные материалы с малой и средней химической активностью (масло МС-70, индустриальное и др.) лишь незначительно повышают нагрузку задирания.

Результаты сравнительной оценки свойств смазочных материалов на соединениях из стали 12Х18Н10Т (резьба M16×1,5) при напряжении затяжки $\sigma_0 = 0,8\sigma$, приведены в табл. 7. Наименьшие коэффициенты трения и рассеяние их значений имеют соединения со смазочными материалами фторуглеродистой группы. Это объясняется высокой прочностью смазочной пленки, предохраняющей металл от износа и схватывания [3]. Для этих смазочных материалов характерно уменьшение значений коэффициентов трения с увеличением числа затяжек в связи с приработкой поверхностей.

Хорошими антифрикционными свойствами обладают смазочные материалы на основе дисульфида молибдена, который образует на поверхностях контакта сплошные пленки и препятствует образованию мостиков сварки. Толщина слоя дисульфида молибдена составляет 100 нм, но стойкость его высока, и он способен выдерживать высокие давления.

Дисульфид молибдена в твердом виде часто применяют в качестве единственного смазочного материала в соединениях, работающих при очень низких и высоких температурах и в вакууме.

С увеличением числа затяжек коэффициент трения в резьбе со смазочным материалом на основе дисульфида молибдена растет (см. табл. 7), что связано с износом твердой защитной пленки.

Среди углеводородных и кремнийорганических смазочных материалов лучшие противозадирные свойства имеют материалы с присадками в виде соли органических высокомолекулярных кислот (например, смазки МС-70, ОКБ 122-7) и с добавкой дисульфида молибдена (ВНИИ НП-200), обладающие хорошей адгезией, а также графитная смазка.

Антифрикционные свойства смазочных материалов также можно оценивать по наибольшему среднему давлению p_{max} на виток резьбы, приводящему к заеданию (пределному давлению). Смазки типа 3Ф и № 8 предохраняют резьбовое соединение от заедания до значения $p_{max} = 380$ МПа (соответствует напряжению затяжки $\sigma_0 = 0,8\sigma_t$, (табл. 8)).

Смазочные материалы неорганической, углеводородной и кремнийорганической групп не допускают высоких напряжений затяжки. По условию заедания должно быть $\sigma_0 \leq 0,3\sigma_t$, или $p_{max} = 150 \div 160$ МПа, что ограничивает возможность эффективного использования прочностных свойств материалов.

7. Коэффициенты трения в резьбе в зависимости от смазочного материала и числа затяжек

Смазочный материал	Коэффициенты трения μ_p в резьбе при числе затяжек			
	1	20	40	50
Без смазочного материала	0,410—0,431	0,477—0,752	0,705—0,900	0,581—1,050
Фторуглеродный:				
№ 8	0,101—0,199	0,090—0,140	0,090—0,135	0,085—0,128
3Ф	0,084—0,155	0,137—0,158	0,123—0,158	0,116—0,146
СК-2-06	0,130—0,164	0,128—0,192	0,140—0,148	0,139—0,176
ВНИИ НП-282	0,222—0,296	0,178—0,190	0,171—0,207	0,160—0,193
Неорганический:				
ВНИИ НП-213	0,014—0,103	0,075—0,132	0,083—0,116	0,094—0,148
ВАР-2	0,08—0,09	0,114—0,169	0,100—0,168	0,161—0,171
· ВНИИ НП-212	0,084—0,107	0,085—0,125	0,06—0,110	0,08—0,227
Углеводородный:				
ВНИИ НП-220	0,238—0,309	0,248—0,260	0,168—0,258	0,242—0,287
ВНИИ НП-279	0,352—0,369	0,268—0,294	0,222—0,361	0,244—0,287
Смазка графитная:				
УСсА	0,279—0,381	0,173—0,250	0,155—0,191	0,142—0,182
МС-70	0,311—0,394	0,331—0,350	0,239—0,251	0,246—0,288
ЦИАТИМ-201	0,370—0,435	0,339—0,417	0,304—0,428	0,335—0,392
Кремнийорганический:				
ОКБ 122-7	0,165—0,187	0,102—0,153	0,108—0,167	0,100—0,213
ЦИАТИМ-221	0,227—0,382	0,304—0,323	0,259—0,292	0,234—0,296

Примечание. $p_{max} = 95$ МПа ($\sigma_0 = 0,8\sigma_t$); для испытания без смазки $p_{max} = 19$ МПа ($\sigma_0 = 0,16\sigma_t$).

8. Коэффициенты трения в резьбе (материал болта и гайки — сталь 07Х16Н6), соответствующие предельным давлениям

Смазочный материал	p_{\max} , МПа	Коэффициенты трения μ_p в резьбе при числе затяжек			
		1	20	40	50
№ 8	380	0,287—0,297	0,161—0,194	0,17—0,19	0,167—0,197
3Ф	380	0,264—0,340	0,233—0,242	0,24—0,34	0,220—0,335
ВНИИ НП-213	160	0,035—0,139	0,098—0,34	0,15—0,82	1,562—1,907
ВНИИ НП-220	150	0,521—0,532	0,481—0,568	0,56—0,61	0,594—0,672
ЦИАТИМ-201	150	0,441—0,657	0,418—0,568	0,49—0,55	0,451—0,688

Эффективным средством предотвращения заедания являются различные покрытия и окисные пленки. Покрытия должны быть более мягкими, чем материал резьбовой детали, и должны деформироваться без разрушения пленки. Для защиты от коррозии, уменьшения коэффициентов трения и их стабилизации применяют ряд стандартных

9. Влияние покрытий (толщина 9—11 мкм) на свинчиваемость резьбовых соединений [2]

Материал резьбовой пары (болт — гайка)	Материал покрытия	p_{\max} , МПа	Коэффициент трения μ_p в резьбе при числе затяжек		
			1	20	50
14Х17Н2 — 14Х17Н2	Олово	175	0,236—0,266	0,289—0,336	0,310—0,327
	Кадмий	160	0,382—0,396	0,383—0,439	0,333—0,356
	Хром	21	0,354—0,416	0,372—0,492	0,598—0,703
09Х16Н4Б — 12Х21Н5Т	Олово	115	0,274—0,292	0,325—0,390	0,333—0,528
	Кадмий	115	0,277—0,505	0,396—0,475	0,398—0,639
	Хром	37	0,372—0,713	0,573—0,804	0,732—0,986
ХН67МВТЮ — ХН67МВТЮ	Олово	200	0,268—0,279	0,390—0,469	0,420—0,639
	Кадмий	180	0,287—0,31	0,290—0,414	0,417—0,439
	Хром	120	0,471—0,833	0,416—0,716	0,481—0,698
09Х16Н4Б — 15Х18Н12С4ТЮ	Олово	205	0,199—0,214	0,306—0,336	0,344—0,445
	Кадмий	205	0,216—0,333	0,372—0,423	0,376—0,471
	Хром	150	0,338—0,447	0,541—0,57	0,601—0,628
12Х18Н10Т — 12Х18Н10Т	Хром	—	0,323—0,608*	0,443—0,598*	0,454—0,659*
	Кадмий		0,358—0,622	0,403—0,735	0,428—0,68
			0,123—0,244*	0,289—0,327*	0,302—0,356*
			0,140—0,238	0,273—0,315	0,292—0,306

* Толщина покрытий 5 мкм.

покрытий (цинковое с хроматированием, кадмиевое с хроматированием, фосфатное, оловянное, медное и др.).

В табл. 9 показано влияние наиболее распространенных покрытий на свинчиваемость соединений. Антифрикционные свойства покрытий существенно зависят от свойств основного материала. Повторные затяжки разрушают покрытия. Максимальные контактные давления, вызывающие заедание, оказываются разными для одинаковых покрытий болтов из различных материалов.

Толщина покрытий в пределах 5—11 мкм не оказывает влияния на свинчиваемость соединений. При вдвое большей толщине покрытий коэффициенты трения в резьбе возрастают до 0,5—0,7 для хромового покрытия и до 0,5 для кадмиевого покрытия.

Исследования [2] показали, что хорошими антифрикционными свойствами обладают мягкие покрытия серебром, кадмием, свинцом, оловом и таллием (табл. 10). Выполняя роль твердого смазочного материала, они исключают металлический контакт между трущимися поверхностями. Сравнительно высокие значения коэффициентов трения в резьбе в соединениях с цинковым и медным покрытием резьбы обусловлены тем, что цинк может образовывать с хромом, входящим в материал болта, хрупкие и твердые соединения, которые подобны абразиву в контакте, а медь и ее сплавы хорошо свариваются с коррозионностойкими сталями [3].

10. Влияние покрытий на свинчиваемость резьбовых соединений

Материал покрытия	Микротвердость H_{20}	Коэффициенты трения μ_r в резьбе при числе затяжек		
		1	20	50
Серебро	1350	0,101—0,141	0,137—0,261	0,155—0,264
Кадмий	<840	0,140—0,238	0,273—0,315	0,292—0,306
Свинец	<840	0,135—0,216	0,270—0,319	0,333—0,342
Таллий	<840	0,262—0,29	0,196—0,373	0,306—0,364
Олово	<840	0,168—0,18	0,327—0,396	0,264—0,41
Кобальт	4050	0,135—0,248	0,223—0,325	0,251—0,412
Галлий	<840	0,327—0,341	0,247—0,354	0,420—0,434
Двуокись свинца	6480	0,211—0,275	0,261—0,364	0,362—0,416
Цинк	1380	0,262—0,323	0,390—0,525	0,340—0,465
Индий	<840	0,128—0,414	0,300—0,687	0,396—0,527
Сурьма	1420	0,392—0,49	0,490—0,500	0,386—0,537
Хром	11200	0,358—0,622	0,403—0,735	0,428—0,68
Медь	1380	0,249—0,459	0,454—0,716	0,483—0,705
Никель	3000	0,470—0,795	0,609—0,793	0,575—0,848

Примечания: 1. Микротвердость подложки (сталь 12Х18Н10Т) $H_{20} = 3420$ МПа.

2. Коэффициенты трения в резьбе с никелевым покрытием определяли при $p=24$ МПа, в остальных случаях — при $p=95$ МПа.

Никелевое покрытие обладает низкими антифрикционными свойствами, поэтому при низких контактных давлениях ($p_{\max} \leq 26$ МПа) наступает заедание в резьбе.

Хорошо предохраняет от заедания латунирование (покрытие латунью), осуществляющееся путем одновременного осаждения меди и цинка или натиранием резьбы латунью на токарном станке.

СВИНЧИВАЕМОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ИЗ ТИТАНОВЫХ СПЛАВОВ

Резьбовым соединениям из титановых сплавов присущи высокие значения коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки. В связи с этим возрастают опасность «скручивания» болтов и шпилек малого диаметра (до 10 мм).

Эффективными способами уменьшения коэффициентов трения в соединениях из титановых сплавов являются химико-термическая обработка деталей и применение покрытий и смазок.

В табл. 11, 12 приведены результаты исследования свинчиваемости соединений из титановых сплавов [24]. Установлено, что мягкие гальванические покрытия кадмием, оловом и в особенности серебром позво-

11. Свинчиваемость соединений из титановых сплавов

Материал резьбовой пары (болт — гайка)	Покрытие или смазочный материал	Коэффициенты трения μ_r в резьбе при числе затяжек		
		1	5	10
BT16—BT6 (упрочнение) **	—	0,323—0,389	0,257—0,367	0,212—0,367
BT16—BT6 № 8 CK-2-06 3Ф ВНИИ НП-282 AMC-3 MC-70	—	0,297—0,389	0,257—0,411	0,279—0,323
	Кадмий	0,146—0,257	0,234—0,301	0,234—0,323
	Олово	0,121—0,168	0,186—0,323	0,259—0,323
	Хром	0,279—0,389	0,323—0,389	0,323—0,356
	Серебро	0,08—0,124	0,168—0,190	0,234—0,279
	ВНИИ НП-232	0,146—0,234	0,090—0,146	0,090—0,146
	—	0,168—0,242	0,146—0,212	0,146—0,190
	—	0,279—0,323	0,168—0,234	0,212—0,234
	—	0,234—0,367	0,212—0,234	0,190—0,194
	—	0,257—0,389	0,202—0,389	0,279—0,433
BT16—I2X18H10T	—	0,455—0,588	0,345—0,367	0,323—0,411
	Кадмий	0,345—0,543	0,355—0,411	0,367—0,423
	Олово	0,279—0,301	0,323—0,412	0,323—0,368
BT16—30ХГСА	—	0,124—0,279	0,194—0,234	0,168—0,238
	Кадмий	0,102—0,190	0,190—0,233	0,206—0,234
	Олово	0,191—0,478	—	—
		0,124—0,190	—	—
		0,124—0,191	—	—

12. Коэффициенты трения на торце гайки в соединении из титановых сплавов

Покрытие или смазочный материал	Коэффициенты трения μ_r на торце при числе затяжек		
	1	5	10
—	0,121—0,216	0,121—0,216	0,09—0,189
Кадмий	0,08—0,121	0,108—0,216	0,116—0,203
ВНИИ НП-232 № 8	0,03 —0,108 0,108—0,135	0,095—0,162 0,121—0,162	0,141—0,189 0,135—0,162
СК-2-06	0,162—0,216	0,202—0,229	0,202—0,256
3Ф	0,108—0,148	0,08 —0,108	0,04 —0,095
ВНИИ НП-282	0,175—0,216	0,175—0,216	0,189—0,229
ВНИИ НП-220	0,174—0,243	0,216—0,245	0,201—0,229
АМС-3	0,175—0,229	0,189—0,208	0,162—0,175
МС-70	0,175—0,215	0,148—0,210	0,121—0,188

Примечание. Материал гайки — сплав ВТ6; материал шайбы — сплав ОТ4.

ляют снизить коэффициенты трения в резьбе. С увеличением числа затяжек антифрикционные свойства таких соединений ухудшаются из-за низкой прочности сцепления покрытий с основным материалом болта и гайки (титановым сплавом). Более эффективным для этих же целей оказывается применение в сочетании с титановым болтом стальной гайки (например, из сталей 30ХГСА, 12Х18Н10Т и др.), покрытой кадмием или оловом, так как за счет более прочного сцепления покрытия с материалом гаек соединения могут свинчиваться до 50 раз.

Эффективным оказывается применение импульсного анодирования болтов и гаек.

13. Коэффициенты трения в резьбе с медным покрытием при наличии смазочного материала

Материал резьбовой пары (болт — гайка)	Покрытие или смазочный материал	Коэффициенты трения в резьбе μ_r при числе затяжек		
		1	25	50
ВТ16—ВТ6	Медь	0,432—0,455	0,369—0,411	0,411—0,455
ВТ16—ВТ6	Медь, смазка ВНИИ НП-282	0,102—0,146	0,108—0,146	0,08—0,146
ВТ16—ВТ6	Медь, смазка АМС-3	0,06—0,08	0,08—0,102	0,08—0,190
ВТ16—ВТ6	Медь, смазка МС-70	0,06—0,124	0,08—0,124	0,08—0,194

Марка сплава и его термообработка практически не влияют на коэффициент трения в резьбе.

Существенного снижения коэффициентов трения в соединениях можно добиться за счет применения смазок типа ЗФ, № 8, СК-2-06, ВНИИ НП-232, петролатум. Первые три из них являются фторорганическими, они характеризуются хорошей адгезией к титану и высокой прочностью смазочной пленки. Высокие антифрикционные свойства смазки ВНИИ НП-232 связаны с 70 %-ным содержанием в ней порошка дисульфида молибдена.

Эффективное решение вопроса свинчиваемости соединений из титановых сплавов может быть достигнуто при совместном использовании мягких покрытий и смазочных материалов. Так, медные покрытия хорошо (табл. 13) адсорбируют поверхностно-активные компоненты смазочных материалов, образуя на поверхностях витков резьбы тонкий адсорбционно-пластифицированный слой, повышающий адгезию смазочной пленки и обеспечивающий ее высокую прочность. С увеличением числа затяжек происходит приработка трущихся поверхностей и снижение коэффициентов трения. Соединения из титановых сплавов не обнаруживают склонности к заеданию.

КОНТРОЛЬ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

КОНТРОЛЬ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ ПО УДЛИНЕНИЮ (ДЕФОРМАЦИИ) СТЕРЖНЯ

Во всех ответственных резьбовых соединениях необходимо контролировать величину усилия (напряжения) затяжки, так как чрезмерная или недостаточная затяжка могут привести к поломкам деталей и машин в целом.

Контроль по удлинению болта. Способы реализации метода контроля по удлинению стержня обеспечивают наибольшую точность измерения усилия. Их широко применяют при контроле усилия затяжки особо ответственных резьбовых соединений (шатунных болтов, стяжных болтов разъемных коленчатых валов и роторов компрессоров).

Усилие затяжки в рассматриваемом случае определяют по удлинению стержня Δl — разности величины базы измерения до и после затяжки (рис. 1, а):

$$Q_0 = \frac{\Delta l}{\lambda_0}; \quad \sigma_0 = \frac{\Delta l}{l} E, \quad (1)$$

где Q_0 и σ_0 — усилие и напряжение в стержне болта от затяжки; λ_0 — податливость стержня болта, определяемая по формулам (6) или (7) гл. 1.

Для коротких болтов и для болтов средней длины ($l \leq 6d$) необходимо учитывать деформацию болта в пределах резьбы по формулам (8) и (9) и деформацию головки по формуле (10) гл. I. Для коротких шпилек следует учитывать деформацию резьбы в пределах корпуса.

Удлинение коротких болтов обычно не превышает 20—60 мкм, поэтому приближенный учет деформаций стержня в пределах длины свинчивания может привести к значительным погрешностям измерения.

Для прямого измерения удлинения стержня необходимо иметь доступ к болту с двух сторон. Торцы болта, контактирующие с измерительным инструментом, выполняют либо плоскими шлифованными, либо делают на них центровые конические отверстия под сферические наконечники инструментов.

При одностороннем доступе к болту или при большой длине болта для контроля его удлинения используют встроенный индикатор деформаций (рис. 1, б). Индикатор представляет собой цилиндрический стержень, который вставляют в центральное отверстие со стороны головки болта и запрессовывают у основания отверстия [7, 20]. Длину стержня подбирают такой, чтобы при полной затяжке торец стержня

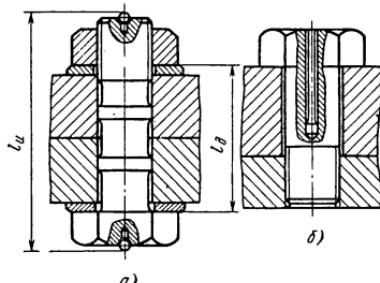


Рис. 1. Схема контроля усилия затяжки по удлинению стержня:

l_u — длина измерения; l_d — длина деформируемой части соединения

был заподлицо с торцом болта (шпильки). Так как стержень не доходит до резьбовой части болта, то перемещения стержня в пределах резьбы не измеряются. Описанные способы измерения усилий позволяют контролировать затяжку соединений в процессе эксплуатации.

Точность контроля по удлинению стержня болта определяется точностью измерения и величиной измеряемого удлинения, прямо пропорциональной напряжению затяжки и длине болта в пределах фланцев. Очевидно, что при небольших напряжениях затяжки коротких болтов их удлинения невелики. При измерении малых удлинений может быть допущена существенная ошибка.

Обычно при контроле усилия (напряжения затяжки) по удлинению приемлемыми считаются отклонения усилия на $\pm 5\%$. Для стальных болтов длиной 20—25 мм такая точность измерения нагрузки может быть реализована лишь с помощью инструмента (прибора), имеющего точность измерения $\pm 1 \text{ мкм}$.

Контроль с помощью специальных шайб. На практике получили распространение различные конструкции шайб, которые обеспечивают как дискретный, так и непрерывный контроль усилия затяжки в процессе сборки (рис. 2).

Весьма эффективным может оказаться пневмотензометрический метод контроля усилия [14]. Этот способ измерения основан на измени-

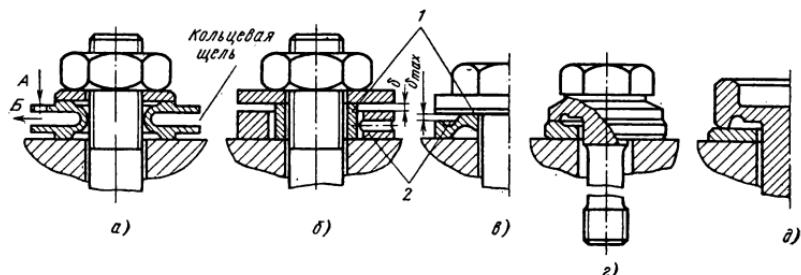


Рис. 2. Эскизы специальных шайб для контроля усилия затяжки в резьбовом соединении

нении расхода воздуха через кольцевую щель шайбы (подкладываемой под гайку, рис. 2, а) при ее деформации.

Для контроля затяжки на авиастроительных заводах США применяют специальный комплект шайб [7, 16]. Резьбовое соединение (рис. 2, б) помимо двух обычных шайб снабжается специальной мерной шайбой 1 и индикаторным кольцом 2, отличающимися по высоте на величину δ . Зазор δ подбирают таким образом, чтобы при расчетном усилии в болте шайба получила пластическую деформацию δ (дискретный контроль усилия). Расчетную величину усилия определяют по степени зажатия индикаторного кольца 2 (в этот момент его нельзя провернуть при помощи тонкого штифта, вставленного в одно из трех отверстий в кольце).

Индикаторные шайбы изготавливают на различные нагрузки, и при их применении не требуется проводить специальных расчетов или пользоваться специальным сборочным инструментом. Они обеспечивают задание требуемого усилия затяжки с точностью $\pm 10\%$. Погрешности при использовании индикаторных шайб преимущественно связаны с допусками на изготовление мерной шайбы и непараллельностью контактирующих деталей.

Для повышения точности затяжки используют мерные шайбы (прокладки) из пластмасс (полиэтилена и т. п.). При затяжке соединения материал мерной шайбы выдавливается из-под гайки (головки винта). Увеличение наружного диаметра шайбы служит мерой затяжки соединения.

В края мерной шайбы может быть вмонтирован проводник, связанный с электрической цепью. Обрыв проводника в этом случае используется в качестве сигнала об окончании затяжки.

В ФРГ применяют фасонную шайбу (рис. 2, в), обеспечивающую достаточно точную затяжку [28]. Шайба, подкладываемая между опорным торцом головки винта или гайки и корпусной деталью, вначале соприкасается с опорным торцом своей поверхностью 1, а затем, по мере затяжки болта, — поверхностью 2. Величина усилия затяжки, определяемая зазором δ , контролируется в этом случае либо с помощью шупов, либо по резкому возрастанию момента затяжки M , (из-за увеличения момента на торце гайки).

На рис. 2, г, д показаны другие формы головки болта и гайки, обеспечивающие затяжку по этому принципу с точностью до $\pm 10\%$.

Контроль с помощью тензодатчиков (тензорезисторов). В ряде случаев, особенно при экспериментальных исследованиях, для контроля усилия затяжки можно применить проволочные или фольговые тензодатчики (преобразователи), наклеиваемые на гладкую поверхность болта или заливаемые в центральное отверстие, которые после измерения могут оставаться на детали при дальнейшей эксплуатации. Проволочный тензометр (тензодатчик) представляет собой проволоку (вместо проволоки иногда применяют фольгу), уложенную в той или иной форме (обычно в виде параллельно расположенных в один слой петель) и приклеенную к основе (рис. 3).

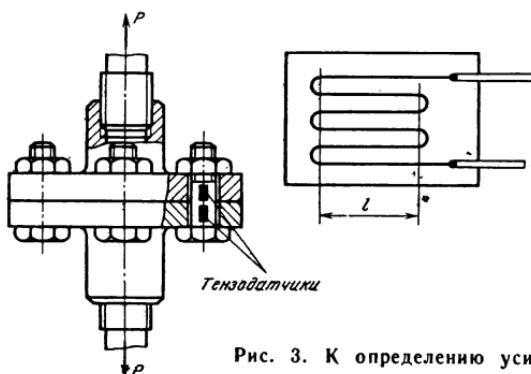


Рис. 3. К определению усилия в болте тензометрическим методом

Решетку тензодатчика наматывают из отожженной константановой проволоки диаметром 30—50 мкм, имеющей стандартный химический состав. Концы проволоки припаивают или приваривают к выводам, изготовленным из более толстого проводника. В качестве основы, изолирующей решетку от электрического пробоя, используют папиросную бумагу, нелощенную карандашную кальку, пленку клея БФ-4 или бакелитового лака и др. Датчик наклеивают на поверхность исследуемой детали так, чтобы размер базы l (длина петли) совпадал с направлением, в котором требуется замерить деформацию.

При плотной наклейке проволока удлиняется вместе с поверхностью детали, и ее омическое сопротивление изменяется и регистрируется как показатель деформации.

Экспериментально установлено, что относительное изменение омического сопротивления проволоки $\frac{\Delta R}{R}$ пропорционально ее удлинению:

$$\frac{\Delta R}{R} = \gamma_0 \epsilon,$$

где γ_0 — коэффициент тензочувствительности, безразмерная величина, зависящая от физических свойств материала; $\gamma_0 = 2 \div 2,1$ — для константана; $\gamma_0 = 2,1 \div 2,3$ — для никрома; $\gamma_0 = 3,2 \div 3,5$ — для элинвара.

У проволочного датчика вследствие закруглений на концах петель обнаруживается чувствительность не только к продольным, но и к поперечным деформациям. Однако при базе $l = 10 \div 20$ мм эта чувствительность невелика.

При измерениях датчик, наклеенный на болт (шпильку), включают в измерительный прибор по мостовой схеме (рис. 4) с отсчетом по гальванометру. Одно из четырех сопротивлений моста R_1 представляет собой сопротивление рабочего датчика (или системы рабочих датчиков). Остальные сопротивления подбирают так, чтобы при отсутствии удлинения детали (до начала испытаний) мост был сбалансирован и сила тока в гальванометре равнялась нулю. Обычно в качестве сопро-

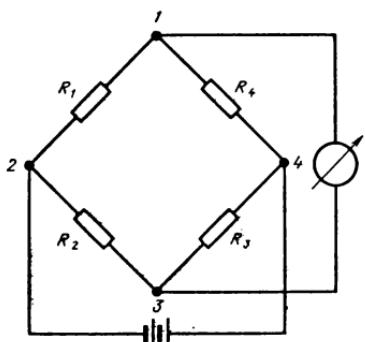
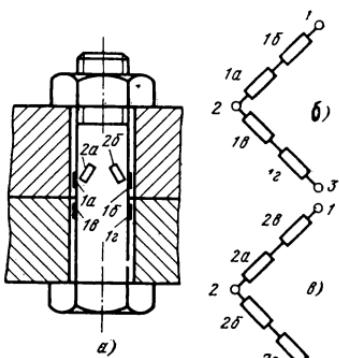


Рис. 4. Мостовая схема включения тензодатчиков:
1—4 — номера

Рис. 5. Схема размещения (а) и включения тензодатчиков для измерения осевого усилия (б) и крутящего момента (в):
1—3 — номера соединений моста (см. рис. 4), 2_a, 2_b — рабочие датчики; 2_c, 2_d — компенсационные датчики



тивления R_4 выбирают такой же датчик, как и первый, или мост сопротивлений, а сопротивления R_2 и R_3 размещают на входе в тензометрический прибор (усилитель); их величина может изменяться при настройке (балансировке моста прибора).

Величина тока, протекающего через гальванометр, пропорциональна изменению сопротивления датчика, а следовательно, замеряемой деформации.

Место наклейки тензометра выбирают в соответствии с задачами эксперимента. На рис. 5 показан пример наклейки тензодатчиков на болте фланцевого соединения. В среднем сечении болта с помощью продольных датчиков 1_a и 1_b и кольцевых 1_c и 1_d (рис. 5, б), включенных по схеме на рис. 5, б, измеряют продольную силу. С меньшей точностью продольная сила может быть измерена лишь с помощью одного продольного тензодатчика, включенного в мост по схеме на рис. 4. Аналогично включенные датчики 2_a и 2_b (рис. 5, в) предназначены для регистрации касательных напряжений в стержне и крутящего момента в нем.

Погрешность измерения усилий затяжки обычно не превышает $\pm 2\%$ и зависит от точности тарировки. При наличии изгиба стержня точность контроля будет ниже.

КОНТРОЛЬ УСИЛИЯ ПО МОМЕНТУ ЗАТЯЖКИ

В основе метода лежит соотношение, выражающее зависимость момента затяжки от осевого усилия в болте:

$$M_s = Q_0(kd + \mu_t R_t).$$

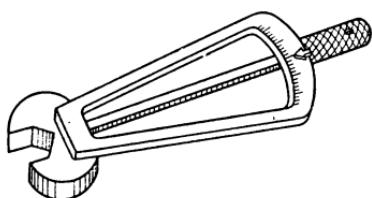


Рис. 6. Эскиз динамометрического ключа

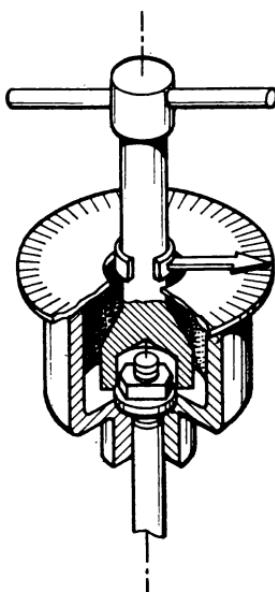


Рис. 7. Эскиз торцового ключа для затяжки соединений с контролем по углу поворота гайки

Простота измерения этого момента (момента на ключе) предопределила широкое распространение метода при ручной и механизированной сборке. Ручную затяжку резьбовых соединений осуществляют тарированными ключами: динамометрическими и предельными. Крутящий момент в динамометрических ключах (рис. 6) определяют в каждый момент времени при помощи специальных устройств (упругих элементов), измеряющих, как правило, угол поворота или перемещение деформируемой (изгибающейся или скручиваемой) усилием сборщика рукоятки ключа относительно другого ненагруженного стержня, также связанного с головкой ключа.

Деформация упругих элементов (податливой рукоятки) пропорциональна приложенному к ключу усилию. Так, для ключа, показанного на рис. 6, угол поворота стрелки на рукоятке связан с усилием рабочего соотношением

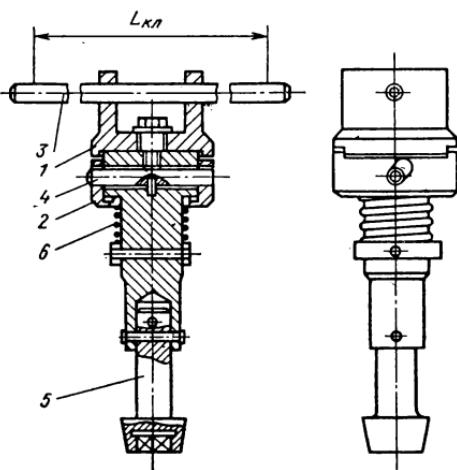
$$\varphi = \frac{P_{\text{кл}} L_{\text{кл}}^2}{2E_{\text{кл}} I_{\text{пл}}} . \quad (2)$$

Если затяжка производится торцевым динамометрическим ключом (рис. 7), то угол поворота сечения, в котором рабочий прикладывает момент затяжки, относительно гайки

$$\theta = \frac{M_3 l}{G_{\text{кл}} I_{\text{пл,кл}}} . \quad (3)$$

В этих соотношениях $P_{\text{кл}}$ — усилие на ключ длиной $L_{\text{кл}}$ (см. рис. 12, гл. 1); $E_{\text{кл}} I_{\text{пл}}$ — жесткость сечения рукоятки при изгибе; $M_3 = P_{\text{кл}} L_{\text{кл}}^2$ —

Рис. 8. Эскиз торцового предельного ключа



крутящий момент затяжки; $L_{\text{кл}}$ — длина поперечной рукоятки торцового ключа (см. рис. 8); l — длина стержня, соединяющего головку ключа с поперечной рукояткой; $G_{\text{кл}}J_{\text{ркл}}$ — жесткость сечения этого стержня при кручении.

Часто вместо расчетов по этим формулам производят тарировку ключей в простых приспособлениях с помощью мерных грузов. Затяжка динамометрическими ключами прекращается, когда крутящий момент на ключе достигает величины, установленной техническими условиями.

Работа предельных ключей основана на принципе ограничения величины момента затяжки. Для этого в конструкции ключей предусмотрены отжимные муфты или фрикционное ограничение. При достижении заданного момента затяжки или отключается ключ, или подается сигнал (звуковой или световой).

На рис. 8 показан торцовый предельный ключ [20]. Крутящий момент при затяжке передается на стакан 1, соединенный с гильзой 2 при помощи кулачков. В случае превышения заданной величины момента на рукоятке и, как следствие, на головке 5 шпилька 4 ползет по наклонной прорези гильзы 2, заставляет последнюю преодолевать сопротивление пружины 6 и опускаться книзу. При этом кулачки выходят из зацепления со стаканом 1, и стакан с рукояткой 3 проворачиваются вхолостую. Предельные ключи стандартизованы. Затяжка такими ключами обычно менее точна, чем динамометрическими. Однако благодаря удобству и простоте применения предельные ключи находят все более широкое распространение.

При использовании ручных, полуавтоматических и автоматических резьбозавертывающих машин и установок затяжку контролируют (по аналогии с предельными ключами) с помощью встраиваемых предельных устройств (кулачковых, фрикционных и других муфт), которые выключают гаечные головки (размыкают силовую цепь) после достижения заданной величины крутящего момента затяжки.

Простота и высокая точность измерения момента затяжки (обычно погрешность измерения $\pm 5\%$) не обес печивают высокой точности задания и контроля усилия затяжки. Анализ экспериментальных данных показывает, что зависимость $M_s = f(Q_0)$ не является устойчивой



Рис. 9. Усилия затяжки в болтах 5/8" при $M_3=8 \text{ кН} \times \text{см} = \text{const}$

(рис. 9) и обеспечивает точность получения усилия затяжки не более $\pm 25\%$. Невысокая точность метода объясняется разбросом значений коэффициентов трения на торце гайки μ_t и в особенности в резьбе μ_r , которые зависят от ряда факторов.

НОРМИРОВАНИЕ МОМЕНТОВ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При затяжке резьбовых соединений с контролем по моменту на ключе (моменту затяжки) $M_{k,t}=M$, необходимо обеспечить два условия:

1) условие плотностистыка

$$Q_{0,\min} = v(1-\chi)N, \quad (4)$$

где N — внешняя нагрузка;

2) условие прочности болта

$$Q_{0,\max} = \frac{\beta}{\chi} \sigma_t F_i \quad (5)$$

или витков резьбы на срез (обычно для корпусной детали из цветных сплавов) [7]

$$Q_{0,\max} = \pi d_1 k_0 H k_m \tau_b, \quad (6)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы; k_0 — коэффициент полноты резьбы корпуса; $k_0=0,87$; H — длина свинчивания; τ_b — предел прочности материала при срезе; $\tau_b=(0,6 \div 0,7) \sigma_b$ — для сталей и титановых сплавов; k_m — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в резьбе; $k_m=0,7 \div 0,75$ — для резьбы с крупным и первым мелким шагами; $k_m=0,65 \div 0,7$ — для резьбы мелкими шагами, кроме первого.

Прочность резьбы в корпусе обычно обеспечивают за счет длины свинчивания, и при затяжке стремятся выполнить лишь условие прочности стержня.

Предположим, что момент затяжки имеет колебание $\pm \Delta M_3$; тогда усилие затяжки в соединении будет наименьшим при минимальном моменте трения в резьбе (рис. 10, точка А):

$$M_{p,\min} = (M_3 - \Delta M_3) - M_{t,\max};$$

здесь $M_{t\max}$ — максимальный момент трения на торце гайки. Тогда

$$Q_{0\min} = \frac{M_3 - \Delta M_3}{\mu_{p\max} \frac{d_2}{2} + \mu_{t\max} \frac{D_t}{2} + \frac{P}{2\pi}} = v(1-\chi) N \quad (7)$$

Отсюда следует, что минимальное значение момента на ключе (момента затяжки)

$$M_{3\min} = v(1-\chi) N \left(\mu_{p\max} \frac{d_2}{2} + \mu_{t\max} \frac{D_t}{2} + \frac{P}{2\pi} \right) \quad (8)$$

Усилие затяжки будет наибольшим, если (рис. 10, точка *B*)

$$M_{p\max} = (M_3 + \Delta M_3) - M_{t\min};$$

здесь $M_{t\min}$ — минимальный момент трения на торце гайки, и

$$Q_{0\max} = \frac{M_3 + \Delta M_3}{\mu_{p\min} \frac{d_2}{2} + \mu_{t\min} \frac{D_t}{2} + \frac{P}{2\pi}} \leq 0,9 \frac{\sigma_r F_1}{\chi_{\max}}, \quad (9)$$

где множитель 0,9 в правой части неравенства получен из условия $\sigma_{ekb} = 0,9\sigma$, $[\beta] = 0,9$; см. формулу (48) гл. 1].

Отсюда допускаемый момент затяжки (χ_{\max} берут при $\mu_{p\max}$).

$$M_{3\max} = 0,9 \frac{\beta}{\chi_{\max}} \sigma_r F_1 \left(\mu_{p\min} \frac{d_2}{2} + \mu_{t\min} \frac{D_t}{2} + \frac{P}{2\pi} \right). \quad (10)$$

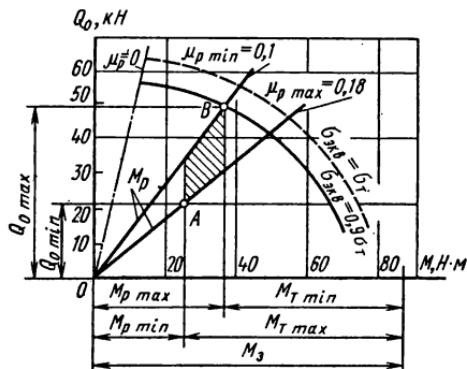
Соотношение (10) используется для нормирования или ограничения момента затяжки (момента на ключе).

Фактическое максимальное значение момента затяжки $M_{3\max}$ зависит от $M_{3\min}$ и точности метода контроля (возможного рассеяния коэффициентов трения, точности измерения момента на ключе, рассеяния размеров деталей и т. д.).

Рассеяние значений усилий в болтах при затяжке их динамометрическими ключами (погрешность контроля) составляет $\pm 25\%$, и отношение $M_{3\max}/M_{3\min} \cong 1,7$.

Метод контроля может быть реализован лишь при условии $M_{3\max} \geq M_{3\min}$. Если

Рис. 10. К нормированию затяжки соединений (болт М10, $\mu_p = 0,1 \div 0,18$; $\mu_t = 0,16 \div 0,22$)



1. Максимальное усилие затяжки $Q_{0\max}$ и максимальный момент затяжки $M_{3\max}$

Резьба	Класс прочности	Усилие затяжки (кН) при μ					
		0,08	0,10	0,125	0,14	0,16	0,20
M8	8.8	18,5	17,9	17	16,5	15,8	14,6
	10.9	26,1	25,1	23,9	23,2	22,3	20,5
	12.9	31,3	30,2	28,7	27,9	26,7	24,6
M10	8.8	29,5	28,4	27,1	26,2	25,2	23,2
	10.9	41,5	40,0	38,0	36,9	35,6	32,7
	12.9	49,5	48,0	45,7	44,3	42,6	39,2
M12	8.8	43,0	41,5	39,5	38,3	36,8	33,9
	10.9	60,5	58,5	55,5	54,0	51,5	47,7
	12.9	72,6	70,0	66,7	64,5	62,0	57,2
M14	8.8	58,8	56,5	54,0	52,5	50,6	46,3
	10.9	82,7	80,0	76,0	74,0	71,0	65,2
	12.9	99,3	96,0	91,3	88,5	85,0	78,2
M16	8.8	81,2	78,5	75,0	73,0	70,0	64,3
	10.9	114,0	110,0	105,0	102,0	98,0	90,4
	12.9	137,0	132,0	126,0	123,0	118,0	108,0
M20	8.8	127,0	122,0	117,0	114,0	109,0	100,0
	10.9	178,0	172,0	164,0	160,0	153,0	141,0
	12.9	214,0	206,0	197,0	192,0	184,0	169,0
M24	8.8	183,0	176,0	169,0	164,0	157,0	145,0
	10.9	257,0	245,0	237,0	230,0	221,0	203,0
	12.9	308,0	296,0	284,0	276,0	265,0	244,0
M30	8.8	292,0	282,0	269,0	262,0	252,0	231,0
	10.9	410,0	397,0	379,0	368,0	354,0	325,0
	12.9	492,0	454,0	454,0	442,0	425,0	390,0

Примечание. С уменьшением напряжения затяжки приведенные

это условие не выполняется, то необходимо уменьшить $M_{3\min}$ (например, за счет снижения коэффициентов трения, путем подбора покрытий или введения смазочного материала).

Часто в машинах и аппаратах условие плотности стыка обеспечивается при небольших напряжениях затяжки (когда внешние нагрузки невелики). В этом случае напряжение затяжки принимают $\sigma_0 = (0,4 \div 0,5) \sigma_t$, и по этому напряжению назначают $M_{3\min}$. Максимальный крутящий момент затяжки $M_{3\max}$ создает напряжение в болте $\sigma_0 = (0,7 \div 0,8) \sigma_t$.

для резьбовых соединений при напряжении затяжки $\sigma_0 = 0,9\sigma$

	Момент затяжки (Н·м) при μ							
	0,25	0,08	0,10	0,125	0,14	0,16	0,20	0,25
13,2	20	22	23	25	27	30	35	
18,5	28	30	33	35	38	42	49	
22,2	33	36	40	42	45	51	58	
20,9	39	43	47	49	53	59	70	
29,4	55	60	66	69	74	84	95	
35,3	66	72	79	83	89	100	115	
30,6	69	75	83	87	95	105	120	
43,0	97	105	115	125	130	150	170	
51,6	116	125	140	145	155	180	205	
41,8	110	120	130	140	150	165	190	
58,8	155	165	185	195	210	235	270	
70,5	185	200	220	235	250	260	320	
58,0	170	185	205	215	230	260	300	
81,5	200	240	290	305	325	365	420	
97,8	290	315	345	365	390	440	500	
90,5	330	360	395	420	450	510	580	
127,0	465	510	560	590	630	710	810	
153,0	560	610	670	710	760	855	980	
130,0	570	620	680	720	770	870	1000	
188,0	800	870	960	1000	1100	1250	1400	
220,0	970	1050	1150	1200	1300	1450	1700	
209,0	1150	1250	1350	1450	1550	1750	2000	
293,0	1600	1650	1900	2050	2150	2450	2800	
362,0	1900	2100	2300	2450	2600	2950	3350	

значения $Q_{0\max}$ и $M_{3\max}$ следует пропорционально уменьшать.

На практике нормирование напряжения затяжки можно производить по различным схемам. Иногда при нормировании считают, что крутящий момент на ключе для заданного болта зависит в основном от изменения коэффициента трения на торце гайки μ_t и не зависит от рассеяния коэффициента трения в резьбе. Это допущение объясняется тем, что возрастание момента сопротивления в резьбе с увеличением коэффициента трения практически прекращается при затяжке ключом, так как при этом снижается величина момента затяжки в связи с уменьшением усилия затяжки [36] (рис. 11).

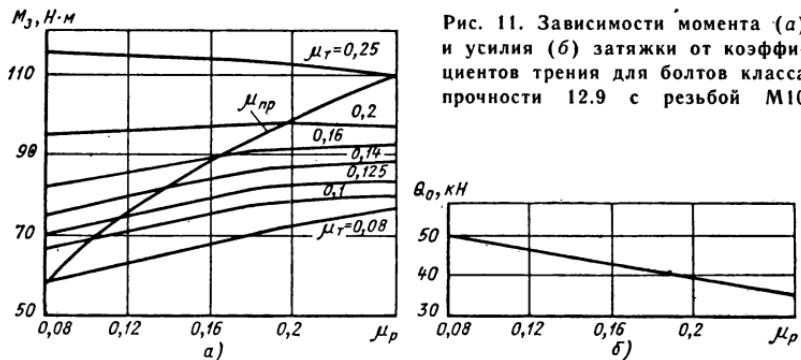


Рис. 11. Зависимости момента (а) и усилия (б) затяжки от коэффициентов трения для болтов класса прочности 12.9 с резьбой М10

Расчет ведут по формуле

$$M_3 = Q_0 [0.16P + \mu (0.58d_2 + 0.5D_T)],$$

полученной из соотношений (28), (29) и (36) гл. 1 путем замены коэффициента трения в резьбе на коэффициент трения фрикционной пары ($\mu_p = \mu / \cos \frac{\alpha}{2}$) и использовании допущения $\mu = \mu_r$.

Максимальное усилие находят из условия (9), а значение M_3 — при $\mu = \mu_{\min}$. Значения $Q_{0\max}$ и $M_{3\max}$, полученные по этой схеме, для напряжений затяжки $\sigma_0 = 0.9\sigma$, приведены в табл. I [29].

Нормирование затяжки можно выполнить и по другим схемам.

КОНТРОЛЬ ЗАТЯЖКИ ПО МОМЕНТАМ ЗАВИНЧИВАНИЯ И ОТВИНЧИВАНИЯ

Этот метод позволяет установить зависимость между моментом на ключе (моментом затяжки) и усилием затяжки с помощью моментов завинчивания M_3 и отвинчивания $M_{\text{отв}}$ без назначения коэффициентов трения [12]. Определение этих моментов производится обычными динамометрическими ключами.

Предположим, что с помощью динамометрического ключа производится завинчивание (затяжка) соединения до некоторого усилия Q_0 . Тогда момент завинчивания, соответствующий этому усилию,

$$M_3 = Q_0 \frac{d_2}{2} \left(\mu_p + \frac{P}{\pi d_2} \right) + Q_0 \mu_r R_T;$$

при отвинчивании этого соединения имеем

$$M_{\text{отв}} = Q_0 \frac{d_2}{2} \left(\mu_p - \frac{P}{\pi d_2} \right) + Q_0 \mu_r R_T.$$

Решая совместно эти уравнения, найдем

$$\mu_p + \mu_r \frac{D_T}{d_2} = \frac{M_3 + M_{\text{отв}}}{M_3 - M_{\text{отв}}} \frac{P}{\pi d_2}. \quad (11)$$

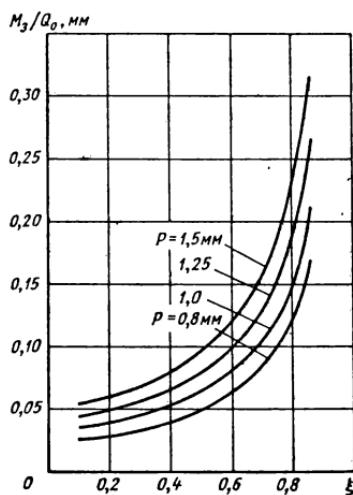


Рис. 12. Зависимость отношения $M_3/Q_0 = f(\xi)$

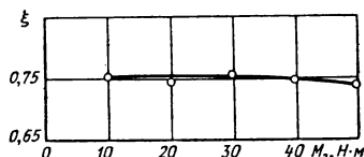


Рис. 13. Зависимость $\xi = f(M_3)$

где $D_t = 2R_t$ — приведенный диаметр трения опорной поверхности [см. формулы (30)–(32) гл. 1].

Подставляя это равенство в формулу для M_3 , получим

$$M_3 = M_{\text{кл}} = \frac{Q_0}{1 - \xi} \frac{P}{\pi} \quad (12)$$

где

$$\xi = M_{\text{отв}} / M_3. \quad (13)$$

Соотношение (12) представляет собой основную зависимость момента на ключе от силы затяжки. В него в явном виде не входят коэффициенты трения. При его использовании нужно знать лишь единственный параметр резьбы — ее шаг.

На рис. 12 показана зависимость отношения M_3/Q_0 от величины ξ для некоторых значений шага резьбы P , а на рис. 13 дана зависимость $\xi = f(M_3)$ для болта с резьбой М10.

В табл. 2 приведены данные контроля усилия затяжки описанным методом. Затягивали болты с резьбой М12×1,5 длиной 140 мм, снабженные четырехгранником на свободном конце для уменьшения скручивания стержня при завин-

2. Моменты завинчивания, отвинчивания и усилия затяжки болтов [12]

M_3	$M_{\text{отв}}$	ξ	Q_0 , кН
$\text{H} \cdot \text{м}$			
46,1	32,4	0,702	28,763
49,0	34,3	0,7	30,813
49,0	35,3	0,72	28,753
49,0	36,3	0,74	26,704
51	37,3	0,73	28,832
53,9	39,2	0,727	30,842
53,9	39,2	0,727	30,832
56,9	42,2	0,741	30,852

чивании и отвинчиваний. Гайки затягивали динамометрическим ключом, и при достижении болтом вытяжки (удлинения) $\Delta l = 0,22$ мм фиксировали момент завинчивания M_3 . Затем гайки отвинчивали, замеряли момент отвинчивания $M_{\text{отв}}$, вычисляли отношение ξ и усилие

$$Q_0 = \frac{M_3 \pi (1 - \xi)}{P} \quad (14)$$

Усилие затяжки, соответствующее указанному выше удлинению, $Q_0 = \Delta l / \lambda_0 = 28$ кН (податливость болта в описанном эксперименте $\lambda_0 = 7,8 \cdot 10^{-6}$ мм/Н). Сравнение значений усилий затяжки из табл. 2 с усилием, полученным при контроле по удлинению стержня, показывает, что погрешность описанного метода не превышает $\pm 10\%$.

Если в равенстве (11) заменить μ_p на коэффициент трения фрикционной пары μ , т. е. принять $\mu_p = 1,15\mu$ и $\mu_r = \mu$, то несложно получить

$$\mu = \frac{1 + \xi}{1 - \xi} \frac{P}{\pi d_2} \frac{1}{\left(1,15 + \frac{D_r}{d_2}\right)}. \quad (15)$$

Используя эту зависимость, запишем соотношения для моментов сопротивления в резьбе и трения на торце:

$$M_p = Q_0 \frac{P}{2\pi} \left(1 + \frac{1 + \xi}{1 - \xi} \frac{1,15}{1,15 + \frac{D_r}{d_2}} \right); \quad (16)$$

$$M_r = Q_0 \frac{P}{2\pi} \frac{1 + \xi}{1 - \xi} \frac{1}{\frac{1,15}{d_2} + \frac{1}{D_r}}. \quad (17)$$

Описанный здесь метод контроля затяжки может быть реализован на практике следующим образом. Если для резьбового соединения известны ориентировочные значения коэффициентов трения, то момент завинчивания M_3 следует вычислять по формуле (39) гл. 1. Если коэффициенты трения неизвестны, то рекомендуется момент завинчивания определять при помощи выражения $M_3 = 0,2Q_0d$, где d — наружный диаметр резьбы. Далее следует произвести затяжку резьбового соединения моментом M_3 , затем отвинтить гайку и одновременно замерить момент отвинчивания $M_{\text{отв}}$. По найденным значениям M_3 и $M_{\text{отв}}$ определить отношение ξ , уточнить величину усилия затяжки по формуле (14) и затянуть резьбовое соединение моментом M_3 .

В случае малоответственных групповых резьбовых соединений одной и той же серии ряд болтов затягивают моментом M_3 и отвинчивают с моментом $M_{\text{отв}}$. Затем определяют среднее значение отношения ξ , уточняют момент затяжки M_3 по формуле (12), и все резьбовые соединения данной серии затягивают этим моментом.

С увеличением отношения $\frac{d}{P}$ и коэффициентов трения величина ξ стремится к единице. Это накладывает ограничение на применение

метода контроля затяжки по моментам M_3 и $M_{\text{ото}}$, так как тарированные динамометрические ключи обычной конструкции при больших диаметрах резьбы не позволяют с достаточной точностью учесть отношение $P/(pd_2)$, входящее в выражения для моментов завинчивания и отвинчивания.

Однако для наиболее употребляемых резьбовых соединений коэффициенты трения редко превышают $\mu = 0,2$, и описанный способ затяжки можно применять для резьб при отношении $d/P = 16$.

КОНТРОЛЬ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ ПО УГЛУ ПОВОРОТА ГАЙКИ

В практике довольно широко применяют контроль усилия затяжки по углу поворота гайки. При этом в технических условиях на сборку резьбового соединения указывают угол φ поворота гайки. Величину этого угла (градусы) в зависимости от требуемого усилия затяжки несложно получить из условия равновесия и совместности перемещений болта и стягиваемых деталей:

$$\varphi = 360 \frac{Q_0}{P} \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (18)$$

где i — номер детали в соединении ($i=1, 2, \dots, n$); $i=1$ — болт; n —

число деталей в соединении; $\sum_{i=1}^n \lambda_i$ — суммарная податливость болта

и стягиваемых деталей; P — шаг резьбы.

В приближенных расчетах можно пренебречь податливостью стягиваемых деталей по сравнению с податливостью болта, т. е. положить [6]

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i \approx \lambda_b = \frac{l_b}{E_b F_b};$$

тогда

$$\varphi \approx 360 \frac{Q_0}{F_b} \frac{l_b}{E_b P}, \quad (19)$$

где $E_b F_b$ — жесткость сечения стержня болта при растяжении.

Измерение угла поворота гайки при монтаже с погрешностью 10–15° не вызывает затруднений и производится различными методами (мерные подкладки, шаблоны, см. рис. 7).

Обычно основное значение имеет λ_b , однако для податливых фланцев и при наличии некоторого изгиба в стягиваемых деталях необходимо учитывать все слагаемые в равенстве (18).

Для болтов средней длины [$l=(4 \div 6)d$] может возникнуть необходимость учета контактных смещений на стыках, а также раскрутки стержня после затяжки.

На рис. 14 показана типичная зависимость усилия затяжки от угла поворота гайки, которая имеет существенную нелинейность на начальном этапе завинчивания (участок OA) гайки. Последнее — ре-

зультат наличия микронеровностей и погрешностей формы контактирующих деталей. После упругопластического обжатия микронеровностей и достижения номинального прилегания деталей зависимость $Q_0 = f(\varphi)$ подчиняется уравнению (18) вплоть до появления упругопластических деформаций в теле болта (участок AB). Указанный метод по сравнению с контролем по удлинению более прост при выполнении сборочных работ. Однако сложная зависимость $\varphi = f(Q_0)$, связанная с вычислением податливости стягиваемых деталей, и трудность определения начального угла φ_0 , при котором полностью выбираются зазоры в соединении, делают этот метод малоэффективным. Точность обеспечения заданного усилия затяжки при контроле по углу поворота гайки обычно не более $\pm 15\%$. Наибольшая точность обеспечивается при затяжке до предела текучести материала болта.

Метод контроля усилия затяжки по углу поворота гайки не пригоден для соединения с короткими болтами ($l < 4d$). Расчетный угол поворота гайки для таких болтов невелик, и погрешности метода скаживаются в наибольшей степени.

КОМБИНИРОВАННЫЕ МЕТОДЫ КОНТРОЛЯ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ

Как показано выше, наиболее простые и удобные при ручной и особенно механизированной сборке соединений методы контроля усилия затяжки по моменту затяжки и углу поворота гайки имеют недостатки, ограничивающие их широкое применение.

При затяжке с контролем по моменту M_3 действительная величина усилия затяжки Q_0 колеблется в широких пределах из-за значительного рассеяния значений коэффициентов трения, погрешностей изготовления резьбы и поверхностей контакта под гайкой и головкой болта, а также погрешностей измерения момента затяжки в используемых инструментах.

При контроле по углу поворота удается исключить влияние трения и повысить точность затяжки. Однако этот метод неприменим к коротким болтам, существенные трудности определения начальной точки отсчета угла поворота и расчетных значений податливости соединяемых деталей.

Это предопределило появление комбинированных (обобщающих) методов контроля затяжки, в которых используются преимущества описанных выше методов.

Последовательный комбинированный контроль затяжки. При этом методе контроля первоначальная затяжка до «нулевого» положения производится тарированным инструментом на некоторую заданную величину крутящего момента M_{03} , после достижения которого зависимость между углом поворота гайки и усилием затяжки имеет линейный характер. Требуемое значение M_{03} определяют из экспериментальной диаграммы $M_3 = f(\varphi)$, аналогичной графику (рис. 14).

При указанном методе контроля исключается произвольность отсчета нулевого положения угла поворота гайки, а усилие затяжки не

зависит от трения. Точность определения величины момента M_3 существенного значения не имеет. Использование этого метода для контроля затяжки коротких болтов ограничено малым значением угла поворота гайки.

Укажем метод экспериментального определения суммарной податливости деталей для соотношения (18). С помощью динамометрического ключа несложно реализовать затяжку по формуле (14), откуда

$$Q_0 = M_3 \frac{\pi(1-\xi)}{P}.$$

Внося эту зависимость в формулу (18), получим [12]

$$\sum_{i=1}^n \frac{1}{\varphi_i} = \frac{P^2}{360 \pi (1-\xi) M_3}. \quad (20)$$

Это соотношение облегчает возможность реализации на практике метода контроля по углу поворота гайки.

Контроль усилия затяжки по градиенту момента затяжки (градиентный контроль). Этот метод используют на практике для управления с помощью электронной аппаратуры приводом одно- и многошпиндельных механических гайковертов вращательного действия [29, 35]. Последнее достигается с помощью управляющего блока, с которым связан каждый шпиндель, и счетно-решающего устройства, входящего в этот блок. Счетно-решающее устройство получает информацию об угле поворота датчика, связанного с ротором пневмомотора, и информацией о крутящем моменте, выдаваемую датчиком, анализирует их и выдает управляющий сигнал на управляющий блок. Быстродействие привода обеспечивается с помощью магнитных реле.

В этом методе используется зависимость момента затяжки M_3 (усилия затяжки) от угла φ поворота гайки (шпинделя гайковерта, рис. 15). Из рисунка следует, что на первом этапе затяжки (участок OA) по мере обжатия микронеровностей и деформационной компенсации погрешностей в форме сопрягаемых поверхностей деталей происходит увеличение градиента момента (участок OA') $dM_3/d\varphi$. На втором этапе

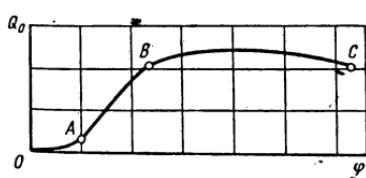


Рис. 14. Зависимость усилия затяжки от угла поворота гайки

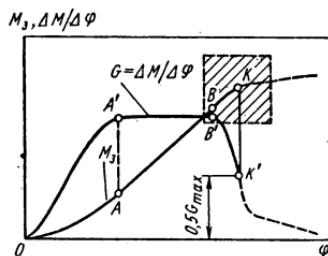


Рис. 15. Зависимости момента затяжки и градиента момента от угла поворота гайки

(после обжатия соединения, участок AB) зависимость $M_3 = f(\varphi)$ имеет линейный характер вплоть до появления упругопластических деформаций в стержне болта (шпильки). На этом этапе производная (градиент) $dM_3/d\varphi = \text{const}$ (участок $A'B'$).

В тот момент, когда материал болта или соединяемых деталей достигает предела текучести (3-й этап затяжки, участок BK), зависимость $M_3 = f(\varphi)$ становится нелинейной и градиент $dM_3/d\varphi \neq \text{const}$ (участок $B'K'$), подается сигнал на окончание затяжки.

Практическая реализация описанного алгоритма управления оказывается более сложной из-за колебания значений коэффициентов трения в процессе затяжки. В результате на линейную часть зависимости $M_3 = f(\varphi)$ накладываются многочисленные «помехи», которые могут вызвать преждевременный сигнал об окончании затяжки (до достижения предела текучести). Для устранения этого затруднения значения отношения $\Delta M_3/\Delta\varphi$ измеряются на участках через конечные угловые приращения (обычно $\Delta\varphi = 10^\circ$). Из ряда последовательно измеренных значений отношения $\Delta M_3/\Delta\varphi$ счетно-решающее устройство выбирает максимальное (например, соответствующее i -му шагу измерения), и все последующие значения этого отношения оно сравнивает с указанным максимумом. Сигнал текущего значения $\Delta M_3/\Delta\varphi = 0,5 (\Delta M_3/\Delta\varphi)_{\max}$, соответствующий j -му шагу измерений на рис. 15, условно используется как управляющий сигнал для прекращения затяжки. При этом градиенте момента, как показали экспериментальные исследования, напряжения в болте достигают условного предела текучести $\sigma_0 = \sigma_{0,2}$, т. е. болт оказывается затянутым на величину, соответствующую остаточному удлинению, равному 0,2 %.

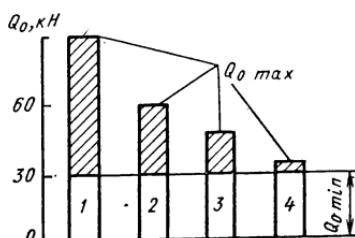
Так как угол поворота и момент затяжки непрерывно изменяются, для повышения надежности задается поле допустимых при затяжке значений момента (угла поворота), которые на рис. 15 показаны заштрихованным квадратом («зеленое окно»). Если отключение механизированного инструмента происходит в пределах квадрата, то загорается зеленая сигнальная лампа, в противоположном случае загорается красная лампочка [29].

Существенно, что определение абсолютной величины угла поворота при затяжке этим методом необходимо лишь в целях контроля и для процесса затяжки значение не имеет. Описанный метод используют и для затяжки коротких болтов, имеющих небольшое удлинение.

Экспериментальные исследования по обширной программе со статистической обработкой результатов показали, что при учете реального рассеяния значений предела текучести материала болтов и сравнительно большом разбросе значений коэффициента трения в резьбе ($\mu_p = 0,08 \div 0,125$) максимальный разброс усилий предварительной затяжки для болтов класса прочности 8.8 составляет $\pm 11,9\%$, а для болтов класса прочности 12.9 — $\pm 8,8\%$. Показано, что при сокращении вдвое допуска на предел прочности (до $\sigma_b = 1200 \div 1300$ МПа) наибольший разброс силы Q_0 составит всего $\pm 5,9\%$. Столь высокая точность задания усилия затяжки оказалась возможной

Рис. 16. Рассеяние усилия затяжки при использовании различного сборочного оборудования:

1 — ударный гайковерт, контроль по моменту затяжки, $Q_{0\min} = 30$ кН, 2 — гайковерт вращательного действия, контроль по моменту затяжки, 3 — динамометрический ключ или гайковерт вращательного действия с предельным устройством, 4 — гайковерт с затяжкой по градиентному способу



в основном благодаря затяжке до предела текучести. Лишь в этом случае малое приращение усилия (момента затяжки) происходит при значительном угле поворота. В связи с этим в последние годы рекомендуется использовать для изготовления болтов в массовом производстве пластичные материалы, облегчающие автоматизированную сборку соединений.

Точность задания усилия затяжки (метод контроля) по существу влияет на размеры (габариты) соединений и узлов деталей. Это объясняется тем, что размеры резьбовых деталей определяются не только внешней нагрузкой, но и усилием затяжки. При этом минимальное значение усилия затяжки [обычно $\sigma_0 = (0,4 \div 0,5) \sigma_t$] устанавливается из условия плотности или герметичности стыка, а максимальное значение [$\sigma_{0\max} \leq (0,8 \div 0,9) \sigma_t$] часто определяется «надежностью» затяжки, обеспечиваемой точностью метода контроля усилия. Последнее учитывается введением в расчет усилия затяжки коэффициента v (см. с. 8), величина которого зависит и от метода контроля затяжки.

На рис. 16 показано влияние способа затяжки резьбовых соединений на величину рассеяния усилия предварительной затяжки и, как следствие, на диаметр болта резьбового соединения [39]. При использовании инструментов для завинчивания, дающих большое рассеяние в значениях усилия предварительной затяжки (например, ударных гайковертов), требуется применять резьбовые соединения с большим диаметром болтов (M14) для обеспечения минимально необходимого усилия затяжки.

3. Сопоставление погрешностей и относительной стоимости затрат различных методов контроля затяжки

Метод контроля	Погрешность, % (\pm)	Относительная стоимость затрат
Вручную (неконтролируемая затяжка)	35	1
По моменту затяжки	25	1,5
По углу поворота гайки	15	3
По специальным шайбам	10	7
По удлинению болта	5	15
С помощью тензодатчиков на болте	1	20

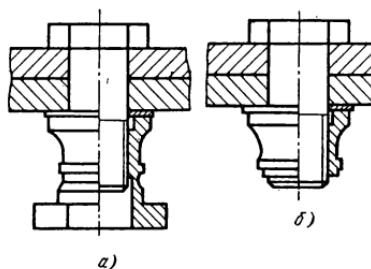


Рис. 17. Соединение с гайкой для автоматизированной сборки

и исключения разрушения соединения. В данном примере такая же плотность стыка и герметичность могут быть получены при затяжке градиентным методом болта M того же класса прочности.

В табл. 3 дано сопоставление погрешностей и относительной стоимости затрат различных методов контроля затяжки.

Выбор того или иного метода контроля затяжки определяется требуемой точностью и экономическими соображениями (возможность автоматизации сборки, стоимостью и т. п.).

4. Крутящие моменты затяжки (обрыва шестигранника)

Резьба	M_z , Н·м для гаек		
	из стали при σ_b , МПа		из алюминиевого сплава при σ_b , МПа
	600—800	900—1000	400—450
M5	3/5	5/9,5	2/3,5
M6	5/8	7/13,5	4/6,5
M8	11/17	15/28	10/16
M10	22/32	27,5/44,5	15/25

Примечание. В числителе приведены значения M_m в знаменителе — M_{max} .

В ряде конструкций для автоматизированной сборки применяют специальные гайки (рис. 17, а) с шестигранной головкой, обрываемой в процессе затяжки по шейке при достижении момента затяжки определенно величины. Эскиз соединения после затяжки показан на рис. 17, б. В табл. 4 даны крутящие моменты обрыва шестигранника для гаек из различных материалов. В соединениях с односторонним доступом используются болты с центральным шестигранным отверстием. Размеры болтов и гаек для таких соединений приведены в табл. 35п, 36п (см. приложение).

ОСОБЕННОСТИ УСТАНОВКИ БОЛТОВ С НАТЯГОМ

Посадка с натягом болтов в отверстия корпусных деталей (пакет листов) позволяет повысить долговечность соединений, нагруженных в плоскости стыка. При установке стальных и титановых болтов в пакет из алюминиевых сплавов допускается величина относительного натяга до

Рис. 18. Схемы установки болтов с натягом в отверстия деталей корпусов

1,2 %, вызывающая упругопластические деформации листов вблизи отверстий. Для болтов диаметром от 5 до 12 мм толщина пакета при таком натяге не должна превышать пяти диаметров болтов.

Установку болтов с натягом обычно осуществляют:

затягиванием (рис. 18, а) ручными гидравлическими и пневматическими устройствами, гаечным ключом;

запрессовкой ручными гидравлическими прессами (заталкиванием, рис. 18, б);

ударной запрессовкой механизированными одноударными молотками и слесарным молотком.

Сборка заталкиванием сопровождается увеличением фактического натяга за счет поперечных деформаций, при этом требуется повышенное монтажное усилие.

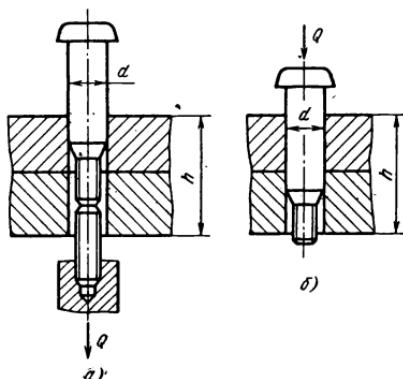
Установка болтов затягиванием оказывается целесообразной, так как требуется меньшее усилие из-за уменьшения натяга. Она снижает вероятность появления задиров на болтах и обеспечивает устойчивое их центрирование в отверстии и сжатие пакета.

Поля допусков отверстий обычно назначают по $H7-H9$, параметр шероховатости отверстий $Ra = 1,25 \div 2,5$ мкм.

Натяги обеспечивают допусками на диаметр гладкой части болтов (табл. 5). Эти значения натягов для отверстий, выполненных по $H7$, обеспечивают герметичность соединений.

5. Допускаемые значения натягов в болтовых соединениях, % от диаметра болта

Диаметр резьбы болта	Натяг для отверстий			
	по $H7$		по $H9$	
	Материал болта			
	Титан	Сталь	Титан	Сталь
M5	0,56—1,2	0,7—1,2	0,2—1,2	0,34—1,2
M6	0,56—1,2	0,7—1,2	0,3—1,2	0,41—1,2
M8	0,58—1,2	0,81—1,2	0,32—1,2	0,55—1,2
M10	0,58—1,2	0,81—1,2	0,34—1,2	0,6—1,2
M12	0,63—1,2	0,63—1,0	0,42—1,2	0,44—1,0
M14	0,54—0,88	0,54—0,88	0,38—0,88	0,38—0,88
M16	0,47—0,77	0,47—0,77	0,33—0,77	0,33—0,77



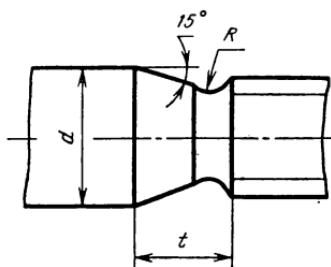


Рис. 19. Заходная часть болта

Отверстия под болты развертывают или протягивают (с выглаживанием инструментом или его принудительным вращением).

Конструктивные особенности болтов определяются способом их установки. Заходная часть болтов при любом способе установки должна иметь плавный переход от цилиндрической части к конусной (рис. 19). Длина гладкой части болта должна соответствовать толщине собираемого пакета, заходная часть должна полностью выходить из пакета. Ее длина t в зависимости от диаметра болта d принимается:

d , мм	5	6	8	10	12
t , мм	1,9	1,9	2,2	2,5	3,2

Болты, предназначенные для установки затягиванием, должны иметь укороченные технологические хвостовики (рис. 20, а) или удлиненные (рис. 20, б).

Диаметр резьбы d_2 укороченного хвостовика назначают на 2 мм меньше d_1 . Диаметр шейки d_3 определяется из условий прочности, причем усилие отрыва шейки должно быть на 10—15 % больше, чем усилие запрессовки.

Болты из стали обычно подвергают кадмированию или цинкованию, титановые болты анодируют.

Для обеспечения беззадирной установки, уменьшения усилий запрессовки и увеличения выносливости соединений на стержни болтов равномерным слоем наносят антифрикционное покрытие ВАП-2 толщиной не более 5 мкм (после термообработки). Перед нанесением покрытия болты обезжиривают смесью бензина и ацетона (1:1) с просушкой в течение 15 мин.

Установка болтов затягиванием оказывается целесообразной, так на поверхность болта и отверстие непосредственно перед установкой.

В герметичных и негерметичных зонах конструкции в среде воздуха в качестве смазочного материала используют состав предохранительный ПП 95/5 (петролатум), наносимый кистью или методом пропитки, и индустриальное масло И-40А (разрешается применять при толщине пакета до трех диаметров болтов).

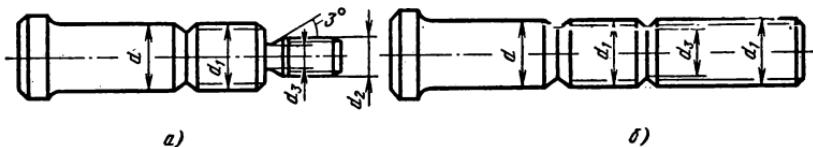


Рис. 20. Эскизы болтов

В герметичных конструкциях соединений, работающих в среде топлива, на поверхность болтов наносят один из следующих смазочных материалов:

состав предохранительный ПП 95/5. (методом пропитки);

керосин ТС-1 с добавкой 5 % дисульфида молибдена или герметик УЗОМЭС-Б кистевой консистенции.

Пропитку болтов петролатумом производят в такой последовательности: в емкости нагревают петролатум до температуры плавления 80 °C; окунают болты в расплавленный петролатум; просушивают болты в термошкафу при температуре 130—150 °C в течение 1 ч.

Гнезда под головками потайных болтов при установке болтов в негерметичных зонах покрывают грунтом ФЛ-086 по ГОСТ 16302—79. Установку болтов производят после высыхания грунта.

В соответствии с требованиями к качеству болтовых соединений подлежат обязательной проверке:

правильность расположения болтов в швах, прямолинейность швов, величины перемычек, а также соответствие типов и материалов болтов указанным в чертежах;

плавность поверхности агрегатов по болтовым швам (отсутствие утяжек, провалов и т. д.);

состояние поверхности соединяемых деталей (отсутствие на поверхности царапин, забоин, трещин);

качество постановки болтов (соответствие длин болтов толщинам пакетов, выступание или западание головок потайных болтов относительно пакета, выход заходной части болта из пакета, выход резьбовой части болтов из гаек, плотность прилегания головок болтов к пакету, плотность пакета);

качество затяжки болтового соединения;

качество стопорящего элемента;

отсутствие забоин, трещин на головках болтов и гайках.

Наибольшие значения монтажных усилий при постановке болтов затягиванием и затяживанием приведены соответственно в табл. 6.

При расчете постановочных усилий пакет условно принимают в виде толстостенного цилиндра (рис. 21) с наружным диаметром D и внутренним d (d — диаметр стержня).

Для упрощения решения будем считать, что:

отверстие заполнено посадочным участком болта, т. е. рассматривается конец монтажа;

взаимное влияние соседних болтов отсутствует;

влиянием концентрации напряжений на величину посадочного усилия можно пренебречь;

нормальные к поверхности болта усилия (контактные давления) $p(x)$ и силы трения в этом же сечении связаны между собой соотношением

$$\tau(x) = \mu p(x), \quad (21)$$

где μ — коэффициент трения фрикционной пары (не зависит от нормального давления в том же сечении).

6. Максимальные усилия затяжки болтов с натягом 1,2 % (покрытие — ВАП-2)

Толщина пасы та, относенная к диаметру болта	Усилия затяжки или запрессовки (кН) при диаметре болта, мм									
	5		6		8		10		12	
	I	II	I	II	I	II	I	II	I	II
Затяжка										
1	1,4	1,7	2,2	2,8	5,3	7,1	7,8	9,7	10,1	12,6
2	2,4	3,1	3,5	4,6	6,3	8,7	10,3	13,6	15,0	18,7
3	3,5	4,5	4,9	6,6	7,2	10,3	12,7	17,4	20,1	24,5
4	4,7	6,1	6,2	8,6	8,4	11,8	15,2	21,2	24,8	30,5
5	5,9	7,2	7,7	10,5	9,4	13,5	17,6	25,6	29,7	36,4
Запрессовка										
1	1,5	1,9	2,7	3,4	7,0	8,4	8,2	10,6	10,5	13,2
2	2,8	4,4	4,9	6,7	8,5	10,4	11,8	14,6	16,0	19,8
3	4,3	6,5	6,8	8,8	9,9	12,3	15,6	19,0	21,8	26,3
4	5,6	9,0	8,8	11,9	11,4	14,4	19,3	23,5	24,8	33,0
5	7,0	10,9	11,0	14,4	12,9	16,2	23,0	27,8	33,0	39,5

Примечания: 1. При постановке болтов без покрытия ВАП-2 усилия увеличиваются в 1,5—2 раза.

2. При запрессовке болтов с покрытием ВАП-2 при смазывании керосином ТС-1 или герметиком усилия увеличиваются в 2,5—3 раза.

3. I — смазочный материал — петролатум; II — индустриальное масло.

Установка болта затягиванием. Из условия равновесия отсеченной части болта (см. рис. 21, а) имеем

$$Q(x) = \pi d \int_0^x \tau(x) dx \quad (22)$$

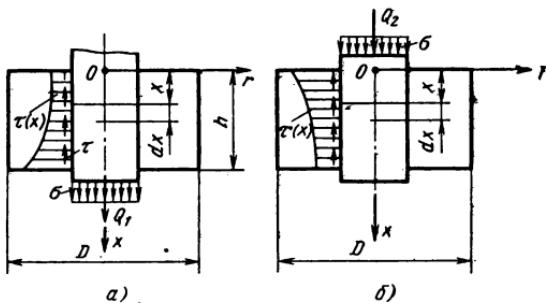


Рис. 21. Расчетные схемы соединений при установке болтов:
а — затягиванием; б — запрессовкой

Принимая во внимание условие (21) и равенство

$$Q(x) = \frac{\pi d^2}{4} \sigma(x), \quad (23)$$

из уравнения (22) после дифференцирования по x получим

$$\frac{d\sigma}{dx} - \frac{4\mu}{d} p = 0. \quad (24)$$

Для решения задачи необходимо связать входящие в уравнение (24) параметры σ и p . Записывая уравнение совместности перемещений для сопряженных контактирующих точек и используя известные из задачи Лямэ [6] соотношения между перемещениями точек толстостенного цилиндра и действующими на него нагрузками, получим

$$\Delta_* - \frac{v_6}{E_6} \sigma = p (\lambda_6 + \lambda_1), \quad (25)$$

где $\Delta_* = \Delta/d$ — относительный расчетный натяг в соединении; Δ — диаметральный расчетный натяг; λ_6 и λ_1 — коэффициенты радиальной податливости соответственно болта и соединяемых деталей;

$$\lambda_6 = \frac{1 - v_6}{E_6}; \quad \lambda_1 = \frac{1}{E_1} \left(\frac{1 - \bar{d}^2}{1 - d^2} + v_1 \right) \quad (26)$$

Здесь E_6 и v_6 , E_1 и v_1 — модуль упругости и коэффициент Пуассона для болта и стягиваемых деталей; $\bar{d} = d/D$ — относительный диаметр.

Уменьшаемое в уравнении (25) представляет собой натяг между толстостенными цилиндрами при отсутствии осевой силы. Если принять, что цилиндры имеют одинаковую длину, то

$$\Delta_* = p_* (\lambda_6 + \lambda_1). \quad (27)$$

После подстановки этого равенства в уравнение (25) имеем

$$p = p_* - \frac{v_6}{E_6 (\lambda_6 + \lambda_1)} \sigma. \quad (28)$$

Вычитаемое в этом выражении учитывает влияние осевого напряжения на распределение давлений между болтом и соединяемыми деталями.

С учетом равенства (28) уравнение (24) примет вид [11]

$$\frac{d\sigma}{dx} + \alpha \sigma = k \alpha, \quad (29)$$

где

$$\alpha = \frac{4\mu}{d\lambda}, \quad k = \lambda_* p_*, \quad \frac{1}{\lambda_*} = \frac{v_6}{E_6} \frac{1}{\lambda_6 + \lambda_*}. \quad (30)$$

После интегрирования уравнения (29) получим

$$\sigma = k + C e^{-\alpha x}; \quad (31)$$

здесь C — произвольная постоянная, определяемая из граничных условий.

При постановке болта затягиванием (см. рис. 21, а) краевые условия задачи имеют вид

$$\text{при } x=0 \quad \sigma(0)=0,$$

откуда (здесь и далее параметры этого способа постановки болтов имеют индекс «1»)

$$\sigma_1(x) = \Delta_* \frac{E_6}{v_6} \left(1 - e^{-\frac{4\mu}{d\lambda_*} x} \right) \quad (32)$$

Контактные давления вдоль оси болта

$$p_1(x) = \frac{\Delta_*}{\lambda_*} \frac{E_6}{v_6} e^{-\frac{4\mu}{d\lambda_*} x} \quad (33)$$

и усилие затяжки (F_6 — площадь поперечного сечения стержня болта)

$$Q_1 = \sigma_1(l) F_6 = \Delta_* \frac{E_6 F_6}{v_6} \left(1 - e^{-\frac{4\mu}{d\lambda_*} l} \right). \quad (34)$$

Установка болта запрессовкой. Условие равновесия в рассматриваемом случае (см. рис. 21, б)

$$Q(x) = Q - \pi d \int_0^x \tau(x) dx \quad (35)$$

После подстановки равенства (23) и дифференцирования по x для этого случая посадки получим дифференциальное уравнение

$$\frac{d\sigma}{dx} + \frac{4\mu}{d} p = 0. \quad (36)$$

Условие совместности перемещений при затягивании болта имеет вид

$$\Delta_* + \frac{v_6}{E_6} \sigma = p (\lambda_6 + \lambda_1). \quad (37)$$

Учитывая зависимость (27) и обозначения (30), получим

$$p = p_* + \frac{\sigma}{\lambda_*}. \quad (38)$$

Подставляя это соотношение в (36), получим уравнение

$$\frac{d\sigma}{dx} + \alpha\sigma = k\alpha,$$

совпадающее с (29). В рассматриваемом случае

$$k = -\lambda_* p_*. \quad (39)$$

Решение этого уравнения также имеет вид (31). Краевые условия в рассматриваемой задаче (см. рис. 21, б) имеют вид

при $x = l$ $\sigma(l) = 0$,

откуда (здесь и далее силовые параметры посадки болта затягиванием имеют индекс «2») нормальные напряжения вдоль оси болта

$$\sigma_2(x) = -\Delta_* \frac{E_6}{v_6} \left(1 - e^{\frac{4\mu}{d\lambda_*}(l-x)} \right); \quad (40)$$

знак минус означает, что осевые напряжения в стержне болта при затягивании будут сжимающими.

Контактные давления в рассматриваемом случае

$$p_2(x) = \frac{\Delta_* E_6}{\lambda_* v_6} e^{\frac{4\mu(l-x)}{d\lambda_*}} \quad (41)$$

и усилие затягивания (сжимающее)

$$Q_2 = \sigma_2(0) F_6 = -\Delta_* \frac{E_6 F_6}{v_6} \left(1 - e^{\frac{4\mu l}{d\lambda_*}} \right) \quad (42)$$

Сравнение максимальных контактных давлений и усилий

$$\frac{p_{2\max}}{p_{1\max}} = e^{\left(\frac{4\mu l}{d\lambda_*}\right)^2}; \quad (43)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = e^{\frac{4\mu l}{d\lambda_*}}, \quad (44)$$

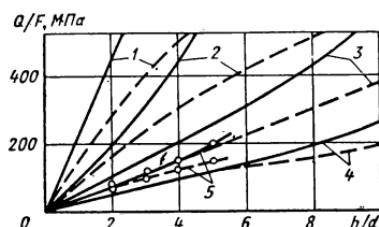


Рис. 22. Зависимость относительного усилия Q/F от относительной толщины h/d пакета при коэффициенте трения: 1 — $\mu = 0.4$; 2 — $\mu = 0.2$; 3 — $\mu = 0.1$; 4 — $\mu = 0.05$; 5 — экспериментальные данные

показывает, что контактные давления (в большей степени) и усилия при затягивании больше, чем при затягивании болта. Соотношения (43) и (44) позволяют оценить влияние основных конструктивных факторов на силовые параметры для соединений, собираемых запрессовкой и затягиванием.

На рис. 22 показаны зависимости относительного усилия Q/F (F — площадь поперечного сечения болта) посадки болта затягиванием (сплошные кривые) и затягиванием (штриховые кривые) в отверстия соединяемых деталей от относительной толщины пакета h/d при различных значениях μ — коэффициента трения. Материал болта — титановый сплав ВТ16 ($v_b = 0.33; E_b = 1,12 \cdot 10^5$ МПа), материал втулки — алюминиевый сплав Д16АТ ($v_d = 0.3; E_d = 0.72 \cdot 10^5$ МПа), относительный натяг $\Delta_* = 0.003$ [11]. Усилие посадки болта при затягивании выше, чем при затягивании. Разность этих усилий возрастает с увеличением коэффициента трения μ и относительной толщины пакета h/d .

Точками на этом же рисунке нанесены значения максимальных напряжений при посадке затягиванием и затягиванием болтов из сплава ВТ16 диаметром 12 мм в пластину из сплава Д16 с относительным натягом $\Delta_* = 0.005$ по данным эксперимента. Болты при посадке смазывали трансформаторным маслом. На рисунке приведены средние величины усилия по данным испытаний различных партий болтов. Характер изменения усилий удовлетворительно согласуется с результатами расчета по изложенной методике. Распределение контактных давлений

найти $\frac{p}{p_*}$ (p_* — давление в соединении при отсутствии осевой силы) по

толщине $\frac{z}{d}$ пакета при посадке болта в отверстие пакета затягива-

нием (кривая 1) и затягиванием (кривая 2) дано на рис. 23 [11]. Материал болта — сплав ВТ16, материал пакета — сплав Д16АТ; $\mu = 0.15$; $\Delta_* = 0.003$; $h/d = 5$. На поверхности пакета, свободной от

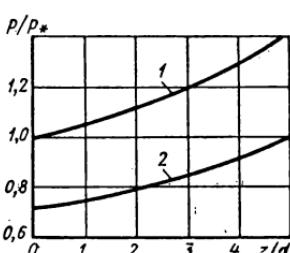


Рис. 23. Распределение контактных давлений по толщине пакета

усилия (стороне, противоположной приложенному усилию), контактное давление равно p_* . (отношение $p/p_* = 1$). По мере приближения к внешнему сечению со стороны силы контактное давление растет при затягивании и снижается при затягивании.

Существенная особенность описанного расчета состоит в выборе наружного диаметра D для модели одиночного соединения, выделяемого из реального многоболтового соединения. Величина D зависит от расстояния между осями болтов. Расчеты показывают, что при $D \geq 3d$ (соответствует расстоянию между осями болтов $l \geq 2d$) взаимное влияние болтов несущественное, и каждое соединение при расчете напряженного состояния может рассматриваться как изолированное [6].

ОСОБЕННОСТИ ЗАТЯЖКИ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРАХ РЕЗЬБ

Увеличение габаритов и параметров машин обусловило распространение резьбовых соединений большого диаметра ($d = 30 \div 200$ мм). К ним относятся стяжные болты и шпильки мощных прессов, молотов, аппаратов высокого давления, судовых и стационарных дизелей и других машин, для затяжки которых требуются большие усилия и, следовательно, специальные затяжные устройства. В этих случаях усилие затяжки при монтаже часто создается путем применения предварительного подогрева или растяжения болтов (шпильки). Для компенсации возрастающего шага (из-за нагрева или растяжения) увеличивают зазоры по среднему диаметру резьбы соединений.

Предварительный подогрев болта (шпильки) для получения температурного удлинения осуществляют с помощью стержневых электронагревателей, вставляемых в отверстия болтов, или разъемных муфт, обхватывающих болт снаружи [20]. Нагрев контролируют по удлинению болта δ_t . Далее на нагретый болт навинчивают гайку и довертывают ее обычным ключом. После охлаждения в соединении возникает «усиление затяжки» Q_{tt} . При этом болт будет иметь удлинение δ_b , а стянутые детали сожмутся на величину δ_d .

Условие совместности деформаций для этого случая имеет вид

$$\delta_t = \delta_b + \delta_d. \quad (45)$$

Принимая во внимание равенство (5) гл. I и записывая такое же соотношение для удлинения болта, несложно получить

$$\delta_d = \delta_b \frac{\lambda_d}{\lambda_b}. \quad (46)$$

Подставляя выражение (46) в условие (45), с учетом зависимости (2) гл. I найдем

$$\delta_t = Q_{tt} (\lambda_b + \lambda_d). \quad (47)$$

Удлинение болта из-за теплового расширения

$$\delta_l = \int_0^l \alpha_l t(l) dl \approx \alpha_l l_{cp} l, \quad (48)$$

где $t(l)$ — температура болта в сечении l ; l_{cp} — изменение средней температуры стержня болта при нагреве; α_l — коэффициент линейного расширения материала болта; l — длина болта, на которой производится нагрев.

Из выражений (47) и (48) может быть определена степень подогрева болта, обеспечивающая после охлаждения требуемое усилие затяжки:

$$\Delta l = l_{cp} = \frac{Q_0}{\alpha_l l} (\lambda_b + \lambda_a). \quad (49)$$

Реализация этого способа затяжки затруднена из-за определения податливости деталей при наличии значительных параметров шероховатости и погрешностей формы контактирующих поверхностей, а также неравномерного нагрева болта.

При затяжке с помощью *предварительного растяжения* к болту (шпильке) прикладывают силу N , растягивающую его в пределах упругих деформаций. В ряде случаев проводят одновременное сжатие соединяемых деталей и подогрев болта. Растигнутый болт фиксируют свободно навернутой до соприкосновения со стыком гайкой, после чего силу N снимают. Возникшими при этом упругими силами деформации создается усилие предварительной затяжки Q_0 .

Для предварительного растяжения болтов (шпилек) применяют различные растягивающие устройства. На рис. 24 показано такое устройство в виде гидравлического домкрата, опирающегося на другую деталь [18]. В этом случае фланцы свободны от монтажных нагрузок*1.

При подаче в корпус 1 устройства гидравлического давления поршень 2 перемещается вверх, увлекая за собой тягу 3, навернутую на резьбовой конец болта (шпильку) 4, вследствие чего шпилька удлиняется на величину

$$\delta_N = \lambda_b N. \quad (50)$$

Далее гайку 5, свободно навернутую на болт, довертывают обычным ключом до упора в стягиваемую деталь 6, создавая небольшое осевое усилие затяжки ($\Delta Q_0 \ll Q_0$), которым можно пренебречь.

После такой фиксации растянутого болта сбрасывается гидравлическое давление и под действием силы упругой деформации создается усилие затяжки соединения Q_0 .

Удлинение болта при этом

$$\delta_b = \lambda_b Q_0, \quad (51)$$

*1 На практике распространены домкраты, размещаемые на фланцах; они сжимают фланцы при монтаже.

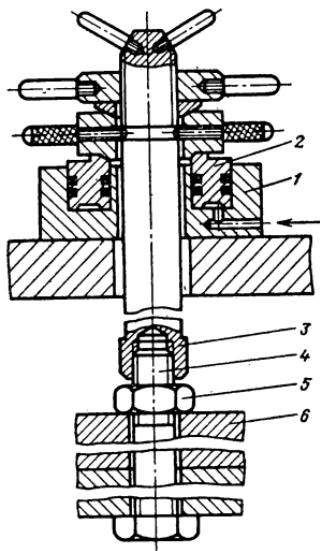


Рис. 24. Эскиз приспособления для затяжки болтовых соединений больших размеров

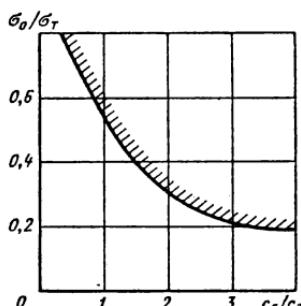


Рис. 25. График

$$\sigma_0/\sigma_t = f\left(\frac{c_0}{c_t}\right)$$

а укорочение стянутых деталей

$$\delta_d = -\lambda_d Q_0. \quad (52)$$

Из условия совместности перемещений с учётом последних равенств имеем

$$\lambda_d N = Q_0 (\lambda_d + \lambda_a), \quad (53)$$

откуда сила предварительного растяжения болта, обеспечивающая требуемую затяжку соединения,

$$N = Q_0 \left(1 + \frac{\lambda_a}{\lambda_d} \right) \quad (54)$$

Из равенства (54) следует, что при $\lambda_d \ll \lambda_a$, $N = 2Q_0$; если $\lambda_d \gg \lambda_a$, то $N \gg Q_0$.

Вместе с тем осевая сила N не должна превышать предельного значения N_t , при котором болт получит остаточное удлинение из-за пластических деформаций. Следовательно, при затяжке по данному способу должно соблюдаться условие $Q_0 \leq N \leq N_t$.

Зависимость предельного усилия затяжки болта от соотношении жесткостей ($c_i = 1/\lambda_i$) c_b и c_d приведена на рис. 25. В области под кривой усилие затяжки может быть реализовано без остаточного удлинения болта при предварительном растяжении.

Для осуществления затяжки по этому способу болт должен быть длиннее обычного на величину $l_k = (1 \div 1.5)d$ для захвата его тягой.

Получила распространение многопозиционная затяжка резьбовых соединений с применением группового растяжения шпилек. При этом энергопитание растягивающих устройств осуществляется от одного общего насоса.

ЗАТЯЖКА ГРУППОВЫХ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

ОСОБЕННОСТИ ЗАТЯЖКИ ГРУППОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Затяжка групповых болтовых соединений может осуществляться путем группового или раздельного завинчивания гаек (винтов).

Групповая затяжка производится обычно на многошпиндельных автоматах с контролем момента затяжки. Раздельное завинчивание выполняют ручным инструментом или резьбозавертывающими машинами. Конструкция и принцип действия резьбозавертывающего оборудования приведены в работах [9, 20, 34 и др.]. Ниже рассмотрены механические эффекты, возникающие при затяжке групповых соединений.

Основная особенность сборки групповых резьбовых соединений — неравномерность затяжки (различие значений усилий предварительной затяжки между болтами), обусловленная:

а) неизбежным рассеянием значений усилий в связи с погрешностями методов контроля (измерения);

б) неоднородностью деформирования соединяемых деталей при затяжке одиночного соединения и взаимным влиянием усилий в болтах.

Неравномерность затяжки соединений оказывает существенное влияние на герметичность стыков и прочность как деталей резьбовых соединений, так и других деталей машин. Неравномерная затяжка вызывает деформационные «перекосы» деталей корпусов и связанных с ними опор и валов. Последнее приводит к появлению в деталях дополнительных напряжений изгиба, сдвига и других напряжений и, как следствие, к преждевременному разрушению или износу деталей, нарушению точности хода машин и другим негативным последствиям.

Характер распределения деформаций существенно зависит от способа сборки соединений (групповая или раздельная затяжка).

Групповая затяжка соединений обеспечивает значительно большую равномерность распределения деформаций. Но ограниченность мощности автоматов и другие причины (например, трудный доступ к гайке) вынуждают на практике прибегать к раздельной (поочередной) затяжке соединений.

Раздельная затяжка групповых соединений представляет собой одну из сложнейших технологических проблем из-за трудности обеспечения идентичных результатов сборки с групповой затяжкой. Известные способы сборки соединений, осуществляемые путем «циклического» (перекрестного или кругового) завинчивания гаек (винтов), базируются на многолетнем опыте и реализуют с некоторой точностью затяжку соединений из условия $Q_{0j} = \text{idem}$ (Q_0 — наперед заданное усилие предварительной затяжки; j — номер болта).

Ниже рассмотрены основы алгоритмизации общего метода расчета затяжки многоболтовых стыков, который сводится к решению контактной задачи при сложном нагружении.

Для большей наглядности сначала рассмотрена упрощенная модель соединения. Расчет соединений в пространственной (трехмерной) постановке аналогичен и возможен лишь на ЭВМ с большой памятью и высоким быстродействием.

ОСНОВНЫЕ УРАВНЕНИЯ И РАСЧЕТНЫЕ МОДЕЛИ СОЕДИНЕНИЙ

Рассмотрим для простоты два фланца (рис. 1; $i=1, 2$; i — номер фланца) с плоским стыком, которые стягиваются в процессе сборки n болтами ($j=1, 2, \dots, n$; j — номер болта) в некоторой принятой или наперед заданной последовательности.

Необходимо при заданной последовательности раздельной затяжки болтов получить такую форму стыка, какую он имел бы при одновременной затяжке всех болтов с наперед заданным усилием Q_0 .

Таким образом, решение поставленной задачи сводится по существу к определению перемещений точек на стыке фланцев деталей под действием заданных (внешних) и «реактивных» (контактных или внутренних) сил, которые заранее неизвестны. Последнее обстоятельство существенно усложняет решение задачи и составляет ее основную особенность.

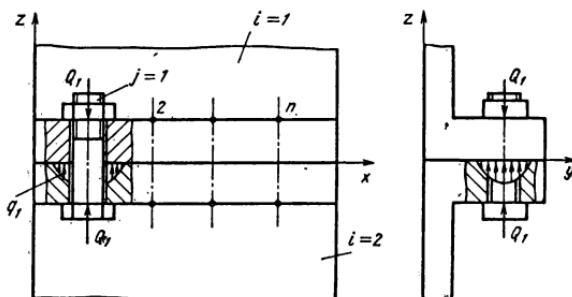


Рис. 1. Эскиз многоболтового соединения

Для решения задачи поместим фланцы в общей декартовой системе координат xyz .

Предположим, что в результате затяжки 1-го болта ($j=1$) с усилием Q_1 , контакт фланцев будет осуществляться через площадку F_1 ^{*1}, на которой действуют контактные давления $q_1(x, y)$.

*1 Затяжка с $Q_{0j}=idem$ обеспечивает приблизительно плоский стык лишь при групповой сборке.

Уравнение равновесия одного из фланцев i примет вид

$$\int_{F_i} q_1 dF_1 = Q_1 \quad (1)$$

Кинематическое условие контакта в общей системе координат для одной из пар сопряженных контактирующих точек стыка имеет вид

$$\omega_1(B) - \omega_2(B) = 0, \quad (2)$$

где $\omega_1(B)$ — перемещение в направлении оси z одной из сопряженных точек B на стыке i -го фланца; $i=1,2$. Это условие вытекает из равенства координат сопряженных точек в контакте.

Уравнения (1) и (2) позволяют получить единственное решение контактной задачи с учетом граничного условия:

$$q(B_i) \geq 0 \quad | \quad B_i \in F_i \quad (3)$$

Эти уравнения являются общими для любой контактной задачи.

Основные особенности рассматриваемой задачи состоят в сложности формы контактирующих тел, наличии разрывов в контакте, а также сложном характере нагружения тел при раздельной затяжке.

Для решения задачи расчета усилий необходимо связать перемещения в уравнении (2) с силовыми факторами, входящими в уравнение равновесия. Последнее становится возможным, если схематизировать реальную деталь в виде стержня, пластинки, оболочки и т. д., т. е. принять в расчетной схеме определенную модель формы детали. Уравнения, связывающие смещения точек модели с действующими на нее силами, известны и содержатся в учебной и справочной литературе. Существенно, что точность расчета определяется видом расчетной модели формы и точностью решения разрешающего уравнения задачи.

ОДНОМЕРНАЯ СТЕРЖНЕВАЯ МОДЕЛЬ СОЕДИНЕНИЯ

В расчетах резьбовых соединений широко используется одномерная стержневая модель [6, 7, 17, 28 и др.]. При этом фланцы заменяют эквивалентными по жесткости на растяжение-сжатие втулками, связанными между собой абсолютно жесткой диафрагмой, имеющей форму детали (рис. 2). Такая модель использовалась в гл. I для анализа работы затянутого (одиночного) соединения. В основу схематизации, как отмечено выше, положена концентрация деформаций вблизи оси болта при его затяжке (сжатие фланцев при затяжке). Поэтому в упрощенном расчете можно пренебречь деформациями изгиба и сдвига фланцев и положить, что фланец испытывает лишь сжатие (одномерную деформацию).

Если принять также, что напряжения сжатия постоянны по попечному сечению деформируемого объема и на стыке фланцев (гипотеза плоского стыка), а площадка контакта на стыке остается постоян-

ной при изменении усилия в болте (гипотеза спаянности стыка), то это позволит перейти от реального фланца его стержневой модели в виде цилиндрического или конического стержня (см. рис. 2 гл. 1). Для такой модели известное соотношение

$$\Delta l = Q_0 \left(\frac{t_1}{E_1 F_1} + \frac{t_2}{E_2 F_2} \right) \quad (4)$$

определяет перемещение точек фланцев при затяжке. Здесь t_1 и t_2 — толщины 1-го и 2-го фланцев; F_1 и F_2 — площади поперечного сечения эквивалентных цилиндрических втулок; $F_1 = F_2 = \frac{\pi}{4} (a^2 - d_o^2)$; a и d_o — диаметры соответственно опорной поверхности гайки и отверстия под болт во фланце; E_1 и E_2 — модули упругости 1-го и 2-го фланцев.

Для стержня переменного сечения (коническая втулка).

$$\Delta(z) = 2 \int_0^z \frac{Q(z)}{EF(z)} dz. \quad (5)$$

Одномерная модель достаточно полно описывает особенности работы одноболтового соединения. Однако использование ее для расчета равномерности затяжки многоболтового соединения затруднено из-за отсутствия уравнения, связывающего взаимные смешения одиночных соединений (из-за сложности учета взаимного влияния болтов).

ДВУХМЕРНАЯ СТЕРЖНЕВАЯ МОДЕЛЬ СОЕДИНЕНИЯ

Использование двухмерной стержневой модели (рис. 3) позволяет снять основные ограничения, присущие одномерной модели (гипотезы плоскостности и спаянности стыка), а также дает возможность описать основные особенности работы фланцевого соединения при затяжке болтов.

Двухмерная стержневая модель оказывается достаточно точной при расчете затяжки соединений цилиндрических корпусов из стеклопластиков (с разъемом

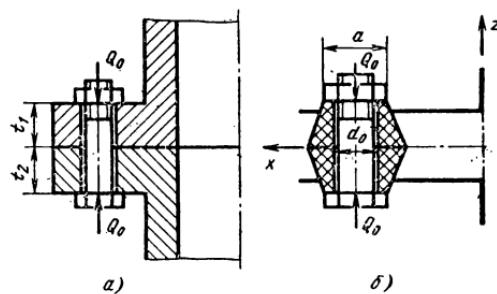


Рис. 2. Эскиз соединения (а) и его расчетная модель (б)

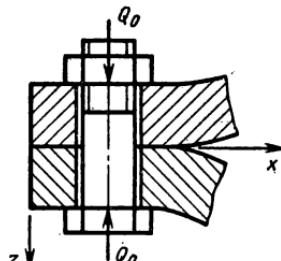


Рис. 3. Стержневая модель соединения

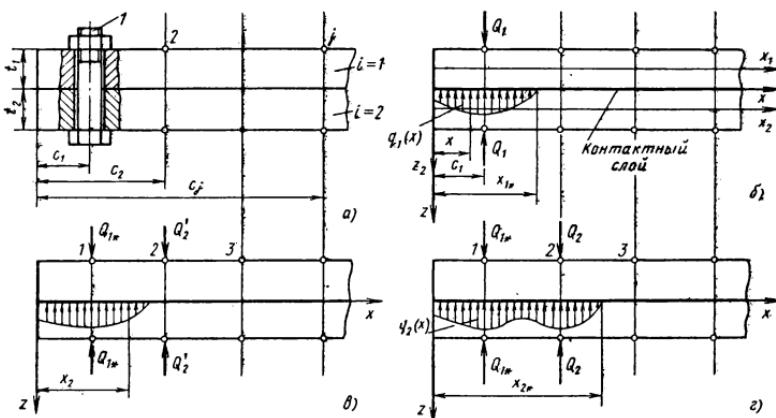


Рис. 4. Схема соединения и расчетные случаи:
а — эскиз; б — затяжка 1-го болта; в, г — затяжка 2-го болта

по образующей) с помощью свободных фланцев, при расчете затяжки соединений тонкостенных корпусов с помощью полосовых фланцев, а также при расчетах затяжки хомутов и других подобных конструкций.

В расчетной схеме полосовые фланцы заменим двумя стержнями постоянного сечения (рис. 4, а) и рассмотрим их контакт под действием сосредоточенной нагрузки (сила затяжки) от гайки и головки болта.

Будем считать, что стержни при действии поперечной нагрузки, как обычно, получают деформации изгиба и сдвига. Для учета деформации сжатия стягиваемых фланцев и прокладок введем встык стержней условный эквивалентный контактный слой (рис. 4, б) и будем считать, что в нем реализуется деформация сжатия. С помощью такого слоя можно учесть микронеровности на стыке фланцев, а также погрешности формы контактирующих поверхностей. С каждым из стержней связем оси координат z_iOx_i (местная система координат).

Под действием силы Q_1 в результате поступательного перемещения произойдет изгиб и сдвиг стержней и в зоне контакта будут действовать контактные давления $q_1(x)$ (см. рис. 4, б).

Условие совместности перемещений в одной из сопряженных точек контакта (кинематическое условие контакта) [7]

$$w_i(C) - w_2(C) = z_1(C) - z_2(C) + \omega_z, \quad (6)$$

где $w_i(C)$ — смещение в направлении местной оси z одной из сопряженных контактирующих точек C ; $z_i(C)$ — ордината контактирующей точки до нагружения; ω_z — кинематическое перемещение тел (сближение местных осей координат).

Для решения задачи разделим деформации на общие (изгиб, сдвиг) и местные (сжатие в зоне контакта). Это позволит использовать

для решения простейшие уравнения, связывающие перемещение точек модели с действующими нагрузками. Кинематическое перемещение ω , при таком подходе будет реализовано за счёт местной деформации.

Тогда уравнение (6) можно переписать в виде

$$\omega_1 - \omega_2 + \delta_1 - \delta_2 = f(x), \quad (7)$$

где ω_i — смещение сечения стержня в результате его изгиба и сдвига; δ_i — то же, в результате сжатия, обмятия микронеровностей и т. п.

Уравнение равновесия в рассматриваемой задаче имеет вид

$$\int_F q_1(x) dF = Q_1. \quad (8)$$

Для решения задачи необходимо, как обычно, выразить смещения в уравнении (7) через силовые факторы.

Если учесть влияние параметров шероховатости, то можно считать, что контактная деформация нелинейно зависит от контактного давления в той же точке:

$$\delta_1 - \delta_2 = \psi(q). \quad (9)$$

Смещение сечения связано с действующими на него силами известным соотношением

$$\frac{d^2w}{dx^2} = -\frac{M_i(x)}{E_i I_i(x)} + \frac{k_{iz}}{G_i F_i(x)} \frac{dQ_i(x)}{dx}, \quad (10)$$

где $M_i(x)$ и $Q_i(x)$ — соответственно изгибающий момент и перерезывающая сила в сечении x (рис. 5); E_i и G_i — соответственно модули упругости и сдвига материала фланцев; $I_i(x)$ и $F_i(x)$ — осевой момент инерции и площадь поперечного сечения i -го стержня; k_{iz} — безразмерный коэффициент, учитывающий деформацию сдвига, зависящий от формы поперечного сечения; для стержня прямоугольного сечения $k_{iz} = 1.2$.

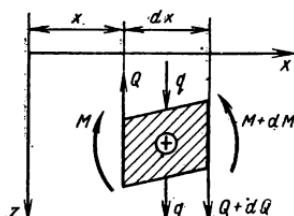
Примем, что стержни имеют постоянное сечение, и, учитывая дифференциальные зависимости при изгибе стержня (уравнения равновесия, см. рис. 5)

$$\frac{dM_i}{dx} = Q_i; \quad \frac{dQ_i}{dx} = -q_{iz} - (-1)^i q. \quad (11)$$

из уравнения (10) с учетом равенств (7) и (9) получим дифференциальное уравнение упругого контакта стержней [5, 7]

$$\frac{d^4\psi(q)}{dx^4} + \gamma \frac{dq}{dx^2} + \beta q = f. \quad (12)$$

Рис. 5. Условия равновесия элемента стержня



Это уравнение является исходным для определения контактных давлений на стыке стержней в зависимости от внешней нагрузки. В уравнении (12) γ — коэффициент, учитывающий деформации сдвига стержней;

$$\gamma = - \sum_{i=1}^2 \frac{k_{iz}}{G_i F_i}; \quad (13)$$

β — коэффициент, учитывающий деформации изгиба стержней;

$$\beta = \sum_{i=1}^2 \frac{1}{E_i I_i}; \quad (14)$$

f — функция, учитывающая условия нагружения стержней;

$$f = - \sum_{i=1}^2 (-1)^i \frac{q_{iz}}{E_i I_i} + \sum_{i=1}^2 (-1)^i \frac{k_{iz} q''_{iz}}{G_i F_i}; \quad (15)$$

q и q_{iz} — соответственно контактные давления и внешняя распределенная нагрузка.

Если пренебречь упругопластическими деформациями микронеровностей и принять, что условный контактный слой компенсирует лишь деформацию сжатия стержней, то связь смещений точек слоя с контактными давлениями примет вид

$$\psi(q) = \lambda q, \quad (16)$$

где λ — коэффициент податливости слоя, эквивалентный податливости фланцев при сжатии. Значение этого коэффициента можно принять из соотношений (3) и (4) гл. 1 либо вычислить по приближенной формуле

$$\lambda = \frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2}, \quad (17)$$

здесь l_1 и l_2 — толщины соответственно 1-го и 2-го фланцев; E_1 и E_2 — модули упругости их материалов.

Соотношение (16) равносильно введению в контакт линейно-упругого контактного слоя, в котором нормальное контактное смещение гайки определяется нормальным напряжением (контактным давлением) в той же точке.

Уравнение (12) с учетом равенства (16) представим в виде

$$\frac{d^4 q}{dx^4} + \gamma_0 \frac{d^2 q}{dx^2} + \beta_0 q = f_0, \quad (18)$$

где

$$\gamma_0 = \frac{\gamma}{\lambda} \quad \beta_0 = \frac{\beta}{\lambda}; \quad f_0 = \frac{f}{\lambda} \quad (19)$$

Решение уравнения (18) можно записать с помощью нормальных фундаментальных функций:

$$q(x) = q(0) Z_0(x) + q'(0) Z_1(x) + \\ + q''(0) Z_2(x) + q'''(0) Z_3(x) + \Phi_0(x). \quad (20)$$

Здесь $q(0), q'''(0)$ — постоянные, определяемые из граничных условий задачи; $\Phi_0(x)$ — частное решение уравнения (18);

$$\Phi_0(x) = \int_0^x Z_3(x-S) f_0(S) dS; \quad (21)$$

Z_0, \dots, Z_3 — нормальные фундаментальные функции [5, 17]:

$$Z_0(x) = \frac{1}{2mn} [2mn \operatorname{ch} mx \cos nx - (m^2 - n^2) \operatorname{sh} mx \sin nx]; \\ Z_1(x) = \frac{1}{2mn(m^2 + n^2)} [m(3n^2 - m^2) \operatorname{ch} mx \sin nx - \\ - n(n^2 - 3m^2) \operatorname{sh} mx \cos nx]; \quad (22)$$

$$Z_2(x) = \frac{1}{2mn} \operatorname{sh} mx \sin nx; \\ Z_3(x) = \frac{1}{2mn(m^2 + n^2)} [m \operatorname{ch} mx \sin nx - n \operatorname{sh} mx \cos nx],$$

где

$$m = \sqrt{-\frac{1}{4}\gamma_0 + \sqrt{\frac{1}{4}\beta_0}}; \quad n = \sqrt{\frac{1}{4}\gamma_0 - \sqrt{\frac{1}{4}\beta_0}}. \quad (23)$$

Эти функции связаны между собой рекуррентными соотношениями:

$$\frac{d}{dx} Z_0(x) = -\beta_0 Z_3(x); \quad \frac{d}{dx} Z_1(x) = Z_0(x); \\ \frac{d}{dx} Z_2(x) = Z_1(x) - \gamma_0 Z_3(x); \quad \frac{d}{dx} Z_3(x) = Z_2(x). \quad (24)$$

При большом расстоянии (шаге) между болтами ($l > 2t$, где t — толщина стержня) можно пренебречь деформацией сдвига ($\gamma_0 = 0$).

Тогда $m = n = \sqrt{\beta_0/4}$, и уравнение упругого контакта примет вид

$$\frac{d^4 q}{dx^4} + \beta_0 q = f_0.$$

Решение этого уравнения можно представить с помощью нормальных фундаментальных функций А. Н. Крылова; подробнее см. работы [6, 7, 15].

РАСЧЕТ УСИЛИЙ ПРИ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКЕ СОЕДИНЕНИЙ

Последовательную затяжку соединений обычно производят вручную, иногда с использованием многошпиндельных машин при затяжке соединений группами. Практикой выработаны определенные правила реализации последовательной затяжки, устанавливающие порядок и цикличность затяжки.

Для рассмотрения механических эффектов при затяжке многоболтового стыка проанализируем работу модели полосового стыка, стягиваемого последовательно n болтами, начиная, например, с крайнего.

Затяжка 1-го болта. Принимаем, что болт затянут с усилием $Q_1 = Q_0$, которое действует сосредоточенно на оси болта. В более точном расчете несложно учесть влияние распределенной нагрузки от гайки и головки болта на характер распределения давлений на стыке стержней.

Для определения контактных давлений используем уравнение (20); постоянные $q(0)$, $q''(0)$ найдем из условий (см. рис. 4, б):

$$\begin{aligned} \text{при } x=0 & \quad Q_{iz}=0; \quad M_i=0; \\ \text{при } x=x_{1+} & \quad Q_{iz}=0; \quad M_i=0, \end{aligned} \quad (26)$$

где x_{1+} — координата сечения, в котором давление на стыке $q(x_{1+})=0$.

Для решения задачи необходимо выразить Q_{iz} и M_i в условиях (26) через контактные давления. Учитывая зависимости (7), (9), (11), найдем:

$$\text{при } x=0 \quad q''(0)=0; \quad q'''(0)=0; \quad (27)$$

$$\text{при } x=x_{1+} \quad q''(x_{1+})=0; \quad q'''(x_{1+})=0. \quad (28)$$

С учетом условий (27) имеем

$$q_1(x)=q_1(0)Z_0(x)+q'_1(0)Z_1(x)+S(x, c_1)\beta_0 Q_1 Z_3(x-c_1); \quad (29)$$

здесь c_1 — координата сечения оси 1-го болта; $S(x, c_1)$ — единичная разрывная функция, определяемая равенством

$$S(x, c_1)=\begin{cases} 0 & x < c_1; \\ 1 & x \geqslant c_1. \end{cases}$$

Для определения постоянных $q(0)$ и $q'(0)$ используем условия (28). Продифференцировав трижды по x уравнение (29), с учетом соотношений (24) получим

$$\begin{aligned} q'(x) = & -q(0)\beta_0 Z_3(x)+q'(0)Z_0(x)+ \\ & +S(x, c_1)\beta_0 Q_1 Z_2(x-c_1); \end{aligned}$$

$$q''(x) = -q(0)\beta_0 Z_2(x) - q'(0)\beta_0 Z_3(x) + \\ + S(x, c_1)\beta_0 Q_1 |Z_1(x - c_1) - \gamma_0 Z_3(x - c_1)|; \quad (30)$$

$$q'''(x) = -q(0)\beta_0 |Z_1(x) - \gamma_0 Z_3(x)| - q'(0)\beta_0 Z_2(x) + \\ + S(x, c_1)\beta_0 Q_1 |Z_0(x - c_1) - \gamma_0 Z_2(x - c_1)|.$$

Из равенств (30) с учетом условий (28) получим

$$q_1(0) = Q_1 f_{b\gamma}^{(1)}(x_{1*}); \quad q'_1(0) = Q_1 f_{\gamma\gamma}^{(1)}(x_{1*}), \quad (31)$$

где

$$f_{b\gamma}^{(1)}(x_{1*}) = \frac{Z_2(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)}) - Z_3(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \quad (32)$$

$$f_{\gamma\gamma}^{(1)}(x_{1*}) = \frac{Z_2(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}.$$

В равенствах (32) Z_1, Z_2, Z_3 — значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_{1*}$; $Z_0^{(1)}, Z_3^{(1)}$ — то же, при $x = x_{1*} - c_1$.

Подставляя формулы (31) в уравнение (29), получим соотношение

$$q_1(x) = Q_1 [f_{b\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_0(x) + f_{\gamma\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Z_3(x - c_1)], \quad (33)$$

позволяющее определить контактные давления в зависимости от усилия затяжки и конструктивных параметров соединения λ и β . В этом соотношении неизвестно лишь значение координаты x_{1*} . Ее находят методом последовательных приближений до удовлетворения с наперед заданной точностью условия на границе:

$$q_1(x_{1*}) = 0, \quad (34)$$

что равносильно условию

$$f_{b\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_0 + f_{\gamma\gamma}^{(1)}(x_{1*}) Z_1 + S(x, c_1) \beta_0 Z_3^{(1)} = 0, \quad (35)$$

где Z_0 и Z_1 — значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_{1*}$; $Z_3^{(1)}$ — то же, при $x = x_{1*} - c_1$. Из равенства (35) следует, что протяженность площадки контакта (величина x_{1*}) не зависит от действующей нагрузки и определяется лишь жесткостью стержней при изгибе и податливости контактного слоя.

Смещение точек стыка в зоне контакта и контактные давления линейно зависят от действующей нагрузки. Смещение стержней в сечении оси 1-го болта

$$\Delta(c_1) = \lambda q_1(c_1). \quad (36)$$

Здесь $q_1(c_1)$ — контактное давление от усилия Q_1 в сечении при $x = c_1$:

$$q_1(c_1) = \psi_1(x_{1*}) Q_1, \quad (37)$$

где

$$\psi_1(x_1) = f_{6y}^{(1)}(x_1) Z_0(c_1) + f_{7y}^{(1)}(x_1) Z_1(c_1) \quad (38)$$

Если пренебречь сдвигом ($\gamma_0 = 0$), то [5]

$$q_1(c_1) = \frac{1}{2} Q_1 \sqrt{\frac{1}{4} \beta_0} \quad (39)$$

Удлинение 1-го болта, соответствующее этому смещению, $\Delta_6 = -\lambda_6 Q_1$. При затяжке удлинение болта Δ_6 , как правило, больше $\Delta(c_1)$. Кроме того, с использованием уравнения (33) нельзя определять перемещения точек стержней в неконтактирующей части.

Перемещения точек стержня при известных контактных давлениях (раскрытии статической неопределенности) можно найти из дифференциального уравнения изогнутой оси болта

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{q(x)}{EI}. \quad (40)$$

решение которого также можно представить с помощью нормальных фундаментальных функций:

$$w(x) = w(0) Y_0(x) + w'(0) Y_1(x) + w''(0) Y_2(x) + w'''(0) Y_3(x) +$$

$$+ \frac{Q_1(x-c_1)^3}{EI} + \frac{1}{EI} \int_0^x \frac{(x-S)^3}{3!} q(S) dS. \quad (41)$$

где $w(0)$, $w'''(0)$ — постоянные, определяемые из краевых условий; $Y_0(x)$, $Y_3(x)$ — нормальные фундаментальные функции уравнения (40) [7]:

$$Y_0(x) = 1, \quad Y_1(x) = \frac{x}{1!}, \quad (42)$$

$$Y_2(x) = \frac{x^2}{2!}, \quad Y_3(x) = \frac{x^3}{3!}$$

Эти функции связаны между собой рекуррентными соотношениями

$$\frac{dY_3}{dx} = Y_2, \quad \frac{dY_2}{dx} = Y_1, \quad \frac{dY_1}{dx} = Y_0.$$

Последние слагаемые в зависимости (41) отражают частное решение уравнения (40).

Постоянные $w''(0) = w'''(0) = 0$, так как изгибающий момент и пerezывающая сила в этом сечении равны 0.

Так как суммарный прогиб стержней определяется равенством

$$|w_1| + |w_2| = \lambda q, \quad (43)$$

то можно принять, что прогиб каждого из стержней обратно пропорционален жесткости его сечения при изгибе, т. е.

$$w_i(x) = \frac{\lambda}{\beta} \frac{q(x)}{E_i I_i}, \quad \frac{1}{\beta_0} \frac{q(x)}{E_i I_i} \quad (44)$$

и

$$w'_i(x) = \frac{1}{\beta_0} \frac{q'(x)}{E_i I_i} \quad (45)$$

С учетом этих замечаний и соотношений имеем

$$\begin{aligned} w_i(0) &= \frac{1}{\beta_0} \frac{q'(0)}{E_i I_i}; \\ w'_i(0) &= \frac{1}{\beta_0} \frac{q''(0)}{E_i I_i}, \end{aligned} \quad (46)$$

где значения $q(0)$ и $q'(0)$ принимаются из расчета по формулам (31)

Используя формулу приближенного интегрирования, а также равенства (44) — (46), запишем уравнение (41) в виде

$$\begin{aligned} w_i(x) &= \frac{1}{\beta_0} \frac{q(0)}{E_i I_i} + \frac{1}{\beta_0} \frac{q'(0)}{E_i I_i} x - S(x, c_1) \frac{Q_1}{6 E_i I_i} (x - c_i)^3 + \\ &+ \frac{1}{6 E_i I_i} \sum_{k=1}^l q_k \Delta S_k (x - S_k)^3. \end{aligned} \quad (47)$$

В последнем слагаемом непрерывная функция $q_1(x)$ контактных давлений заменена столбчатой функцией (рис. 6); k — номер столбца, $k = 0, 1, 2, \dots, l$; ΔS_k — ширина k -го столбца; S_k — абсцисса середины столбца. Перемещения точек стержня под нагрузкой можно вычислить и из интегрального уравнения:

$$w(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EI} dx_2 dx_1 + w'(0)x + w(0), \quad (48)$$

полученного путем последовательного двукратного интегрирования от 0 до x уравнения изогнутой оси балки

$$\frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{M(x)}{EI}. \quad (49)$$

где $M(x)$ — изгибающий момент в сечении x :

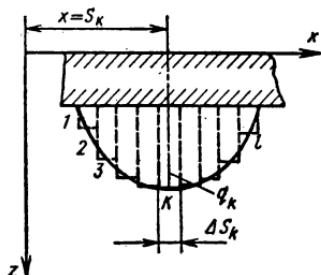


Рис. 6. Столбчатая функция

$$M(x) = \int_0^x q(x) x \, dx - S(x, c_1) Q(x - c_1). \quad (50)$$

Уравнение (48) при учете деформации сдвига примет вид

$$w(x) = \int_0^x \int_0^{x_1} \frac{M(x_2)}{EI} dx_2 dx_1 - \int_0^x \frac{kQ(x)}{GF} dx + \frac{kQ(0)}{GF} + w'(0)x + w(0). \quad (51)$$

Затяжка 2-го болта. Последовательность (очередность) затяжки и условия ее реализации имеют существенное значение для равномерности затяжки. Предположим, что в соединении на рис. 4, а вслед за 1-м болтом затягивается 2-й болт.

Как следует из предыдущего расчетного случая, после затяжки 1-го болта с усилием Q_1 стержни получили деформации изгиба и сдвига; часть стыка на участке $0x_1$ оказалась в контакте, другая часть стыка при $x > x_1$ разомкнулась (оказалась «раскрытым»). Разрыв контакта, обусловленный неоднородностью деформирования детали, имеет место при раздельной затяжке практически любого многоболтового стыка и составляет одну из особенностей затяжки групповых соединений.

При затяжке 2-го болта по мере увеличения усилия от 0 до $Q'_2 < Q_2$ (здесь Q_2 — требуемое усилие для 2-го болта) неконтактирующая часть стержня на участке $x > x_1$ будет входить в контакт, при этом будет изменяться на величину ΔQ_1 и усилие в 1-м болте.

Для расчета контактных давлений и протяженности площадки контакта используем, как и прежде, уравнение (18) с решением в форме (20).

Краевые условия для определения постоянных в этом расчетном случае имеют вид (см. рис. 4, б):

$$\text{при } x=0 \quad M_i=0; \quad Q_i=0; \quad (52)$$

$$\begin{aligned} \text{при } x=x_2 \quad M_i &= (-1)^i Q'_2 (c_2 - x_2); \\ Q_i &= -(-1)^i Q'_2. \end{aligned} \quad (53)$$

Из условий (52) следует $q''(0)=q'''(0)=0$. Из условий (53) получим

$$\begin{aligned} q''_2(x_2) &= \beta_0 Q'_2 (c_2 - x_2); \\ q'''_2(x_2) &= -\beta_0 Q'_2. \end{aligned} \quad (54)$$

С учетом этих равенств

$$q_2(x) = q_2(0) Z_0(x) + q'_2(0) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Q'_2 Z_3(x - c_1), \quad (55)$$

где

$$Q_{1+} = Q_1 + \Delta Q_1; \quad (56)$$

$$q_2(0) = f_{bY}^{(1)}(x_2) Q_{1+} + f_{bY}^{(2)}(x_2) Q'_2; \quad (57)$$

$$q'_2(0) = f_{bY}^{(1)}(x_2) Q_{1+} + f_{bY}^{(2)}(x_2) Q'_2. \quad (58)$$

В формулах (57) и (58)

$$\begin{aligned} f_{\delta_Y}^{(1)}(x_2) &= \frac{Z_2(Z_1^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)}) - Z_3(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \\ f_{\delta_Y}^{(2)}(x_2) &= -\frac{Z_2(c_2 - x_2) + Z_3}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \\ f_Y^{(1)}(x_2) &= \frac{Z_2(Z_0^{(1)} - \gamma_0 Z_2^{(1)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_1^{(1)} - \gamma_0 Z_3^{(1)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \\ f_Y^{(2)}(x_2) &= \frac{Z_2 + (c_2 - x_2)(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}, \end{aligned} \quad (59)$$

где Z_0, \dots, Z_3 — значения нормальных фундаментальных функций при $x = x_2$; $Z_0^{(1)}, Z_3^{(1)}$ — то же, при $x = x_2 - c_1$.

Используя условие совместности перемещений гайки и головки болта с фланцами, можно записать

$$\Delta Q_1 = Q_{1+} - Q_1 = \frac{\lambda}{\lambda_6} |q_1(c_1) - q_2(c_1)|. \quad (60)$$

Последнее эквивалентно равенству удлинения 1-го болта смещению стержней в сечении $x = c_1$ от усилия во 2-м болте, откуда

$$q_2(c_1) = \frac{\lambda_6}{\lambda} (Q_{1+} - Q_1) + q_1(c_1). \quad (61)$$

Из уравнения (55) при $x = c_1$ следует

$$q_2(c_1) = q_2(0) Z_0(c_1) + q'_2(0) Z_1(c_1). \quad (62)$$

Учитывая эти соотношения, а также равенства (37), (57) и (58), получим

$$Q_{1+} = \frac{\psi_1(x_1) + \frac{\lambda_6}{\lambda} Q_1 - \psi_2(x_2) Q'_2}{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_2)} \quad (63)$$

где

$$\psi_2(x_2) = f_{\delta_Y}^{(2)}(x_2) Z_0(c_1) + f_Y^{(2)}(x_2) Z_1(c_1); \quad (64)$$

$$\psi_1(x_2) = f_{\delta_Y}^{(1)}(x_2) Z_0(c_1) + f_Y^{(1)}(x_2) Z_1(c_1).$$

Соотношение (63) устанавливает зависимость остаточного усилия Q_{1+} в 1-м болте от усилия его предварительной затяжки Q_1 , усилия во 2-м болте Q'_2 и податливости деталей соединения до момента соприкосновения фланцев в сечении $x = c_2$ на стыке.

Изменение усилия затяжки в 1-м болте

$$\Delta Q_1 = Q_{1*} - Q_1 = \frac{|\psi_1(x_{1*}) - \psi_1(x_2)| Q_1 - \psi_2(x_2) Q'_2}{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_2)}. \quad (65)$$

Отрицательное значение ΔQ_1 будет свидетельствовать о снижении усилия первоначальной затяжки.

В формулы (64) и (65) входит неизвестное значение абсциссы x_2 сечения, в котором

$$q(x_2) = 0. \quad (66)$$

Для определения величины x_2 , соответствующей условию (66), исключим из разрешающего уравнения значение Q_{1*} , тогда

$$q(x_2) = Q'_2 |\tilde{f}_{bY}^{(2)}(x_2) Z_0(x) + \tilde{f}_Y^{(2)}(x_2) Z_1(x)| + \\ + F(Q_1, Q'_2) |\tilde{f}_{bY}^{(1)}(x_2) Z_0(x) + \tilde{f}_Y^{(1)}(x_2) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Z_3(x - c_1)|; \quad (67)$$

здесь обозначено $F(Q_1, Q'_2) = Q_{1*}$ (см. равенство (63)).

Требуемое значение x_2 находим методом последовательных приближений до удовлетворения с наперед заданной точностью условия

$$\frac{Q'_2}{F(Q_1, Q'_2)} = -\frac{\tilde{f}_{bY}^{(1)}(x_2) Z_0 + \tilde{f}_Y^{(1)}(x_2) Z_1 + S(x, c_1) \beta_0 Z_3^{(1)}}{\tilde{f}_{bY}^{(2)}(x_2) Z_0 + \tilde{f}_Y^{(2)}(x_2) Z_1}. \quad (68)$$

Здесь, как и прежде, Z_0, Z_1 — значения функций (22) при $x=x_2$; $Z_3^{(1)}$ — то же, при $x=x_2-c_1$.

После определения x_2 величину Q_{1*} (или ΔQ_1) находим по формуле (63), в которой значения $\psi_1(x_{1*})$ и Q_1 берем из расчета затяжки 1-го болта.

Смещения точек стыка в зоне контакта линейно зависят от действующей нагрузки.

При дальнейшем увеличении усилия затяжки контакт будет распространяться на участок $x_2 > c_2$; в этом случае уравнение для определения контактных давлений примет вид ($Q_2 \geq Q'_2$)

$$q_2(x) = q_2(0) Z_0(x) + q'_2(0) Z_1(x) + \\ + S(x, c_1) \beta_0 Q_{1*} Z_3(x - c_1) + S(x, c_2) \beta_0 Q_2 Z_3(x - c_2). \quad (69)$$

Произвольные постоянные $q(0)$ и $q'(0)$ определим из условий, что при $x=x_2$: $M_i=0$; $Q_i=0$. (70)

Последнее равносильно соотношениям

$$q''_2(x_{2*}) = 0; \quad q'''_2(x_{2*}) = 0. \quad (71)$$

С учетом этих равенств несложно получить

$$q_2(0) = Q_{1*} \tilde{f}_{bY}^{(1)}(x_{2*}) + Q_2 \tilde{f}_{bY}^{(2)}(x_{2*}); \quad (72)$$

$$q'_2(0) = Q_{1*} f_{0Y}^{(1)}(x_{2*}) + Q_2 f_Y^{(2)}(x_{2*}), \quad (73)$$

где

$$f_Y^{(j)}(x_{2*}) = \frac{Z_2(Z_j^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_j^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \quad (74)$$

$$f_{0Y}^{(j)}(x_{2*}) = \frac{Z_2(Z_j^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)}) - Z_3(Z_j^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)} \quad (75)$$

в формулах (74) и (75) j — номер болта, $j=1,2$; Z_0, \dots, Z_3 — значения нормальных фундаментальных функций при $x=x_{2*}$; $Z_1^{(j)}, \dots, Z_3^{(j)}$ — то же, при $x=x_{2*}-c_j$.

Подставляя эти равенства в уравнение (69), получим

$$\begin{aligned} q_2(x) = & Q_{1*} [f_{0Y}^{(1)}(x_{2*}) Z_0(x) + f_Y^{(1)}(x_{2*}) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Z_3(x - c_1)] + \\ & + Q_2 [f_{0Y}^{(2)}(x_{2*}) Z_0(x) + f_Y^{(2)}(x_{2*}) Z_1(x) + S(x, c_2) \beta_0 Z_3(x - c_2)]. \end{aligned} \quad (76)$$

Это уравнение позволяет при известных усилиях и абсциссе x_{2*} определить контактные давления в каждой точкестыка.

Для исключения из уравнения (76) неизвестного остаточного усилия Q_{1*} используем условие совместности перемещений головки и гайки с фланцами в виде (61).

Учитывая также, что при $x=c_1$

$$q_2(c_1) = Q_{1*} \psi_1(x_{2*}) + Q_2 \psi_2(x_{2*}), \quad (77)$$

где по аналогии с (64)

$$\psi_1(x_{2*}) = f_{0Y}^{(1)}(x_{2*}) Z_0(c_1) + f_Y^{(1)}(x_{2*}) Z_1(c_1); \quad (78)$$

$$\psi_2(x_{2*}) = f_{0Y}^{(2)}(x_{2*}) Z_0(c_1) + f_Y^{(2)}(x_{2*}) Z_1(c_1), \quad (79)$$

получим

$$Q_{1*} = \frac{\left[\psi_1(x_{1*}) + \frac{\lambda_6}{\lambda} \right] Q_1 - \psi_2(x_{2*}) Q_2}{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_{2*})}. \quad (80)$$

Соотношение (80) по структуре совпадает с равенством (63), полученным при малых значениях усилия во 2-м болте, когда между 1-м и 2-м болтами имеется разрыв в контакте.

Это соотношение отражает «историю» нагружения соединения (начальную затяжку 1-го болта) и взаимное влияние второго болта на усилие в 1-м болте.

Зависимость (80) можно записать в виде

$$Q_{1*} = F_{11} Q_1 - F_{12} Q_2, \quad (81)$$

где F_{11} — коэффициент, учитывающий влияние усилия предварительной затяжки 1-го болта на величину остаточного усилия в нем:

$$F_{11}(x_{1*}) = \frac{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_{1*})}{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_{2*})}; \quad (82)$$

F_{12} — коэффициент, учитывающий влияние затяжки 2-го болта на величину остаточного усилия в 1-м болте;

$$F_{12}(x_{2*}) = \frac{\psi_2(x_{2*})}{\frac{\lambda_6}{\lambda} + \psi_1(x_{2*})}. \quad (83)$$

Для определения абсциссы x_{2*} здесь, как и прежде, используется условие $q(x_{2*}) = 0$.

Последнее даёт следующее уравнение для нахождения величины x_{2*} методом последовательных приближений:

$$\frac{Q_2}{F_{12}Q_2 - F_{11}^*Q_1} = \frac{f_{6Y}^{(1)}(x_{2*})Z_0 + f_{1Y}^{(1)}(x_{2*})Z_1 + S(x, c_1)\beta_0 Z_3^{(1)}}{f_{6Y}^{(2)}(x_{2*})Z_0 + f_{1Y}^{(2)}(x_{2*})Z_1 + S(x, c_2)\beta_0 Z_3^{(2)}}, \quad (84)$$

где величины $f_{6Y}^{(1)}$ и $f_{6Y}^{(2)}$ находятся по формуле (74), а $f_{1Y}^{(1)}$ и $f_{1Y}^{(2)}$ — по формуле (75).

Контактные давления в сечении на оси 2-го болта

$$q_2(c_2) = Q_{1*}\psi_{1*}(x_{2*}) + Q_2\psi_{2*}(x_{2*}), \quad (85)$$

где

$$\psi_{1*}(x_{2*}) = f_{6Y}^{(1)}(x_{2*})Z_0(c_2) + f_{1Y}^{(1)}(x_{2*})Z_1(c_2) + \beta_0 Z_3(c_2 - c_1);$$

$$\psi_{2*}(x_{2*}) = f_{6Y}^{(2)}(x_{2*})Z_0(c_2) + f_{1Y}^{(2)}(x_{2*})Z_1(c_2);$$

Смещение стержней в этом сечении $\Delta_2(c_2) = \lambda q_2(c_2)$.

Аналогично ведут расчет усилий при затяжке последующих болтов, а также при иной последовательности нагружения.

Рассмотренный расчет усилий отражает основной механический эффект при затяжке групповых болтовых соединений — взаимное влияние соседних болтов.

ГРУППОВАЯ И КОМБИНИРОВАННАЯ ЗАТЯЖКА СОЕДИНЕНИЙ

Групповая затяжка болтов. При групповой (одновременной) затяжке n болтов ($j=1, 2, \dots, n$; j — номер болта) решение уравнения (18) будет иметь вид

$$\begin{aligned} q(x) = & q(0) Z_0(x) + q'(0) Z_1(x) + S(x, c_1) \beta_0 Q_1 Z_3(x - c_1) + \\ & + S(x, c_2) \beta_0 Q_2 Z_3(x - c_2) + \dots + S(x, c_n) \beta_0 Q_n Z_3(x - c_n). \end{aligned} \quad (86)$$

Здесь $S(x, c_i)$ — единичные функции, см. с. 74;

$$\begin{aligned} q(0) = & Q_1 f_{0\gamma}^{(1)} + Q_2 f_{0\gamma}^{(2)} + \dots + Q_n f_{0\gamma}^{(n)} = \sum_{j=1}^n Q_j f_{0\gamma}^{(j)}; \\ q'(0) = & Q_1 f_{1\gamma}^{(1)} + Q_2 f_{1\gamma}^{(2)} + \dots + Q_n f_{1\gamma}^{(n)} = \sum_{j=1}^n Q_j f_{1\gamma}^{(j)}, \end{aligned} \quad (87)$$

где

$$\begin{aligned} f_{0\gamma}^{(j)} = & \frac{Z_2(Z_2^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)}) - Z_3(Z_3^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}; \\ f_{1\gamma}^{(j)} = & \frac{Z_2(Z_2^{(j)} - \gamma_0 Z_2^{(j)}) - (Z_1 - \gamma_0 Z_3)(Z_3^{(j)} - \gamma_0 Z_3^{(j)})}{Z_2^2 - Z_3(Z_1 - \gamma_0 Z_3)}. \end{aligned} \quad (88)$$

В равенствах (87) и (88): j — номер болта; Z_0, \dots, Z_3 — значения нормальных фундаментальных функций при $x=x_n$ (x_n — координата сечения за n -м болтом, при которой $q(x_n)=0$); $Z_0^{(j)}, \dots, Z_3^{(j)}$ — то же, при $x=x_n - c_j$.

Комбинированная затяжка соединений. Затяжку групповых соединений на практике часто производят в 2, реже 3—4 этапа. На 1-м этапе выполняют предварительную затяжку соединений на усилие $Q_n=(0,3 \div 0,6) Q_0$.

Такая затяжка может осуществляться для отдельных болтов (вручную) или группы болтов с помощью многошпиндельного автомата (машины) с контролем усилия по моменту затяжки.

На 2-м этапе обычно завершают затяжку путем последовательного «довинчивания» гаек вручную динамометрическими или предельными ключами.

Расчет усилий затяжки при такой сборке оказывается достаточно простым благодаря линейной зависимости перемещений контактирующих точек стыка от нагрузки, действующей на 2-м этапе.

Предположим, что в результате затяжки на 1-м этапе в каждом j -м болте ($j=1, 2, \dots, n$) действует усилие предварительной затяжки $Q_{(1)i}=\alpha_i Q_0$ (здесь $\alpha=0,3 \div 0,6$ — коэффициент предварительной затяжки; Q_0 — требуемое усилие затяжки), сжимающее соединяемые детали в сечении на оси этого болта на величину $\Delta_{(1)}(c_i)$.

При групповой затяжке болтов усилия $Q_{(1)i}$ и перемещения $\Delta_{(1)i}$ оказываются приблизительно одинаковыми во всех одиночных соединениях.

Положим, что на 2-м этапе в произвольной последовательности осуществлена дозатяжка соединений с заданными усилиями $Q_{(2)j} = -(1 - \alpha_i) Q_0$. Тогда сопряженные контактирующие точки под гайкой (головкой болта) в сечениях «осей» болтов получат дополнительные перемещения:

$$\begin{aligned}\Delta_{(2)}(c_1) &= K_{11}Q_{(2)1} + K_{12}Q_{(2)2} + \dots + K_{1n}Q_{(2)n}; \\ \Delta_{(2)}(c_2) &= K_{21}Q_{(2)1} + K_{22}Q_{(2)2} + \dots + K_{2n}Q_{(2)n}; \\ \Delta_{(2)}(c_n) &= K_{n1}Q_{(2)1} + K_{n2}Q_{(2)2} + \dots + K_{nn}Q_{(2)n},\end{aligned}\quad (89)$$

где K_{ij} — функция влияния, показывающая перемещение сопряженных точек контакта (сближение опорных торцов гайки и головки болта) на оси 1-го болта от силы $Q_{(2)1} = 1$ Н; K_{12}, \dots, K_{1n} — то же, при действии единичных сил соответственно на 2-й, ..., n -й болты. Аналогичный смысл имеют и другие функции влияния.

Если через $Q_{(2)j}^*$ обозначить фактическое усилие дозатяжки соединений на 2-м этапе, то оно будет отличаться от заданного усилия затяжки $Q_{(2)j}$ за счет влияния остальных болтов.

После 2-го этапа затяжки в каждом болте будет действовать фактическое усилие

$$Q_{\theta j} = Q_{(1)j} + Q_{(2)j}^*. \quad (90)$$

Учитывая, что дополнительное смещение точек деталей в сечении j -го болта

$$\Delta_{(2)j} = K_{jj}Q_{(2)j}^*, \quad (91)$$

равенства (89) перепишем в виде:

$$\begin{aligned}Q_{(2)1}^* &= Q_{(2)1} + K_{12}^*Q_{(2)2} + \dots + K_{1n}^*Q_{(2)n}; \\ Q_{(2)2}^* &= K_{21}^*Q_{(2)1} + Q_{(2)2} + \dots + K_{2n}^*Q_{(2)n}; \\ Q_{(2)n}^* &= K_{n1}^*Q_{(2)1} + K_{n2}^*Q_{(2)2} + \dots + Q_{(2)n},\end{aligned}\quad (92)$$

или в матричной форме

$$|K^*| \{Q_{(2)}\} = \{Q_{(2)}^*\}, \quad (93)$$

где $|K^*|$ — матрица относительных податливостей, а $\{Q_{(2)}\}$ и $\{Q_{(2)}^*\}$ — векторы-столбцы соответственно заданных и неизвестных усилий в болтах,

$$|K^*| = \begin{bmatrix} 1 & K_{12}^* & \dots & K_{1n}^* \\ K_{21}^* & 1 & \dots & K_{2n}^* \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1}^* & K_{n2}^* & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (94)$$

где K_{ij}^* — относительные коэффициенты влияния, $K_{ii}^* = K_{ii}/K_{nn}$ (например, $K_{12}^* = K_{12}/K_{11}$, $K_{n2}^* = K_{n2}/K_{nn}$, $K_{ii}^* = 1$ и т. д.);

$$\{Q_{(2)}\}^T = \{Q_{(2)1} Q_{(2)2} \dots Q_{(2)n}\}, \quad \{Q_{(2)}^*\}^T = \{Q_{(2)1}^* Q_{(2)2}^* \dots Q_{(2)n}^*\}; \quad (95)$$

здесь индекс T показывает операцию транспонирования.

Система (92) позволяет найти неизвестные усилия $Q_{(2)i}$ при заданных усилиях $Q_{(2)}^*$.

Из соотношения (93) следует

$$\{Q_{(2)i}\} = [K^*]^{-1} \{Q_{(2)}^*\}, \quad (96)$$

где $[K^*]^{-1}$ — обращенная матрица относительных податливостей.

Полученная система может использоваться для расчета усилий затяжки болтов на 2-м этапе из условия $Q_{(2)i} = \text{idem}$, при котором «плоскостность» стыка фланцев будет наилучшей.

Существенная особенность такого расчета состоит в определении функций влияния. Для расчетного определения функций влияния в соединении на рис. 4 используем дифференциальное уравнение (18) с решением в виде

$$\frac{1}{\lambda} K_{kj} = q_j(x_k) = q_j(0) Z_0(x_k) + q'_j(0) Z_1(x_k) + S(x, c_k) \beta_0 Z_3(x_k - c_i), \quad (97)$$

где K_{kj} — функция влияния, показывающая перемещение в k -м болте от единичной силы, приложенной в j -м болте ($j = 1, 2, \dots, n$; n — число болтов в соединении).

Если, например, единичная сила приложена в 1-м болте, то

$$\begin{aligned} \frac{1}{\lambda} K_{11} &= q_1(c_1) = q_1(0) Z_0(c_1) + q'_1(0) Z_1(c_1); \\ \frac{1}{\lambda} K_{12} &= q_1(c_2) = q_1(0) Z_0(c_2) + q'_1(0) Z_1(c_2) + \beta_0 Z_3(c_2 - c_1); \\ \frac{1}{\lambda} K_{1n} &= q_1(c_n) = q_1(0) Z_0(c_n) + q'_1(0) Z_1(c_n) + \beta_0 Z_3(c_n - c_1) \end{aligned} \quad (98)$$

Последовательно нагружая болты единичной силой и имея в виду, что $K_{jk} = K_{kj}$, несложно определить все требуемые функции влияния и произвести расчет усилий в болтах.

Экспериментальное определение функций влияния можно проводить путем затяжки с некоторым усилием одного из болтов и измерением удлинений во всех болтах. Отношения удлинений болтов к величине усилия затяжки составят значения функций влияния.

ОБЩИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ЗАТЯЖКИ ГРУППОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Выше рассмотрен алгоритм расчета усилий затяжки групповых болтовых соединений. Этот алгоритм не изменяется при использовании в расчете моделей фланца в виде пластинки или оболочки, для которых известны дифференциальные уравнения, связывающие перемещения точек моделей с действующими силами.

Ниже разобран метод, который легко реализуется для любого типа моделей деталей. В основе его лежит общее интегральное представле-

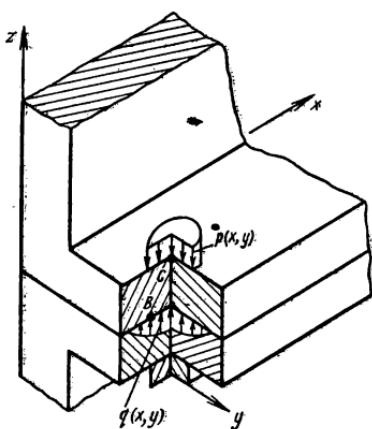


Рис. 7. К расчету перемещения фланца

ние смещения точек тела под действием сил [7, 15]:

$$\begin{aligned} \dot{w}_i(B) = & \iint_F K_{iq}(x_B, y_B, \cdot, y) q(x, y) dx dy \\ & + \sum_{j=1}^n \iint_{S_j} K_{ip}(x_B, y_B, \cdot, y) p(x, y) dx dy \end{aligned}$$

где K_{iq} и K_{ip} — функции Грина для распределенных контактных давлений q и p , действующих соответственно на стыке фланцев и под гайкой (головкой болта).

Функции показывают смещение точки (рис. 7) с координатами x_B и y_B от действия заданного единичного усилия в точке с координатами x и y ; F и S_i — поверхности контакта соответственно на стыке фланцев и под гайкой (головкой болта).

Кинематическое условие контакта, как прежде, имеет вид

$$w_1(B) - w_2(B) = 0. \quad (100)$$

Уравнение равновесия одного из фланцев при затяжке n болтов

$$\iint_F q(x, y) dx dy - \sum_{j=1}^n Q_j = 0, \quad (101)$$

где Q_j — остаточные усилия в болтах;

$$Q_j = Q_0 + N_j. \quad (102)$$

Здесь Q_0 — номинальное усилие затяжки; N_j — дополнительное усилие в болте j от затяжки соседних болтов.

Связь усилия N_j с перемещением фланцев можно установить из условия совместности перемещений фланцев с торцами гайки и головки болта

$$N_j = \frac{1}{\lambda_a} \{ [w_{1Q_j}(c) - w_{2Q_j}(c)] - [w_{1Q_{j+1}}(c) - w_{2Q_{j+1}}(c)] \}, \quad (103)$$

где $w_{iQ_j}(c)$ — смещение точки C (см. рис. 7) наружной поверхности i -го фланца после затяжки j -го болта; $w_{iQ_{j+1}}(c)$ — то же, после затяжки $(j+1)$ -го болта; λ_a — осевая податливость болта.

Приведенные уравнения с учетом краевых условий образуют систему, позволяющую решить поставленную задачу о нахождении усилий в болтах по мере их затяжки.

В общем случае получить замкнутое решение системы интегральных уравнений не удается. При численной реализации удобно использо-

зовать дискретные функции влияния, значения которых можно получить, используя один из методов численного решения задач теории упругости.

Предположим, что функция влияния $K_{(iq)Bg}$ и $K_{(ip)Bl}$ усилий, приложенных в точках с номерами g и l , определены соответственно для m и k точек. Тогда уравнение (99) можно записать следующим образом:

$$w_i(B) = \dot{w}_{iB} = \sum_{g=1}^m K_{(iq)Bg} Q_{(q)g} + \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k K_{(ip)Bl} Q_{(p)l}; \quad (104)$$

здесь $Q_{(q)g}$ — усилие в g -й точке контакта, эквивалентное контактным давлениям вблизи этой точки; $Q_{(p)l}$ — то же, для давлений под гайкой (головкой болта).

Подставляя это равенство в условие совместности перемещений, получим уравнение

$$\sum_{g=1}^m G_{(q)Bg} Q_{(q)g} + \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k G_{(p)Bl} Q_{(p)Bl} = 0, \quad (105)$$

которое может быть записано для любой пары сопряженных точек в контакте.

Уравнение (105) физически соответствует дискретному контакту в конечном числе точек g ($g = 1, 2, \dots, m$). В нем приняты следующие обозначения:

$$G_{(q)Bg} = K_{(1q)Bg} - K_{(2q)Bg}; \quad G_{pBl} = K_{(1p)Bl} - K_{(2p)Bl}.$$

Уравнение равновесия одного из фланцев имеет вид

$$\sum_{g=1}^m Q_{(q)g} - \sum_{j=1}^n \sum_{l=1}^k Q_{(p)l} = 0. \quad (106)$$

Решение задачи по уравнениям (105), (106) и краевым условиям проводим в несколько этапов по схеме, описанной ниже.

На 1-м этапе решаем задачу об определении эквивалентных усилий $Q_{(1q)g}$ в узлах стыка от усилия затяжки 1-го болта Q_1 . При этом сначала полагаем, что контакт осуществляется во всех точках стыка фланцев, а затем методом последовательных приближений с заданной погрешностью определяем (с учетом краевых условий) истинные значения $Q_{(1q)g}$ ($g = 1, 2, \dots, m$).

На 2-м этапе по найденным значениям $Q_{(1q)g}$ находим перемещения точек C_{11} и C_{12} , лежащих на оси 1-го болта под гайкой и головкой (первый индекс показывает номер болта, второй — номер фланца):

$$w_{iQ_1}(C) = \sum_{g=1}^m K_{(iq)Cg} Q_{(1q)g} + \sum_{l=1}^m K_{(ip)Cl}^{(11)} Q_{(1p)l}; \quad (107)$$

индексы точек C здесь опущены. Функция влияния $K_{ip}^{(11)}$ имеет верхний индекс, содержащий две цифры; первая из них показывает номер

действующей единичной силы, вторая — номер болта. В данном случае функция влияния показывает перемещение точки C на оси 1-го болта под действием единичной силы, также приложенной к 1-му болту.

На 3-м этапе по уравнениям (105) и (106) методом последовательных приближений с учетом краевых условий находим эквивалентные усилия $Q_{2(q)g}$ от контактных давлений после затяжки 2-го болта. Неизвестное усилие N_1 , исключаем из этих уравнений с помощью равенства (103), в котором перемещения принимаем из расчета на 2-м этапе, а

$$w_{iQ_2}(c) = \sum_{g=1}^m K_{(iq)} c_g Q_{2(q)g} + \sum_{l=1}^m K_{(ip)}^{(1)} c_l Q_{1+}^{(ip)l} + \sum_{l=1}^m K_{(ip)}^{(2)} c_l Q_{2(ip)l}, \quad (108)$$

где функция $K_{(ip)}^{(2)}$ дает перемещения точки C на оси 1-го болта от единичной силы, действующей на оси 2-го болта; Q_{1+} — остаточное усилие в 1-м болте:

$$Q_{1+} = Q_1 + N_1; \quad (109)$$

Q_2 — усилие затяжки 2-го болта.

Силу N_1 , исключаем из равенства (109) также с помощью зависимости (103).

На 4-м этапе, после определения контактных давлений на стыке, находим дополнительное усилие

$$N_1 = \sum_{g=1}^m Q_{2(q)g} - Q_1 - Q_2. \quad (110)$$

После затяжки 3-го болта четырехэтапный расчет по описанной выше схеме повторяют до завершения затяжки всех болтов.

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Классические модели тел (стержень, пластинка, оболочка) позволяют получать замкнутые аналитические решения, облегчающие общий анализ работы соединений. Однако сложность учета в расчете податливости сопряженной с фланцем корпусной детали, а также известная приближенность таких расчётов ограничивают возможности их использования.

В последние годы в расчетах элементов конструкций широкое распространение получили различные численные методы, основанные на замене непрерывной модели тела ее дискретным аналогом.

Среди численных методов основным стал метод конечных элементов, для которого созданы стандартные программы расчета напряжений и деформаций в деталях под действием заданных сил. Основные сведения по использованию метода конечных элементов (МКЭ) в расчетах деталей приведены в работах [6, 13 и др.].

Метод конечных элементов устанавливает связь между смещениями элементов (узлов) тела и действующими на него усилиями в матричной форме

$$\{U\} = [K]^{-1} \{P\}, \quad (111)$$

где $\{U\}$ и $\{P\}$ — векторы-столбцы перемещений и внешних сил;

$$\{U\}^T = \{U_1 U_2 \dots U_N\}; \{P\}^T = \{P_1 P_2 \dots P_N\}. \quad (112)$$

Здесь индексы показывают номера узлов тела; $[K]$ — матрица жесткости детали.

Расчет общим методом. Общий метод расчета затяжки, рассмотренный выше, достаточно просто реализуется при использовании метода конечных элементов, так как матрица податливости контактирующего тела равна обращенной матрице жесткости.

Вычисление функций влияния производится по обычной методике численного расчета напряженного и деформированного состояний в телах при заданной внешней нагрузке (единичной силе) и краевых условиях. При этом автоматически учитываются реальная форма корпусной детали с фланцем и условия их взаимодействия.

Функции влияния находим из соотношения

$$\{K_{ik}\} = [K]^{-1} \{P_i\}, \quad (113)$$

где $\{P_i\}$ — вектор-столбец единичной нагрузки;

$$\{P_i\}^T = \{0 \dots 010 \dots 0\}; \quad (114)$$

здесь индекс i , как и ранее, показывает операцию транспортирования.

Расчет методом разъединения деталей. Зависимость (111) смещений точек тела от действующих сил позволяет получить решение контактной задачи по алгоритму, разобранному выше (см. с. 85).

Рассмотрим прежний пример на рис. 4. Уравнение совместности перемещений при решении задачи методом конечных элементов имеет вид (100). В этом случае не требуется производить разделение деформаций на общие и местные, так как расчетная модель учитывает все виды деформаций.

Смещение точек контактирующих поверхностей, которое ранее устанавливалось уравнением (18) с решением в виде (20), в рассматриваемом случае находим из уравнения (111) следующим образом. Обозначим узлы тела i , находящегося в контакте, индексом ik ($j_{ik} = 1_{ik}, 2_{ik}, \dots, m_{ik}$ — здесь m_{ik} число контактирующих узлов), а узлы, в которых действуют силы от гайки и головки болта, индексом iv ($j_{iv} = 1_{iv}, 2_{iv}, \dots, n_{iv}$; здесь n_{iv} — число узлов, нагруженных внешними силами затяжки).

Для простоты положим, что $m_{ik} = m_{iv} = m_k$. Обозначая контактное усилие в узле j_{ik} через Q_{ik} ($Q_{1ik} = Q_{2ik} = Q_{ik}$), а внешнее усилие в узле j_{iv} через $P_{j_{iv}}$ и приняв во внимание, что лишь в узлах j_{ik} и j_{iv} усилия не равны нулю, из уравнения (111) найдем уравнения для определения перемещений 1-го и 2-го тел относительно начала координат:

$$\begin{aligned} \{U_{I_{1K}}\} &= |K_{I_{1K}}|^{-1} \{Q_{I_K}\} + |K_{I_{1B}}|^{-1} \{P_{I_{1B}}\}; \\ \{U_{I_{2K}}\} &= |K_{I_{2K}}|^{-1} \{Q_{I_K}\} + |K_{I_{2B}}|^{-1} \{P_{I_{2B}}\}. \end{aligned} \quad (115)$$

Соотношения (115) устанавливают зависимость смещений узлов тела от действующих усилий при решении контактных задач.

Последующий расчет затяжки оказывается сходным с расчетом приведенным выше и основанным на последовательном решении контактных задач при затяжке первого и последующих болтов.

Усилия затяжки болтов в групповых соединениях можно определять расчетно-экспериментальным методом

ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ СБОРКИ НА РАВНОМЕРНОСТЬ ЗАТЯЖКИ СОЕДИНЕНИЙ

Затяжка болта вызывает неоднородную деформацию фланцев (концентрацию деформаций вблизи оси болта) и, как следствие, неравномерное распределение контактных давлений на стыке, а также раскрытие стыка (нарушение сплошности контакта). На рис. 8 показано распределение контактных давлений в продольном сечении (проходящем через ось болта) соединения (рис. 9) после затяжки болта. Расчет в пространственной постановке выполнен методом конечных элементов, разбиение соединения на тетраэдальные элементы показано

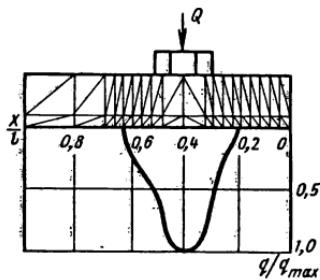


Рис. 8. Распределение контактных давлений в соединении при затяжке

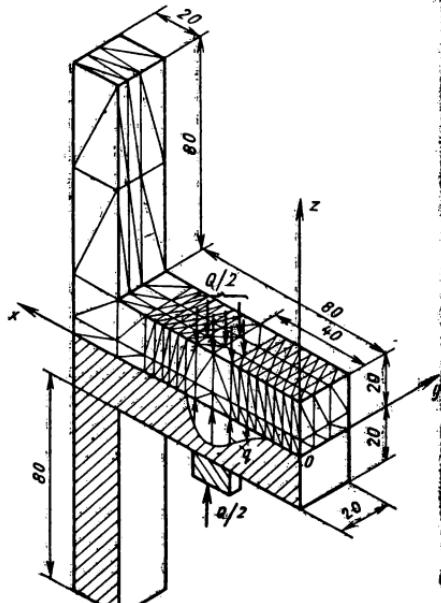


Рис. 9. Эскиз соединения и расчленение его на элементы

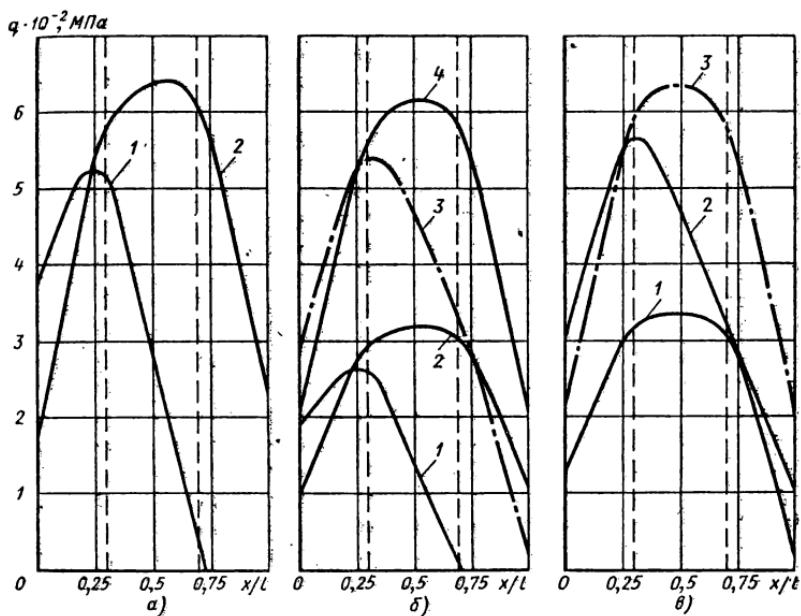


Рис. 10. Распределение контактных давлений на стыке фланцев при затяжке:
а — последовательной в один этап; б — последовательной в два этапа;
в — комбинированной

на рис. 9. Концентрация деформаций во фланце вблизи болта является одной из причин неравномерной затяжки стыка (нарушения его плоскости).

Другая причина неравномерности затяжки многоболтового стыка — взаимное влияние соседних болтов, обусловленное деформациями изгиба и сдвига фланцев. Эта причина вызывает многовариантность затяжки (круговую, перекрестную и т. д.). Однако прямая оценка эффективности отдельных вариантов затяжки на практике сопряжена с техническими, часто непреодолимыми трудностями измерения (контроля) формы стыковых поверхностей фланцев.

На примере расчета полосовых фланцев, стянутых двумя болтами, разберем типичные механические эффекты, возникающие при затяжке болтов. Результаты расчета по теории стержней (см. с. 69—82) приведены на рис. 10. Размеры (мм) соединения (см. рис. 4) следующие: $l=100$; $c_1=35$; $c_2=85$; $t_1=t_2=18$; болт с резьбой М10.

Анализ расчета показывает, что при затяжке 1-го болта на расчетное усилие $Q_1=Q_2=32$ кН контактные давления концентрируются вблизи оси болта и $q_{\max}=520$ МПа (кривая 1 на рис. 10, а). Неоднородная деформация фланцев приводит к разрыву контакта за осью 2-го болта при $x/l > 0.75$ (координаты осей болтов показаны вертикальными штриховыми линиями) и образованию зазора.

По мере затяжки 2-го болта происходит «закрытие» стыка и увеличение контактных давлений под этим болтом (кривая 2 на рис. 10, а). Затяжка 2-го болта на $Q_2 = Q_0 = 32$ кН приводит к снижению усилия в 1-м болте до $Q_{1\circ} = 28$ кН.

На практике затяжку многоболтовых стыков часто производят в два этапа. На 1-м этапе болты (шпильки) последовательно затягивают на усилие $Q_{(1)\circ} = (0,4 \div 0,6) Q_0$. На 2-м этапе их в той же последовательности подтягивают до усилия, равного расчетному значению Q_0 .

Кривые на рис. 10, б показывают распределение контактных давлений на стыке по мере затяжки болтов. Кривая 1 здесь соответствует предварительной затяжке 1-го болта с усилием $Q_{(1)\circ} = 0,5 Q_0$, а кривая 2 — последующей затяжке 2-го болта с усилием $Q_{(1)\circ} = 0,5 Q_0$, приводящим к снижению усилия в 1-м болте на $0,05 Q_0$. Подтяжка 1-го болта на 2-м этапе (кривая 3) дополнительно на $0,5 Q_0$ снижает усилие во 2-м болте на $0,065 Q_0$. И наконец, подтяжка 2-го болта на $0,5 Q_0$ (кривая 4), вновь снижая усилие в 1-м болте, приводит к установлению в болтах усилий $Q_1 = 28,56$ кН и $Q_2 = 29,98$ кН, которые ниже требуемого $Q_0 = 32$ кН. После двухэтапной затяжки болты оказываются затянутыми более равномерно, чем в результате затяжки за один этап.

Иногда все болты сначала затягивают многошпиндельным гайковертом на $Q_{(1)} = (0,3 \div 0,5) Q_0$, а затем последовательно подтягивают ручным инструментом до усилия, равного требуемому значению Q_0 . Кривая 1 (рис. 10, в) соответствует случаю одновременной затяжки двух болтов с усилием $Q_{(1)\circ} = Q_{(1)\circ} = 0,5 Q_0$. При подтяживании 1-го болта до $Q_1 = Q_0 = 32$ кН (кривая 2) усилие во 2-м болте уменьшается до $Q_2 = 15,83$ кН. Поэтому последующая подтяжка 2-го болта на $0,5 Q_0$ (кривая 3) приводит к $Q_2 = 29,8$ кН и $Q_1 = 29,7$ кН, устанавливая еще меньшее (в сравнении с одноэтапной последовательной затяжкой) рассеяние усилий затяжки в болтах.

Таким образом, можно отметить следующие закономерности.

1. Равномерность затяжки, оцениваемая характером распределения деформаций (контактных давлений) по стыку, зависит от конструкции (податливости) корпусных деталей (фланцев) и условий затяжки (числа

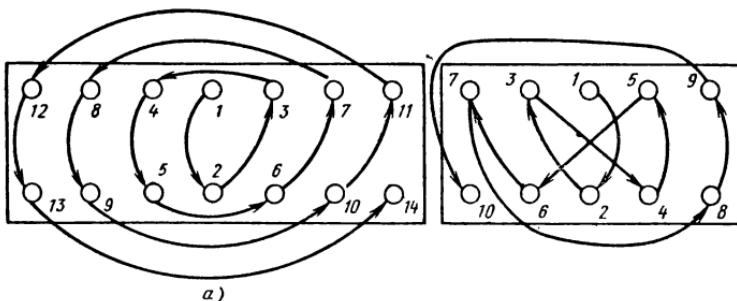


Рис. 11. Последовательность затяжки гаек

этапов, порядка затяжки). Равенство усилий затяжки всех болтов может не обеспечить равномерности затяжки стыка.

2. Характер взаимного влияния усилий в болтах, оцениваемый изменением (повышением или уменьшением) усилия в одном болте при затяжке соседнего болта, зависит от изгибной податливости корпусных деталей (расстояния между осями болтов, толщины фланца и т. п.). Взаимное влияние соседних болтов оказывается линейным в условиях сплошного контакта стыков (например, после предварительной затяжки на 1-м этапе), и порядок затяжки болтов в таком случае (например, на 2-м этапе затяжки) не оказывает влияния на конечный результат затяжки.

3. Равномерность затяжки может быть повышена путем использования вариантов поэтапной (двух-, трехэтапной) затяжки, а также многошпиндельных гайковертов. Порядок затяжки болтов на первом этапе должен устанавливаться исходя из наименьшего взаимного влияния усилий в них.

На основании рассмотренных закономерностей деформирования стыков можно объяснить общие принципы построения на практике последовательности затяжки многоболтовых стыков.

1. Затяжку следует начинать с болтов, лежащих вблизи центральных осей стыков (осей, проходящих через центр тяжести стыка), удаляясь от центра к краям «по спирали» (рис. 11, а) или в ином порядке, обоснованном расчетом или экспериментом (рис. 11, б).

2. Затяжку соединений целесообразно производить постепенно (поэтапно) за два — четыре обхода по спирали всех болтов (болтового контура).

3. Разборку соединений желательно выполнять в обратном порядке

СТАБИЛЬНОСТЬ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЕ НАГРУЖЕНИЕ БОЛТА И СТЯГИВАЕМЫХ ДЕТАЛЕЙ

Причинами снижения напряжения затяжки могут быть чрезмерная затяжка, превышающая предел текучести, и остаточное удлинение болта (шпильки) под действием кратковременных больших сил, возникающих преимущественно на переходных режимах, при кратковременных изменениях в работе машин (гидравлический удар, детонация, резкая остановка и др.). В большинстве случаев эти силы вызывают не обрыв болта (шпильки), а лишь его удлинение $\delta_{ост}$.

Диаграмма на рис. 1 иллюстрирует падение напряжения затяжки в результате остаточного удлинения болта. Затянутое состояние характеризуется точками A_0 и A_0^* . Под действием кратковременной большой внешней силы N деформация в болте будет возрастать по кривой A_0A_{01} , а деформация в деталях — уменьшаться по прямой $A_0^*A_{03}^*$.

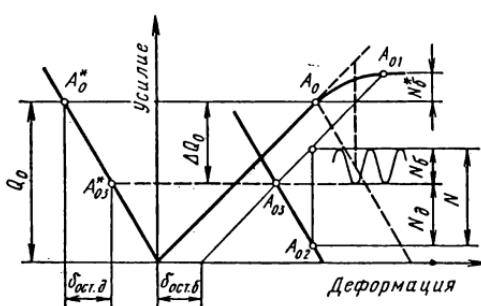
При этом дополнительное усилие на болт изображается отрезком N_6^* . После снятия внешней нагрузки усилие в болте будет убывать по прямой $A_{01}A_{03}$, а усилие на стыке увеличиваться по прямой $A_{02}A_{03}$. Падение усилия затяжки в результате остаточного удлинения болта составит

$$\Delta Q_0 = \frac{\delta_{ост.6}}{\lambda_b + \lambda_d}, \quad (1)$$

где λ_b и λ_d — коэффициенты податливости (см. гл. 1).

При последующем нагружении болта прежней силой N дополнительное усилие будет равно N_6 (см. рис. 1).

Если окажется, что остаточная деформация будет равна (или превысит) первоначальному сжатию деталей δ_d ($\delta_{ост.6} \geq \delta_d$), то после снятия внешней нагрузки затяжка исчезнет совсем, и вся внешняя (рабочая) нагрузка будет восприниматься болтом. Пластическая деформация деталей оказывает аналогичное влияние на потерю затяжки.

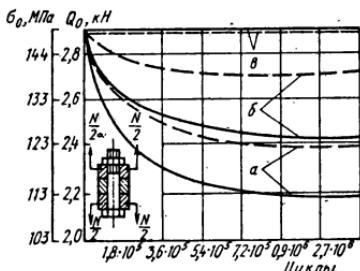


Упругопластическое деформирование контактирующих поверхностей резьбы и соединяемых деталей является одной из основных причин падения напряжения затяжки.

Рис. 1. Диаграмма усилий в резьбовом соединении с учетом пластических деформаций

Рис. 2. Изменение усилия и напряжения затяжки в болтовом соединении при действии переменной внешней нагрузки:

a — первое обжатие; *b* — второе обжатие; *c* — третье обжатие; (сплошные кривые — резьба смазана, штриховые — резьба не смазана)



Снижение усилия затяжки зависит от остаточной осадки соединения *b* и податливости деталей:

$$\Delta Q_0 = \frac{\delta}{\lambda_b + \lambda_a}. \quad (2)$$

Как видно из формул (1) и (2), в обоих случаях падение усилия затяжки ΔQ_0 зависит от податливости элементов соединения. С увеличением податливости происходит уменьшение величины ΔQ_0 .

Уменьшение напряжения затяжки при увеличении числа циклов нагружения, происходящее в результате периодического «сминания гребешков» на поверхностях контакта в резьбе, показано на рис. 2; оно составляет 20—35 % [6].

При втором обжатии падение затяжки на 5—10 % происходит преимущественно из-за разрушения микрогеометрии поверхностей стыка. И лишь при третьем обжатии, как правило, не наблюдается падения затяжки.

С уменьшением высоты микронеровностей поверхности стыковых деталей стабильность затяжки соединений повышается. В табл. 1 приведены значения относительного числа циклов работы соединений (по отношению к соединению деталей из стали Ст3 с параметром шероховатости $Rz=60$ мкм) до потери 30 % усилия затяжки [1]. При параметре шероховатости стыковых поверхностей $Ra=0,63 \div 2,5$ мкм «ресурс» стальных соединений по затяжке возрастает в среднем более чем в 2 раза. Корпусные детали из чугуна быстрее «теряют» затяжку.

Снижение напряжения предварительной затяжки приводит к увеличению амплитуды переменной внешней нагрузки (рис. 3), что может явиться причиной преждевременного разрушения болтов от усталости.

1. Влияние параметров шероховатости на стабильность затяжки соединений

Параметры шероховатости, мкм	Сталь Ст3	Сталь 40ХН	Чугун
$Rz = 20 \div 40$	1,00	1,11	0,69
$Rz = 10 \div 20$	1,2	1,63	0,83
$Ra = 1,25 \div 2,5$	1,65	2,17	0,99
$Ra = 0,63 \div 1,25$	2,10	2,80	1,16

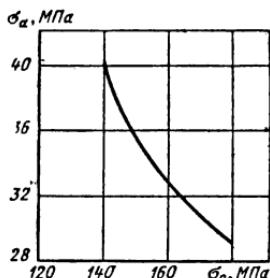


Рис. 3. Влияние напряжения предварительной затяжки на величину амплитуды цикла

На стабильность затяжки резьбовых соединений существенное влияние оказывает состояние стыковых поверхностей (рис. 4). Первоначальная затяжка в значительной степени снижается с увеличением числа стыков (рис. 5) и уменьшением силы затяжки (рис. 6).

Значительное влияние на стабильность затяжки соединений оказывает амплитуда переменных напряжений цикла. При больших амплитудах внешней нагрузки

$$\sigma_a = \chi \frac{N}{2F_1},$$

где χ — коэффициент основной нагрузки (см. гл. I); F_1 — площадь поперечного сечения болта по внутреннему диаметру резьбы, происходит более интенсивное снижение усилия затяжки. На рис. 7 показана зависимость остаточного относительного усилия затяжки от числа циклов нагружения с усилием $N_u = 1/3Q_0$ фланцевого соединения с двумя (прямая 1) и четырьмя (прямая 2) болтами $M10 \times 10$. Так как амплитуда переменной нагрузки зависит от коэффициента основной нагрузки и уменьшается при увеличении податливости болтов (например, в случае применения болтов с проточками на стержне), то становится понятным известное из практики свойство податливых болтов сохранять начальное усилие затяжки.

Из рассмотренных примеров следует, что при конструировании соединений с высокой стабильностью затяжки необходимо:

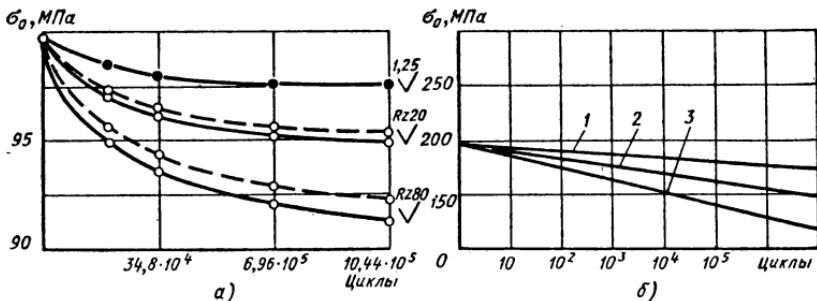


Рис. 4. Стабильность затяжки соединений:

а — влияние состояния стыковых поверхностей деталей (сплошные кривые — стыки смазаны, штриховые — стыки не смазаны); б — влияние способа получения резьбы; 1 — накатка; 2 — нарезка; 3 — накатка + отжиг

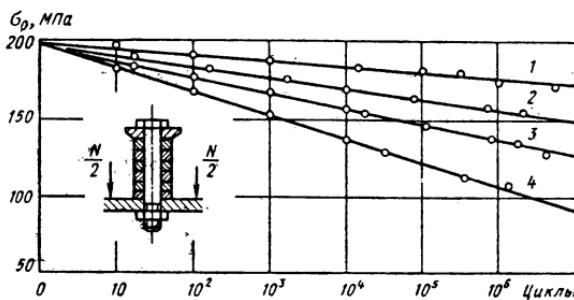


Рис. 5. Изменение напряжения затяжки в зависимости от числа стыков:
1 — без промежуточных шайб; 2 — две промежуточные шайбы; 3 — пять промежуточных шайб; 4 — десять промежуточных шайб

уменьшать или ограничивать возможную пластическую осадку соединения;

увеличивать податливость деталей системы болта в соединении.

Пластическая осадка соединения снижается: при уменьшении числа соединяемых стыков и высоты микронеровностей стыковых поверхностей; при отсутствии пластических элементов (прокладки из «мягких» материалов и др.) и смазки внутри стыков; при уменьшении удельных давлений под головкой болта и гайкой путем введения жестких шайб; при гладком профиле резьбы (изготовление резьбы болтов накатыванием); при применении высокопрочных болтов, позволяющих избежать пластического удлинения, причем должны быть исключены обезуглероживание резьбы, отклонение от перпендикулярности опорного торца головки к оси болта, ошибки в образовании и накатывании резьбы. Конструктивными мероприятиями, увеличивающими податливость со-

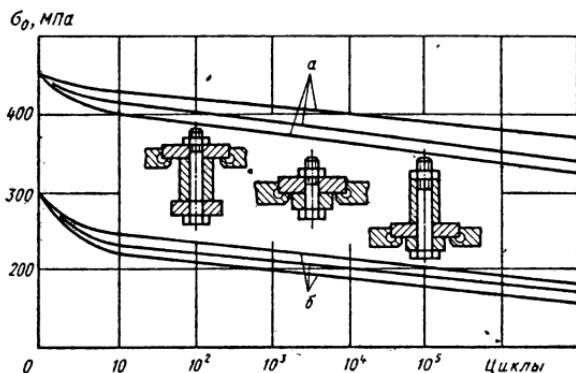


Рис. 6. Изменение напряжения затяжки в зависимости от величины напряжения предварительной затяжки:

a — $\sigma_0 = 450$ МПа; b — $\sigma_0 = 300$ МПа

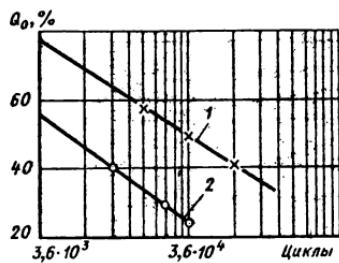


Рис. 7. Стабильность затяжки соединений [1]

единяемых деталей и, следовательно, стабильность затяжки (при действии как осевых нагрузок, так и усилий в плоскостистыка), являются (рис. 8): применение высокопрочных болтов с меньшим сечением взамен болтов из менее прочных материалов (рис. 8, а, б);

уменьшение сечения (рис. 8, в) и увеличение длины болта (рис. 8, г, д);

повышение предела упругости соединяемых деталей.

Соединения, нагруженные в плоскостистыка, будут менее подвержены самоотвинчиванию, если они стянуты длинными болтами. Благодаря высокой податливости при изгибе и кручении длинный болт может (деформируясь) компенсировать взаимные перемещения соединяемых деталей, препятствуя отвинчиванию гайки.

Повышение податливости соединений можно получить также путем введения совместно напряженных пружинных элементов в систему деталей болта (рис. 9). В деталях системы болта при приложении внешней нагрузки абсолютная величина напряжений (с учетом напряжения затяжки) увеличивается, а в деталях системы корпуса — уменьшается [16]. Пружинные элементы улучшают стабильность затяжки соединения при осевом нагружении. При действии нагрузки в плоскостистыка необходимо вводить элементы, предохраняющие от действия крутящих нагрузок и уменьшающие фрикционной связи как под головкой, так и в резьбе [30].

Применение элементов, изображенных на рис. 9, в случае действия переменных нагрузок в плоскостистыка определяется в первую очередь их способностью увеличивать сцепление опорных поверхностей и сцепле-

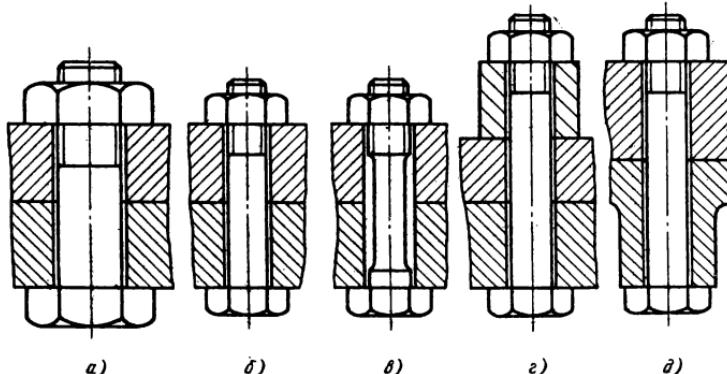


Рис. 8. Конструктивные способы увеличения податливости болтов

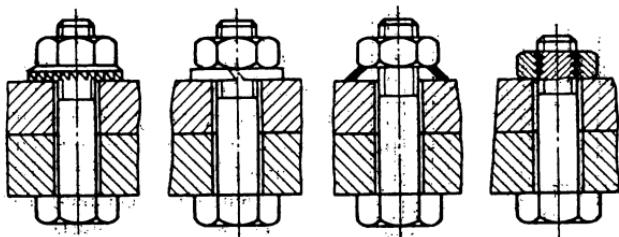


Рис. 9. Эскизы болтовых соединений

ние в резьбе, а также местное давление, препятствующее уменьшению трения в связях, и лишь во вторую очередь — упругостью в осевом направлении.

Так как потеря (даже частичная) усилия затяжки приводит к нарушению работоспособности узла или агрегата машины, то для практики важно установить продолжительность работы соединения до восстановления усилия затяжки при выполнении регламентных работ. Этим целям могут служить экспериментальные зависимости остаточного усилия затяжки от числа циклов нагружения соединения заданными (стационарными или нестационарными) усилиями (см. рис. 2—6).

Удобно использовать зависимости между амплитудой переменных нагрузок σ_a (при заданном напряжении затяжки) и числом циклов N до некоторого (например, 50 %-ного) снижения усилия затяжки (рис. 10) [1]. Аппроксимирующие прямые $\sigma_a = f(N)$, построенные в полулогарифмических координатах, аналогичны обычным усталостным кривым. Большинство из них при базе испытаний $2 \cdot 10^7$ циклов имеют передел и горизонтальный участок, соответствующий (по аналогии с усталостью) пределу стабильности затяжки $\sigma_{a\text{пр}}$. Для резьбовых соединений с плоскими и пружинными шайбами $\sigma_{a\text{пр}} = 1 \div 1,4$ МПа, для соединений с пружинными шайбами и с прокладкой из эпоксидной смолы на внутреннем стыке $\sigma_{a\text{пр}} = 3,3$ МПа, для соединений с тарельчатыми шайбами $\sigma_{a\text{пр}} = 4$ МПа.

Зависимость между амплитудой напряжений σ_a и числом циклов N до потери 50 % усилия затяжки описывается уравнением

$$\sigma_a^m N = \sigma_{a\text{пр}}^m N_0, \quad (3)$$

где N_0 — базовое число циклов [можно принимать $N_0 = (1 \div 2) 10^7$ циклов]; m — показатель степени.

Для соединений с болтами повышенной твердости и стандартными болтами $m \approx 1,3 \div 1,5$; для таких же болтов с пружинными и тарель-

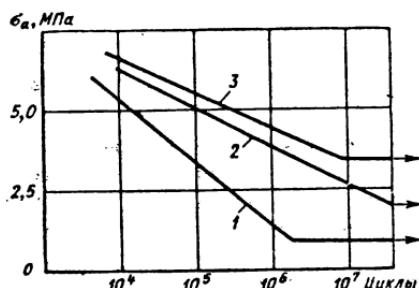


Рис. 10. Кривые 50 %-ного снижения усилия затяжки в соединении после первого обжатия:

1 — болты HB 60 с пружинными шайбами; 2 — болты HRC 34, параметр шероховатости поверхности стыков $Rz = 3,2$ мкм; 3 — болты HB 60 с пружинными шайбами и прокладкой из эпоксидной смолы

чатыми шайбами, а также при шероховатости стыков $Rz = 3,2$ мкм $m \approx 8 \div 9$ [1].

Из уравнения (3) следует, что число циклов нагружения соединения переменной нагрузкой с амплитудой σ_a до 50 % потери начальной затяжки

$$N = \left(\frac{\sigma_{\text{упр}}}{\sigma_a} \right)^m N_0. \quad (4)$$

Соотношение (4) можно использовать для расчета межрегламентного периода технической эксплуатации соединений. Так, если случайный процесс нагружения соединений подобен узкополосному стационарному гауссовскому, в котором амплитуды напряжений распределены по закону Рэлея, а частоту нагружения можно считать детерминированной, гамма-процентный «ресурс» (в часах) до потери затяжки (по аналогии с ресурсом до усталостного разрушения) [1]

$$T_y = \frac{\pi N_0 (\sigma_{\text{упр}} F_b)^m}{1800 (\omega_0 \chi N v_N^{(y)})^m \psi(m+2) P \left[\left(\frac{\sigma_{\text{упр}}}{S_o} \right)^2, m+2 \right]}, \quad (5)$$

где F_b — площадь поперечного сечения болта; ω_0 — детерминированная частота процесса нагружения; $v_N^{(y)}$ — коэффициент вариации внешней нагрузки N ; P — средняя нагрузка на болт; S_o — среднее квадратическое отклонение напряжений в стержне болта; $\psi(m+2) =$

$= m!! \sqrt{\pi/2}$ при нечетном $m+2$; $\psi(m+2) = 2^{\frac{m}{2}} \left(\frac{m}{2}\right)!$ при четном $m+2$;

$m!! = 1 \cdot 3 \cdot 5 \dots (m-2) m$; $P \left[\left(\frac{\sigma_{\text{упр}}}{S_o} \right)^2, m+2 \right]$ — функция χ^2 распределения Пирсона.

Этой формулой можно пользоваться при известных конструктивных параметрах соединения и характеристиках процесса нагружения (взятых, например, из эксплуатации соединения-аналога).

РЕЛАКСАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В СОЕДИНЕНИЯХ

Явление релаксации заключается в понижении первоначальных напряжений затяжки в результате процессов непрерывной ползучести. Релаксацию напряжений следует учитывать, начиная с температур 300 °C для большинства конструкционных сталей и 150 °C для легких сплавов.

Влияние температуры на начальную затяжку. Температура изменяет усилие затяжки, задаваемое соединению при сборке в нормальных условиях.

Дополнительное усиление при нагреве резьбового соединения

$$Q_i = \frac{\sum_{i=1}^n \alpha_i l_i t_i - \alpha_0 l_0 t_0}{\sum_{i=0}^n \lambda_{it}} = \frac{\Delta l_t}{\sum_{i=0}^n \lambda_{it}}, \quad (6)$$

где i — номер детали;

номер $i=0$ присвоен болту;

α_i и α_0 — коэффициенты линейного расширения детали и болта;

l_i и l_0 — длина стягиваемой детали и болта;

t_i и t_0 — температура детали и болта;

λ_{it} — коэффициент податливости и детали при температуре t .

В этом соотношении числитель дроби Δl_t может быть больше или меньше нуля. При $\Delta l_t > 0$ происходит дополнительная «затяжка» соединения, а при $\Delta l_t < 0$ начальная затяжка уменьшается. Для уменьшения температурных усилий применяют специальные упругие шайбы или компенсаторы [5].

Чтобы найти требуемую величину затяжки с учетом температуры, следует вычислить значения коэффициентов податливости деталей в связи со снижением модулей упругости материалов при нагреве соединения.

Приближенно можно принять, что

$$\sum_{i=0}^n \lambda_{it} = \sum_{i=0}^n \lambda_i \frac{E_i}{E_{it}}, \quad (7)$$

Здесь λ_i и E_i — коэффициент податливости и модуль упругости детали при нормальной температуре.

Если детали выполнены из одного материала, то $E_i = E$ и $E_{ii} = E_i$, тогда

$$\sum_{i=0}^n \lambda_{ii} = \frac{E}{E_i} \sum_{i=0}^n \lambda_i + \left(\frac{E_0}{E_{0i}} - \frac{E}{E_i} \right) \lambda_0, \quad (8)$$

где λ_{ii} — коэффициент податливости болта.

Полное усилие затяжки соединения

$$Q_{0i} = Q_0 + Q_i. \quad (9)$$

Угол поворота гайки (градусы) при затяжке соединения (P — шаг резьбы)

$$\varphi = 360 \frac{Q_{0i}}{P} \sum_{i=0}^n \lambda_{ii}, \quad (10)$$

откуда

$$Q_{0i} = \frac{\varphi^\circ}{360} \frac{P}{\sum_{i=0}^n \lambda_{ii}} \quad (11)$$

При затяжке соединения с контролем по моменту завинчивания с одновременным измерением угла поворота гайки и момента отвинчивания (см. с. 50—51) полное усилие затяжки [10]

$$Q_{0i} = \frac{\frac{\varphi^\circ}{360} P + \Delta I_i}{\frac{P^2 \varphi E}{360 \pi (1 - \xi) M_3 E_i} + \left(\frac{E_0}{E_{0i}} - \frac{E}{E_i} \right) \lambda_0}, \quad (12)$$

где ξ — отношение момента отвинчивания к моменту затяжки.

Изменение напряжений в соединении со временем. Если стягиваемые детали являются абсолютно жесткими, то полная относительная деформация болта (шпильки) ε , остающаяся постоянной во времени,

$$\varepsilon = \varepsilon_0 = \varepsilon_y + \varepsilon_n, \quad (13)$$

где $\varepsilon_0 = \sigma_0 / E$ — относительная деформация болта после затяжки (с учетом нагрева), ε_y и ε_n — упругая и пластическая деформации.

Из формулы (13) следует, что за счет монотонного возрастания пластической деформации (процесс ползучести) напряжение в болте будет непрерывно уменьшаться. Однако при этом пластическая деформация не превышает начальной деформации болта от затяжки. Если положить, что $\varepsilon_n = \varepsilon_0$ ($\varepsilon_y = 0$), то $\sigma_0 = 0$.

На рис. 11 показаны зависимости остаточной силы затяжки от времени, из которых видно, что в первые минуты работы происходит интен-

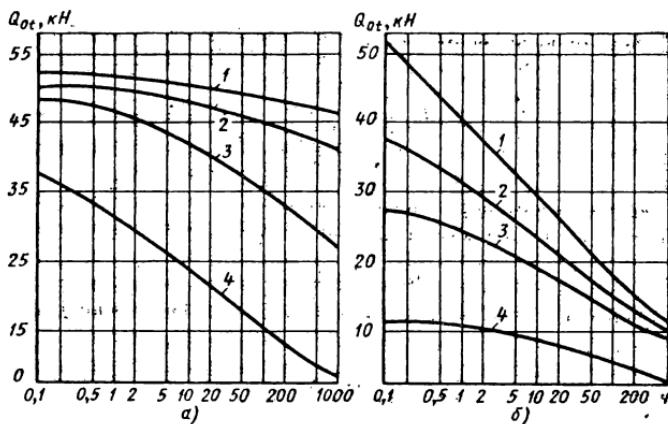


Рис. 11. Изменение усилия в болтах при релаксации напряжений (болт М12 из хромистой стали):

а — напряжение затяжки $\sigma_0 = 0,7\sigma_{0.2/400}$; 1 — при температуре 250°C ;
2 — 300°C ; 3 — 350°C ; 4 — 400°C ; б — температура испытаний 400°C ;
1 — напряжение предварительной затяжки $\sigma_0 = \sigma_{0.2/400}$; 2 — $\sigma_0 = 0,7\sigma_{0.2/400}$;
3 — $\sigma_0 = 0,5\sigma_{0.2/400}$; 4 — $\sigma_0 = 0,2\sigma_{0.2/400}$

сивное падение усилия затяжки. Однако при высокой температуре величина усилия предварительной затяжки через 200—300 ч работы соединения лишь в малой степени влияет на остаточную силу затяжки. При напряжениях затяжки $\sigma_{0.400} \geq 0,5\sigma_{0.2/400}$ ($\sigma_{0.2/400}$ — условный температурный предел текучести при $t = 400^{\circ}\text{C}$) уже после 1000 ч испытания остаточные напряжения приблизительно одинаковые (рис. 11, б). Падение напряжения предварительной затяжки не зависит от диаметра гладкой части стержня шпильки или болта (при неизменной резьбе).

Принимаем, что деформация ползучести может быть выражена зависимостью

$$\epsilon_n = \Omega \sigma''' \quad (14)$$

и скорость деформации ползучести (увеличение относительной деформации в единицу времени)

$$v_n = B \sigma''' \quad (15)$$

где Ω — функция времени t и температуры 0 ; $B = \frac{d\Omega}{dt}$ и m — коэффициенты, зависящие от материала детали и ее температуры [16]. Тогда из равенства (13) получим остаточное напряжение затяжки в момент времени t при $m \geq 2$

$$\sigma_{nt} = \sigma_0 (bt + 1)^{-\frac{1}{m-1}} \quad (16)$$

где $b = \sigma_0^{m-1} EB (m-1)$.

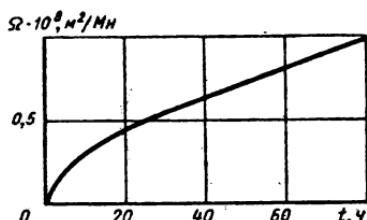


Рис. 12. График функции Ω для стали 45Х14Н14В2М при температуре 800 °С

График функции Ω приведен на рис. 12. Значения Ω и t содержатся в работе [19].

Чтобы за период службы до подтягивания болтов напряжение в них не снижалось ниже минимальной величины, начальное (расчетное) напряжение затяжки увеличивают в v раз; здесь $v = \sigma_0 / \sigma_0/\text{min}$.

Вибрации небольшой частоты (80—100 Гц) ускоряют ползучесть в гладкой части болта и в свободной части резьбы, способствуя большей релаксации напряжений. Более подробно вопросы релаксации напряжений рассмотрены в работе [7].

САМООТВИНЧИВАНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ВИБРАЦИЯХ

Резьбы обладают свойством «самоторможения», т. е. растягивающая нагрузка не вызывает поворота гайки относительно болта. Поэтому высокая затяжка болтов является надежным средством предохранения соединений от ослабления. В случае действия только осевой статической нагрузки этого средства вполне достаточно. Осевая нагрузка на болт из-за наличия угла подъема витков резьбы вызывает появление отвинчивающего момента

$$M_{\text{отв}} = Q_0 \frac{d_2}{2} \lg \beta.$$

Действие этого момента можно наблюдать при нагружении соединения в захватах разрывной машины (рис. 13). Оно проявляется в повороте гайки вместе со шпилькой в направлении отвинчивания при нагружении и в направлении завинчивания при разгружении.

Самоотвинчиванию при статическом нагружении препятствуют силы трения в резьбе, дающие момент в резьбе

$$M_p \approx Q_0 \frac{d_2}{2} \mu_p,$$

а также момент трения на торце гайки (трение на торце гайки в схеме на рис. 13 практически устранено упорным шарикоподшипником)

$$M_t = Q_0 R_t \mu_t. \quad (20)$$

Обычно при статическом нагружении сумма этих двух моментов в несколько раз превышает величину $M_{\text{отв}}$, что и предотвращает самопроизвольное развинчивание гайки, так как угол трения ρ (см. выше) при наиболее неблагоприятных условиях (в условиях смазки) составляет не менее 6°, а угол подъема витков крепежной резьбы находится в пределах $\beta = 2^\circ 29' \div 3^\circ 20'$. Однако при систематических или случайных вибрациях, приводящих к взаимному смещению деталей,

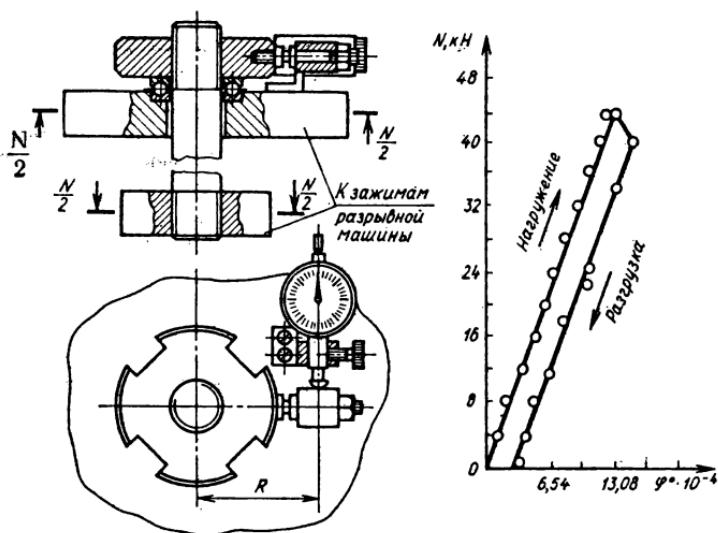


Рис. 13. Эскиз соединения для определения $M_{\text{отв}}$ и зависимость угла поворота гайки от осевого усилия ($R = 175$ мм)

указанные выше соотношения нарушаются: коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки существенно уменьшаются (табл. 3 гл. 1) (соответственно на 70–85 % и 75–80 %) [30]. При значении коэффициентов трения ниже 0,02 для резьбы M10 нарушается самоторможение между болтом и гайкой, что приводит к развинчиванию соединения.

При вибрациях, носящих случайный или систематический характер и связанных в большинстве случаев с перекосом опорных поверхностей (при монтаже или в эксплуатации вследствие изгиба), могут быть кратковременные периоды, когда гайка оказывается почти свободной от осевых сил. В результате даже незначительные боковые силы могут вызвать ее поворот.

При действии внешних сил в плоскости стыка развинчивание может происходить и при наличии остаточной силы затяжки, например, когда передаваемый трением на головку болта момент больше момента развинчивания в резьбе, хотя и меньше момента затяжки. Это справедливо и при сдвиге соединяемых деталей, который можно рассматривать как вращательное перемещение вокруг оси болта. Такие случаи часто встречаются в практике (например, соединение маховика и коленчатого вала в двигателях внутреннего сгорания, соединение муфт и т. д.).

Практика показала, что резьбовые соединения могут надежно работать при переменных нагрузках только в застопоренном состоя-

нии. Стопорящие элементы в самом неблагоприятном случае должны компенсировать отвинчивающий момент. Это и является необходимым условием стопорения.

МЕТОДЫ СТОПОРЕНИЯ И ОЦЕНКА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

На практике применяют следующие методы стопорения резьбовых соединений:

1) взаимную фиксацию болта (шпильки) относительно гайки (корпуса), одной из скрепляемых деталей или нескольких гаек (винтов);

2) создание дополнительных сил трения в резьбе или на торце гайки (головки болта) путем радиального или осевого давления;

3) стопорение посредством местных пластических деформаций.

Конструктивная реализация этих методов стопорений осуществляется с помощью стопорящих элементов (отдельных деталей или частей резьбовых деталей) и зависит от особенностей конструкции ее нагружения, условий работы, экономической эффективности и т. п.

Различают следующие группы стопорящих элементов [30]:

а) формозапирающие, "совместно" напряженные (шайбы и др.) и совместно ненапряженные элементы (шплинты, штифты, удерживающие накладки, проволока и др.);

б) минимые формозапирающие элементы (шайбы пружинные, шайбы стопорные с наружными и внутренними зубьями и др.);

в) упругие элементы, осуществляющие силовое замыкание на резьбу (контргайка, посадка на тугой резьбе и др.);

г) пластические элементы, осуществляющие силовое замыкание на резьбу (посадка на клеи и др.).

При практическом использовании методов стопорения и стопорящих элементов требуется оценка их вибростойкости (стопорящих свойств). Оригинальная методика оценки вибростойкости соединений при действии осевых сил приведена в работе [4]. Для ее реализации требуется источник направленной вибрации (например, вибростенд) и простейшее приспособление с инерционным нагружателем в виде диска 4 (рис. 14). При изгибных колебаниях этого диска с частотой ω , равной первой собственной частоте $*^1$, происходит нагружение переменной осевой силой соединения болта 6 со стержнем 5, связанным со штоком вибратора. При этом в зоне контакта диска с испытуемыми стопорящими элементами 7 возникают микроскопические радиальные проскальзывания, что приводит к уменьшению коэффициента трения. Усилие затяжки контролируют по утопанию стержня 8. Степень изменения коэффициента трения определяют по интенсивности раскручивания болта. Угол поворота головки болта изме-

^{*1} Для стального диска диаметром 240 мм и толщиной 6 мм резонансная частота по первой форме колебаний составляет 438 Гц, а для алюминиевого диска того же диаметра при толщине 8 мм — 564 Гц.

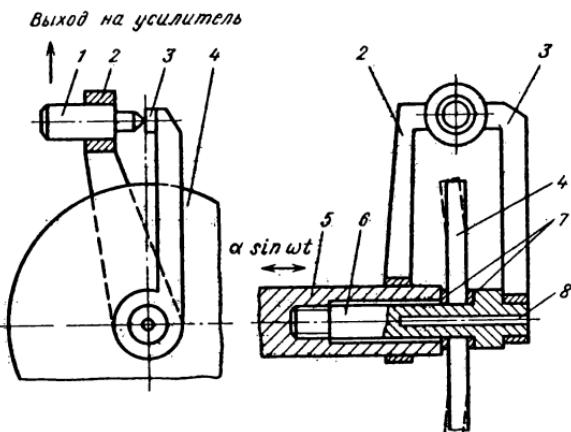


Рис. 14. Схема испытания стопорных элементов

ряют с помощью кронштейнов 2, 3 и индуктивного датчика 1, связанного с комплектом регистрирующей аппаратуры. Структурная схема установки показана на рис. 15. Задающим генератором 1 (типа ГЗ-34) подбирается 1-я резонансная частота колебаний диска 8. Уровень переменной нагрузки контролируется комплектом аппаратуры, включающим датчик 11, согласующее устройство 14, вольтметр 16, осциллограф 15. Угол разворота головки болта записывается автоматически с помощью индуктивного датчика 10, измерительного усилителя 12 и самописца 13. Угол φ_p раскручивания болта пропорционален смещению жала индуктивного датчика 10

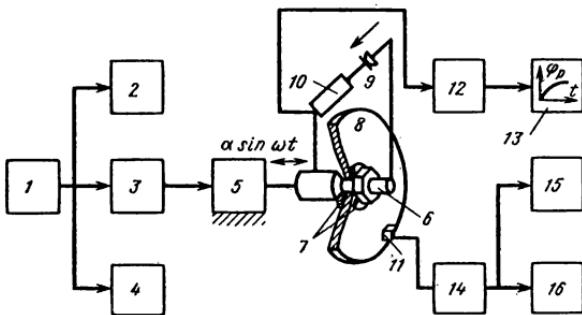


Рис. 15. Структурная схема установки для испытаний стопорящих элементов

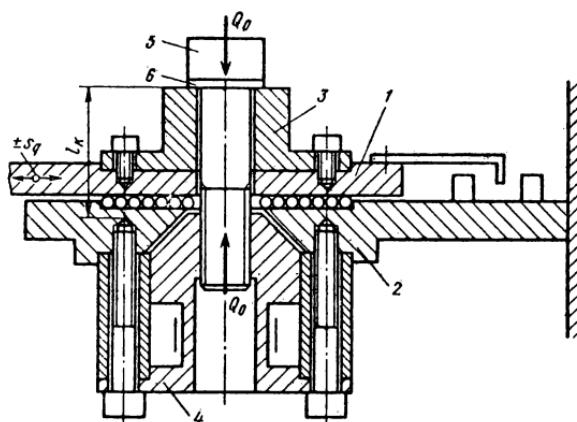


Рис. 16. Приспособление для оценки стопорящих свойств элементов

вследствие чего на самописце воспроизводится график $\varphi_p(t)$. Масштаб ординат или зазор контакта 9 задается с помощью концевых мерительных плиток, а абсцисс t — по частоте колебаний и числу изработанных циклов. Затяжку болта (сталь 30ХГСА) контролировали по утопанию стержня 8 (см. рис. 14) с погрешностью 1,5 %. Эффективность стопорения элементов при действии переменной нагрузки в плоскостистыка может оцениваться с помощью приспособления, показанного на рис. 16 [30]. Приспособление включает детали 1 и 2 пластинчатого типа и втулки 3 и 4, стягиваемые винтом 5. Под головкой винта 5 и втулкой 3 (моделью детали) устанавливают исследуемый стопорящий элемент 6. Усилие затяжки Q_0 измеряют с помощью тензодатчиков, наклеенных на утоненную часть втулки 4.

Одну из деталей, например 2, закрепляют неподвижно, а к детали 1 прикладывают переменную нагрузку от вибростенда. Для уменьшения мощности вибростенда на стыке между деталями 1 и 2 размещают ролики.

ГЛАВА 5

СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

СТОПОРЕНIE СОВМЕСТНО НЕНАПРЯЖЕННЫМИ ДЕФОРМИРУЕМЫМИ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Формозапирающие совместно ненапряженные элементы создают надежные механические связи между соединяемыми деталями, фиксируя их положение относительно скрепляемых базовых деталей. Они, как правило, удовлетворяют условию стопорения. Поэтому их применяют для стопорения резьбовых соединений, нагруженных тяжелыми динамическими усилиями (осевыми или в плоскостистыка), а также для стопорения ответственных резьбовых соединений. Указанные элементы не снижают стабильности соединений.

По способу реализации механической связи в процессе стопорения различают детали: деформируемые и недеформируемые.

Деформируемые стопорящие детали (табл. 1) при разборке или подтяжке резьбовых соединений иногда подвергаются восстановительной деформации, которая снижает прочность, а часто делает их непригодными к повторному использованию.

Недеформируемые стопорящие детали при разборке или подтяжке резьбовых соединений остаются годными для многократного повторного использования.

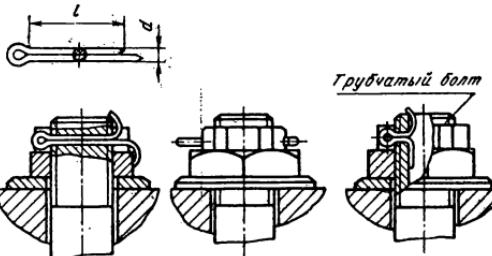
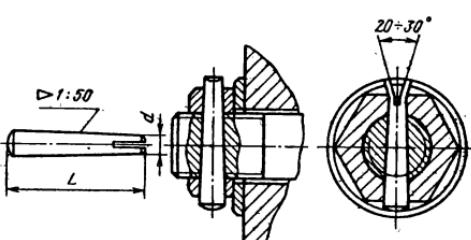
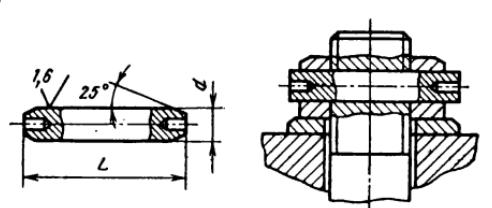
Шплинты и проволочные штифты. Стопорение шплинтами и проволочными штифтами применяют для фиксирования соединений с прорезными и корончатыми гайками (табл. 2). Отверстия под шплинты и проволочные штифты сверлят заранее. В большинстве случаев применяют стандартные болты с готовыми отверстиями на резьбовом конце болта (табл. 3). Способы стопорения резьбовых соединений шплинтами и проволочными штифтами весьма надежны. Недостатком этих способов является ступенчатость затяжки гаек ($\text{ через } 60^\circ$). Последнее резко ограничивает применение шплинтов и проволочных штифтов для стопорения гаек с короткими болтами ($l \leqslant 4d$), так как при этом совершенно неизбежны существенные недотяжки или перетяжки резьбовых соединений.

При использовании стандартных корончатых и прорезных гаек для стопорения шплинтами и проволочными штифтами отверстие в теле болта не снижает его прочности (отверстие расположено за пределами рабочей части).

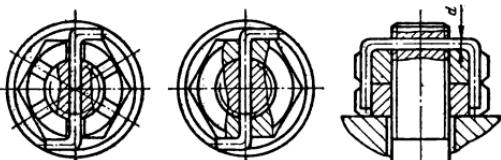
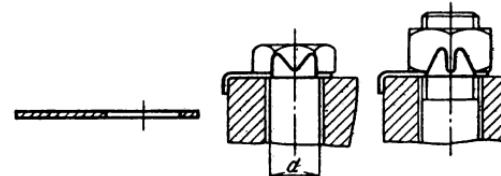
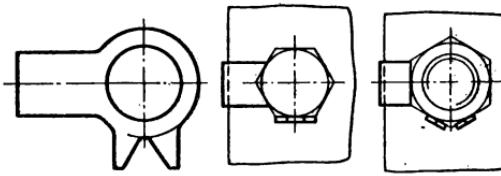
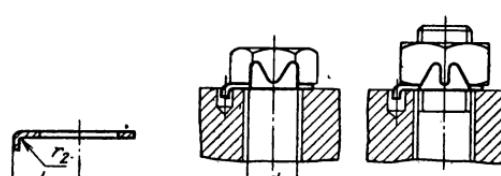
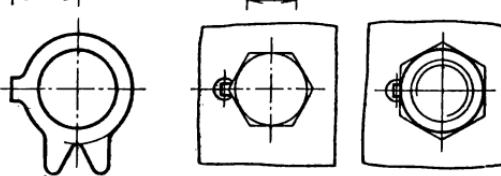
К недостаткам указанных методов следует отнести также увеличение габаритных размеров конструкции (прорезные и корончатые гайки имеют большую высоту).

Иногда в неответственных соединениях шплинт ставят выше гайки (рис. 1).

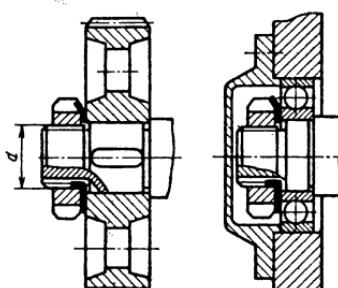
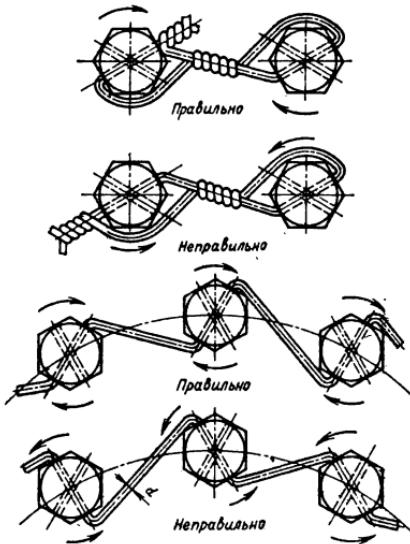
1. Стопорение резьбовых соединений при помощи деформируемых стопорящих деталей

Стопорящие элементы	Приимеры применения (размеры, мм)
Шплинты по ГОСТ 397-79	 <p><i>Грубчатый болт</i></p> <p>$d = 0,6 \div 20; l = 4 \div 280$</p>
Штифты конические разные по ГОСТ 19119-80	 <p>$d = 5 \div 16; L = 40 \div 250$</p>
Штифты цилиндрические защелочные по ГОСТ 10774-80	 <p>$d = 2 \div 25; L = 6 \div 200$</p>

Продолжение табл. 1

Стопорящие элементы	Примеры применения (размеры, мм)
Штифты проволочные (проволока по ГОСТ 792—67)	 <p style="text-align: center;">$d = 1,5 \div 6$</p>
Шайбы стопорные с лапкой по ГОСТ 13463—77	
Шайбы стопорные с лапкой уменьшенные по ГОСТ 13464—77	 <p style="text-align: center;">$d = 3 \div 48$</p>
Шайбы стопорные с носком по ГОСТ 13465—77	
Шайбы стопорные с носком уменьшенные по ГОСТ 13466—77	 <p style="text-align: center;">$d = 3 \div 48$</p>

Продолжение табл. 1

Стопорящие элементы	Примеры применения (размеры, мм)
Шайбы стопорные много-лапчатые по ГОСТ 11872—80 для гаек по ГОСТ 11871—80	 <p style="text-align: center;">$d = 4 \div 200$</p>
Обвязочная проволока по ГОСТ 3282—74 для стопорения парных болтов и болтов, расположенных по окружности	 <p style="text-align: center;">Проволока $d = 0,5 \div 4$</p> <p style="text-align: center;">Наиболее употребительные диаметры проволок 0,8; 1,2 и 1,6</p>

П р и м е ч а н и е. Диаметры шплинтов и проволочных штифтов выбирают по табл. 2 и в соответствии с диаметрами отверстий на концах болтов — см. табл. 3. Диаметры конических разводных штифтов и штифтов цилиндрических заклепочных выбирают в зависимости от диаметров стопоримых болтов. Диаметры обвязочной проволоки выбирают также по данным табл. 3 — см. графу «Отверстия в головке».

2. Стандартные шестигранные прорезные и корончатые гайки

Гайки	Интервалы диаметров резьбы, мм.	Число прорезей	Эскиз
Прорезные и корончатые (нормальной точности), ГОСТ 5918—73	4—48		  
Прорезные и корончатые (повышенной точности), ГОСТ 5932—73			
Прорезные и корончатые низкие (нормальной точности), ГОСТ 5919—73	6—48	6	  
Прорезные и корончатые низкие (повышенной точности), ГОСТ 5933—73			
Прорезные с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности), ГОСТ 2528—73	8—48		 
Прорезные низкие с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности), ГОСТ 5935—73			
Корончатые с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности), ГОСТ 10606—72	52—160	10	 

Продолжение табл. 2

Гайки	Интервалы диаметров резьбы, мм	Число прорезей	Эскиз
Керончатые с уменьшенным размером "под ключ" с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности), ГОСТ 10609—72	52—160	10	То же уменьшенных размеров

Примечания: 1. Ряд резьбовых диаметров: 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 27; 30; 36; 42; 48; 52, 56; 64; 72; 76; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160.

2. Ширина прорезей b в зависимости от диаметра резьбы гаек d , мм:

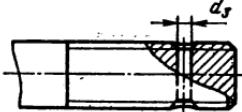
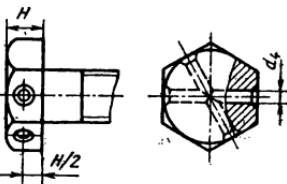
d	4—5	6	8—10	12—14	16—20	22—27	30—36
b	1,2	2	2,5	4	5	6	8

d	42—52	56—80	90—110	125—160
b	10	12	14	18

Деформируемые штифты. Штифты (см. табл. 1) применяют для стопорения тяжелонагруженных в плоскости стыка резьбовых соединений.

При стопорении разводными коническими штифтами отверстия под штифты сверлят и развертывают на конус после окончательной затяжки гайки. Обычно в гайке, в одной из ее граней, предварительно сверлят несквозное отверстие и после окончательной затяжки гайки через это предварительное отверстие (как через кондукторную втулку) сверлят отверстие насквозь — через тело болта и противоположную грань гайки. Просверленное насквозь отверстие развертывают конической разверткой для установки штифта. Разрезанный конец штифта разводят для предотвращения его выпадания.

3. Стандартные болты с отверстиями в стержне для шплинтов и штифтов и отверстиями в шестигранной головке для обвязки проволокой

Отверстие в стержне	Отверстия в головке
Болты	Интервалы диаметров стержня, мм
	
С уменьшенной головкой и направляющим подголовком (нормальной точности), ГОСТ 7795—70	6—48
С уменьшенной головкой (нормальной точности), ГОСТ 7796—70	8—48
С нормальной головкой (нормальной точности), ГОСТ 7798—70	6—48
С уменьшеным и направляющим подголовком (повышенной точности), ГОСТ 7811—70	6—48
С уменьшенной головкой (повышенной точности), ГОСТ 7808—70	8—48
С нормальной головкой (повышенной точности), ГОСТ 7805—70	1,6—48*
С уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки, ГОСТ 7812—80	6—48**
С нормальной головкой и диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности), ГОСТ 10602—72	52—160**,

Размеры отверстий (мм) в стержне

d	4	5	6	8	10	12—14	16—20
d_3	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4
d	22—27	30—36	42—52	56—80	90—110	125—160	
d_3	5	6,3	8	10	13	16	

Продолжение табл. 3

Размеры отверстий (мм) в головках болтов по ГОСТ 7795—70, ГОСТ 7796—70, ГОСТ 7811—70, ГОСТ 7808—70, ГОСТ 7798—70, ГОСТ 7805—70

d	6—10	12—14	16—30	36—48	4—5	6	8	10	12	14	16—30	36—48
d_1	1,8	2	3	4	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	5

Ряд диаметров резьбы болтов: 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24, 27, 30, 36, 42, 48, 52, 56, 64, 72, 76, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160.

* Стандартом предусмотрены отверстия болтов диаметрами от 4 мм и более.

** Отверстия в головке отсутствуют.

Степень затяжки гайки при стопорении коническим разводными штифтами фиксируют в любом положении гайки. Для подтяжки соединения сверлят отверстие в теле болта в другом месте (а иногда и на новой грани гайки).

Отверстия под штифты (а также повторное сверление) в значительной мере ослабляют прочность рабочих резьбовых частей болта и гайки, что является основным недостатком этого способа стопорения. При разборке или подтяжке соединения разведенные концы штифтов сжимают: повторная разводка концов штифта ведет к их разрушению.

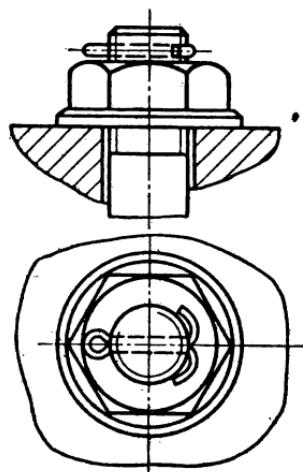


Рис. 1. Установка шплинта для стопорения неответственного резьбового соединения

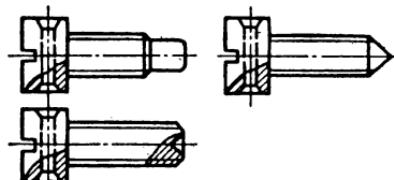


Рис. 2. Установочные винты с отверстиями для обвязки проволокой

Стопорение цилиндрическими заклепочными штифтами аналогично описанному выше и имеет те же преимущества и недостатки. Применение для повторного использования таких штифтов исключается.

Обвязка проволокой. Болты (винты) с открытыми головками, а также гайки часто стопорят с помощью мягкой проволоки (обвязка проволокой). При этом должно соблюдаться непременное условие, чтобы натяжение при скрутке проволоки создавало крутящий момент в направлении затяжки стопоримых болтов: для правой резьбы по часовой стрелке, для левой — против часовой стрелки (см. эскизы в табл. 1). В случае обрыва проволоки при групповом стопорении болтов происходит одновременное нарушение стопорения всех болтов группы. Поэтому при большом количестве стопоримых болтов рекомендуется разбивать их на меньшие группы (по два-три болта в каждой). При такой разбивке в случае обрыва проволоки нарушение стопорения произойдет только у болтов данной группы.

У большинства стандартных болтов в головках предусмотрены сквозные радиальные отверстия, просверленные в соседних гранях под углом 60° . В табл. 3 приведены стандартные болты с шестигранными головками, у которых предусмотрены отверстия для обвязки их проволокой.

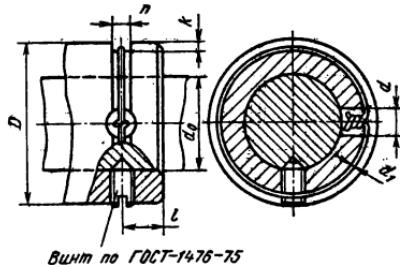
Указанный метод стопорения позволяет осуществлять «бесступенчатую» затяжку. Поэтому обвязка проволокой является одним из лучших методов стопорения гаек в соединениях с короткими болтами, особенно при тарированной затяжке.

Стопорение винтов обвязкой проволокой, которую пропускают через отверстия в головках, применяют, если необходимо опломбировать крышки механизмов и приборов. В этом случае используют так называемые невыпадающие винты (ГОСТ 10336—80 и ГОСТ 10344—80).

Обвязку проволокой через отверстия в головках винтов применяют для фиксирования затяжки установочных (стопорных и регулировочных) винтов (рис. 2) после отладки, регулирования и юстировки приборов и механизмов, а также для стопорения установочных винтов (табл. 4), закрепляющих упругие муфты со звездочкой на гладких валах.

Недостатком указанного способа является то, что для закрепления втулок упругих муфт на валах рекомендуется применять стандартные установочные винты по ГОСТ 1476—75 с коническим концом, имеющие один поперечный шлиц под отвертку. Следовательно, необходимо, чтобы направление шлица полностью затянутого винта совпадало с направлением оси канавки для укладки проволоки. В случае несогласия направлений следует регулировать положение шлица затянутого установочного винта, изменяя глубину засверливания фиксирующего конического отверстия на валу. Этот недостаток может быть устранен применением специальных установочных винтов с крестообразными шлицами.

4. Конструктивные элементы стопорения установочных винтов обвязкой проволокой
 Размеры, мм



Диаметр вала d_0	6	8	10	12	10	12	14	16	12	14	16	18	20	16	18
Диаметр ступицы D			25				32					40			50
Установочный винт по ГОСТ 1476—75	M6×12		M6×10		M6×15		M6×12		M6×10		M6×15		6×12		M8×18
Размеры канавки n								0,8							
	k								1,5						
Проволока по ГОСТ 3282—74															
Диаметр d_1								0,6							
Длина	90				110					135		150			
Диаметр отверстия d								5							
Размер l	6				8				10			10			

Продолжение табл. 4

Диаметр вала d_o	20	22	25	20	22	25	28	30	25	28	30	32	35	30	32
Диаметр ступицы D		50				65				80				100	
Установочный винт по ГОСТ 1476—75	M8×15		M8×12	M8×18		M8×15		M8×12	M8×18		M8×15		M8×12	M10×25	
Размеры канавки n							1,2							1,5	
k							2,0							2,5	
Проволока по ГОСТ 3282—74	Диаметр d_1						1,0							1,2	
Длина	150			170				185						230	
Диаметр отверстия d							6,7							8,4	
Размер l	10			12				15						20	
Диаметр вала d_o	35	40	45	35	40	45	50	55	45	50	55	60	65		
Диаметр ступицы D			100			125				160					
Установочный винт по ГОСТ 1476—75	M10×18		M10×15	M10×28	M10×25	M10×20	M10×18	M10×30	M10×28	M10×25	M10×25	M10×20			
Размеры канавки n								1,5							
k								2,5							
Проволока по ГОСТ 3282—74	Диаметр d_1							1,2							
Длина	230			280					325						
Диаметр отверстия d							8,4								
Размер l	20			25					30						

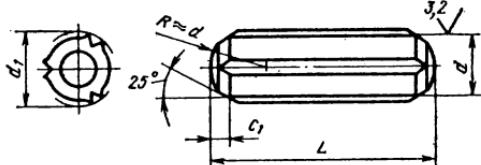
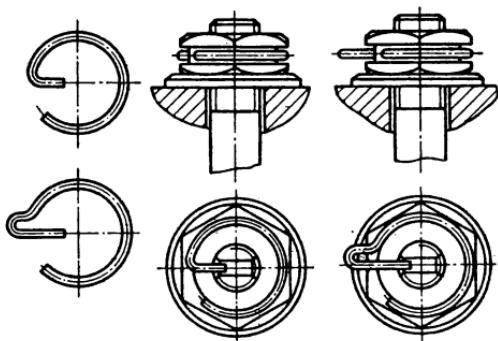
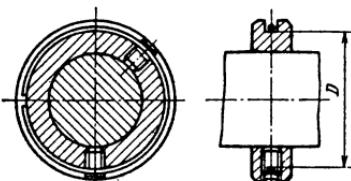
СТОПОРЕНИЕ СОВМЕСТНО НЕНАПРЯЖЕННЫМИ НЕДЕФОРМИРУЕМЫМИ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Способы стопорения резьбовых соединений с применением недеформируемых совместно ненапряженных стопорящих деталей отличаются от описанных выше тем, что стопорящие детали при многочтых разборках и сборках соединений, за редким исключением (например, запрессовка штифтов), не изменяют своих размеров и формы (табл. 5).

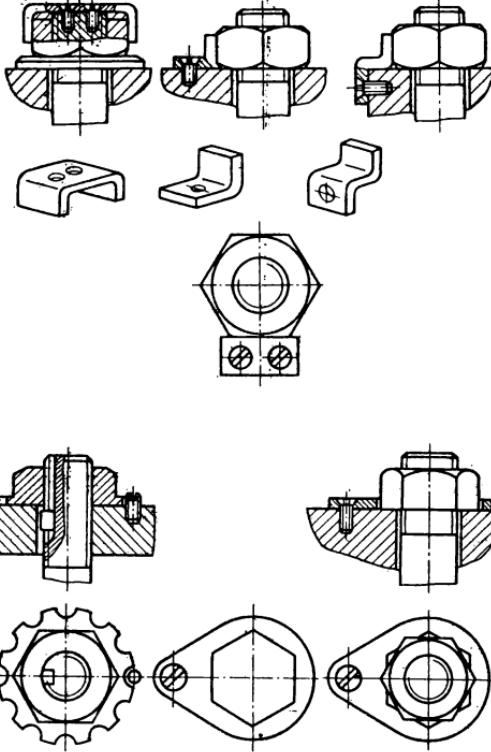
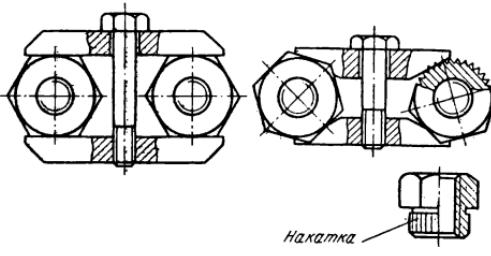
5. Стопорение резьбовых соединений при помощи недеформируемых стопорящих деталей

Стопорящие детали	Примеры применения (размеры, мм)
Штифты цилиндрические, ГОСТ 3128-70	<p style="text-align: center;">$d = 0,6 \div 50; L = 2,5 \div 280$</p>
Штифты конические, ГОСТ 3129-70	<p style="text-align: center;">$d_t = d + \frac{L}{50}$</p> <p style="text-align: center;">$d = 0,6 \div 50; L = 4 \div 280$</p>

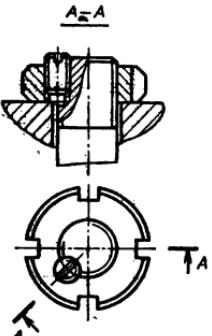
Продолжение табл. 5

Стопорящие детали	Примеры применения (размеры, мм)
Штифты цилиндрические насечные, ГОСТ 12850—80	<p style="text-align: center;"><i>Исполнение 1</i></p>  <p style="text-align: center;">$d = 1,0 \div 16; L = 4 \div 120$</p>
Пружинные кольца-шплинты	
Кольца замковые пружинные, ГОСТ 2833—77	 <p style="text-align: center;">$D = 20 \div 170$</p>

Продолжение табл. 5

Стопорящие детали	Примеры применения
Удерживающие накладки	
Зажимы	

Продолжение табл. 5

Стопорящие детали	Примеры применения
Стопорные винты	

Цилиндрические и конические штифты. При стопорении цилиндрическими и коническими штифтами сквозные отверстия в гайке и болте сверлят и развертывают после окончательной затяжки соединения (порядок сверления и развертывания отверстий под штифты описан выше). Указанный способ стопорения имеет существенные недостатки: резьба по образующей просверленного отверстия плотно «спрессовывается», и при необходимости демонтажа такого резьбового соединения, несмотря на удаление из отверстия штифта, отвернуть гайку бывает весьма затруднительно; в случае термической обработки сопрягаемых резьбовых деталей применение этого способа вообще исключается.

Отверстия для цилиндрических штифтов в зависимости от выбранной посадки штифта обрабатывают с полями допусков от $H7$ до $H10$.

Штифты, выполненные по посадкам $H7/h6$ и $H8/u8$, как правило, не нуждаются в дополнительном предохранении их от выпадения, так как обе эти посадки имеют гарантированный натяг.

Штифты, выполненные по посадкам $H9/h8$ и $H11/u11$, нуждаются в установке предохранительных пружинных колец (см. табл. 1п.)^{*1}.

Если отверстия под конические штифты обработаны правильно, дополнительные мероприятия от выпадения штифтов не требуются. Однако в быстровращающихся или подвергающихся ударам и сотрясениям узлах для закрепления конических штифтов (а также цилиндрических штифтов, выполненных по посадкам $H7/h6$ и $H8/u8$) применяют предохранительные пружинные кольца (см. табл. 1п).

Штифты цилиндрические насечные по ГОСТ 10773—80 применяют редко, в тех же случаях, что и штифты конические. Отверстия для

^{*1} Буква п, стоящая после номера таблицы, означает, что таблица дана в приложении.

этих штифтов обрабатывают с меньшей точностью: для диаметров до 3 мм — по $H8$ или $H9$, выше 3 мм — по $H11$. Штифты термически обрабатывают, поэтому при забивке их в отверстие насеченные грани врезаются в поверхность отверстия, благодаря чему штифты в дополнительном креплении не нуждаются.

При необходимости частой разборки соединения применение насеченных штифтов в качестве стопорящих деталей не рекомендуется.

Стопорение резьбовых соединений при помощи цилиндрических и конических штифтов является вполне надежным. Габаритные размеры при этом не увеличиваются.

Недостатками способов стопорения штифтами являются:

- необходимость точной обработки отверстий под штифты;
- необходимость дополнительной обработки гайки для установки предохранительных пружинных колец;

сложность совмещения осей отверстий в гайке и болте при повторной сборке соединения (относится только к цилиндрическим штифтам, так как совмещение отверстий под конические штифты значительно проще);

необходимость сверления нового отверстия при подтяжке соединения;

ослабление рабочих резьбовых частей гайки и болта сверлением в них отверстий.

Пружинные кольца. Пружинное кольцо-шплинт (см. табл. 5) является как бы соединением двух деталей — штифта и предохранительного пружинного кольца. Поэтому способ стопорения при помощи колец-шплинтов обладает почти всеми преимуществами и недостатками способов стопорения штифтами. Разница состоит лишь в том, что при этом способе не требуется повышенной точности обработки сквозного отверстия в гайке и болте, однако вследствие более грубой обработки сопряжение не имеет жесткости, свойственной способу стопорения штифтами.

Пружинные замковые кольца (см. табл. 5) применяют для стопорения установочных винтов, фиксирующих положение цилиндрических деталей типа втулок и колец, устанавливаемых на гладких валах. Этот способ применяют для фиксирования положения на валах установочных колец с винтовым креплением по ГОСТ 2832—77.

Способ стопорения установочных винтов при помощи пружинных замковых колец аналогичен способу стопорения таких же винтов путем обвязки их проволокой, поэтому и здесь необходимо условие, чтобы у установочного винта в положении его полной затяжки направление шлица под отвертку совпадало с направлением оси канавки, в которую укладывается замковое кольцо.

Удовлетворение этого требования несколько облегчается наличием у колец с наружными диаметрами 32 мм и более двух резьбовых отверстий для установочных винтов. Таким образом, при переменном регулировании степеней затяжки обоих установочных винтов имеется большая вероятность совпадения направления шлицев с направле-

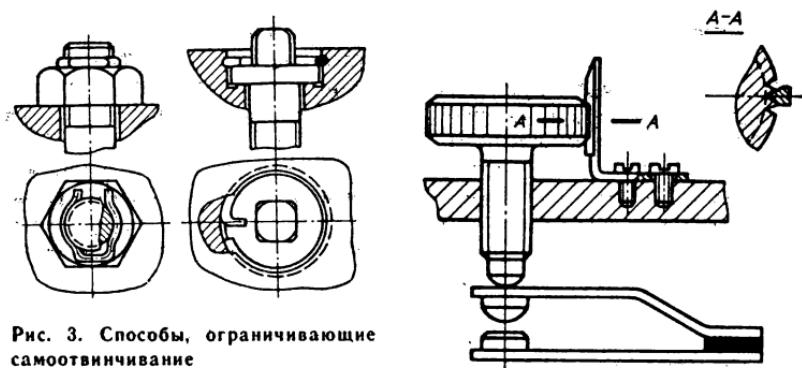


Рис. 3. Способы, ограничивающие самоотвинчивание

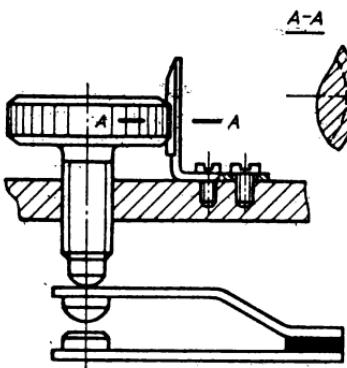


Рис. 4. Ограничитель усилия нажатия винта

нием оси канавки. Все же и в этом случае для повышения надежности стопорения установочных винтов вместо обычных винтов по ГОСТ 1476—75 следует применять винты с крестообразными шлицами.

Размеры пружинных колец для стопорения установочных винтов и размеры канавок для их укладки по ГОСТ 2833—77, а также размеры установочных колец с винтовым креплением по ГОСТ 2832—77 приведены в табл. 21.

Накладки, установочные винты, зажимы и фиксаторы. Удерживающие накладки (иногда называемые замками) весьма разнообразны по конструкциям и формам. Их устанавливают и закрепляют после окончательной затяжки резьбовых соединений.

При необходимости подтяжки соединения стопор снимают и устанавливают на новом месте.

Применение в качестве стопора установочного винта, ввертываемого одновременно в тело гайки и болта по окружности среднего диаметра резьбы, исключает возможность повторного его использования не только при подтяжке соединения, но и при повторной сборке, однако этот способ является весьма надежным. Если необходима подтяжка или разборка резьбового соединения, отверстия для стопорного винта следует сверлить в новом месте.

Зажимы обычно применяют для стопорения парных болтовых соединений. Для зажима одной гайки (или головки болта) требуется установка добавочной опорной детали, усложняется конструкция и поэтому такой зажим нецелесообразен, он всегда может быть заменен более технологичным и конструктивно более простым способом.

В качестве примеров в табл. 5 показаны два способа стопорения зажимами. Способ, допускающий только ступенчатое изменение величины затяжки стопорных гаек, более прост. При другом способе, обеспечивающем фиксирование гаек относительно болтов в любом положении, применяют специальные гайки с рифлением.

Способ, ограничивающий самоотвинчивание (рис. 3), не может быть отнесен к способам стопорения резьбовых соединений, так как деталь, ограничивающую самоотвинчивание, устанавливают без гарантированного натяга. Подобные способы применяют главным образом для предотвращения потери резьбовых деталей из-за самоотвинчивания при тряске и ударах.

Взаимное положение деталей резьбовой пары относительно друг друга как в напряженном, так и в ненапряженном соединениях достигается при помощи различных фиксаторов. На рис. 4 показано одно из подобных приспособлений, ограничивающее величину нажатия винта на контактную пружину. Такие и подобные ей конструкции имеют широкое применение в приборостроении.

СТОПОРЕНIE ПУТЕМ ПРЕВРАЩЕНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ В НЕРАЗЪЕМНОЕ

Рассмотренные выше стопорящие элементы обеспечивают разборку соединения. Однако иногда применяют стопорение (формозапирание) резьбовых соединений с помощью сварки, пайки, расклепывания, т. е. получают трудноразбираемые или неразборные соединения (табл. 6). Преимуществами таких способов являются простота выполнения; дешевизна и отсутствие необходимости применения дополнительных стопорящих деталей; основной недостаток — сложность демонтажа.

Стопорение сваркой и пайкой. Способы стопорения сваркой резьбовых деталей между собой и с соединяемыми деталями весьма надежны, но применяют их только в случаях заведомого отсутствия необходимости разборки резьбовых соединений в процессе эксплуатации.

Сварку выполняют прерывистым швом в одной, двух или трех точках, выбираемых из условия удобства сварки и доступности сварных швов для обрубки или спиливания.

Приваривание шпилек, ввернутых в корпусные детали, применяют для фланцевых уплотнений в узлах с высоким давлением или глубоким вакуумом.

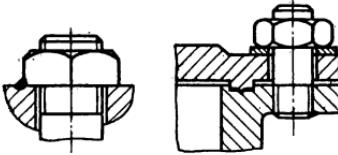
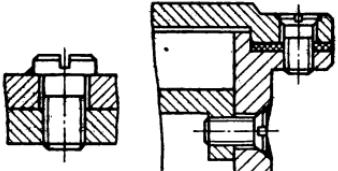
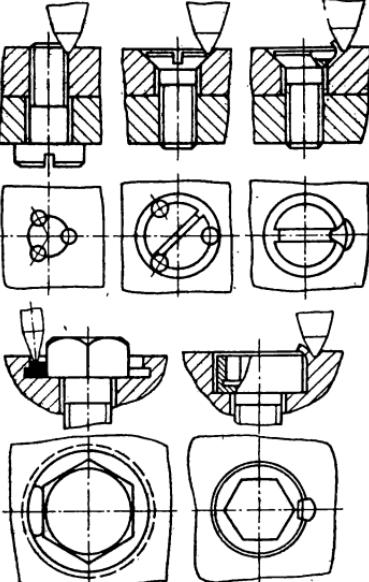
Концы шпилек к деталям корпусов достаточно приваривать в одной точке.

Пайку головок ввернутых винтов и болтов применяют как для стопорения, так и для герметизации соединения.

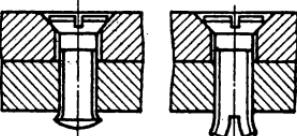
Стопорение кернением и расклепыванием. Кернение — наиболее простой и весьма надежный способ стопорения винтов с потайными и полупотайными головками в соединениях, не подлежащих разборке. Керновые отверстия находятся в трех точках по границной окружности соприкосновения конической части головки винта со стягивающей базовой деталью.

Для стопорения гаек применяют два способа кернения: кернение с торца (рис. 5, а) — выполняют в случаях, когда конец болта (или винта) выступает над плоскостью затянутой гайки не более чем

6. Способы стопорения резьбовых соединений путем превращения их в неразъемные

Способ стопорения	Примеры применения
Сваркой	
Пайкой	
Кернением и стопорящими заусенцами	

Продолжение табл. 6

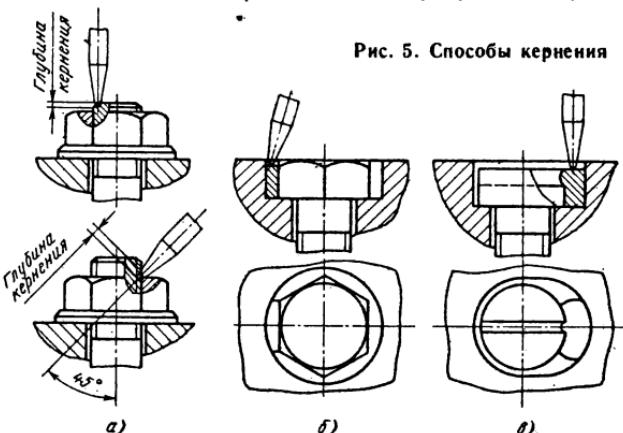
Способ стопорения	Примеры применения
Расклепыванием и разведением концов винтов	

на 1—1,5 нитки резьбы (кернение производят в трех точках при диаметре резьбы до 8 мм и в четырех — при диаметре резьбы выше 8 мм); кернение боковое (рис. 5, б) — выполняют в случаях, когда конец болта (или винта) выступает над плоскостью затянутой гайки более чем на 1,5 нитки резьбы; для диаметров резьбы до 8 мм кернение производят в двух точках (через 60°), для диаметров резьбы выше 8 мм — в трех точках. Глубина кернения для обоих способов 1—1,5 нитки резьбы.

Образование специальных стопорящих заусенцев является разновидностью способа кернения для стопорения винтов с утопленными цилиндрическими головками.

Если соединяемые базовые и крепежные детали подвергаются термообработке, применение способов кернения или образования специальных стопорящих заусенцев исключается. В этих случаях в специально предусмотренный зазор между утопленной головкой болта или винта и выточкой в базовой детали закладывают сухарик из пластичного металла и расклепывают его (рис. 5, б). Если необходима разборка такого соединения, расклепанный сухарик высверливают.

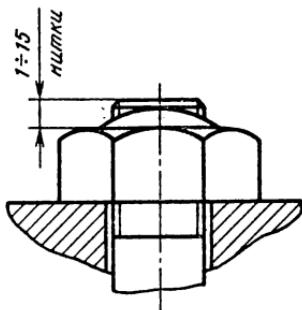
Рис. 5. Способы кернения



**Рис. 6. Расклепывание конца болта
после затяжки**

Сущность способов расклепывания и разведения концов затянутых винтов наглядно поясняется эскизами в табл. 6. При необходимости разборки таких соединений разведенные концы винта должны быть выпрямлены, а расклепанный конец винта сплющен заподлицо с базовой деталью. Винт для повторного использования в данном соединении становится непригодным.

Достаточная высота выступающего конца болта (или винта) над плоскостью затянутой гайки для расклепывания — 1—1,5 шти�и резьбы (рис. 6).



СТОПОРЕНИЕ СОВМЕСТНО НАПРЯЖЕННЫМИ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

К числу формозапирающих элементов, нагружаемых внешними силами совместно со стягиваемыми деталями, относятся деформируемые листовые шайбы с лапками (табл. 3п—9п). Такие элементы увеличивают осевую податливость соединения, способствуя стабильности затяжки, особенно в соединениях с короткими болтами.

Шайбы изготавливают из мягкой листовой стали толщиной 0,5—1,6 мм. После изготовления выступы шайбы отгибаются: один — на грань, второй — по кромке корпуса. Если гайки расположены на большом расстоянии от края корпуса, то следует применять стопорные шайбы по ГОСТ 13465—77 и ГОСТ 13466—77. Для этого на корпусе заранее засверливают отверстие, в которое при помощи молотка и кернера отгибают край шайбы.

В машиностроении широкое распространение получили шайбы, приведенные в табл. 10п. Их используют в случае расположения гаек (болтов) на большом расстоянии от края корпуса для парного стопорения. Отогнутая часть шайбы должна плотно прилегать к грани гайки. Трещины в месте перегиба шайбы не допускаются.

Стопорение при помощи деформируемых шайб достаточно надежно при действии осевых сил и крутящих моментов (в плоскости стыка, см. с. 105). Однако применение таких шайб ограничивается расположением стопоримых гаек и головок болтов относительно базовых деталей (расстояние от края или уступа) и возможностью сверления специальных отверстий для отгибы лапок.

К недостаткам указанного метода стопорения следует отнести также необходимость дополнительного стопорения болта и ступенчатость затяжки, что существенно ограничивает применение таких шайб для коротких болтов.

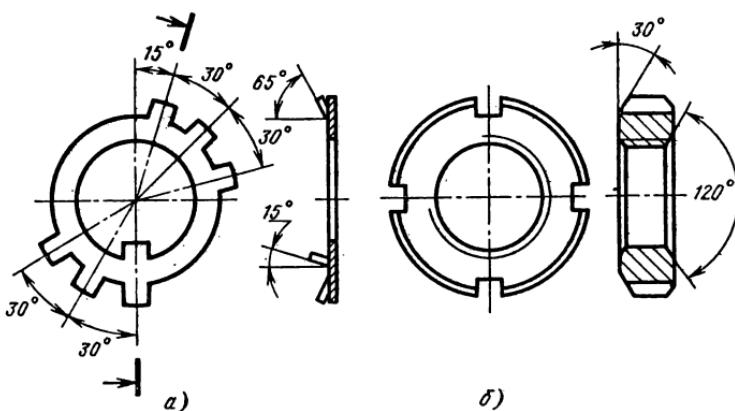


Рис. 7. Многолапчатая шайба (а) и шлицевая гайка (б)

Многолапчатые стопорные шайбы по ГОСТ 11872—80 применяют вместе с шлицевыми круглыми гайками по ГОСТ 11871—80 (рис. 7, а, б) для закрепления на гладких валах радиальных сферических шарико- и роликоподшипников по ГОСТ 8545—75, имеющих конусное посадочное отверстие.

В станкостроении аналогичные стопорные шайбы и круглые гайки применяют для закрепления на валах с буртиками обычных шарикоподшипников с цилиндрическими посадочными отверстиями, а также для закрепления на валах различных деталей, устанавливаемых на шпонках или шлицах и т. д.

ФИКСИРОВАНИЕ БОЛТОВ (ВИНТОВ) ОТНОСИТЕЛЬНО БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

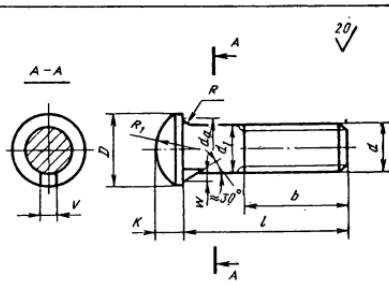
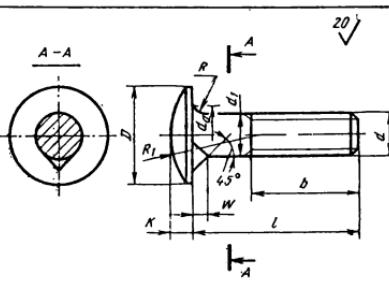
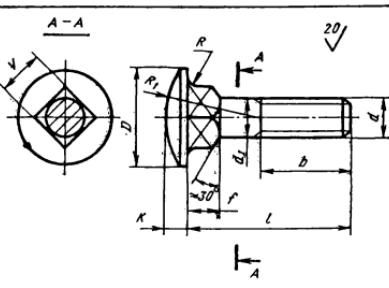
Стопорение гаек путем обвязки проволокой, приварки, припайвания, а также при помощи шайб с лапками не исключает возможности вывинчивания болтов (винтов) в результате вибрации. Поэтому болты также необходимо стопорить. Для этого применяют различные конструктивные способы фиксирования болтов (винтов) относительно базовых деталей, используемые также в ряде случаев для удержания болтов от проворачивания при затяжке гаек. В конструкциях некоторых стандартных болтов (табл. 7) предусмотрены специальные элементы для фиксирования положения болтов относительно соединяемых базовых деталей и исключения проворачивания болтов при затяжке соединения. Такие болты применяются при наличии в одной из скрепляемых базовых деталей со стороны головки болта специального паза, соответствующего форме уса на головке болта, или гнезда для квадратного или конического подголовка.

Болты с шестигранными головками иногда фиксируются и удерживаются от проворачивания при затяжке гайки удерживающими на-

кладками, замками, устанавливаемыми на базовых деталях так же, как при стопорении гаек (см. табл. 1). В качестве стопоров могут быть использованы и деформируемые стопорные шайбы (см. выше). Детали, фиксирующие головки болтов, устанавливают до навинчивания гаек.

В отдельных случаях вместо добавочных стопоров на базовых деталях целесообразны специально обработанные уступы, пояски и т. д., предохраняющие болты от проворота при затяжке гайки (рис. 8, а).

7. Стандартные болты с элементами для фиксирования положения относительно базовых деталей

Болты	Примеры применения (размеры, мм)
С полукруглой головкой, подголовком и усом, ГОСТ 7783—81	 <p style="text-align: center;">$d = 5 \div 20$; $l = 25 \div 200$</p>
С полукруглой головкой усом, ГОСТ 7801—81	 <p style="text-align: center;">$d = 6 \div 20$; $l = 25 \div 200$</p>
С полукруглой головкой и квадратным подголовком, ГОСТ 7802—81	 <p style="text-align: center;">$d = 5 \div 24$; $l = 12 \div 200$</p>

Продолжение табл. 7

Болты	Примеры применения (размеры, мм)
С потайной ГОСТ 7785-81	<p>усом,</p> <p>$d = 5 \div 24; l = 16 \div 200$</p>
С потайной головкой и квадратным подголовком, ГОСТ 7786-81	<p>$d = 5 \div 20; l = 20 \div 200$</p>

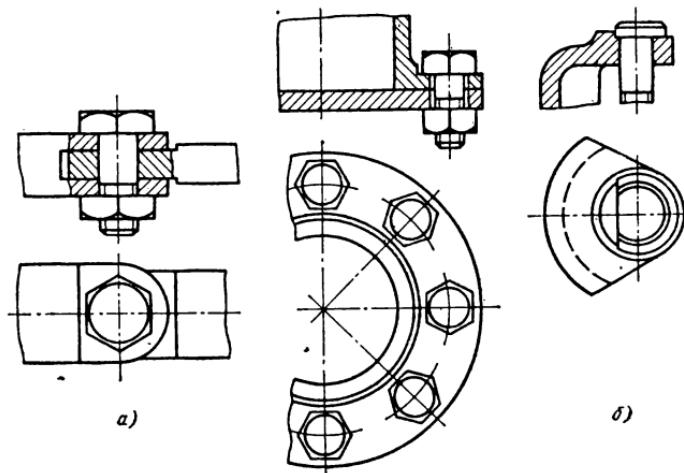


Рис. 8. Соединения с фиксацией болтов относительно базовых деталей

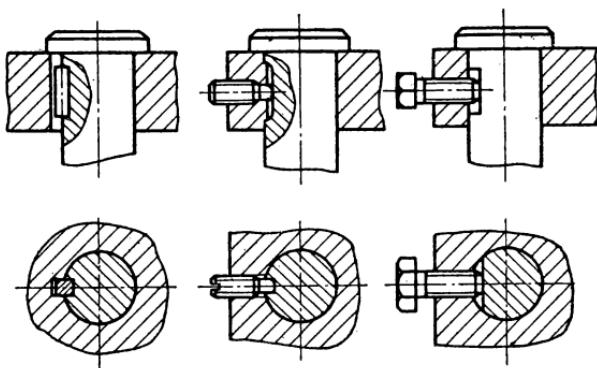


Рис. 9. Способы фиксации специальных болтов

Для фиксации и предохранения от проворачивания специальных болтов наличие многогранной головки у болта не обязательно, достаточно для этих целей снятие у круглой головки болта только одной или двух симметричных (для уменьшения изгиба) лысок (рис. 8, б). Для этих же целей при затяжке специальных болтов

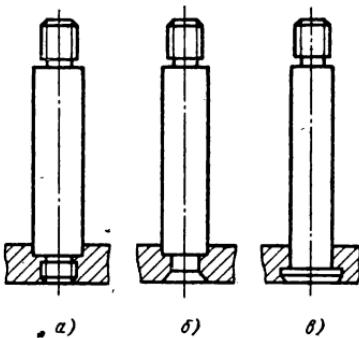


Рис. 10. Примеры установки резьбовых стоек:

а — на резьбе; б — с помощью расклепывания; в — с помощью сварки (пайки)

в качестве стопорящих деталей иногда применяют шпонки и стопорные винты (рис. 9). Если невозможно применение других способов в соединениях, не подлежащих последующей разборке, головки болта или винта приваривают или припаивают к базовой детали. При этом вместо болта целесообразно применять приварную шпильку.

Сварку и пайку используют для установки на платах резьбовых деталей типа стоек (рис. 10).

Часто болты (винты) стопорят путем обвязки проволокой после монтажа.

ГЛАВА 6

СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ УВЕЛИЧЕНИЕМ СЦЕПЛЕНИЯ ПО ОПОРНЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ И В РЕЗЬБЕ

СТОПОРЕНИЕ УВЕЛИЧЕНИЕМ СЦЕПЛЕНИЯ ПО ОПОРНЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ ГАЙКИ И ГОЛОВКИ БОЛТА

Лаки, краски и смолы. Лаки, краски и специальные смолы применяют для стопорения винтов с размерами резьбы не более 8 мм (табл. 1).

Лаки и краски при стопорении винтов с резьбой менее М3 следует наносить со стороны головки, так как попадание лаков и красок в витки резьбы соединяемых деталей может привести после высыхания к невозможности последующей разборки соединения без повреждения головок винтов.

Заливку и закраску головок винтов лаками, красками и смолами применяют также при опечатывании и опломбировании узлов механизмов и приборов.

Для стопорения винтов применяют краски двух видов: краску на основе нитроклея АК-20 — в резьбовых соединениях, работающих при температурах от -40 до +70 °C; краску на основе эпоксидной смолы — в резьбовых соединениях, работающих в интервале температур от 60 до 150 °C.

Ниже приведены рекомендуемые составы красок для стопорения винтов и даны указания по их приготовлению и применению.

Состав краски на основе нитроклея, массовые доли:

Нитроклей	90
Нитроэмаль	5
Окись цинка	5

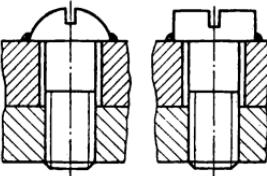
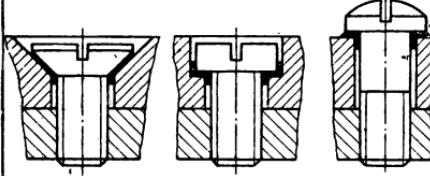
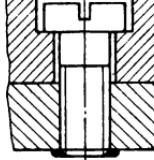
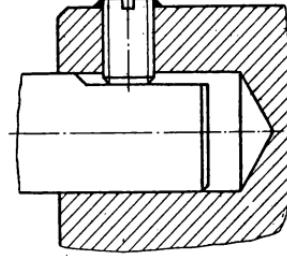
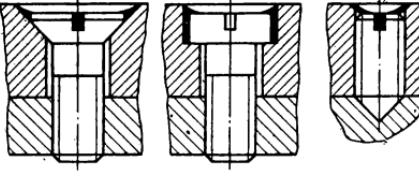
Перед приготовлением краски нитроклей и нитроэмаль разбавляют растворителем или разбавителем до рабочей вязкости. Отвшенные по рецептуре нитроклей, нитроэмаль и окись цинка помещают в шаровую мельницу и размешивают в ней в течение 24 ч. Размешанную краску фильтруют через шелковое сито и помещают в герметично закрывающийся сосуд.

Краску на основе нитроклея АК-20 приготавливают обычно в количестве, необходимом для работы в течение не более 24 ч.

Состав краски на основе эпоксидной смолы, массовые доли:

Эпоксидная смола	100
Дибутилфталат	10
Тальк	15—20
Полиэтиленполиамин	8—10
Ацетон (или спирт)	15—20
Органический краситель	0,7—1,0

1- Способы стопорения затяжки винтов при помощи лаков и красок

Применение стопорения	Эскизы	Способы применения
Стержень утоплен в деталь или резьбовая часть стержня выступает за пределы детали менее чем на две нитки		Винт затягивают до отказа. Краску наносят на головку винта с переходом на скрепляемую деталь. Шлиц винта не закрашиваются
		Под головку по всей окружности наносят краску, винт затягивают до отказа
Резьбовая часть стержня выступает за пределы детали или гайки более чем на две нитки		Краской закрывают конец затянутого винта с переходом на скрепляющую деталь
		Винт затягивают до отказа. На выступающую резьбовую часть винта наносят краску с переходом на деталь по всему периметру
Головка утоплена в скрепляемую деталь		Винт затягивают до отказа. Краску (на основе интрокселя АК-20) вносят в углубление так, чтобы она полностью покрыла лопатку винта

Приложение. В случае стопорения заведомо неразъемных соединений винтами с диаметрами резьбы более M2,5 допускается покрывать краской весь стержень винта.

Перед приготовлением краски на основе эпоксидной смолы тальк необходимо прокалить при $150\text{--}200^{\circ}\text{C}$ в течение 2—3 ч и охладить до температуры 20°C .

Отвшененную эпоксидную смолу нагревают в фарфоровой посуде до 60°C , добавляют туда дибутилфталат тальк и тщательно размешивают.

Приготовленную смесь вакуумируют при температуре $60 \pm 5^{\circ}\text{C}$ и остаточном давлении не более 1300 Па до полного прекращения пенообразования.

После вакуумирования смесь охлаждают до $25\text{--}30^{\circ}\text{C}$ и добавляют полиэтиленполиамин и ацетон (или спирт) с растворенным в нем красителем в количествах согласно рецептуре. Полученную краску тщательно перемешивают. Количество приготовляемой краски определяют из расчета обеспечения работы с ней в течение 3—4 ч.

При приготовлении краски на основе эпоксидной смолы и работе с ней необходимо соблюдать правила техники безопасности, установленные для работы с интенсивными раздражителями.

Упругие шайбы, гайки и болты с фланцевыми головками. Различные конструкции упругих шайб даны в табл. 2, 11п и на рис. 1, 2. Конструкции болтов и гаек с фланцевыми головками и запирающими зубьями приведены на рис. 3, 4 [16, 30].

При действии осевой нагрузки введение таких элементов в соединение оказывает благоприятное влияние на стабильность затяжки и усталостную прочность соединения. Исследованиями [3] установлено, что введением пружинных шайб в соединение с коротким болтом ($M10 \times 15$) можно снизить переменную нагрузку на болт N_b на 30—50 %, в соединение с болтом средней длины ($M10 \times 45$) — на 8—10 %.

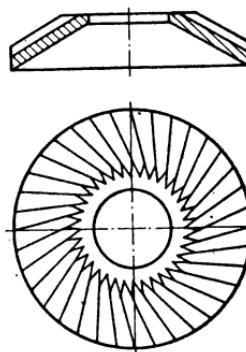
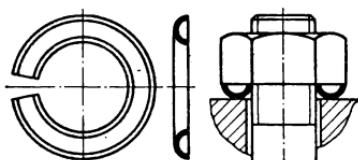
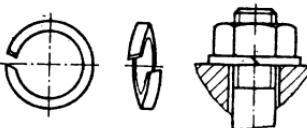
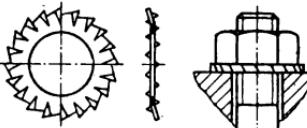
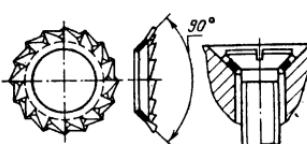
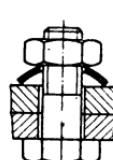


Рис. 1. Резьбовое соединение с упругой шайбой

Рис. 2. Упругая стопорная шайба

2. Упругие стопорные шайбы

Шайбы	Интервалы диаметров болта (винта, шпильки), мм	Эскиз
Пружинные, ГОСТ 6402—70	Легких — 2—30; нормальных — 2—48; тяжелых — 3—30	
Стопорные с внутренними зубьями, ГОСТ 10462—81	2—24	—
Стопорные с наружными зубьями, ГОСТ 10463—81		
Стопорные с зубьями, под винты с потайной или полупотайной головкой с углом 90°, ГОСТ 10464—81	3—12	
Фасонные	4—8 (см. табл. 10п)	

Примечание. Ряд диаметров резьбы болтов, винтов, шпилек: 2; (2,3); 2,5; (2,6); 3; (3,5); 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 18; 24; 27; 30; 36; 42; 48. Диаметры винтов: 2,3; 2,6 и 3,5 мм только для шайб по ГОСТ 6402—70.

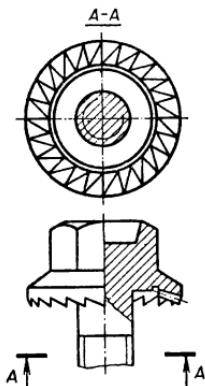


Рис. 3. Фланцевый болт с зубьями

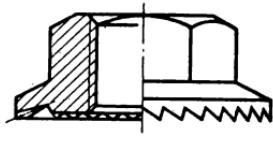


Рис. 4. Фланцевая гайка с зубьями

Момент отвинчивания таких соединений уменьшается с увеличением числа разборок соединения, так как зубья венца притупляются. Однако при износе зубьев вступает в действие узкий поясок торца головки болта, способствующий повышению момента отвинчивания. Давление на этом пояске велико, и материал пояска или детали деформируется пластически.

Наибольшее распространение получили шайбы, приведенные в табл. 2.

В табл. 3 приведены значения осадки соединения, компенсируемые упругими элементами.

Применение пружинных шайб дает наибольший эффект в соединениях с болтами из низкоуглеродистых и углеродистых сталей (соединения с небольшим усилием затяжки), так как величины компенсируемых усилий, как правило, не превышают 5 кН для шайб под гайки М10—М16.

Применение пружинных стопорных элементов эффективно также для коротких болтов. Иногда жесткость головок коротких болтов уменьшают с помощью различных шлицев, пазов и выточек. Податливость головки при этом возрастает и существенно дополняет податливость пружинных шайб.

На рис. 3, 4 представлены болт и гайка, опорная поверхность которых, помимо выточки, снабжена зубчатым венцом. При затяжке болта зубья вдавливаются в деталь, препятствуя самоотвинчиванию. Правильное сочетание размеров опорной поверхности выточки головки болта и высоты зубьев обеспечивает надежность соединения. Испытания этих соединений (рис. 5) показали, что момент отвинчивания увеличивается с уменьшением контактной прочности опорной поверхности детали.

3. Осадки, компенсируемые упругими элементами

Тип элемента	Эскиз	δ , мкм
Болт с пружинной головкой		15—17
Пружинная шайба		10—12
Тарельчатая пружина		80—100
Болт с фланцевой головкой и зубьями	См. рис. 3	35—37
Гайка с фланцем и зубьями	См. рис. 4	35—37

Материал стопорных упругих шайб должен быть тверже материалов стопоримых базовых деталей. Кромки отогнутых зубьев пружинных и зубчатых шайб должны быть острыми. Твердые и острые кромки пружинящих зубьев вдавливаются в более мягкий материал стопоримых деталей и создают между ними механическую связь, противодействующую самоотвинчиванию.

Основным недостатком пружинных шайб (см. табл. 2, 11п) следует считать возникновение при сжатии эксцентричного усилия, действующего на гайку или головку болта и винта. Это усилие иногда

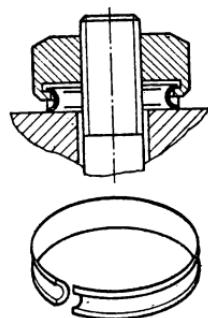
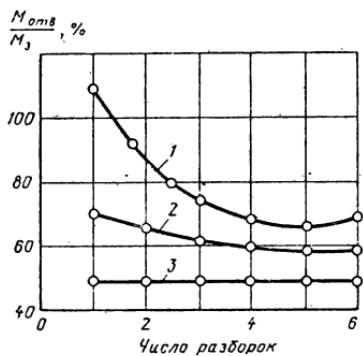


Рис. 5. Зависимости отношения $M_{\text{отв}} / M_3$ от числа разборок для фланцевой гайки с зубьями:

1 — контактная прочность поверхности детали равна 350 МПа; 2 — 900 МПа; 3 — поверхность детали закалена до HRC 60

Рис. 6. Пример стопорения резьбового соединения

настолько значительно, что при затяжке шайбы может привести к отрыву головки винта. Поэтому при конструировании следует по возможности применять наиболее тонкие шайбы — легкие и нормальные. Под винты из цветных металлов следует устанавливать только легкие шайбы. У зубчатых шайб (табл. 12п и 13п) нет этого недостатка, так как при их затяжке усилия распределяются равномерно по окружности.

В последние годы разработан ряд новых конструкций шайб, обеспечивающих надежное стопорение при действии осевой нагрузки. Среди них наибольшее распространение получила шайба U-образного сечения, согнутая по винтовой линии (рис. 6). Шайбу запрессовывают в гайку так, чтобы верхний фланец шайбы находился в гайке между опорным торцом и заплечиком. При затяжке гайки нижний торец гайки постепенно деформируется до полного соприкосновения со стягиваемой деталью, создавая предварительное стопорение. При дальнейшей затяжке верхний и нижний торцы шайбы сближаются, вызывая дополнительное стопорение за счет сил трения на торцах. Эффект заклинивания усиливается в результате того, что диаметр верхнего фланца шайбы больше диаметра нижнего фланца.

Стандартные и большинство нормализованных конструкций упругих стопорных шайб лишь препятствуют самоотвинчиванию, но не обеспечивают надежного стопорения соединений (рис. 7) при действии переменных нагрузок (осевых и в плоскостистыка), вызывающих даже небольшие взаимные смещения соединяемых деталей ($\pm 0,5$ мм при сдвигивающих и $\pm 0^{\circ}9'$ при скручивающих в плоскости стыка на-

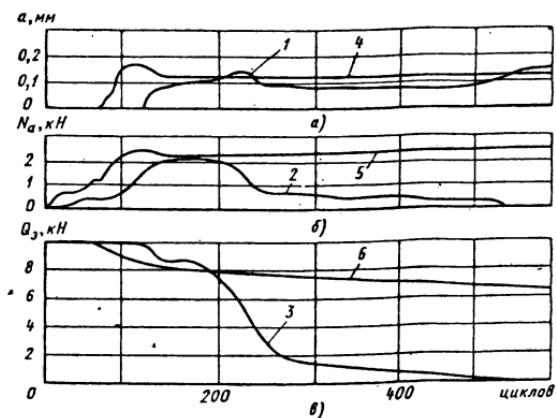


Рис. 7. Изменение амплитуды a взаимных смещений соединяемых деталей (а), амплитуды внешней нагрузки N_a (б) и усилия затяжки Q_d (в) в зависимости от числа циклов нагружения соединения

грузках)^{*1} Стопорение соединений (рис. 7) осуществлено: листовой шайбой по типу ГОСТ 13465—77 (кривые 1—3); гайкой с фланцем и зубьями (кривые 4—6). Из графиков следует, что при достижении силой N_a определенной величины фрикционная связь между деталями нарушается (частота испытаний $f = 36$ Гц) и возникают взаимные смещения. Амплитуда этих смещений растет до тех пор,

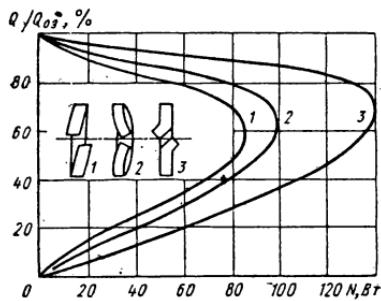


Рис. 8. Изменение относительного усилия затяжки в соединениях с упругими стопорными шайбами

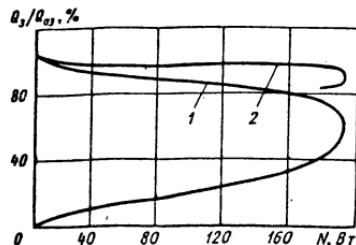


Рис. 9. Изменение относительного усилия затяжки в соединениях с зубчатыми стопорными шайбами (кривая 1) и в соединениях с фланцевым болтом и зубьями (кривая 2)

*1 Взаимные смещения соединяемых деталей могут появиться при динамическом нагружении соединений, в которых они совершенно исключены при статическом нагружении. Последнее объясняется резким уменьшением коэффициентов трения на стыке деталей и в резьбе с ростом частоты колебаний

пока, несмотря на загнутый конец листовой шайбы, болт не начнет вывинчиваться. После этого сила затяжки и внешняя сила начинают уменьшаться до нуля, а амплитуда взаимных перемещений становится равной постоянной величине. При стопорении фланцевой гайкой с зубьями вывинчивания болта не происходит даже при максимальных поперечных нагрузках и перемещениях (кривая б). При этом часть внешней силы, воспринимаемая болтом, приводит к его усталостному разрушению [30].

Введение упругих шайб (рис. 8, 9) повышает максимальную мощность колебаний, при которой начинается самопроизвольное развинчивание соединения, нагруженного в поперечном направлении ($N = 80$ Вт — для соединения без стопорящего элемента), причем стопорная шайба с наружными зубьями более эффективно препятствует самоотвинчиванию, нежели пружинные шайбы различных конструкций. Однако надежного стопорения такие шайбы не обеспечивают не только при действии сдвигающих, но и при действии скручивающих нагрузок в плоскости стыка.

Надежное стопорение соединений, нагруженных в плоскости стыка, можно осуществить только с помощью гаек и фланцевых болтов с зубьями (см. рис. 9).

СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ СИЛОВЫМ ЗАМЫКАНИЕМ НА РЕЗЬБУ

Стопорение упругими элементами основано на создании дополнительных сил трения по сторонам витков резьбы за счет радиального или осевого давления. Стопорящие свойства соединений достаточно высокие, особенно при осевых рабочих нагрузках. Преимуществом такого стопорения является возможность выполнения бесступенчатой затяжки. Поэтому его применяют, как правило, для ответственных резьбовых соединений.

Контргайки и разрезные гайки. Применение обычной контргайки показано на рис. 10. Если при установке одной гайки (рис. 10, а) соприкосновение витков резьбы гайки происходит по нижним сторонам профиля резьбы болта, то в результате установки и правильной затяжки контргайки (рис. 10, б) контакт витков в основной гайке будет по верхним сторонам профиля. Витки контргайки соприкасаются

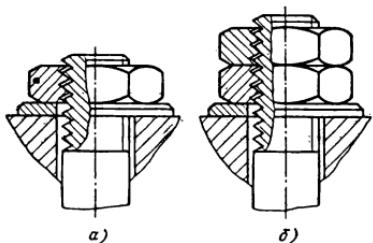


Рис. 10. Распределение зазоров в резьбе

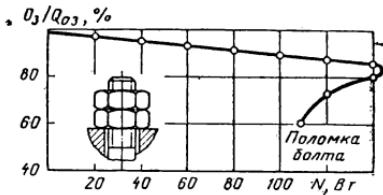


Рис. 11. Изменение относительного усилия затяжки в соединении с контргайками

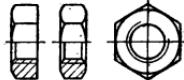
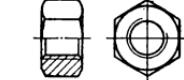
с нижними сторонами профиля резьбы болта, и осевая нагрузка болта целиком или большей частью воспринимается витками резьбы контргайки.

Затяжка контргайки моментом, меньшим или равным моменту затяжки основной гайки, нецелесообразна, так как резьба контргайки остается ненагруженной. В этом случае обе гайки могут отвинтиться. Если момент затяжки контргайки больше момента затяжки основной гайки, то стопорение оказывается действенным.

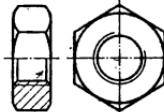
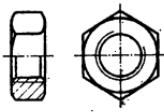
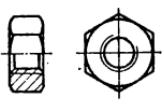
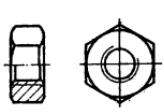
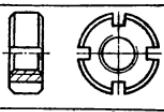
Контргайка надежно предохраняет соединения, нагруженные осевыми силами или скручивающими моментами в плоскости стыка (рис. 11).

Стопорящие свойства контргайки, высота которой меньше высоты основной гайки, не отличаются от стопорящих свойств нормальной (равной по высоте основной гайке) контргайки. Поэтому в качестве контргаек применяют также облегченные гайки (табл. 4). Однако по-

4. Стандартные гайки

Гайки	Интервалы диаметров резьбы, мм	Эскиз
Шестигранные (нормальной точности) по ГОСТ 5915—70	6—48	
Шестигранные (нормальной точности) по ГОСТ 5916—70	1—48	
Шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» по ГОСТ 2524—70	8—48	
Шестигранные низкие с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности) по ГОСТ 2526—70	8—48	
Шестигранные особо высокие (повышенной точности) по ГОСТ 5931—70	8—48	
Шестигранные (повышенной точности) по ГОСТ 5927—70	1,0—48	
Шестигранные низкие (повышенной точности) по ГОСТ 5929—70	1—48	

Продолжение табл. 4

Гайки	Интервалы диаметров резьбы, мм	Эскиз
Шестигранные с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности) по ГОСТ 10605—72	52—160	
Шестигранные низкие с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности) по ГОСТ 10607—72	52—160	
Шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» с диаметром резьбы свыше 48 мм (повышенной точности) по ГОСТ 10608—72	52—160	
Шестигранные низкие с уменьшенным размером «под ключ» с диаметром резьбы свыше 48 мм (повышенной точности) по ГОСТ 10610—72	52—160	
Круглые шлицевые по ГОСТ 11871—80	4—200	
Круглые с отверстиями на торце «под ключ» по ГОСТ 6393—73	8—100	
Круглые со шлицем на торце по ГОСТ 10657—80	1—20	

следние следует изготавливать из более прочного материала, чем основные гайки.

К недостаткам этого способа стопорения следует отнести:

а) увеличение длины болта за счет удлинения нарезанной его части;

б) увеличение (вдвое) расхода гаек;

в) увеличение массы и габаритных размеров конструкции.

Кроме стандартных гаек, в некоторых отраслях промышленности, в частности в приборостроении, применяют нормализованные детали. На рис. 12 показана разрезная контргайка, которая при затяжке

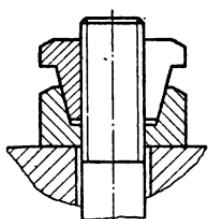


Рис. 12. Соединение с разрезной контргайкой

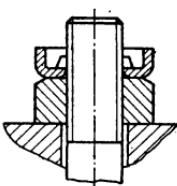


Рис. 13. Соединение с пружинной контргайкой

обжимается по конической поверхности и плотно охватывает резьбу болта, увеличивая трение в резьбе. На рис. 13 показана фигуриная пружинная штампованная контргайка, имеющая шесть зубьев с резьбой, плотно обжимающей резьбовые нитки болта при затяжке контргайки. Такие контргайки надежно стопорят соединение лишь в случае разового применения.

На рис. 14, а, б показаны способы стопорения разрезных гаек (табл. 14п, 15п) стягивающими или распорными винтами. Разрезанные участки гаек, деформируемых при затяжке винтов, плотно прижимаются к разноименным профилям резьбы болта и создают увеличенное трение в резьбовом сопряжении. На рис. 14, в показан аналогичный способ фиксирования положения разрезной резьбовой пробки.

Разрезные гайки иногда применяют и без винтов. В этих случаях разрезную гайку сжимают (рис. 14, г), и она приобретает способность самостопорения, которое, однако, малоэффективно [30].

Положение разрезной гайки-клеммы на ходовом винте фиксируется стяжным винтом (рис. 14, д). Способ стопорения ходового винта в разрезной гайке-кронштейне показан на рис. 14, е.

Стопорение соединения двух деталей натяжным винтом показано на рис. 14, ж. На рис. 14, з показан способ стопорения гайки «контрвинтом», а на рис. 14, и — разрезной полый болт, разжимаемый винтом с конической головкой, который стопорит положение гайки по принципу разжимной цанги.

Способ стопорения затянутой гайки нажимным винтом, имеющим нарезку резьбы, противоположную направлению резьбы основного болта, показан на рис. 14, к. Таким образом, самоотвинчивание гайки предотвращается самозатягиванием стопорящего винта.

Иногда для фиксирования положения затянутой гайки применяют стопорные винты, ввертываемые в тело гайки перпендикулярно оси резьбы. В этих случаях во избежание смятия резьбы болта стопорным винтом под нажимной его конец подкладывают сухарик из пластиичного материала, обычно из отожженной меди, алюминия или свинца (рис. 14, л).

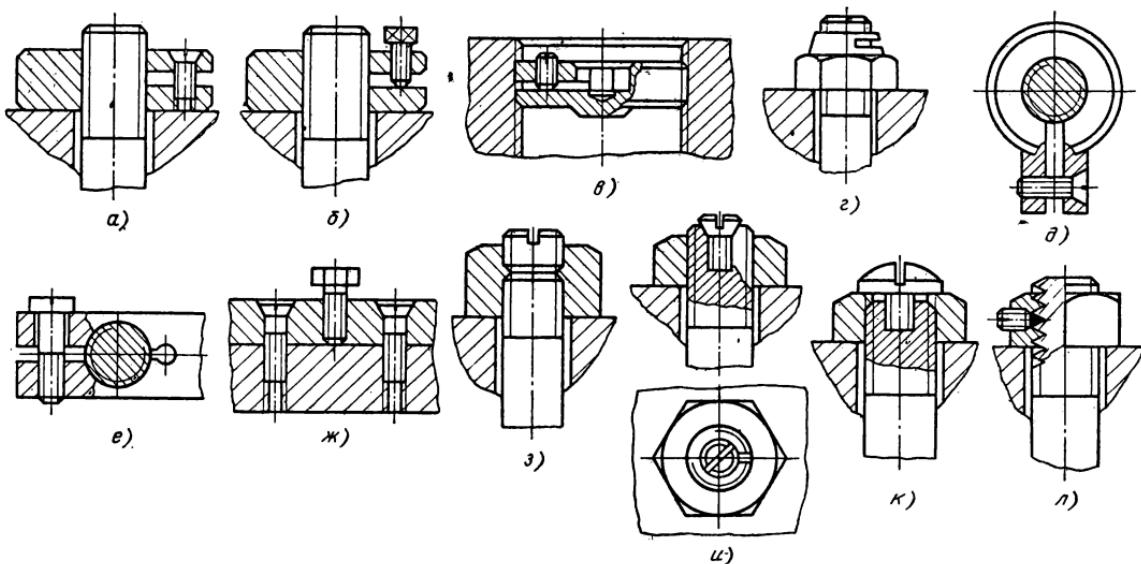


Рис. 14. Примеры стопорения резьбовых соединений

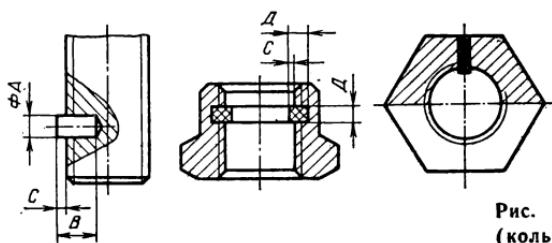


Рис. 15. Эскизы болта и гайки с полиамидной или фиброй пробкой (кольцом): $A = (3 \div 6) P$; $B = 3P$; $C = 0,5P$; $D = (1 \div 2) P$

По этому же принципу сконструирована гайка, размеры которой даны в табл. 16п.

Гайка имеет врезной сухарь в виде шпонки с резьбой, нарезанной совместно с гайкой. Такие гайки обычно применяют для крепления на ступенчатых валах и шпинделях шарикоподшипников и зубчатых колес. После окончания затяжки гайки вкладной сухарь прижимается к резьбе вала стопорным винтом, создавая увеличенное трение в сопряженных витках резьбы, предотвращающее самоотвинчивание гайки.

Этот способ обеспечивает бесступенчатое фиксирование гайки в любом положении и уменьшает габаритные размеры соединения. К недостаткам способа можно отнести некоторую сложность изготовления и отсутствие взаимозаменяемости.

Самоконтрящиеся гайки. В последние годы широкое распространение во всех отраслях машиностроения получили самоконтрящиеся гайки, действие которых основано на создании дополнительных сил трения от радиального пятача резьбы гаек, обжатых в верхней части на эллипс (табл. 17п) или (за счет прорезей) на круг *¹ (табл. 18п). Контрящий эффект таких гаек проверяется путем сопоставления фактических крутящих моментов при первом свободном завинчивании с моментами, установленными в технических условиях (табл. 5).

Самоконтрящиеся гайки для тарированной затяжки (табл. 43п—45п, см. рис. 17 гл. 2) имеют следующие значения наибольшего момента первого завинчивания M_3^{\max} и наименьшего момента первого отвинчивания $M_{\text{отв}}^{\min}$:

Резьба . M_{max}^{\max} , кН·м $M_{\text{отв}}^{\min}$, кН·м	M5	M6	M8	M10
	1,3	2,8	5,0	7,0
	0,5	1,0	1,5	2,0

5. Допускаемые моменты завинчивания и вывинчивания самоконтрящихся гаек

Резьба	Момент за- винчивания (наиболь- ший), Н·м	Момент пят- надцатого вы- винчивания (наимень- ший) в Н·м	Резьба	Момент за- винчивания (наиболь- ший), Н·м	Момент пят- надцатого вы- винчивания (наимень- ший) в Н·м
M3	0,4	0,03	M12×1,5	5	1,0
M4	0,6	0,10	M14×1,5	6,5	1,5
M5	0,9	0,15	M16×1,5	8,5	2
M6	1,4	0,2	M18×1,5	10	2,5
M8	2	0,4	M20×1,5	13	3,0
M10	3,5	0,6	M22×1,5	15	3,5
			M24×1,5	18	4,2

*¹ Силовое замыкание на резьбу в самоконтрящихся гайках производится во время затягивания в отличие от соединений с контргайками, в которых силовое замыкание осуществляется после затягивания.

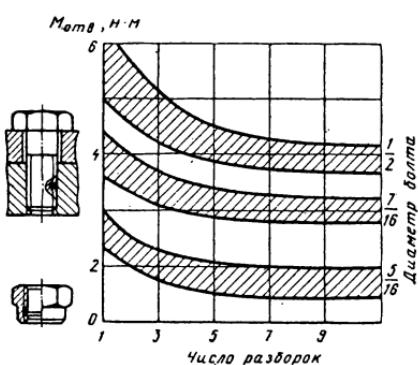


Рис. 16. Изменение момента отвинчивания $M_{отв}$ для болтов с полиамидной пробкой и гаек с кольцом в зависимости от числа разборок

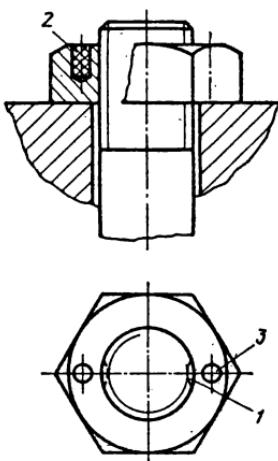


Рис. 17. Пример стопорения резьбового соединения взрывом

В ряде отраслей машиностроения применяют самоконтрящиеся гайки (болты) с полиамидными (вулканизированными фибральными) пробками или кольцами (рис. 15). Величина моментов отвинчивания зависит от размеров резьбы и числа разборок (рис. 16). При наличии больших нагрузок или вибраций такие кольца периодически заменяют новыми.

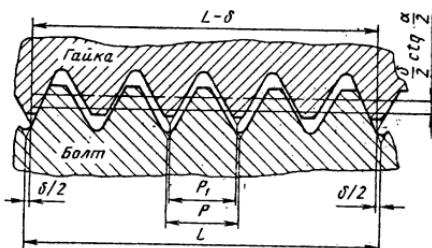
Стопорение пробками оказывается надежным при нагружении его осевыми нагрузками. При нагружении соединений усилиями в плоскости стыка пробки и кольца из полиамида и фибры несколько увеличивают мощность колебаний до самоотвинчивания (до 100—120 Вт) по сравнению с обычным соединением. Однако самоотвинчивание гаек вообще не исключено. Поэтому такие гайки можно применять лишь в неответственных соединениях и в условиях нормальных температур окружающей среды [3].

На Рис. 17 приведен пример стопорения резьбовых соединений с помощью взрыва [16]. Гайка стопорится выпуклостями 1, образующимися на ней после взрыва заряда 2, заложенного в отверстия 3. В зависимости от размера резьбы в гайке можно расположить один или несколько зарядов. Указанный метод стопорения эффективен, но слишком сложен.

В США и ФРГ широко применяют стопорение резьбовых соединений путем свинчивания резьб с несколько отличающимся шагом* (рис. 18).

Обычно погрешность $\frac{P_2 - P_1}{P_1} \approx 0,001$. Такие соединения надежно рабо-

Рис. 18. Пример применения резьбы с разными шагами для стопорения соединений: $\delta = P - P_1$



тают при действии осевых сил; за счет лучшего распределения нагрузки между витками повышается усталостная прочность. Мощность колебаний, вызывающая самоотвинчивание соединений при действии усилий в плоскости стыка, велика ($N=220$ Вт против 80 Вт в «незаконченном» соединении). Однако сложность изготовления резьбы ограничивает область применения соединений.

В конструкциях, приведенных на рис. 19, а, б, показаны закладные шайбы из поламида, применяемые для стопорения. Шайбы имеют в недеформированном состоянии форму усеченного конуса. При затягивании такая шайба деформируется и обжимает резьбу болта. Однако вследствие релаксации напряжений в шайбах даже в условиях нормальных температур такие конструкции нельзя признать удачными.

Стопорение с помощью клея (рис. 20) обладает высокой надежностью. Однако сложность повторных сборок привела к тому, что резьбоклеевые соединения применяются преимущественно в конструкциях типа шпилька — корпус.

Стопорение шпилек. Посадки шпилек в корпуса из чугуна, магниевых и алюминиевых сплавов должны обеспечивать их надежное стопорение, чтобы исключить возможность проворачивания шпилек при затяжке или освобождении гаек, а также при действии знакопеременных нагрузок.

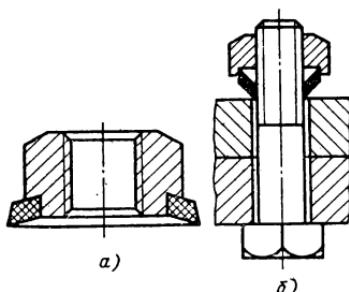


Рис. 19. Эскизы гаек с закладными шайбами из поламида

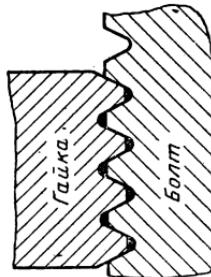


Рис. 20. Схема стопорения kleem

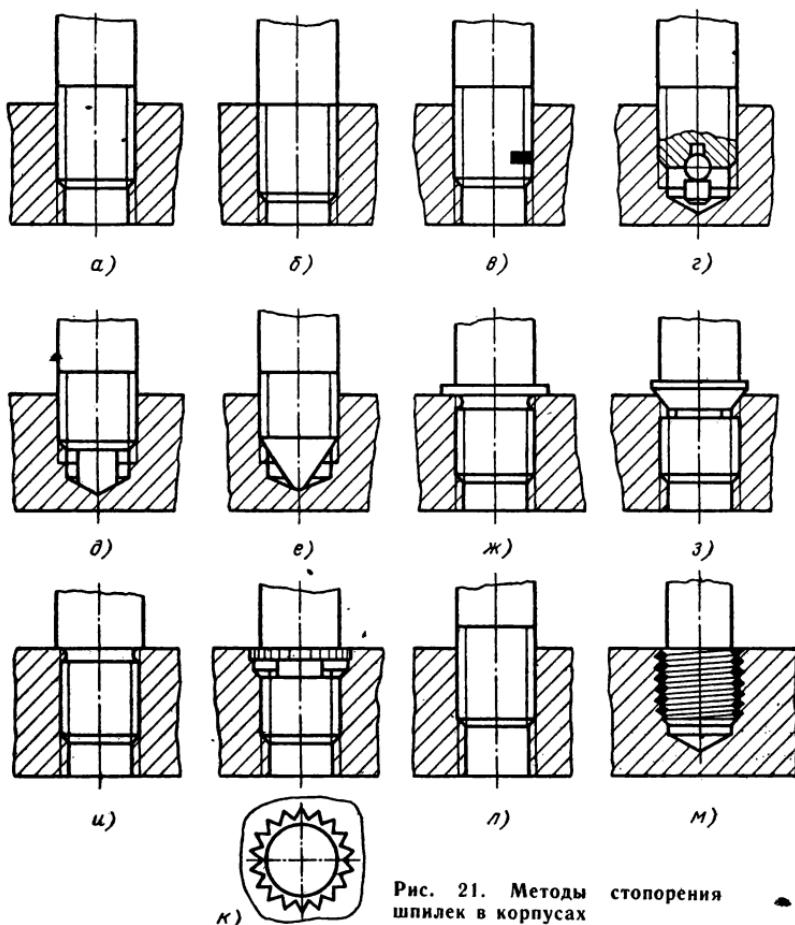


Рис. 21. Методы стопорения шпилек в корпусах

Шпильки в корпусах стопорят преимущественно силовым замыканием на резьбу. При этом от радиального или осевого давления возникают дополнительные силы трения, препятствующие вывинчиванию шпильки. Наряду с этим широко применяют стопорение шпилек с помощью формозапирающих элементов.

Посадка шпилек с натягом по среднему диаметру (рис. 21, α) является самым распространенным методом стопорения шпилек в точном машиностроении. Посадка осуществляется преимущественно в системе отверстия.

Допуски на средний диаметр шпильки и резьбового отверстия очень малы, поэтому их трудно обеспечить в производстве. Для улучшения технологичности сопрягаемые детали рассортировывают по среднему диаметру резьбы на две-три группы. Пример расположения

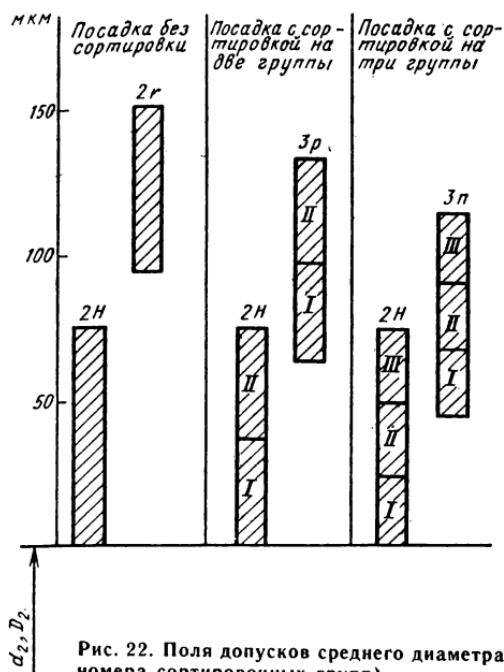


Рис. 22. Поля допусков среднего диаметра (I, II, III—номера сортировочных групп)

полей допусков для рассортировки шпилек и отверстий с тугой резьбой M14×1,5 показан на рис. 22.

На практике применяют следующие посадки шпилек:
при завинчивании в корпуса из чугуна и алюминиевых сплавов:

$$\frac{2H5D}{2r}; \frac{2H5C}{2r};$$

при завинчивании корпуса из алюминиевых и магниевых сплавов:

$$\frac{2H5D}{3p}, \frac{2H5C}{3p} \text{ с сортировкой на две группы;}$$

при завинчивании в корпуса из стали титановых сплавов:

$$\frac{2H4D}{3n}; \frac{2H4C}{3n} \text{ с сортировкой на три группы.}$$

Величины натягов по среднему диаметру резьбы для стальных шпилек с диаметром резьбы 10–30 мм при установке их в стальной корпус находятся в пределах 0,02–0,06 мм, в чугунный или алюминиевый корпус — 0,04–0,12 мм. Постановка шпилек на резьбе с натягом способствует повышению стабильности затяжки резьбовых

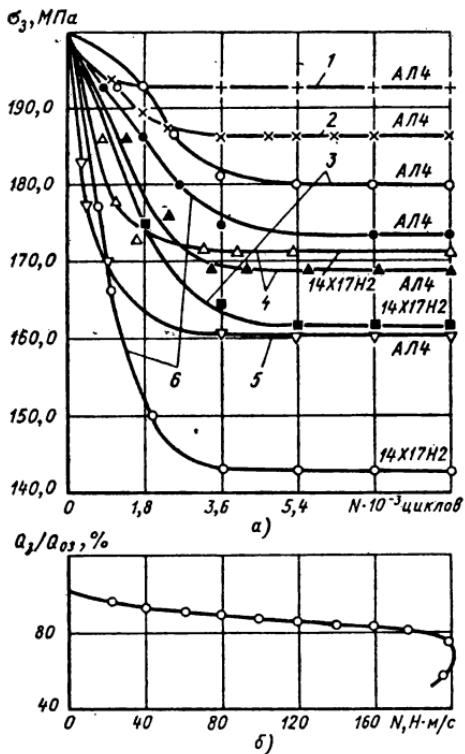


Рис. 23. Стабильность затяжки резьбовых соединений типа шпилька — корпус:
а — при осевом нагружении ($\sigma_3 = 200 \text{ МПа}$; $\sigma_n = 40 \text{ МПа}$); материал шпилек — сталь 38ХА ($\sigma_b = 1050 \text{ МПа}$); посадка шпилек:
1 — на резьбе с натягом; 2 — с помощью стопорного кольца;
3 — на сбеге; 4 — с помощью вставки; 5 — с упором в дно резьбового отверстия;
6 — на клее; б — при сдвигающих нагрузках; посадка шпильки на вставке

соединений при осевом нагружении (рис. 23). Усталостная прочность шпилек с резьбой с натягом на 30—40 % выше прочности соединений с обычной резьбой (рис. 24) [16].

Крутящий момент для завинчивания шпильки в корпус

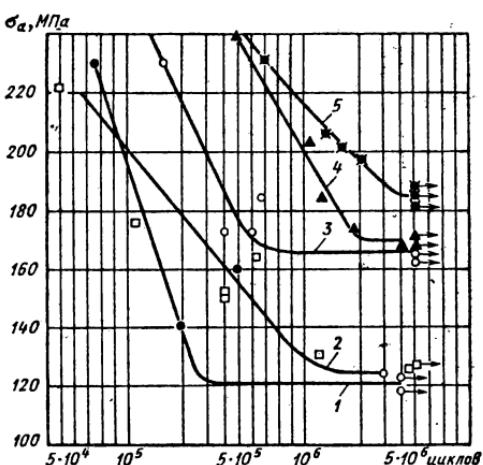
$$M_3 \cong 3,1 \Delta_n \mu l d \frac{E_2}{1,3 + 0,7 \frac{E_2}{E_1}},$$

где μ — коэффициент трения; l — длина свинчивания; Δ_n — натяг по среднему диаметру; E_1 и E_2 — модули упругости материалов соответственно шпильки и корпуса.

Моменты отвинчивания шпилек с резьбой с натягом также достаточно высокие (табл. 6) [16]. Повторное свинчивание шпилек с корпусами из алюминиевых и магниевых сплавов, чугуна и других материалов не допускается. В этом случае в корпус завинчивают «ремонтные» шпильки (с большим средним диаметром).

Однако применение резьбы с натягом значительно увеличивает стоимость шпилек и корпусных деталей (высокая точность изготов-

Рис. 24. Усталостная прочность соединений со шпильками из стали 38ХА ($\sigma_0 = 1050$ МПа), завинченными в корпус из сплава АЛ4: 1 — с упором в дно отверстия; 2 — на клее; 3 — на резьбе с натягом; 4 — на сбеге резьбы; 5 — на вставке



ления, разбивка шпилек и отверстий на две — три группы, увеличение числа калибров и т. д.), а также усложняет сборку.

Применение резьб с натягами ограничивает возможность надежной антикоррозионной защиты шпилек и корпусных деталей. Так, толщина гальванического покрытия крепежных деталей с обычной метрической резьбой составляет 9—13 мкм; толщина покрытия шпилек, имеющих резьбу с натягом, не превышает 3—6 мкм, что недостаточно для надежной работы конструкций в различных климатических условиях. Поэтому резьба с натягом не получила широкого распространения в общем машиностроении.

Посадка шпилек на сбег резьбы (см. рис. 21, б) является наиболее простым и дешевым способом стопорения. В этом случае

6. Моменты завинчивания шпилек на резьбе с натягом

Резьба	Натяг, мкм		Материал		$M_{\text{отв}}, \text{Н} \cdot \text{м}$	
	наиб.	наим.	корпуса	шпильки	наиб.	наим.
M6	48	16	АЛ4 ВТ3-1	38ХА 14Х17Н2	7,7 17,9	3,9 8,0
M8	55	18	АЛ4 ВТ3-1	38ХА 14Х17Н2	16,0 28,7	7,6 13,4
M10	60	20	АЛ4 ВТ3-1	38ХА 14Х17Н2	21,5 43,5	8,6 11,7
M14 × 1,5	65	20	ВТ3-1	14Х17Н2	144,3	40,5
M18	65	22	14Х17Н2	14Х17Н2	228,0	80,4

7. Соотношение моментов завинчивания и отвинчивания при постановке шпилек на сбег резьбы по результатам десяти испытаний (угол сбега 20°)

Резьба	Материал		M_z	$M_{отв}$	$M_{отв}/M_z$
		корпуса	Н·м		
M6	38ХА 14Х17Н2	АЛ4 14Х17Н2	6 6	4,6 4,9	0,77 0,82
M12×1,5	38ХА 14Х17Н2	АЛ4 14Х17Н2	50 50	40 36	0,79 0,72

шпилька идет достаточно свободно в гнездо вплоть до сбега, а при дальнейшем ее вращении за счет упругих и пластических деформаций концов витка корпуса на участке сбега резьбы шпильки возникает радиальный натяг, благоприятно влияющий на усталостную прочность (см. рис. 24).

Эффективность стопорения, определяемая стабильностью затяжки и соотношением моментов завинчивания и отвинчивания шпильки зависит преимущественно от механических характеристик материалов корпуса и шпильки — «угла» сбега и момента завинчивания шпильки.

Надежное стопорение шпильки в корпусе обеспечивается при условии $M_{зш} = 0,5M_{зг}$, где $M_{зш}$ и $M_{зг}$ — моменты завинчивания шпильки в корпус и гайки при монтаже соединения.

Исследования стабильности затяжки, усталостной прочности и свинчиваемости (см. рис. 23, 24; табл. 7) показали, что «угол» сбега, равный 20°, обеспечивает высокую стабильность затяжки и усталостную прочность лишь для соединений стальных шпилек с деталями из менее прочных материалов (алюминиевые и магниевые сплавы и др.). Для повышения усталостной прочности и эффективности «стопорения» стальных соединений следует уменьшать «угол» сбега, зазоры в соединении, либо наносить во впадины витков шпильки на сбеге «мягкие» покрытия.

Повторная постановка шпильки на сбег в гнездо допускается с большим моментом завинчивания.

Широко распространена посадка шпилек (винтов) с помощью полнамидной пробки (см. рис. 21, в).

При ввертывании шпильки в корпус цилиндрическая пробка, закладываемая в гнездо шпильки, деформируется упруго по наружному торцу, создавая радиальный натяг. Резьба шпильки делается обычной, а сверление, ослабляя шпильку в ненагруженной части, не снижает прочности шпильки. Применение такой посадки ограничивается небольшими температурами (100—150 °C), так как материал пробки теряет упругие свойства.

**8. Соотношение моментов завинчивания и отвинчивания
при постановке шпилек с упором в дно резьбового отверстия
(по результатам 10 испытаний)**

Резьба	Материал		M_3	$M_{\text{отв}}$	$M_{\text{отв}}/M_3$
	шпильки	корпуса	Н·м		
M6	38ХА 14Х17Н2	АЛ4 14Х17Н2	6 6	2,9 3,5	0,49 0,57
M12×1,5	38ХА 14Х17Н2	АЛ4 14Х17Н2	50 50	29 32	0,58 0,63

При посадке шпильки с помощью нажимного шарика (см. рис. 21, г) надежное стопорение ее в корпусе достигается за счет радиального (от распора) и осевого натягов на торце и в резьбе. Однако этот метод не нашел применения из-за большой стоимости изготовления деталей и сложности монтажа.

Шпилька при посадке с упором в дно резьбового отверстия (см. рис. 21, г, д, е) стопорится за счет сил трения на опорном торце и осевого натяга в резьбе. Стабильность затяжки и усталостная прочность такого соединения невысокие (табл. 8; рис. 23, а, 24).

Резьба на шпильке выполняется обычной, однако увеличение габаритов соединения и невозможность использования такой посадки в сквозных отверстиях ограничивают ее применение. Посадка шпилек с упором в дно резьбового отверстия применяется преимущественно в приспособлениях.

Шпилька при посадке с помощью бурта (плоского или конического, см. рис. 21, ж, з) стопорится за счет дополнительных сил трения по опорной поверхности бурта и в резьбе (от осевого натяга). Условие стопорения остается прежним [16].

При посадке с помощью бурта резьбовая часть шпильки разгрузается от действия изгибающих и переменных растягивающих нагрузок ^{*)}, что существенно повышает усталостную прочность соединений. Однако применение таких соединений ограничено высокой трудоемкостью изготовления шпилек и корпусов.

За рубежом широко применяют посадку шпильки на гладкую часть (уменьшенный бурт, см. рис. 21, и). Этот способ обладает достоинствами предыдущего и может быть использован в ответственных соединениях.

Стопорение с помощью стопорного кольца (см. рис. 21, к) основано на взаимной фиксации (за счет пластических деформаций) шпильки и корпуса (табл. 23п—25п). Шпильку изготавливают с вен-

^{*)} Последнее объясняется «фланцевым эффектом»: часть внешнего усилия идет на уменьшение давления на стыке бурта.

чиком, имеющим на наружной поверхности накатанные зубья (см. рис. 21, к). После свободного ввинчивания шпильки в резьбовое отверстие корпуса на нее надевают кольцо, запрессовываемое затем в специальное гнездо корпуса. При этом внутренние зубья кольца свободно входят в зацепление с наружными зубьями венчика, а наружные — с корпусом. Соединение обладает высокими стопорящими свойствами (см. рис. 23) при любых нагрузках. Моменты, разрушающие соединение, составляют (материал шпильки — сталь 38ХА, материал корпуса — сплав АЛ4):

Резьба $M_{\text{рез}}.$, Н·м	M6 ;	28	M8 44	M10 68	M12×1,5 129
-----------------------------------	---------	----	----------	-----------	----------------

К недостаткам такого соединения следует отнести необходимость увеличения габаритов корпуса, сложность монтажа и демонтажа, а также невозможность повторной постановки шпильки в используенное гнездо.

Посадка с помощью различных шагов резьбы шпильки и корпуса (см. рис. 21, л) применяется в зарубежной практике. Стопорение шпильки в этом случае достигается за счет натяга между двумя витками на длине свинчивания. Для изготовления такой резьбы требуется специальный инструмент.

При посадке с помощью резьбовой вставки (см. рис. 21, м) стопорение достигается благодаря радиальному натягу между витками шпильки и шестигранными витками (одним или несколькими) вставки. Вставка представляет собой обычную винтовую пружину, изготовленную из проволоки ромбического сечения (табл. 26п—28п).

Сечение проволоки, а также размеры оправок для навивки пружин подбирают такими, чтобы вставка после постановки в корпус имела профиль стандартной резьбы. Для монтажа вставок применяют несложный инструмент, который, захватывая хвостовик, позволяет завернуть ее с натягом в предварительно подготовленное отверстие со стандартной резьбой [16].

Соединения со вставками имеют существенные преимущества по прочности по сравнению с обычными соединениями (рис. 24). Стопорящие свойства вставок достаточно высокие (см. рис. 23, б) [16].

Применение вставок позволяет увеличить износостойкость и коррозионную стойкость деталей. Исчезает необходимость применения футеровок (сплошных резьбовых вставок) с большими массой и габаритами.

Вставки могут применяться и при ремонте корпусных деталей.

Посадка шпилек с помощью клея в ряде случаев является наиболее рациональной и экономически эффективной. Прочность таких соединений не отличается от прочности обычных соединений. Однако стабильность затяжки и стопорящие свойства соединений более высокие (см. рис. 23, а, 24, табл. 9).

При выборе клея следует обращать внимание на характеристики, которыми он должен обладать при работе в конструкции (водо- и влагостойкость, бензо- и маслостойкость, стойкость в различных

**9. Моменты отвинчивания шпилек при постановке с помощью клея
(по результатам 42—50 испытаний, резьба M10)**

Материал		Покрытие шпильки	Марка клея	Момент отвинчивания шпильки, Н·м	Длина отвинчивания, мм
	корпуса				
30ХГСА	АЛ4	Без покрытия	ВС-350	72,8	20
		Кадмиевое Цинковое		93,9 102,4	
13Х11Н2В2МФ	14Х17Н2	Кадмиевое	Л-4	82,4	
		Цинковое Без покрытия		92,6 93,0	12

климатических условиях, нейтральность в отношении к коррозии, к металлам и т. д.), а также на способность клея к текучести (малотекучий клей плохо заполняет зазоры в резьбе) и на его механические характеристики. Для контртовки шпилек в основном применяют клей ВС-350 и Л-4. Клей ВС-350 отверждается при $t=200^{\circ}\text{C}$, а Л-4 — при $t=18\div24^{\circ}\text{C}$ (табл. 10).

Шпильку устанавливают следующим образом:

- 1) резьбовой конец шпильки, ввертываемый в корпус, и резьбовое отверстие в корпусе промывают, просушивают, затем на эти поверхности наносят клей;
- 2) на гаечный конец шпильки устанавливают втулку и навивывают гайку (рис. 25, а);
- 3) шпильку ввинчивают в резьбовое отверстие корпуса на необходимую глубину и затягивают гайкой (рис. 25, б). Затяжка

10. Области применения клеев ВС-350 и Л-4

Клей	Диапазон температуры, в которой работает соединение	Материал детали, в которую ввинчивается шпилька
ВС-350	От -60 до $+350^{\circ}\text{C}$ От -60 до $+200^{\circ}\text{C}$	Сталь, титан Алюминиевые и магниевые сплавы
Л-4	$\pm 60^{\circ}\text{C}$	Сталь, титан, алюминиевые и магниевые сплавы

Приложение. Детали из алюминиевых сплавов, подвергающихся нагреву до 200°C , должны быть искусственно состарены во избежание появления межкристаллитной коррозии.

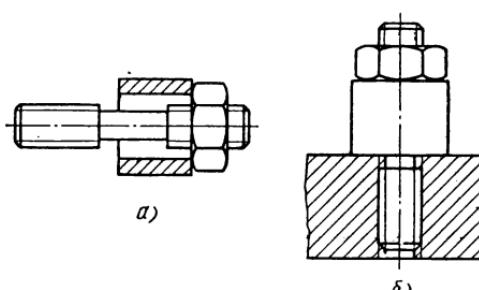


Рис. 25. Монтаж соединений на клее

обеспечивает необходимое распределение пленки на длине свинчивания. Величины моментов предварительной затяжки шпильек на клее указаны в табл. 11. Надежность стопорения соединений проверяют при температуре 20 °C следующим образом:

1) на гаечный конец шпильки навинчивают две гайки и затягивают их относительно друг друга (рис. 26);

2) плавно, без рывков, прикладывают момент на вывинчивание шпильки;

3) если при достижении моментов, указанных в табл. 11, шпилька не страгивается с места, соединение считается удовлетворительным. При страгивании шпильку ее вывертывают и вновь производят склеивание.

Минимальный момент отвинчивания шпильки на клее может быть определен по формуле

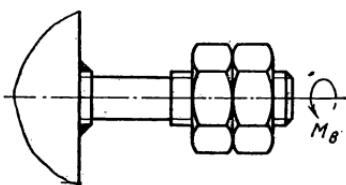
$$M_{\text{отв}} = (1 \div 1,2) \tau_a l k,$$

где τ_a — предел прочности kleевого соединения при сдвиге; l — длина свинчивания; k — коэффициент, зависящий от параметров резьбы (табл. 11).

11. Величины моментов предварительной затяжки и вывинчивания для резьбоклеевых соединений

Резьба	Момент затяжки M_z , Н·м	Момент отвинчивания $M_{\text{отв}}$, Н·м	Коэффициент k , см
M3	Не затягиваются	Не контролируются	0,18
M4			0,33
M5		3	0,51
M6	0,1	5	0,73
M8	0,15	12,5	1,34
M10	0,3	26	2,06
M12×1,5	0,6	45	3,08
M14×1,5	0,9	75	4,3
M16×1,5	1,2	120	5,75
M18×1,5	2,0	170	7,35

Рис. 26. К контролю стопорящих свойств резьбоклеевых соединений



Резьбоклеевые соединения получили широкое распространение, особенно за рубежом. Ряд фирм выпускает специальные «резьбовые клеи». Так, фирма Америкен Сеолентс Компани (США) изготавливает клей «Локтийт», который твердеет только в безвоздушном пространстве в присутствии ионов металла, т. е. клей затвердевает только после ввинчивания шпильки в корпус.

Наряду с описанными способами может применяться посадка шпилек в гладкие цилиндрические отверстия корпусных деталей. В этом случае в корпусных деталях сверлят отверстия диаметром, равным среднему диаметру резьбы шпильки. В эти отверстия при частоте вращения инструмента, захватывающего шпильку, $n = 200 \div 500$ об/мин, завинчивают шпильки. Если корпусные детали изготовлены из алюминиевых или магниевых сплавов, а также чугуна, то в них завинчивают стандартные шпильки. В корпусные детали из сталей и титановых сплавов можно завинчивать шпильки, имеющие на конце заходную часть $l \leq d$ (d — наружный диаметр резьбы шпильки) в виде скругленного трехгранника. Несущая способность таких соединений не ниже, чем при посадке шпилек с натягом, а стопорящие свойства очень высоки. Соединения могут быть демонтированы. После второй сборки стопорящие свойства соединений не ниже, чем при посадке на резьбе с натягом.

ОСОБЕННОСТИ СТОПОРЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В подвижных соединениях (вращающихся или качающихся деталях) резьбу применяют главным образом для предотвращения или ограничения осевых перемещений сопряженных подвижных деталей. При этом должна быть совершенно исключена возможность взаимного разворота резьбовых деталей. Приведем некоторые примеры конструктивного решения такой задачи.

На рис. 27, а показано соединение, в котором вращающаяся деталь 1 посажена на невращающуюся ось (например, колесо тележки, натяжной ролик, рычаг и т. п.). Если подвижная деталь 1 при вращении (или качении) будет соприкасаться с шайбой 3, то в зависимости от направления вращения детали 1 и направления нарезки (правой или левой) резьбового конца оси 2, под действием сил трения может произойти или чрезмерное затягивание или отвинчивание гайки. В первом случае деталь 1 потеряет подвижность —

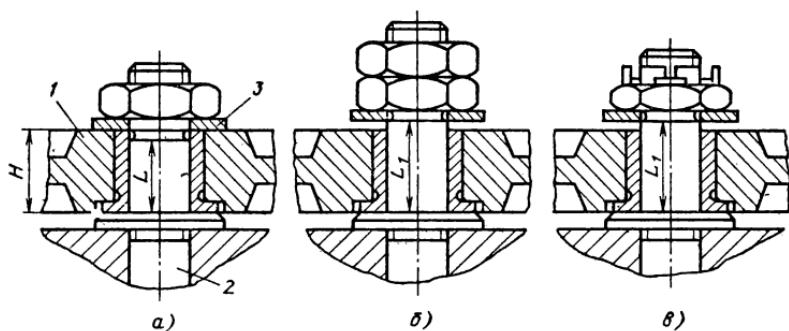


Рис. 27. Примеры закрепления на оси вращающейся детали

«заклинится», во втором — соединение деталей вообще нарушится при полном отвинчивании закрепляющей гайки. Надежная работа резьбового соединения обеспечивается стопорением, например установкой контргайки (при малых скоростях вращения подвижной детали), применением прорезной или корончатой гайки с последующей пропшливкой и т. д. (рис. 27, б и в).

На рис. 28 показан пример шарнирного соединения рычага, качающегося на неподвижной оси. Стопорения гайки в данном случае не требуется, так как срезанная головка оси (болта) удерживается от поворота специальным замком на щечке кронштейна.

Примеры закрепления гайками осей, вращающихся в подшипниках, показаны на рис. 29. Для стопорения круглых гаек применяны деформируемые стопорные шайбы.

Для этих же целей применяют концевые шайбы (табл. 29п).

Очевидно, что случай, когда ось и посаженная на нее подвижная деталь одновременно вращаются (или качаются), принципиально ничем не отличается от случаев, приведенных выше.

В некоторых конструкциях оси закрепляют в корпусных и несущих деталях при помощи резьбы. Здесь возможны два случая.

1. Если вращающаяся деталь, насаживаемая на ось на подшипнике скольжения, во время работы имеет только одно направление вращения, то направление нарезки резьбы должно быть одинаковым с направлением вращения детали: при правом вращении (по направ-

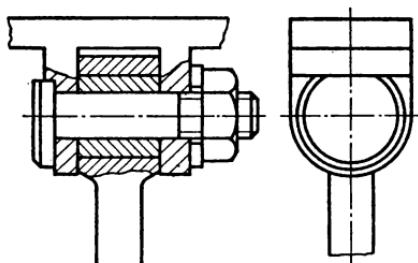


Рис. 28. Шарнирное соединение качающегося рычага

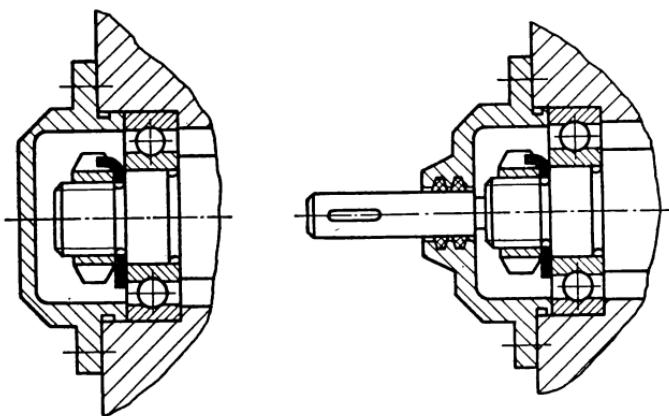


Рис. 29. Закрепление вращающихся осей

лению часовой стрелки) — правая резьба, при левом вращении (против часовой стрелки) — левая резьба. Силы трения, возникающие на соприкасающихся поверхностях, будут создавать моменты трения в направлениях затягивания резьбовых соединений и предохранять их от самоотвинчивания.

При установке вращающихся деталей на подшипники качения возникают моменты трения, действующие в обратных направлениях по отношению к вращающимся деталям. Из схемы движения (рис. 30, а) видно, что педаль поворачивается относительно оси в направлении, обратном вращению шатуна, т. е. по движению часовой стрелки. Шарики в насыщенном подшипнике катятся по конусу оси в том же направлении и создают таким образом момент трения

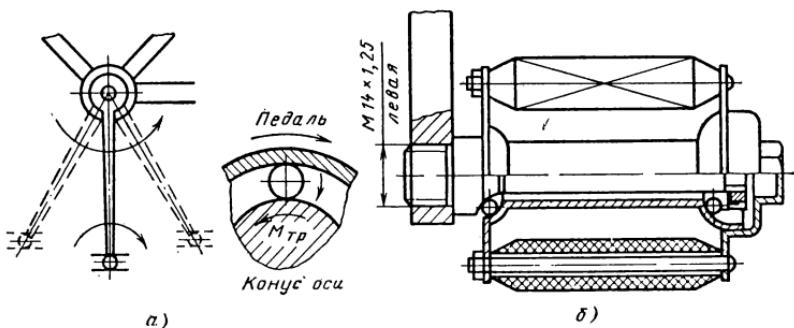


Рис. 30. Левая велосипедная педаль

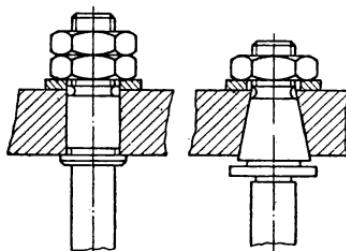


Рис. 31. Способы закрепления осей при помощи резьбы

M_{tr} , стремящийся повернуть ось в обратном направлении, т. е. против движения часовой стрелки. Следовательно, чтобы исключить возможность отвертывания оси под действием M_{tr} , резьбовой конец ее для закрепления в шатуне должен иметь левую резьбу (рис. 30, б). Необходимое затягивание насыпных подшипников педали достигается навинчиванием на ось конусной гайки, положение которой стопорится контргайкой и шайбой с внутренним носком, входящим в соответствующую канавку на резьбовом конце оси. От попадания в подшипник пыли и грязи конец оси закрывают колпачком — «пыльником». Вращение правой педали относительно своей оси происходит в обратном направлении, т. е. против движения часовой стрелки, и соответственно резьба для закрепления правой оси в шатуне должна быть правой.

В данном примере оси испытывают очень значительные знакопеременные нагрузки, сминающие нитки резьбового соединения. Поэтому детали с резьбой — и шатуны, и оси — изготавливают из качественной стали и подвергают термической обработке.

2. Если вращающаяся деталь во время работы изменяет направление вращения, то закрепляемая на резьбе ось должна быть застопорена (рис. 31).

На основе приведенных примеров можно сформулировать правила закрепления вращающихся деталей, при помощи резьбы:

а) если на закрепляющую соединение гайку или на деталь, соприкасающуюся непосредственно с ней, действуют силы трения, создающие крутящий момент трения в направлении отвинчивания или затягивания гайки, необходимо добавочное ее стопорение;

б) при закреплении оси на резьбе момент трения, затягивающий резьбовое соединение, является положительным фактором и обеспечивает надежность соединения, поэтому направление резьбы при подшипниках трения скольжения должно совпадать с направлением вращения подвижной детали, а при подшипниках качения (шариковых или роликовых) должно быть противоположным направлению вращения подвижной детали.

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ СТОПОРЯЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ

Стопорение должно обеспечить безотказную работу резьбового соединения, нагруженного динамическими рабочими нагрузками в течение всего ресурса машины. Поэтому при выборе рациональной

конструкции стопорящих элементов следует исходить из конструктивных, технологических, эксплуатационных и экономических условий, предъявляемых к соединению. При этом необходимо учитывать:

- степень ответственности соединения;
- конкретные условия работы и нагружения;
- возможное число разборок и сборок за время эксплуатации;
- габариты соединяемых деталей (длину и диаметр болта и др.);
- место расположения и степень доступности крепежной детали;
- стоимость стопорящих элементов.

Ответственные резьбовые соединения, от которых зависит безотказная работа узла и машины в целом, целесообразно стопорить формозапирающими элементами *!

Для стопорения менее ответственных соединений, когда частичное отвинчивание одной гайки или болта не приводит к аварии (например, в многоболтовых фланцевых соединениях), можно наряду с формозапирающими элементами применять упругие элементы с силовым замыканием на резьбу (самоконтрящиеся гайки, контргайки, клей), а также фланцевые болты и гайки с зубьями. Для стопорения соединений, в которых полное отвинчивание одной или нескольких гаек (болтов) не вызывает нарушения работы машины, можно использовать пружинные шайбы с наружными и внутренними зубьями и другие элементы.

Неответственные резьбовые соединения можно стопорить с помощью лака, краски, клея.

Тяжело нагруженные соединения, в которых возможны даже небольшие взаимные смещения соединяемых деталей ($\pm 0,4$ мм — линейные смещения, и $\pm 0^{\circ}10'$ — угловые смещения), следует стопорить только формозапирающими элементами (рис. 32). Шток 1 с приваренным к нему прямоугольным фланцем крепится к корпусу вибратора 2 с помощью резьбового хвостовика, шести шпилек и гаек 4

Исключение составляет самозатягивающиеся (за деталей) соединения, которые собираются без стопорящих элементов.

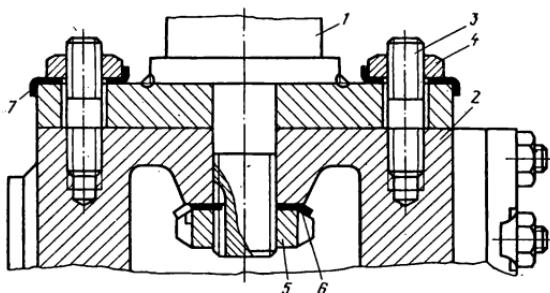


Рис. 32. Крепление штока к корпусу вибратора

с резьбой М10. При сборке узла вначале выполняют тарированную затяжку хвостовика, затем — шпилек 3.

При стопорении тяжело нагруженных соединений пружинными шайбами по ГОСТ 6402—70 часто наблюдается самоотвинчивание гайки 5, приводящее к резкому увеличению нагрузки на шпильки 3 из-за большой изгибной податливости фланца и, как правило, к обрыву шпилек от усталости по резьбовой части. Происходит также вывинчивание гаек 4 или шпилек 3 вместе с гайками. В результате машина выходит из строя. Замена пружинных шайб на формозапирающие шайбы 6 по ГОСТ 11872—80 и 7 по ГОСТ 13463—77, а также запиливание концов шпилек исключает поломки в узле крепления.

Значительно сложнее осуществить стопорение в соединениях, в которых возможны угловые взаимные смещения деталей. В таких конструкциях часто устанавливают дополнительные устройства для разгрузки болтов (шпилек) от действия крутящих моментов или сдвигающих сил.

Если взаимные смещения стянутых деталей на максимальном расчетном режиме работы машины исключены, то соединения можно стопорить различными элементами в зависимости от места приложения рабочей нагрузки и габаритов крепежных деталей.

Для стопорения соединений с короткими и длинными болтами при осевой внешней нагрузке и перекосе опорных поверхностей не более $0,5^{\circ}$ ^{*1} можно применять стопорящие элементы с силовым замыканием на резьбу (самоконтрящиеся гайки, контргайки и др.), а также совместно напряженные упругие элементы. При этом последние более эффективны для коротких болтов, так как увеличивают осевую податливость соединения. Использование формозапирающих элементов нецелесообразно из-за самоторможения в резьбе.

*1 Перекос опорной поверхности приводит к появлению усилий в плоскости стыка.

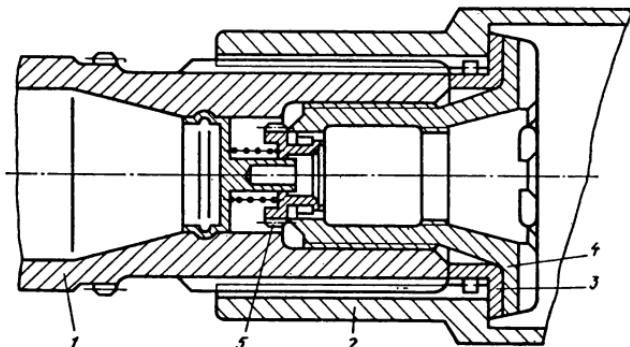


Рис. 33. Соединение валов турбокомпрессора

При большом перекосе поверхностей может оказаться целесообразным применение формозапирающих элементов.

В случае действия внешней нагрузки в плоскости стыка применение формозапирающих элементов становится часто необходимым. При потере самоторможения они должны воспринять нормальные момент отвинчивания

$$M_{\text{отв}} = N_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \beta,$$

который может увеличиваться за счет внешней скручивающей нагрузки.

Однако для стопорения коротких болтов ($l \leq 4d$), особенно при тарированной затяжке, можно применять фланцевые болты и гайки с зубьями, самоконтрящиеся гайки, контргайки, резьбовые спиральные вставки и клей, которые вызывают сцепление по опорной поверхности или в резьбе. При этом должно выполняться условие

$$M_{\text{отв}} + M_{\text{кр.внеш}} < M_{\text{отв}}^{\min}$$

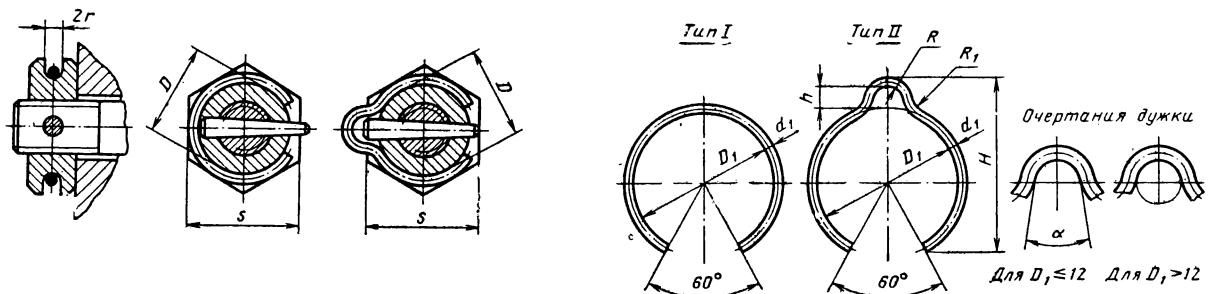
где $M_{\text{кр.внеш}}$ — крутящий отвинчивающий момент от внешней нагрузки; $M_{\text{отв}}^{\min}$ — минимальный момент отвинчивания гайки со стопорящим элементом в свободном состоянии (принимают по техническим условиям на стопорящий момент).

При выборе методов и способов стопорения следует также учитывать условия сборки и эксплуатации соединений.

Стопорение резьбовых соединений в труднодоступных для монтажа местах целесообразно выполнять с помощью недеформируемых стопорящих элементов, а также с помощью силового замыкания на резьбу.

В качестве примера на рис. 33 показано шлицевое соединение валов 1 и 2 турбокомпрессора в газотурбинном двигателе. Валы стягиваются с помощью втулки 3 и специальной гайки 4. Гайку стопорят с помощью шлицевого стопорного элемента 5, который при завинчивании гайки отжимается специальным инструментом.

ПРИЛОЖЕНИЯ



Резьба	Гайка				Пружинное кольцо							Для колец типов	
	Размер «под ключ» S		Размеры проточки		d_1	D_1	H	h	R	R_1	α°	I	II
	нормальный	уменьшенный	D										
M3	5,5	—	5,5	0,3	0,5	5	8,3	2,2	0,7	0,7	25	1×8	1×10
M4	7	—	7	0,3	0,5	6	9,2	2,2	0,7	0,7	25	1×10	1×12
M5	8	—	8	0,3	0,5	7	10,2	2,2	0,7	0,7	25	1×10	1×12
M6	10	—	9	0,3	0,5	8	11,2	2,5	1	1	25	1,5×10	1,5×12

Размеры штифтов по
ГОСТ 3129—70 и
ГОСТ 3128—70
 $d \times l$, мм

M8	— 14	12 —	11 13	0,3 0,5	0,5 0,8	10 12	13,2 15,6	2,5 3	1 1,5	1 1,5	25 20	1,5×12 2×15	1,5×15 2×18
M10	— 17	14 —	13 16	0,5 0,5	0,8 0,8	12 15	15,6 19	3 3,5	1,5 2,2	1,5 2,2	20 —	2×15 2×18	2×18 2×22
M12	— 19	17 —	16 16	0,5 0,5	0,8 0,8	15 15	19 19	3,5 3,5	2,2 2,2	2,2 2,2	— —	2×16 3×18	2×22 3×22
M14	— 22	19 —	16 20	0,5 0,5	0,8 0,8	15 19	19 23	3,5 3,5	2,2 2,2	2,2 2,2	— —	3×18 3×22	3×22 3×25
M16	— 24	22 —	20 23	0,5 0,5	0,8 1	19 22	23 27	3,5 4,5	2,2 2,5	2,2 2,5	— —	3×22 4×25	3×25 4×30
M18	— 27	24 —	23 26	0,5 0,6	1	22 25	27 30	4,5 4,5	2,5 2,5	2,5 2,5	— —	4×25 4×28	4×30 4×32
M20	— 30	27 —	26 28	0,6 0,6	1	25 27	30 33	4,5 4,5	2,5 3,5	2,5 2,5	— —	4×28 5×32	4×32 5×35
M22	— 32	30 —	28 30	0,6 0,6	1	27 29	33 35,5	4,5 4,5	3,5 3,5	2,5 2,5	— —	5×32 5×35	5×35 5×40
M24	— 36	32 —	30 33	0,6 0,6	1	29 32	35,5 35,5	4,5 4,5	3,5 3,5	2,5 2,5	— —	5×35 5×35	5×40 5×40

Продолжение табл. Iп

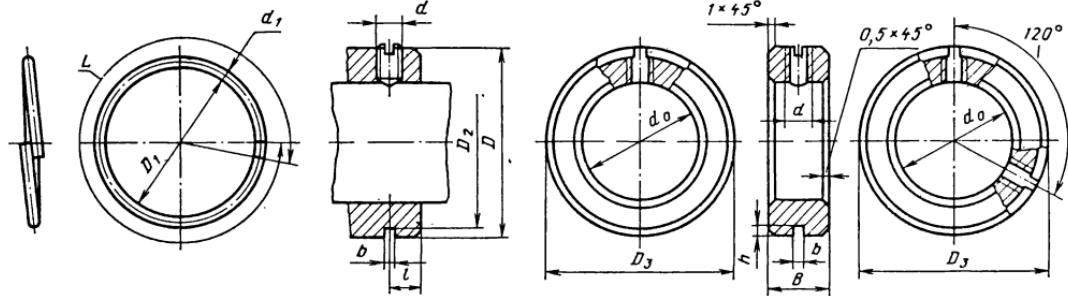
Резьба	Гайка				Пружинное кольцо						Для колец типов		
	Размер «под ключ» <i>S</i>		Размеры проточки		<i>d</i> ₁	<i>D</i> ₁	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	α°	I	II
	нормальный	уменьшенный	<i>D</i>										
Размеры штифтов по ГОСТ 3129—70 и ГОСТ 3128—70 <i>d</i> × <i>l</i> , мм													
M27	— 41	36 —	33 38	0,6 0,6	1 1	32 37	35,5 42	4,5 6	3,5 4	2,5 2,5	— —	5×35 6×40	5×40 6×45
M30	— 46	41 —	38 42	0,6 0,8	1 1,5	37 40	42 —	6 —	4 —	2,5 —	— —	6×40 6×45	6×45 —
M36	— 55	50 —	48 52	0,8 0,8	1,5 1,5	45 48	— —	— —	— —	— —	— —	6×50 6×55	— —
M42	— 65	55 —	52 62	0,8 0,8	1,5 1,5	48 58	— —	— —	— —	— —	— —	6×55 6×70	— —
M48	— 75	65 —	62 70	0,8 0,8	1,5 1,5	58 65	— —	— —	— —	— —	— —	6×70 6×70	— —

Примечание. Материал — стальная проволока по ГОСТ 9389—75 для *d*₁ = 0,5 ÷ 0,8 мм — класса I; для *d*₁ = 1 ÷ 1,5 мм класса II.

2п. ЗАМКОВЫЕ ПРУЖИННЫЕ КОЛЬЦА ПО ГОСТ 2833—77, КАНАВКИ ДЛЯ НИХ И УСТАНОВОЧНЫЕ КОЛЬЦА С ВИНТОВЫМ КРЕПЛЕНИЕМ ПО ГОСТ 2832—77

Размеры,

1



Пружинное кольцо			Конструктивные элементы канавки			Установочные кольца								
D_1	d_1	Длина L заготовки (проволоки)	Канавка			Резьбовое отверстие d	t	D_3	d_0	B	b	h	Резьбовое отверстие d	Установочный винт по ГОСТ 1476—75
			D	D_2	b									
15	0,7	52	20	16,5	1,0	$M5 - M6$	6	20	8	10	1,0	1,75	$M5$	$M5 \times 8$
16		55	21	17,5				—	—					
17		58	22	18,5				22	10					

Пружинное кольцо			Конструктивные элементы канавки			Установочные кольца												
<i>D₁</i>	<i>d₁</i>	Длина <i>L</i> заготовки (право- локи)	Канавка			Резьбовое отверстие <i>d</i>	<i>l</i>	<i>D₃</i>	<i>d₀</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	Резьбовое отверстие <i>d</i>	Установочный винт по ГОСТ 1476—75				
			<i>D</i>	<i>D₂</i>	<i>b</i>													
19	0,7	M5—M6	64	24	20,5	1,0	6	—	—	10	1,0	2,0	M5	M5×8				
20.			68	25	21,5			25	12	12								
21			71	26	22,5			—	—									
22			75	28	24			28	14									
24			81	30	26			30	15—16									
26			88	32	28			—	—									
28			93	34	30			34	18									
30			100	36	32			36	20									

32	0,7	106	38	34	1,0	M5—M6	8	38	22	12	1,0	2,0	M6	M6×10
	10	110	40	35	1,2	M8	10	42	25	14	1,2	2,5	M8	M8×12
34		115	42	37				45	28					
38		126	45	40				48	30					
40		134	48	43				52	32					
		140	50	45										
42		145	52	47										
45		154	55	49				55	36					
50	1,2	168	60	54	1,6	M10	12	60	40	18	1,6	3,0	M10	M10×16
		180	63	57				—	—					
55		184	65	59				70	45					
60		200	70	64				75	50					
65		215	75	69				80	55					
70		230	80	74										

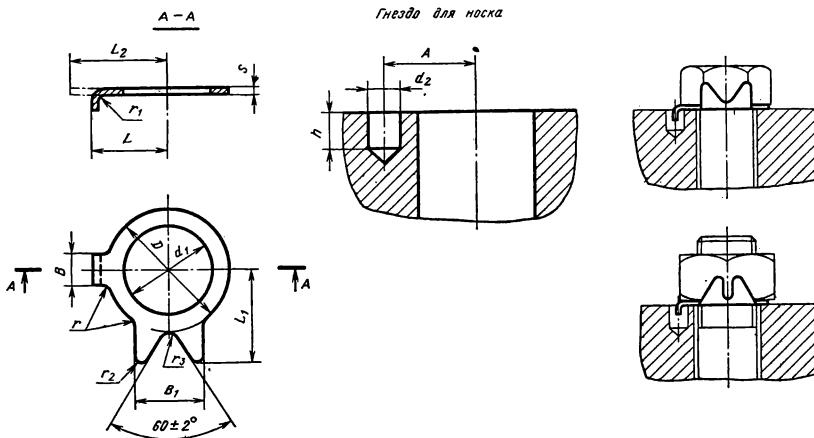
Пружинное кольцо			Конструктивные элементы канавки				Установочные кольца								
D_1	d_1	Длина L заготовки (провод-локи)	Канавка			Резьбовое отверстие d	t	D_3	d_0	B	b	h	Резьбовое отверстие d	Установочный винт по ГОСТ 1476—75	
			D	D_2	b										
75	1,2	248	85	79	1,6	M10	15	85	60	20	1,6	3,0	M10	M10×16	
80		263	90	84				90—95	65—70						
85		278	95	89				—	—	22	—	—		M12×20	
90		294	100	94				—	—						
95	1,8	310	105	98	2,0	M12—M16	20	105	75	2,0	3,5	M12	M12×16	M12×20	
100		325	110	103				110	80—85						
		356	120	113				120	90						
110		368	125	118				125	95	30	2,0	3,5	M12		
120		388	130	123				130	105						

130	1,8	418	140	133	2,0	M12—M16	20	—	—	30	2,0	3,5	M12	M12×20
140		450	150	143			25	150	110					M12×25
150		481	160	153			160	120	—					
160		514	170	163			170	125—130	—					
							180	140	—					M12×30
							200	150	—					
							210	160	—					
							220	170	—					
							240	190	—					
							250	200	—					

П р и м е ч а н и е. Установочные кольца и другие цилиндрические детали с наружным диаметром 170 мм и более в целях предохранения винтов от вывинчивания вместо установки замковых пружинных колец должны обвязываться проволокой (см. табл. 4 гл. 5). Узел проволоки закладывают в специально просверленное отверстие диаметром, равным трем диаметрам проволоки, и глубиной не менее половины толщины кольца (втулки)

3п. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ С НОСКОМ ПО ГОСТ 13465-77

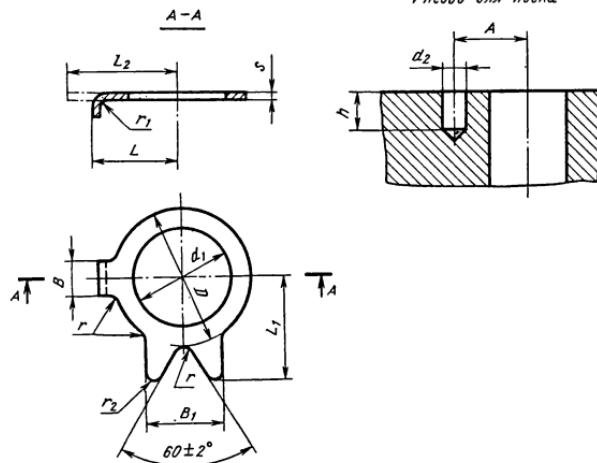
Размеры, мм



Номинальный диаметр резьбы болта или гайки d	d_1	D	B	B_1	L	L_1	L_2	A	d_2	h
3	3,2	5,5	2,4	4,0	4,5	5,0	7,5	0,5	4,3	3
4	4,3	7,0		5,0	5,5	6,0	8,5		5,3	
5	5,3	8,0		6,0	7,0	7,5	10,0	1,0	6,8	5

6	6,4	10,0	3,4	7,5	7,5	9,0	11,5	0,8	0,5	1,0	0,8	7,3	4	6
8	8,4	14,0		9,0	8,5	11,0	12,5				1,2	8,1		
10	10,5	17,0		10,0	10,0	13,0	14,0			1,0		9,6		
12	13,0	19,0		12,0		15,0	16,0				1,6	11,5	5	
(14)	15,0	22,0			12,0	17,0				1,2				
16	17,0	24,0	5,4	15,0	15,0	20,0	20,0				1,6	14,5	6	
(18)	19,0	27,0	6,0	16,0	18,0	22,0	24,0				2,0	17,5	7	8
20	21,0	30,0				24,0								
(22)	23,0	32,0	7,0	20,0	20,0	25,0					3,0	19,5		
24	25,0	36,0				28,0	26,0				2,0		8	
(27)	28,0	41,0	8,0	24,0	22,0	30,0	28,0				3,0	21,2	9	
30	31,0	46,0		26,0	25,0	32,0	32,0				4,0	24,2		10
36	37,0	55,0	11,0	30,0	30,0	38,0	38,0				5,0	29,2		12
42	43,0	65,0		36,0	36,0	42,0	44,0				6,0	35,2		
48	50,0	75,0	13,0	40,0	40,0	50,0	50,0					39,2	14	12

**4п. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ С НОСКОМ,
УМЕНЬШЕННЫЕ ПО ГОСТ 13466-77**
Размеры, мм

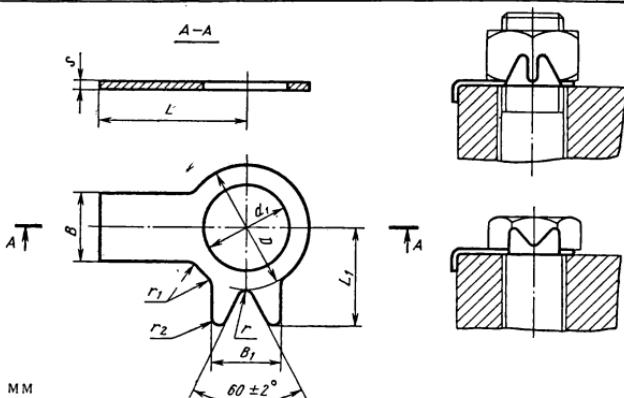
Гнездо для носка

Номинальный диаметр резьбы болта или гайки d	d_1	D	B	B_1	L	L_1	L_2	s	r	r_1	r_2	A	d_2	h
6	6	10	3,4	7,5	7,5	9	11,5	0,8	0,5	1,0	0,8	7,3	4	
8	8	12		9,0	8,5	11	12,5					8,1		
10	10	14		10,0	10,0	13	14,0		1,0			9,6		6
12	12	17	4,4	11,0		15			1,0			0,8		5
(14)	14	19		12,0		17	16,0					11,5		
16	16	22	5,4	13,0	15,0	18	20,0			1,2		14,5	6	
(18)	18	24	6	14,0		20			1,2			3,0		8
20	20	27		16,0	18,0	22	24,0					17,5		
(22)	22	30		18,0		24			1,6			1,6		7
24	24	32	7,0	19,0	20,0	25	26,0					19,5	8	

Примечания: 1. Размеры, заключенные в скобки, применять не рекомендуется.

2. Допускается по соглашению между изготовителем и потребителем изготавливать шайбы с другими толщинами.

5п. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ С ЛАПКОЙ ПО ГОСТ 13463-77

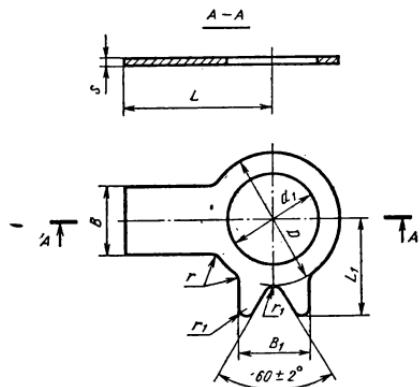


Размеры, мм

d^*	d_1	D	B	B_1	L	L_1	s			r_2
3	3,2	5,5	3	4,0	12	5,0				0,2
4	4,3	7,0	4	5,0	14	6,0	0,5		0,5	0,5
5	5,3	8,0	5	6,0	16	7,5				
6	6,4	10,0	6	7,5	18	9,0	0,8			0,8
8	8,4	14,0	8	9,0	20	11,0				
10	10,0	17,0	10	10,0	22	13,0				
12	13,0	19,0					15,0			
(14)	15,0	22,0	12	12,0	28		17,0	1,0		
16	17,0	24,0	15	15,0	32	20,0			2,0	1,6
(18)	19,0	27,0					22,0			
20	21,0	30,0	18	18,0	36		24,0			2,0
(22)	23,0	32,0					25,0			2,5
24	25,0	36,0	20	20,0	42		28,0			2,0
(27)	28,0	41,0	24	24,0	48	30,0		1,6		3,0
30	31,0	46,0	26	26,0	52	32,0				4,0
36	37,0	55,0	30	30,0	60	38,0				5,0
42	43,0	65,0	36	36,0	70	42,0				
48	50,0	75,0	40	40,0	80	50,0		2,0	4,0	8,0

* d — диаметр резьбы болта (гайки).

**6п. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ С ЛАПКОЙ
УМЕНЬШЕННЫЕ ПО ГОСТ 13464—77**
Размеры, мм



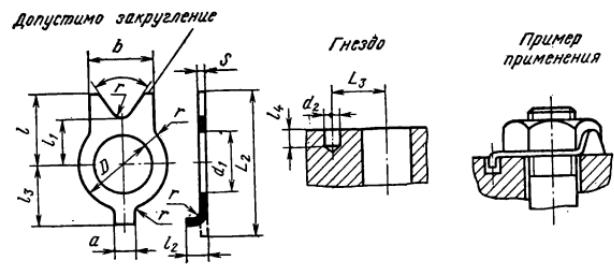
Номинальный диаметр резьбы болта или гайки	d_1	D	B	B_1	L	L_1			
6	6	10	6	7,5	12	9	0,8	0,8	0,5
8	8	12	7	9,0	14	11			
10	10	14	8	10,0	18	13			
12	12	17	10	11,0	20	15			
(14)	14	19	11	12,0	24	17			
16	16	22	12	13,0	26	18			
{18}	18	24	14	14,0	30	20			
20	20	27	16	16,0	32	22			
(22)	22	30	18	18,0	34	24			
24	24	32	19	19,0	38	25			

Примечания: 1. Размеры, заключенные в скобки, применять рекомендуется. 2. Допускается по соглашению между изготовителем потребителем изготавливать шайбы других толщин.

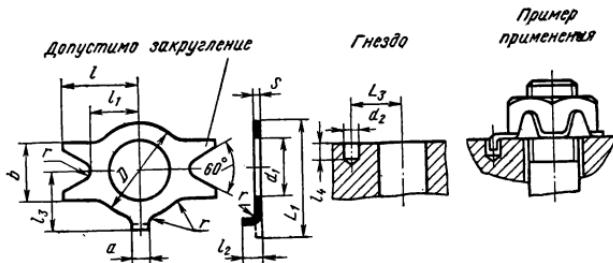
7п. ШАЙБЫ КОНТРОВОЧНЫЕ ОДНОСТОРОННИЕ И ДВУСТОРОННИЕ С УПОРОМ В ГНЕЗДО

Размеры, мм

Односторонние



Двусторонние



Под резьбу	d_1	D	a	b	L_1	L_2	l	l_1	l_2	l_3	r	s	d_2	l_4	L_3
M4	4,1	7		5	11,7	14,2	6	3,5		6		0,5	0,5		5,8
M5	5,1	8,5		6	13,7	16,5	7,3	4,1	3	7				5	6,8
M6	6,1	10	3,4	7,5	15,7	19,7	9	5		8		0,6		4	7,6
M8	8,1	13		9	18,2	22,7	11	6,5	4	9	0,8		1	6	8,6

Продолжение табл. 7п

180

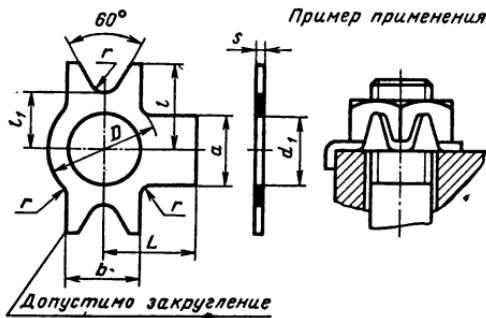
Приложение

Под резьбу	<i>d</i> ₁	<i>D</i>		<i>b</i>	<i>L</i> ₁	<i>L</i> ₂	<i>t</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>r</i>	<i>s</i>	<i>d</i> ₂	<i>l</i> ₄	<i>L</i> ₃
M10	10,1	15		10	21,1	26,8	13	7,5		11	1	1			10,6
M12	12,1	18	4,4	11	25,6	31,6	15	9	4	14			5	6	13,6
M14	14,1	20		13	27,5	34,5	17	10		15					14,8
M16	16,1	23		13	30,8	37,3	18	11,5		16	1,2				16,5
M18	18,1	25	5,4	15	32,8	41,3	21	12,5	5	17			6	7	16,5
M20	20,1	28		16	35,1	43,1	22	14		18		1,2			17,5
M22	22,1	31		18	38,8	47,4	24	15,5	5,6	20	1,5		6,5	7,5	18,4
M24	24,1	34	5,8	19	41,4	51,4	27	17		21					20,4

П р и м е ч а н и е. Материал — сталь марок 20 и 12Х18Н10Т. Шайбы из стали марки 12Х18Н10Т термически обработать для снятия нагартовки. Покрытие для шайб из стали марки 20 — цинкование. Виды покрытия — по указанию конструктора. Сталь марки 20 разрешается заменять сталью марки 10кп.

8п. ШАЙБЫ КОНТРОВОЧНЫЕ ДВУСТОРОННИЕ

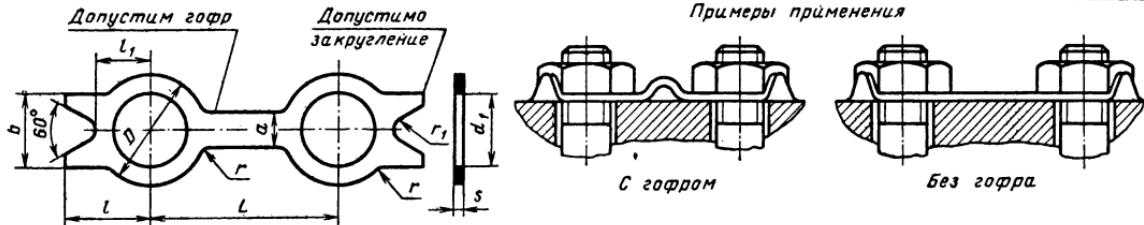
Размеры, мм



Под резьбу диаметром	d_1	D		b	L	t	t_1		
M4	4,1	7	4	5	8	6	3,5	0,5	0,5
M5	5,1	8,5		6	9	7,3	4,1		
M6	6,1	10	6	7,5	11	9	5	0,8	0,8
M8	8,1	13	7	9	15	11	6,5		
M10	10,1	15	8	10	18	13	7,5	1	1
M12	12,1	18	10	11	20	15	9		
M14	14,1	20	11	12	24	17	10		
M16	16,1	23	12	13	27	18	11,5	1,2	
M18	18,1	25	14	15	30	21	12,5		
M20	20,1	28	17	16	32	22	14		
M22	22,1	31	18	18	35	24	15,5	1,5	
M24	24,1	34	20	19	38	27	17		1,2

Примечание. См. примечание к табл. 7п.

9п. ШАЙБЫ КОНТРОВОЧНЫЕ ДВОЙНЫЕ С ПРОДОЛЬНЫМИ ЛЕПЕСТКАМИ
Размеры, мм

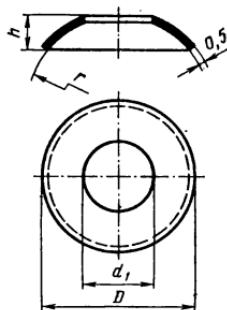


Под резьбу	d_1	D	a	b	L	t	l_1	r	r_1	s
M3	3,3	6			10	5,5	3			
M4	4,3	7	4	5	20	6	3,5	0,5	8	0,5
M5	5,4	8,5		6		7,3	4,1			
M6	6,5	10	5	7,5	25	9	5			
M8	8,5	13		9		11	8,5	0,8	10	0,8
M10	10,5	15	6	10	30	13	7,5	1,0	12	1,0
M12	12,5	18		11		15	9			
M14	14,5	20		12		17	10			
M16	16,5	23	7	13	40	19	11,5	1,2		
M18	18,5	25		15		21	12,5			
M20	20,5	28	8	16	45	22	14			
M22	22,5	31		18		24	15,5	1,5		
M24	24,5	34	10	19	50	27	17		13	1,2

Примечание. См. примечание к табл. 7п.

10п. ШАЙБЫ УПРУГИЕ КОНТРОВОЧНЫЕ

Размеры в м



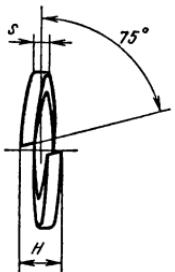
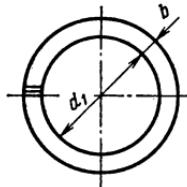
Основные размеры	Номинальный диаметр резьбы			
	4	5	6	8
d_1	4,1	5,1	6,2	8,2
D	9	11	12	14
h *	1,2	1,3	1,6	1,5
	15	17	18,5	27

* Размер h после пятикратного обжатия до полного расправления должен быть в пределах допуска.

Примечание. Материал — лента из стали марки 50ХФА. Термически обработать до $HRC\ 46—50$. Покрытие — оксидирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

11п. ШАЙБЫ ПРУЖИННЫЕ ПО ГОСТ 6402—70

Размеры, мм



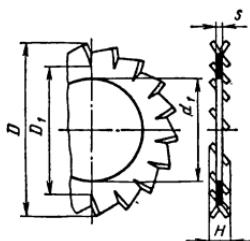
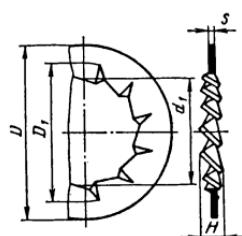
Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d_1	Шайбы						Номинальный диаметр резьбы болта, винта, шпильки	d_1	Шайбы							
		Легкие (Л)		Нормальные (Н)		Тяжелые (Т)				Легкие (Л)		Нормальные (Н)		Тяжелые (Т)			
		b	$s = b$	b	$s = b$	b	$s = b$			b	$s = b$	b	$s = b$	b	$s = b$		
2	2,1	—	—	0,5	0,6	—	—	16	16,3	3,2	4,5	4,0	4,5	5,0	5,0		
2,5	2,6	—	—	0,6	0,8	—	—	18	18,3	3,5	5,0	4,5	5,0	5,5	5,5		
3	3,1	0,6	1,0	0,8	1,0	—	—	20	20,5	4,0	5,5	5,0	5,5	6,0	6,0		
4	4,1	1,0	1,4	1,2	1,4	—	—	22	22,5	4,5	6,0	5,5	6,0	7,0	7,0		
5	5,1	1,2	1,6	1,4	1,6	—	—	24	24,5	5,0	7,0	6,0	7,0	8,0	8,0		
6	6,1	1,4	2,0	1,6	2,0	—	—	27	27,5	5,5	8,0	7,0	8,0	9,0	9,0		
8	8,1	1,6	2,5	2,0	2,5	—	—	30	30,5	6,0	9,0	8,0	9,0	10	10		
10	10,1	2,0	3,0	2,5	3,0	3,5	—	36	36,5	—	—	9,0	10,0	12	12		
12	12,1	2,5	3,5	3,0	3,5	4,0	—	42	42,5	—	—	10,0	12	—	—		
14	14,2	3,0	4,0	3,5	4,0	4,5	—	48	48,5	—	—	12,0	—	—	—		

12д. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ

Гл. ШАНДЕ

С внутренними зубьями по ГОСТ 10462—81.

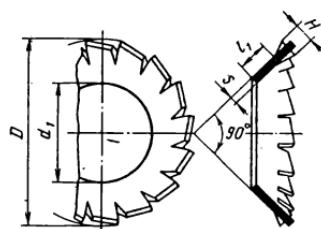
С наружными зубьями по ГОСТ 10463—81



Диаметр болта <i>d</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	Шайбы по ГОСТ 10462—81				Шайбы по ГОСТ 10463—81				
			<i>D</i> ₁		<i>H</i>	Число зубьев	<i>D</i>	<i>D</i> ₁		<i>H</i>	Число зубьев
2	2,2	5,3	4,2	0,2	0,6	6	5,0	3,0	0,2	0,6	6
2,5	2,7	6,3	4,9				6,0	4,0	0,3	0,9	
3	3,2	7	5,0	0,3	0,9	7	7,0	4,5			8
4	4,2	9	6,5	0,4	1,2		9,0	6,2	0,4	1,2	9
5	5,2	10	7,5				10	7,2			10
6	6,3	12	9,0	0,7	1,75	8	12	9,2	0,7	2,1	12
8	8,4	14	11,0	0,8	2,0	10	14	11,2	0,8	2,4	16
10	10,5	17	13,5	1,0	2,5	11	17	14,0	1,0	2,5	
12	12,5	19	15,4	1,2	2,75		19	16,0	1,2	3,0	18
14	14,5	22	18,0	1,4			22	18,6			
16	16,5	24	20,0		3,2	12	24	20,6	1,4	3,2	20
18	18,5	27	22,5			14	27	23,6			
20	21	30	24,8	1,7			30	26,3	1,7	3,9	22
22	23	32	28,0		3,75	16	32				
24	25	36	32,0				36	29,4			

13п. ШАЙБЫ СТОПОРНЫЕ С ЗУБЬЯМИ ПОД ВИНТЫ С ПОТАЙНОЙ И ПОЛУПОТАЙНОЙ ГОЛОВКАМИ ПО ГОСТ 10464—81

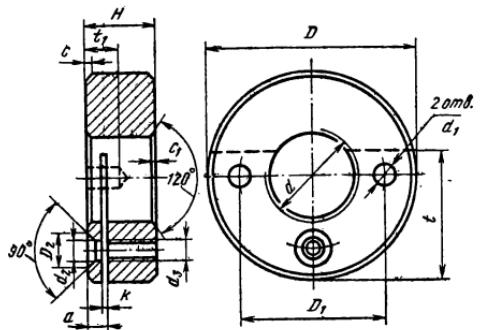
Размеры, мм



Диаметр винда, d	d_1	D	S	r_1 не менее	Число зубьев
3	3,2	6,1	0,2	0,7	12
4	4,2	7,8	0,3	0,8	13
5	5,2	9,8	0,4	0,9	
6	6,3	11,8		1,1	14
8	8,4	15,6	0,7	1,8	15
10	10,5	19,2		2,4	
12	12,5	22,6	0,8	2,8	20

Примечание. $H = 3s$.

14п. РЕКОМЕНДУЕМЫЕ РАЗМЕРЫ (ММ) РАЗРЕЗНЫХ ГАЕК, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ПРИБОРОСТРОЕНИИ



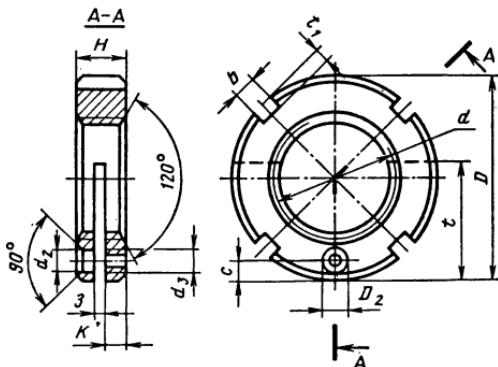
Резьба d	D	H	D_1	d_1	D_2	d_2	d_3	k	t	t_1					Винт по ГОСТ 17475—80 или ГОСТ 17474—80	
															4	
M2×0,4	6	2,5	4	1	2	1,3	M1,2	0,9	0,5	4	—	0,3	0,3			M1,2×2
M2,5×0,45	7	2,5	4,5	1	2	1,3	M1,2	0,9	0,5	4	—	0,3	0,2			M1,2×2
M3×0,5	8	3	5,5	1	2	1,3	M1,2	0,9	0,5	4,5	1,5	0,5	0,5			M1,2×2,5
M4×0,7	9	4	6,5	1,5	2	1,3	M1,2	1,1	0,5	6	2,5	0,5	0,5			M1,2×3
M5×0,8	10	4,5	7,5	1,5	2,5	1,5	M1,4	1,1	0,5	7	3	0,5	0,5			M1,4×4

Продолжение табл. 14

Резьба d	D	H	D_1	d_1	D_2	d_2	d_3	k	a	t	t_1			Винт по ГОСТ 17475-80 или ГОСТ 17474-80
M6×1,0	12	5	9	1,5	3	1,5	M1,4	1,2	0,8	8	3	0,8	0,5	M1,4×4
M8×1,25	16	6	12	1,5	3	1,5	M1,4	1,2	0,8	10	3	0,8	0,5	M1,4×5
M10×1,5	18	7	14	2	4	2,2	M2	1,5	0,8	12	3,5	1	0,8	M2 × 5
M12×1,5	20	7	16	2	4	2,2	M2	1,5	0,8	14	3,5	1	0,8	M2 × 5
M14×1,5	26	7	20	3	6	3,2	M3	2	1	18	4	1	0,8	M3 × 6
M16×1,5	30	8	23	3	6,7	3,2	M3	2	1	20	4	1,2	0,8	M3 × 6
M18×1,5	32	8	25	3,5	7	4,2	M4	2,5	1	22	4	1,2	0,8	M4 × 6
M20×1,5	35	8	27	3,5	7	4,2	M4	2,5	1	25	4	1,2	0,8	M4 × 6
M22×1,5	38	10	30	4	8	5,2	M5	3	1	28	5	1,2	0,8	M5 × 8
M24×1,5	42	10	33	4	9	5,2	M5	3	1	30	5	1,2	0,8	M5 × 8
M27×1,5	45	10	36	4	9	5,2	M5	3	1	30	5	1,2	0,8	M5 × 8
M30×1,5	48	10	39	4,5	9	5,2	M5	3	1,5	35	6	1,2	0,8	M5 × 8
M33×1,5	53	10	43	4,5	10	5,2	M5	3	1,5	38	6	1,5	0,8	M5 × 8
M36×1,5	58	10	47	4,5	11	6,5	M6	4	1,5	40	6	1,5	0,8	M6 × 8
M39×1,5	60	10	49,5	4,5	11	6,5	M6	4	1,5	45	6	1,5	0,8	M6 × 8
M42×1,5	65	10	53	5,5	11	6,5	M6	4	1,5	45	7	1,5	0,8	M6 × 10
M48×1,5	70	12	62	5,5	12	6,5	M6	4	1,5	50	7	2	0,8	M6 × 10

15п. РАЗРЕЗНЫЕ ГАЙКИ

Размеры, мм

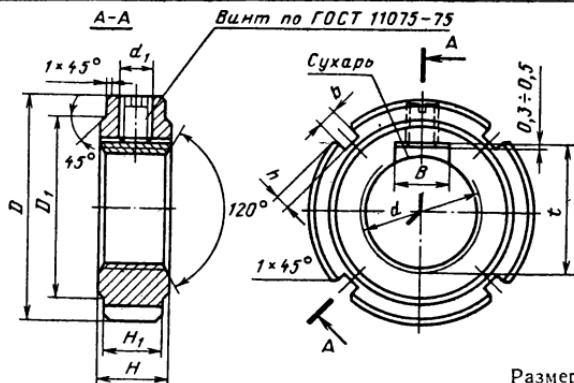


Резьба	D	H	k	c	t	d_3	d_2	D_2	b	t_1	Винт по ГОСТ 17475—80 или ГОСТ 17474—80
M12×1,25	28	10	4	4	17						M3×8
M14×1,5	32				19	M3	3,2	6			
M16×1,5	34				21	M4	4,3	8	5	3	M4×10
M18×1,5	40				24						
M20×1,5	42	12	5	5,5	25	M5	5,5	10			M5×M10
M22×1,5	45				26						
M24×1,5	48				27						

Продолжение табл. 15п

Резьба	<i>D</i>	<i>H</i>	<i>k</i>	<i>c</i>	<i>t</i>	<i>d</i> ₃	<i>d</i> ₂	<i>D</i> ₂	<i>b</i>	<i>t</i> ₁	Винт по ГОСТ 17475—80 или ГОСТ 17474—80
M30×1,5	50					28					
M30×1,5	52					30					
M33×1,5	55			5,5		32					M5×10
M36×1,5	58	12	5			34					
M39×1,5	62					36					
M42×1,5	65					38					
M45×1,5	68					39					
M48×1,5	72					40					
M52×1,5	78			6,5	44					8	M6×10
M56×1,5	85					49					
M60×1,5	90					50					
M64×1,5	95		7			52					M6×12
M68×1,5	100	15	7			55					
M72×1,5	105					58					
M76×1,5	110					60					M8×12
M80×1,5	115			8,5	63						
M85×1,5	120					66					
M90×1,5	130	18	9	9	72						M8×16
M95×1,5	135					73					
M100×1,5	140			10	79						

16 п. ГАЙКИ УСТАНОВОЧНЫЕ СО ШПОНКОЙ



Размеры, мм

Резьба	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>d</i> ₁	<i>H</i>	<i>H</i> ₁	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>B</i>	<i>t</i>	Число пазов *	Винт по ГОСТ 11075—75
M14×1,5	32	25	M8	12	10,5	5	3	10	13,5	<i>n</i> = 3 ÷ 6	M8×8
M16×1,5	34	27							17		
M18×1,5	36	29							18,5		
M20×1,5	40	33							20,5		M10×10
M22×1,5									22,5		
M24×1,5	42	35	M10	16	14	14			25		
M27×1,5	52	45							28,5		
M30×1,5	55	47							31,5		

Продолжение табл. 16 п

Резьба	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>d₁</i>	<i>H</i>	<i>H₁</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	<i>B</i>	<i>t</i>	Число пазов *	Винт по ГОСТ 11075-75
M33×1,5	58	49	M10	16	14	6	4	14	34,8	<i>n</i> = 3 ÷ 6	M10×10
M36×1,5	62	53							38		
M39×1,5	68	59							41		
M42×1,5	70	61							44,1		
M45×1,5	72								47,1		
M48×1,5	78	67							50,1		
M52×1,5	80	69							54,2		
M56×2	90	79	M12	20	18	10	6	14	59	<i>n</i> = 4 ÷ 8	M12×12
M60×2	95	84							63		
M64×2	100	87							67,2		
M68×2	102	89							71,3		
M72×2	105	91							77,3		
M76×2	110	97							81,3		
M80×2	115	102							83,4		
M85×2	120	107							88,4		
M90×2	130	115							93,4		
M95×2	140	125	M16	23	21	12	7	18	99,1	<i>n</i> = 4 ÷ 8	M16×15
M100×2	145	130							104,2		
M105×2	155	140							109,2		
M110×2									114,2		

7 Зак. 885

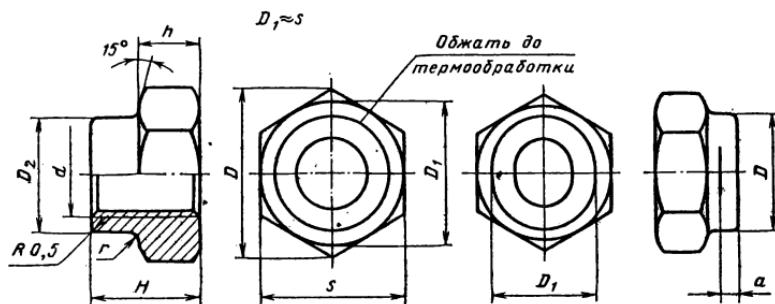
M115×2	160	145	M16	23	21	12			119,3 124,3	<i>n</i> = 4 ÷ 8	M16×15
M120×2	165	150							130,3		
M125×2	170	155							135,5		
M130×2	180	165							140,5		
M135×2	185	170							145,5		
M140×2	190	175							150,5		M16×18
M145×2	200	185		25	23	14	7	18	155,5		
M150×2									160		
M155×2	205	190							165		
M160×3	210	195							172		
M165×3	230	213							177		
M170×3	240	223							182		
M175×3				28	26				187		M16×22
M180×3	245	228							192		
M185×3	255	238					16	8	197		
M190×3									202		M18×25
M195×3	260	243							207		
M200×3	270	253									

* Число пазов назначается конструктивно.

П р и м е ч а н и я: 1. Посадка шпонки в шпоночном пазу для совместной обработки (расточки отверстия под резьбу и нарезки резьбы) — $H8/x8$. После совместной обработки посадка ослабляется подшлифовкой торцов шпонки до $H9/h8$.
 2. Опорная плоскость шпонки подшлифовывается для образования зазора.

**17п. ГАЙКИ САМОКОНТРЯЩИЕСЯ
ШЕСТИГРАННЫЕ ВЫСОКИЕ И НИЗКИЕ**

Размеры,

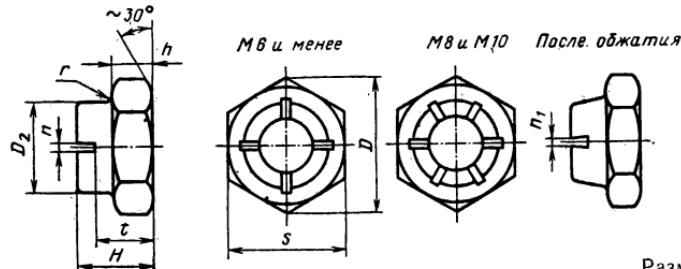


Резьбовая длина <i>d</i>	<i>S</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₂	<i>H</i>	<i>h</i>		<i>D</i> ₁	<i>a</i>
M3	5,5	6,3	4	4,5	2,5	0,8	3,5	1,5
M4	7	8,1	5,4	5	2,5	0,8	4,9	1,5
M5	8	9,2	6,4	6	3	1	5,8	1,8
M6	10	11,5	7,4	7(6)	4(3)	1	6,8	2,0
M8	12	13,8	9,5	9(7,5)	5(3,5)	1,5	8,8	2,5
M10	14	16,2	12	11(8,5)	6,5(4)	1,5	11,3	3,0

Примечание. Материал — сталь марки 30ХГСА. Размер „под ключ“ *S* — по ГОСТ 6424—73. Резьба — по ГОСТ 9150—81, степень точности 2. Термообработка; $\sigma_b = 1100$ МПа. Покрытие — цинкование. Другие виды покрытий — по указанию конструктора.

18п. ГАЙКИ САМОКОНТРЯЩИЕСЯ ШЕСТИГРАННЫЕ ВЫСОКИЕ ЛЕПЕСТКОВЫЕ

7*



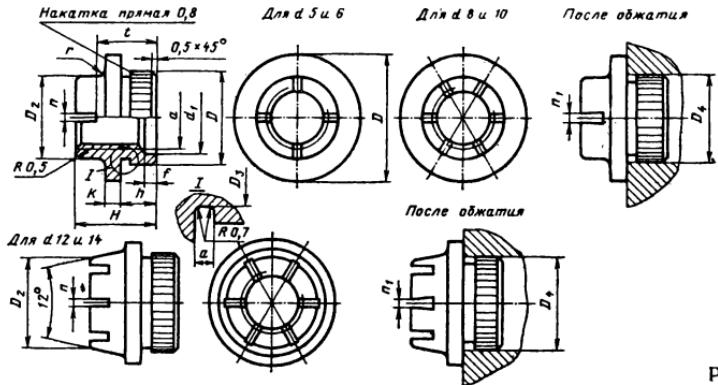
Размеры, мм

Размеры в мм

Резьба	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12×1,5	M14×1,5	M16×1,5	M18×1,5	M20×1,5	M22×1,5	M24×1,5
<i>S</i>	5,5	7	8	10	12	14	17	19	24	27	30	32	36
<i>D</i>	6,3	8,1	9,2	11,5	13,8	16,2	19,6	21,9	27,7	31,2	34,6	36,9	41,6
<i>D</i> ₂	4,2	5,2	6,2	7,2	9,6	11,8	13,8	15,8	17,8	19,8	21,8	23,8	25,8
<i>H</i>	5,5	6,5	7,0	8,5	10	12,5	14,5	16,5	18,5	21,0	23,0	25	27
<i>h</i>	2,5	3	3,5	4	5	6,5	8	8,5	10	11,5	12	13	13,5
<i>t</i>	3	3,5	4	5	6	8	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5
<i>n</i>	0,6	0,8	1	1,2			1,6			2		2,5	
<i>n</i> ₁	0,2	0,3	0,5	0,6			0,8			1,3		1,8	
	1		2				3			4		5	

Приложение. Материал — сталь 30ХГСА; резьба — по ГОСТ 9150—81; степень точности 2 для резьбы крупным шагом и 2а — с мелким шагом. Термообработка: $\sigma_b = 1100$ МПа.

19п. ГАЙКИ САМОКОНТРЯЩИЕСЯ ДЛЯ ЗАПРЕССОВКИ

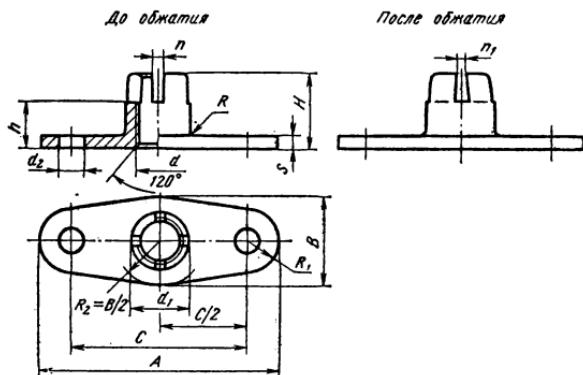


Размеры, мм

Резьба	d_1	D	D_1		D_2	D_3	a	H	h	f	t	k	D_4^*			
			до накатки	после накатки												
M5	5,5	11,5	8	8,3	6,2	7,5	0,7	1	9	4	2,0	0,8	0,3	6	1,5	7,8
M6	6,5	14	9	9,3	7,2	8,5	0,7	2	11	5	2,5	1	0,5	7,5	1,5	8,8
M8	8,5	17	11	11,3	9,6	10,5	0,7	2	13	6	3,0	1,2	0,6	9	2	10,7
M10	10,5	20	14	14,3	11,8	13,5	1	3	14,5	6,5	3,0	1,2	0,6	10	2,5	13,6
M12×1,5	12,5	23	16	16,3	13,8	15,5	1	3	16,5	7,5	3,0	1,5	0,8	11,5	3	15,6
M14×1,5	14,5	26	19	19,3	15,8	18,5	1	3	18	8	3,5	1,5	0,8	12,5	3,5	18,6

* D_4 — диаметр отверстия для запрессовки.

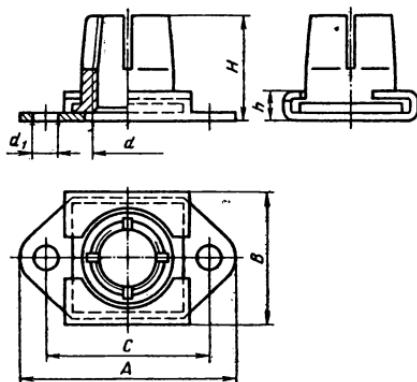
20п. ГАЙКИ САМОКОНТРЯЩИЕСЯ ДВУХУШКОВЫЕ
Размеры, мм



Резьба	d_1	d_2	H	h	n	n_1	R	R_1	s	A	B	C	Число прорезей
M3	4,2	2,8	5,5	3	0,6	0,2	1,2	3	0,8	18	7	12	4
M4	5,2	2,8	7	4	0,6	0,2	2	3,5	1,1	23	8	16	4
M5	6,2	2,8	8	4,5	0,8	0,3	2	3,5	1,1	23	8	16	4
M6	7,2	2,8	9	5	1	0,5	2	3,5	1,2	25	10	18	4
M8	9,6	3,2	11	6,5	1,2	0,6	3	4	1,6	30	13	22	4
M10	11,8	3,2	13	8	1,2	0,6	3,5	4,5	2	35	16	26	6

21п. ГАЙКИ САМОКОНТРЯЩИЕСЯ ПЛАВАЮЩИЕ

Размеры, мм

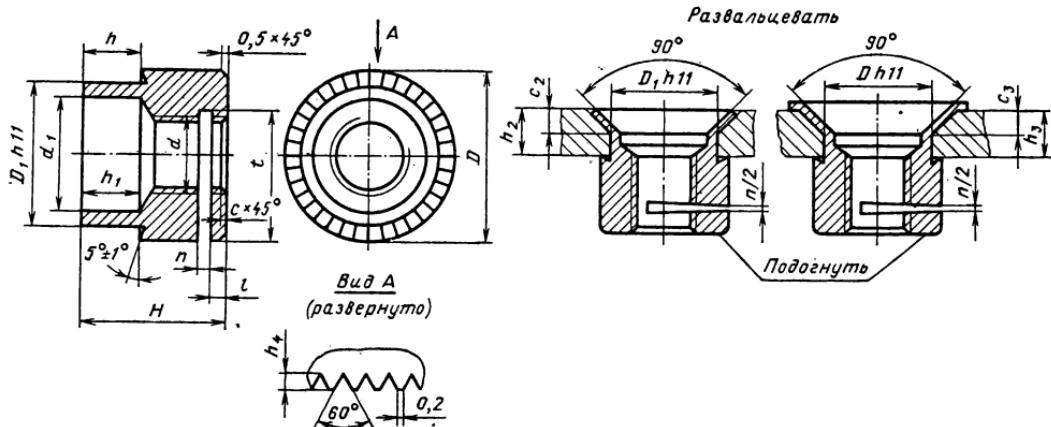


Резьба d	H	A	B	h	d_1	C
M4	8	23	13	5	2,8	16
M5	9	23	13	5	2,8	16
M6	10	25	15	5	2,8	18
M8	12	30	18	5,5	3,2	22
M10	14,5	35	22	7,5	3,2	26

Примечание. Основные размеры гайки см. табл. 12п.

22п. ВТУЛКИ РЕЗЬБОВЫЕ САМКОНТРЯЩИЕСЯ И РАЗМЕРЫ ОТВЕРСТИЙ ПОД РАЗВАЛЬЦОВКУ

Размеры, мм



Резьба	D	D_1	d_1	H	h	h_1	t	l	Насечка		c_2	c_3	Рекомендуемые толщины плат для развалцовки		
									h_4	Число зубьев			впоптай h_2	с буртиком h_3	
M2	4,5	3,2	2,5	4 4,2 4,5	1 1,2 1,5	2	0,4	3,5	0,9	0,2	0,3—0,5	21—32	0,2 0,3	0,6 0,8	0,5 1,0 1,2 1,5 0,5 0,8

Продолжение табл. 22п

200

Приложение

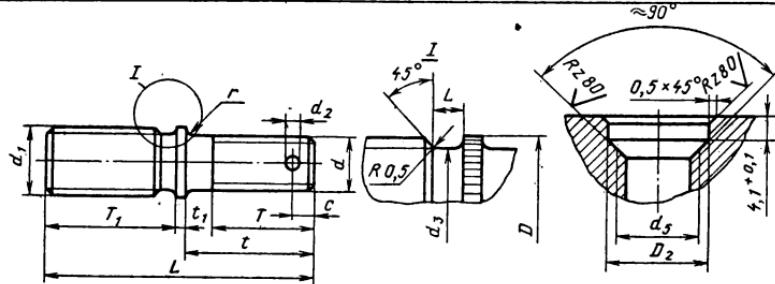
Резьба	<i>D</i>	<i>D₁</i>	<i>d₁</i>	<i>H</i>	<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>t</i>	<i>l</i>	Насечка		<i>c₂</i>	<i>c₃</i>	Рекомендуемые толщины плат для развалцовки		
									<i>h₄</i>	Число зубьев			<i>h₂</i>	<i>h₃</i>	
M2	4,5	3,2	2,5	5	2	2	0,4	3,5	0,2	21—32	0,5	1,0	2,0	1,2	
M2,5	5	3,8	3	4,5 4,7 5 5,5 6	1 1,2 1,5 2 2,5	/	0,5	4	0,9	0,3—0,5	— 0,2 0,3 0,5 —	0,5 0,6 0,8 1,0 1,2	1,0 1,2 1,5 2,0 2,5	— 0,5 0,8 1,0 1,2	
M3	6	4,5	3,5	5,2 5,5 6 6,5 7	1,2 1,5 2 2,5 3	2,5	0,6	4,8	0,9	0,4—0,6	29—31	0,3 0,5 — 0,8	0,6 1,0 1,2 1,5 1,8	1,2 2,0 2,5 3,0 2,0	0,5 0,8 1,2 1,5 0,8
M4	8	5,5	4,5	7 7,5 8 8,5	1,5 2 2,5 3	3	0,8	6,2	1,0	0,4—0,7	23—35	0,3 0,5 — 0,8	0,8 1,0 1,2 1,5	1,5 2,0 2,5 3,0	0,8 1,2 1,5 2,0

M4	8	5,5	4,5	9 9,5	3,5 4	4		6,2		0,5	0,4—0,7	23—35	— 1,0	1,8 2,0	3,5 4,0	2,5— 3,0
M5	9	6,5	5,5	8 8,5 9 9,5 10	2 2,5 3 3,5 4		0,8	7,2	1,0	0,5	0,5—0,8	23—32	0,5 0,8 — 1,0	1,2 1,5 1,8 2,0	2,0 2,5 3,0 2,5	1,2 1,5 2,0 2,5
M6	10	7,5	6,5	9 9,5 10 10,3 11	2 2,5 3 3,5 4		10	8,2	1,2				0,5 0,8 — 1,0 2,0	1,0 1,2 1,5 1,8 2,0	2,0 2,5 3,0 3,5 4,0	1,2 1,5 2,0 2,5 3,0

Примечания: 1. Размеры H , D и угол $5^\circ \pm 1^\circ$ выдерживать до насечки. 2. После насечки зубьев допускается увеличение наиметра D на 0,4 мм. 3. Материал втулок — латунь Л63, сталь 20.

23п. ШПИЛЬКИ СО ШЛИЦЕВЫМ ВЕНЦОМ ДЛЯ ВВЕРТЫВАНИЯ В МЯГКИЙ МЕТАЛЛ

Размеры, мм

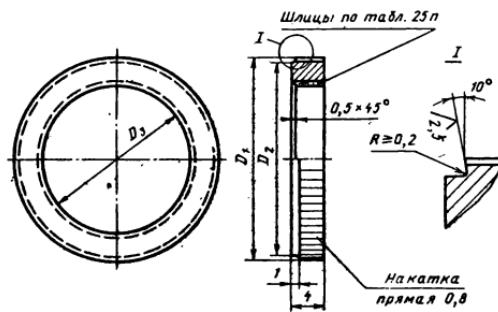


Резьба	T	T_1	t_1	c	d_2	d_3	D	Номер профиля шлица (см. табл. 25п)	Гнездо под шпильку и запрессовку кольца				
									Резьба шпильки d	Резьба гнезда d_5	D_2	№ кольца (см. табл. 24п)	
M6/M8	12	13	2	3	1,6	0,5	6	6,9	1	M6	M8	9,4	1
M8/M10	14	17		4	2	0,8	7,8	9,2	2	M8	M10	11,4	2
M10/M12×1,5	18	21	3	4,5	2,5		9,8	11,5	3	M10	M12×1,5	13,4	3
M12×1,5/M14×1,5	20	25			1	11,8	13,8	4	M12×1,5	M14×1,5	15,4	4	

Примечания. Материал — сталь марок 38ХА, 14Х17Н2. 2. Термическая обработка шпилек: из стали 38ХА — $\sigma_s \geq 900$ МПа ($HRC 26-32$); из стали 14Х17Н2 — $\sigma_s = 95 \div 100$ МПа. 3. Покрытие шпилек: из стали марки 38ХА — кадмирование; из стали 14Х18Н2 — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора. 4. Размеры t и L назначаются конструктивно.

24п. КОЛЬЦА СТОПОРНЫЕ

Размеры, мм

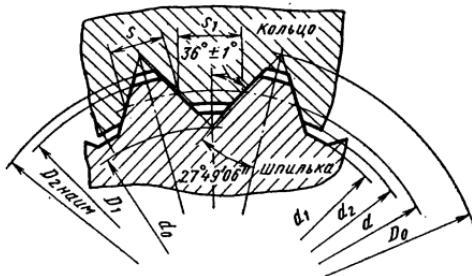


Номер кольца	D_1		D_2	D_3	№ профиля шлица (см. табл. 25п)
	до накатки	после накатки			
1	9,7	10	9,4	6,3	1
2	11,7	12	11,4	8,4	2
3	13,7	14	13,4	10,5	3
4	15,7	16	15,4	12,6	4

Примечание. Материал — сталь марок 10 и 14Х17Н2. Термическая обработка колец: из стали марки 10 — цементировать на глубину 0,1—0,4 мм и калить до HRC 35—45; из стали марки 14Х17Н2 — калить до HRC 34—39. Покрытие колец: из стали марки 10 — кадмирование; из стали марки 14Х17Н2 — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

**25п. ПРОФИЛЬ ШЛИЦЕВ ДЛЯ РЕЗЬБОВЫХ ШПИЛЕК
И СТОПОРНЫХ КОЛЕЦ**

Размеры в мм

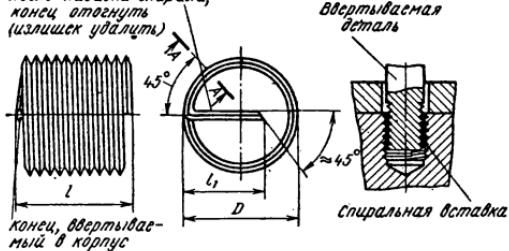


№ шлица	<i>m</i>	<i>d</i>	<i>D₁</i>	<i>d₁</i>	<i>D_{2н名义}</i>	<i>d₂</i>	<i>D₀</i>	<i>d₀</i>	<i>S</i>	<i>S₁</i>
1	0,3	6,6	6,9	6,1	7,1	6,3	7,476	5,938	0,47	0,47
2	0,4	8,8	9,2	8,2	9,4	8,4	9,968	7,914	0,63	0,63
3	0,5	11	11,5	10,2	11,8	10,5	12,460	9,893	0,78	0,78
	0,6	13,2	13,8	12,3	14,1	12,6	14,952	11,871	0,94	0,94

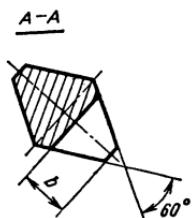
Примечание. Форма впадин не регламентируется — должно быть обеспечено сопряжение шлицев шпильки и кольца.

26п. ВСТАВКИ СПИРАЛЬНЫЕ ДЛЯ ГЛУХИХ РЕЗЬБОВЫХ ОТВЕРСТИЙ
Размеры, мм

После навивки спиралей, конец отогнуть (излишек удалить)



Насечка на хвостовике вставки в сквозные отверстия



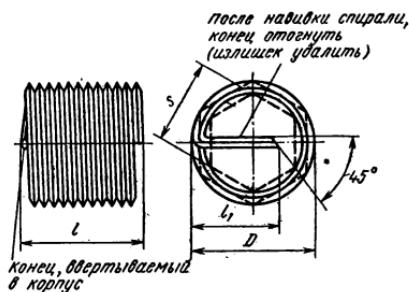
Резьба ввертываемой детали	l^*	D	l_1	b	№ профиля сечения проволоки (см. табл. 28п)
M6	8; 10; 12	7,2	5	0,4	1
M8	10; 12; 16	10,3	7	0,6	2
M10	12; 16; 20	12,3	9	0,7	3
M12×1,5	14; 20; 25	14,4	10	0,7	3

* При необходимости можно применять вставки другой длины из ряда 20 по ГОСТ 6636—69.

Причесание. Материал — проволока из стали марки 12Х18Н10Т. Покрытие — пассивирование. Длину вставки измерять в сжатом состоянии. Хвостовик удалять (после монтажа вставки) вращением инструмента в направлении отвинчивания.

27п. ВСТАВКИ СПИРАЛЬНЫЕ С ПОВЫШЕННЫМИ СТОПОРЯЩИМИ СВОЙСТВАМИ ДЛЯ ГЛУХИХ РЕЗЬБОВЫХ ОТВЕРСТИЙ

Размеры, мм



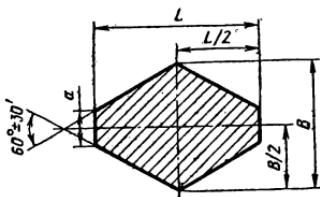
Резьба ввертываемой детали	l^*	D	d_1		№ профиля сечения проволоки (см. табл. 28п)
M6	8; 10; 12	7,2	5	5,3	1
M8	10; 12; 16	10,3	7	7,0	2
M10	12; 16; 20	12,3	9	8,2	3
M12×1,5	14; 20; 25	14,4	10	10,2	

* При необходимости можно применять вставки другой длины из ряда 20 по ГОСТ 6636—69.

Примечание. Материал — проволока из стали марки 12Х18Н10Т. Покрытие — пассивирование. Длину вставки измерять в сжатом состоянии.

**28п. ПРОФИЛЬ ПРОВОЛОКИ РОМБИЧЕСКОГО СЕЧЕНИЯ
ДЛЯ СПИРАЛЬНЫХ ВСТАВОК**

Размеры, мм



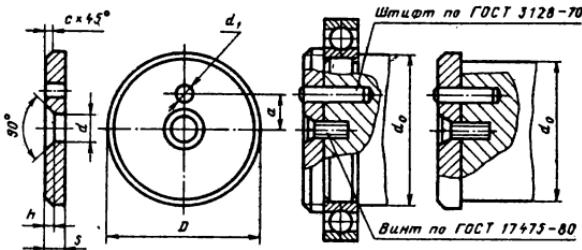
Профиль сечения проволоки		$L - 0,02$			B	Диаметр проволоки для перетягивания
№	для резьбы шагом		номин.	пред. откл.		
1	1,0	1,08	0,17	+ 0,03	0,79	0,8—1
2	1,25	1,72	0,21	+ 0,04	1,20	1,2—1,4
3	1,5	1,87	0,25	+ 0,05	1,33	1,3—1,5

* Даны для проектирования инструмента.

П р и м е ч а н и е. Материал — проволока из стали марки 12Х18Н10Т травления, термически обработанная. Допускается притупление острых кромок $R \leqslant 0,2$.

29п. КОНЦЕВЫЕ ШАЙБЫ

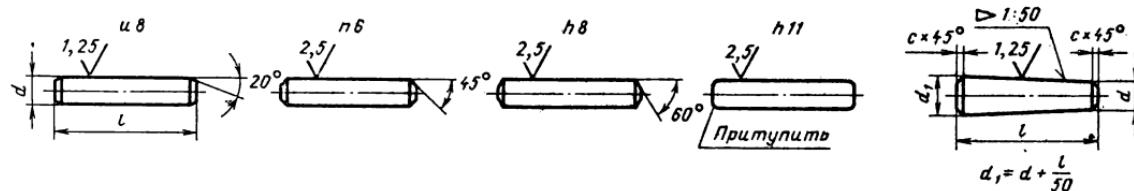
Размеры, мм



Диаметр вала	<i>D</i>	<i>d</i>	<i>d₁</i>	<i>a</i>	<i>h</i>	Винт по ГОСТ 17475-80	Штифт по ГОСТ 3128-70
14	22	4	5,3	1,6	5,5		
16	25				6		
18	28				0,5		
20	28		6	3,1	7,5		
22	30				8		
25	33				9		
28	36				10		
30	39	5	7	4,2	0,7		
32	42				1		
35	45				3,0	M6×18	4×12
40	50				11		
45	55				12		
					14		
50	60				16		
55	65				18		
60	70				20		
65	75	6	9	5,2	22		
70	85				24		
75	90				26	M8×22	5×18
					28		
					30		

30п. Стандартные штифты

Размеры, мм



Цилиндрические по ГОСТ 3128—70

Конические по ГОСТ 3129—70

<i>l</i>	$d=0,6 \quad 0,8$		$1,0 \quad 1,2$		$1,6 \quad 2$		$2,5 \quad 3$		4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
	$c=0,1$		$0,2$		$0,3$		$0,5$		$0,6$	$0,8$	1	$1,2$	$1,6$	2	$2,5$	3	4	5	$6,3$	
2,5	и	ц	ц	ц																
3	ц	ц	ц	ц	ц															
4	цк	цк	ц	ц	ц	ц														
5	цк	цк	цк	ц	ц	ц	ц	ц												
6	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц												
8	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц	ц											
10	к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц	ц									
12	к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц	ц									
14		цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц	ц									
16			цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц									

Продолжение табл. 30п

<i>l</i>	<i>d</i> = 0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
	<i>c</i> = 0,1		0,2		0,3		0,5		0,6		0,8		1		1,2		1,6		2	
18			цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц								
20			цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц								
22			цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц								
25			ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц							
28				цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц						
30				ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц					
32					цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц					
36					цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц				
40					ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц			
45						цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц			
50						ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц		
55							цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц		
60							к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	

Приложение

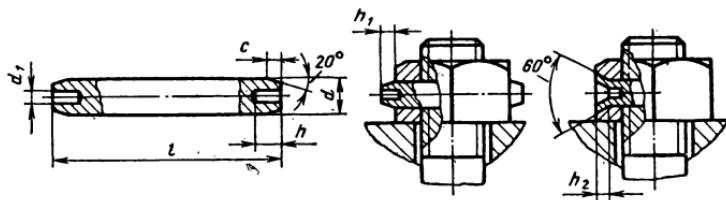
Продолжение табл. 30п

<i>l</i>	<i>d</i> = 0,6	0,8	1,0	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	32	40	50
	<i>c</i> = 0,1		0,2		0,3		0,5		0,6		0,8		1		1,2		1,6		2	
70									цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	
80									цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	
90									цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	
100									ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	
110										цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц
120									ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц
140										цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
160										ц	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
180											к	к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
200											к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
220											к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
250												цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк
280												цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк

Приложение

Примечание. Буквами цк отмечено наличие цилиндрических и конических штифтов соответствующей длины, буквой ц — только цилиндрических и буквой к — только конических штифтов.

**З1п. ШТИФТЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗАКЛЕПОЧНЫЕ
(С ЗАВЕРТЫВАЮЩИМИ КОНЦАМИ) ПО ГОСТ 10774—80.**
Размеры, мм

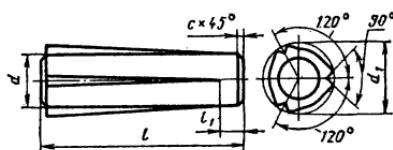


<i>d</i>	<i>l</i>	<i>d₁</i>		<i>h</i>	<i>h₁</i>	<i>h₂</i>
2	6—22	1	0,4	1,5	0,5	0,6
3	8—32	2	0,6	2		1
4	10—40	2	0,7	2,5	1	
5	12—50	3	0,8	3		
6	14—60	4	1,0	4	1,5	1,5
8	16—80	5	1,2	5		2
10	20—100	6	* 1,5	6	2	2,5
12	25—140	8	1,8	8		3
16	30—200	11	2,0	12	3	4
20	36—200	15	2,5	12	3	5
25	45—200	19	3,0	14	4	6

Примечание. Длины штифтов назначают из следующего ряда размеров: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120, 140, 160, 180, 200.

**32п. ШТИФТЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ НАСЕЧЕННЫЕ С КОНИЧЕСКИМИ
НАСЕЧКАМИ ПО ГОСТ 10773—80**

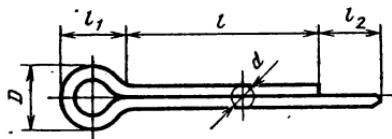
Размеры, мм



<i>d</i>	<i>d₁</i> не менее		<i>l₁</i>	<i>l</i>
1,6	1,7	0,3	0,5	4—22
2	2,15	0,4	0,6	4—28
2,5	2,75	0,5	0,7	5—32
3	3,25	0,6	0,8	6—40
4	4,3	0,7	1	8—50
5	5,3	0,8	1,2	10—60
6	6,3	1	1,5	12—80
8	8,35	1,2	1,8	16—100
10	10,4	1,5	2	20—120
12	12,4	1,8	2,5	25—120
16	16,5	2	3	30—120
20	20,5	2,5	4	36—120
25	25,6	3	5	36—120

П р и м е ч а н и е. Длины штифтов назначают из следующего ряда размеров: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 36, 40, 45, 50, 55, 60, 70, 80, 90, 100, 110, 120.

33п. ШПЛИНТЫ РАЗВОДНЫЕ ПРОВОЛОЧНЫЕ ПО ГОСТ 397-79
Размеры, мм

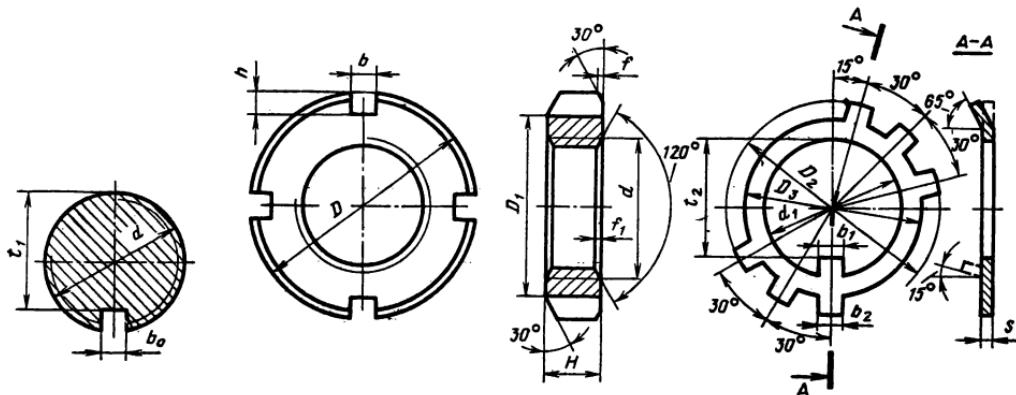


Условный диаметр шплинта (диаметр отверстия) d_o	d		l	D		l_1	l_2	
	наиб.	наим.		наиб.	наим.		наиб.	наим.
0,6	0,5	0,4	4—12	1,0	0,9	2,0	1,6	0,8
0,8	0,7	0,6	5—16	1,4	1,2	2,4	1,6	0,8
1,0	0,9	0,8	6—20	1,8	1,6	3,0	1,6	0,8
1,2	1,0	0,9	8—25	2,0	1,7	3,0	2,5	1,3
1,6	1,4	1,3	8—32	2,8	2,4	3,2	2,5	1,3
2,0	1,8	1,7	10—40	3,6	3,2	4,0	2,5	1,3
2,5	2,3	2,1	12—45	4,6	4,0	5,0	2,5	1,3
3,2	2,9	2,7	14—50	5,8	5,1	6,4	3,2	1,6
4,0	3,7	3,5	18—80	7,4	6,5	8,0	4,0	2,0
5,0	4,6	4,4	22—100	9,2	8,0	10,0	4,0	2,0
6,3	5,9	5,7	32—125	11,8	10,3	12,6	4,0	2,0
8,0	7,5	7,3	40—160	15,0	13,1	16	4,0	2,0
10	9,5	9,3	45—200	19,0	16,6	20,0	6,3	3,2
13	12,4	12,1	71—250	24	21,7	26	6,3	3,2
16	15,4	15,1	112—280	30,8	27	32	6,3	3,2
20	19,3	19	100—280	38	33,8	40	6,3	3,2

Примечание. Длины шплинтов назначают из следующего ряда размеров: 4, 5, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 129, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280.

34п. КРУГЛЫЕ ГАЙКИ И ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫЕ ШАЙБЫ

Размеры, мм



Вал			Гайка							Шайба							
Резьба	b_0	t_1	D	D_1	H	b	h	f_1	f	Число шлицев	d_1	D_2	D_3	b_1	b_2	t_2	s
M10×1	4	8	22	16						4	10,5	23	16				
M12×1,25		10	25	18	8	4	2	1	0,5		12,5	26	18	3,8	3,5	9	
M14×1,5		12	28	20							14,5	29	20			11	

Продолжение табл. 34п

Вал			Гайка							Шайба							
Резьба	b_0	t_1	D	D_1	H	b	h	f_1	f	Число шлицев	d_1	D_2	D_3	b_1	b_2	t_2	s
M16×1,5		14	30	22							16,5	31	22			13	
M18×1,5		16	32	24							18,5	33	24			15	
M20×1,5		18	35	27						4	20,5	36	27			17	1
M22×1,5	5	20	38	30		5	2,5	1,2			22,5	39	30	4,8	4,5	19	
M24×1,5		21,5	42	33	10						24,5	43	33			20,5	
M27×1,5		24,5	45	36							27,5	46	36			23,5	
M30×1,5		27,5	48	39							30,5	49	39			26,5	
M33×1,5		30,5	52	42							33,5	53	42			29,5	
M36×1,5		33,5	56	45							36,5	57	45			32,5	
M39×1,5	6	36,5	60	48	10	6	3	1,5			39,5	61	48	5,8	5,5	35,5	1,5
M42×1,5		39	65	52							42,5	66	52			38	
M45×1,5		42	70	56							45,5	71	56			41	

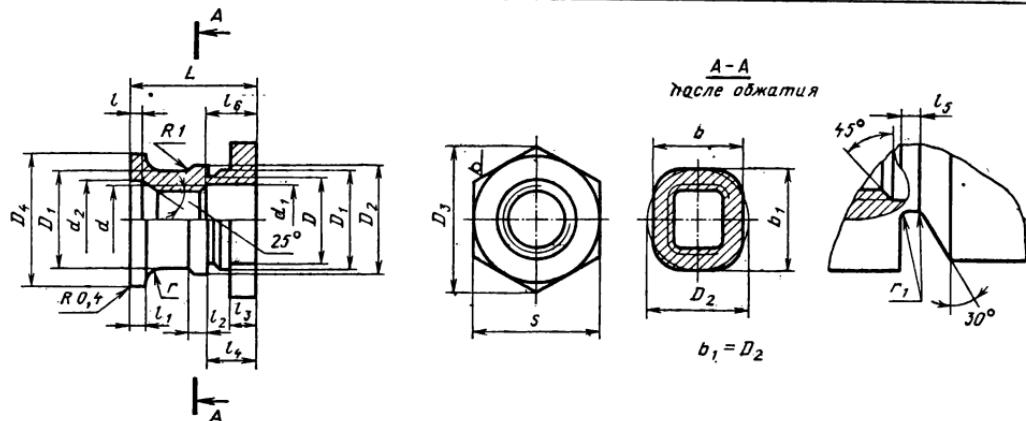
Продолжение табл. 34п

Вал			Гайка							Шайба							
Резьба	b_0	t_1	D	D_1	H	b	h	f_1	f	Число шлицев	d_1	D_2	D_3	b_1	b_2	t_2	s
M48×1,5		45	75	60						0,5	48,5	76	60			44	
M52×1,5		49	80	65							52,5	81	65			48	
M56×2	8	52,5	85	70	12	8	4	2			57	86	70	7,8	7,5	51,5	1,5
M60×2		56,5	90	75							61	91	75			55,5	
M64×2		59,5	95	80							65	96	80			59,5	
M68×2		63,5	100	85							69	101	85			63,5	
M72×2		67,5	105	90							73	106	90			67,5	
M76×2	10	70,5	110	95	15	10	5	2,5			77	111	95	9,5	9,5	70,5	
M80×2		74,5	115	100							81	116	100			74,5	
M85×2		79,5	120	105							86	121	105			79,5	
M90×2		84,5	125	110							91	126	110			84,5	
M95×2	12	89,5	130	115	18	12	6	3			96	131	115	115	115	89,5	2
M100×2		94,5	135	120							101	136	120			94,5	

Примечание. Допускается изготовление предохранительных шайб с зубцами по всей окружности.

35п. ГАЙКИ ДЛЯ ТАРИРОВАННОЙ ЗАТЯЖКИ

Размеры, мм

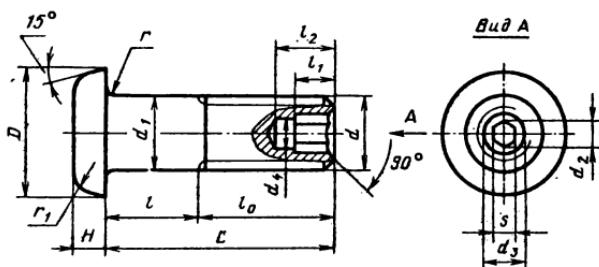


Резьба	d_1	d_2	D	D_1	D_2	D_3	D_4	l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	l_6	L	s	b	r	r_1
M5	5,2	5,2	5,6	6,5	7,1	10,4	9,0		1,2	1,7	2,0	4,1	0,8	4,3	11,0	9	6,6	4,8	
M6	6,3	6,2	6,7	7,5	8,2	12,7	10,5	1,0	1,4	2,0	2,2	4,5	1,0	4,7	12,5	11	7,8	5,2	0,2
M8	8,3	8,2	8,8	10,0	10,8	16,2	13,5		1,8	2,5	2,8	5,0	1,2	5,2	15,0	14	10,3	8,6	
M10	10,3	10,2	10,7	12,5	13,3	19,6	16,5	1,4	2,2	3,0	3,4	6,3	1,5	6,5	18,0	17	12,8	9,4	0,3

Примечания: 1. Материал: сталь 30ХГСА, $\sigma_b = 600 \div 800$ МПа. 2. Допускается эксплуатация гаек: с кадмиевым покрытием — до 250°C , с цинковым покрытием — до 300°C . 3. Резьба по ГОСТ 9150—81, поле допуска 5Н6Н по ГОСТ 16093—81.

36п. БОЛТЫ ДЛЯ ГАЕК С ТАРИРОВАННОЙ ЗАТЯЖКОЙ

Размеры, мм



Резьба	d_1	d_2	d_3	d_4	D	l_0	l_1	l_2	H	s	r	r_1	
M5	5	2,3	2,5	2,0	8,4	11,5	2,5	3,5	2,0	2,0	0,7	0,3	0,15
M6	6				10,6	13,0	3,0	4,0	2,6				0,20
M8	8	3,5	3,7	3,0	14,2	15,5	3,3	4,5	3,4	3,0		0,9	0,4
M10	10	4,0	4,2	3,5	17,8	18,0	3,7	5,0	4,2	3,5			0,30

Примечания: 1. e — допускаемое смещение оси отверстия относительно оси болта.

2. L и l принимают конструктивно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Анилович В. Я., Гринченко А. С. Прогнозирование ослабления затяжки резьбовых соединений.— Вестник машиностроения, 1979, № 8, с. 31—33.
2. Антифрикционные свойства резьбовых соединений из нержавеющих и жароочных сталей и сплавов/Е. П. Замилацкий, В. И. Змиевский, Н. Н. Голего, В. П. Волков.— Вестник машиностроения, 1975, № 6, с. 45—50.
3. Антифрикционные свойства смазок для резьбовых соединений из нержавеющих сталей/В. И. Змиевский, Е. П. Замилацкий, В. С. Привезенцева и др.— Вестник машиностроения, 1974, № 1, с. 29—31.
4. Балыбердин В. С. К вопросу об исследовании механики самоотвинчивающихся резьбовых соединений.— Вестник машиностроения, 1981, № 8, с. 40—41.
5. Биргер И. А. Упругий контакт стержней.— В кн.: Расчеты на прочность. М.: Машиностроение, 1969, вып. 14. с. 127—136.
6. Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Иосилевич Г. Б. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
7. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 254 с.
8. Геккер Ф. Р., Туленинов В. М. Осевые силы и моменты в резьбовом соединении при затяжке.— Изв. вузов. Машиностроение, 1976, № 9, с. 27—32.
9. Гельфанд М. Л., Ципенок Д. И., Кузнецов О. К. Сборка резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1978. 109 с.
10. Григорьев В. П., Воронов В. Ф. Повышение долговечности болтовых соединений путем применения посадок с натягом.— Вестник машиностроения, 1968, № 3, с. 36—38.
11. Дунаев В. В., Ушаков Б. Н., Ширшов А. А. Определение усилия посадки болтов с натягом.— Вестник машиностроения, 1979, № 2, с. 25—26.
12. Жуков В. Б. Затяжка резьбовых соединений.— Вестник машиностроения 1980, № 3, с. 26—28.
13. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. Пер. М. Мир, 1975. 541 с.
14. Зиняев В. И., Ямпольский О. А. Пневмотензометрический метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений.— Вестник машиностроения, 1968, № 3, с. 48—49.
15. Иосилевич Г. Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981. 111 с.
16. Иосилевич Г. Б., Шарловский Ю. В. Затяжка и стопорение резьбовых соединений. М.: Машиностроение, 1971. 183 с.
17. Клячкин Н. Л. Расчет групповых резьбовых Саратов. Приволжское книжное изд-во, 1972. 367 с.
18. Леенсон М. А., Симкин Е. Л. Особенности затяжки ответственных резьбовых соединений больших диаметров.— Вестник машиностроения, 1968, № 10, с. 48—50.

19. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Машиностроение, 1975. 399 с.
20. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1969. 630 с.
21. Петриков В. Г., Шапошникова Н. Г. Некоторые вопросы обеспечения точности резьбы при накатывании.— Вестник машиностроения, 1979, № 9, с. 30—33.
22. Продан В. Д., Клюс В. П. Исследование осевой податливости резьбы.— Изв. вузов. Машиностроение, 1980, № 6, с. 57—63.
23. Пшироков В. Ф., Григорьев В. П. Влияние масштабного фактора на прочностные характеристики болтовых соединений.— Изв. вузов. Машиностроение, 1967, № 5, с. 47—51.
24. Свивчиваемость резьбовых соединений из титановых сплавов/В. И. Змievский, Е. П. Замилацкий, В. С. Привезенцева и др.— Вестник машиностроения, 1975, № 1, с. 45—50.
25. Строганов Г. Б. Общая металлургия и технология обработки цветных металлов. М.: Металлургия, 1971. 216 с.
26. Установка для измерения силовых факторов в резьбовых соединениях при их затяжке/В. И. Змievский, Е. П. Замилацкий, Ю. И. Русинович и др.— Вестник машиностроения, 1973, № 12, с. 22—23.
27. Frank Y. World of self locking screws grows.— Prod. Eng., 1979, 50, N. 4 p. 55—59.
28. Junker G., Kothe H., Lienemann H. Schraubenverbindungen. Berechnung und Gestaltung. Berlin, Veb Verlag Technik, 1968, S. 451.
29. Junker G. Die Montagemethode — ein Konstruktions kriterium bei hochbeanspruchten Schraubenverbindungen.— VDJ — L. 1979, 121, N. 12 S. 113—116, S. 119—123.
30. Junker G., Strelow D. Untersuchungen über die Mechanik des selbsttätigen Lösens und die zweckmäßige Sicherung von Schraubenverbindungen.— Drahtwelt, 1966, 52, N. 2, S. 103—114; N. 3, S. 175—182, N. 5, S. 317—335.
31. Ken T., Tadachi K., Eiichi T. Effect of clamping force of double nuts on fatigue strength of bolted connection.— Bull. JSME, 1980, 23, N. 176, S. 293—299.
32. Kisiel S. Mechanismus des Lösens von Schraubenverbindungen unter dem Einfluß von Schwingungen — «Schmierungstechnik», 1977, 8, N. 9, S. 299—302.
33. Pfaff H. Wie können Schraubenverbindungen gesichert werden? — Ing.— digest. 1978, 17, S. 81—85.
34. Schimtz K.—H. Beitrag zur Optimierung des gruppeweisen Anspannens von Schrauben an Druckbehältern unter Berücksichtigung der Relaxation.— Konstruktion, 1977, 29, H. 2, S. 43—48.
35. Strelow D. Verbesserte Anziehmethoden streigern die Zuverlässigkeit von Schraubenverbindungen.— Maschinenmarkt, 1980. N. 16, S. 1440—1443.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Затяжка одиночного болтового соединения	5
Напряжения и перемещения в соединяемых деталях	5
Соединения при действии внешней осевой силы	6
Соединения при действии внешней силы, параллельной плоскости стыка	11
Моменты и усилия в соединениях при затяжке	14
Коэффициенты трения в соединениях	17
Напряжения и прочность соединений при затяжке	21
Заедание в резьбовых соединениях	25
Свинчиваемость резьбовых соединений из титановых сплавов	32
Глава 2. Контроль усилия затяжки резьбовых соединений.	35
Контроль усилия затяжки по удлинению (деформации) стержня	35
Контроль усилия по моменту затяжки	39
Нормирование моментов затяжки резьбовых соединений	42
Контроль затяжки по моментам завинчивания и отвинчивания	46
Контроль усилия затяжки по углу поворота гайки	49
Комбинированные методы контроля усилия затяжки	50
Особенности установки болтов с натягом	54
Особенности затяжки соединений при больших диаметрах резьб	63
Глава 3. Затяжка групповых резьбовых соединений	66
Особенности затяжки групповых соединений	66
Основные уравнения и расчетные модели соединений	67
Одномерная стержневая модель соединения	68
Двухмерная стержневая модель соединения	69
Расчет усилий при последовательной затяжке соединений	74
Групповая и комбинированная затяжка соединений	82
Общий метод расчета затяжки групповых соединений	85
Расчет соединений методом конечных элементов	88
Влияние условий сборки на равномерность затяжки соединений	90
Глава 4. Стабильность затяжки резьбовых соединений	94
Упругопластическое нагружение болта и стягиваемых деталей	94
Релаксация напряжений в соединениях	101
Самоотвинчивание соединений при вибрациях	104
Методы стопорения и оценка их эффективности	106

Глава 5. Способы стопорения резьбовых соединений формозапирающими элементами .	109
Стопорение совместно ненапряженными деформируемыми формозапирающими элементами	109
Стопорение совместно ненапряжен недеформируемые формозапирающими элементами	120
Стопорение путем превращения резьбового соединения в не- разъемное "	126
Стопорение совместно напряженными формозапирающими эле- ментами	129
Фиксирование болтов (винтов) относительно базовых деталей	130
Глава 6. Стопорение резьбовых соединений увеличением сцепления по опорным поверхностям и в резьбе	134
Стопорение увеличением сцепления по опорным поверхностям гайки и головки болта	134
Стопорение резьбовых соединений резьбу	142
Особенности стопорения подвижных соединений	159
Выбор рациональных конструкций стопорящих элементов	162
Приложения	166
Список литературы	220



**Геннадий Борисович Иосилевич, Генрих Борисович Строганов,
Юлий Владиславович Шарловский**

**ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНИЕ
РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ.
С ПРАВОЧНИК.**

Редактор Т. С. Грачева

Художественный редактор С. С. Водчик

Технический редактор Н. В. Тимофеенко

Корректор О. Е. Мишина

ИБ № 4249

Сдано на фотонабор 10.01.84. Подписано в печать 06.12.84. Т-18899. Формат 84×108^{1/32}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная. Печать высокая. Усл. печ. л. 11,76. Усл. кр.-отт. 11,76. Уч.-изд. л. 12,18. Тираж 24 000 экз. Заказ 885. Цена 1 р. 10 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»,
107076, Москва, Стромынский пер., 4.

Фотополимерные формы изготовлены в Ленинградской типографии № 2 головном предприятии ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 198052, г. Ленинград, Л-52, Измайловский проспект, 29. Отпечатано с фотополимерных форм в Ленинградской типографии № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли 193144, г. Ленинград, ул. Монсеенко, 10.

