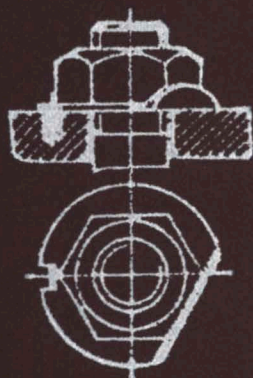


ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ



И Б Л И О Т Е К А  
О Н С Т Р У К Т О Р А



Г. Б. Мосилевич, Ю. В. Шарловский

ЗАТЯЖКА  
И СТОПОРЕНИЕ  
РЕЗЬБОВЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ





Б и б л и о т е к а  
К о н с т р у к т о р а

---

Г. Б. ИОСИЛЕВИЧ,  
Ю. В. ШАРЛОВСКИЙ

# ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

*СПРАВОЧНОЕ ПОСОБИЕ*



ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»  
Москва 1971

Г. Б. Иосилевич, Ю. В. Шарловский. **Затяжка и стопорение резьбовых соединений.** «Машиностроение», 1971.

В книге рассмотрены особенности контроля усилия затяжки резьбовых соединений, причины снижения усилия предварительной затяжки в эксплуатации, конструктивные и технологические мероприятия, повышающие ее стабильность, а также методы стопорения и конструкции основных стопорящих элементов. Даны рекомендации по выбору конструкций стопорящих элементов в зависимости от степени ответственности соединений, их габаритов, условий нагружения, сборки и эксплуатации. Изложены основы статистических методов оценки надежности стопорения резьбовых соединений.

Книга предназначена для конструкторов-машиностроителей. Она может быть полезна также технологам и студентам вузов.

Илл. 96, табл. 69, библи. 38 назв.

Рецензенты д-р техн. наук проф. А. И. Якушев и инж. А. М. Ярков

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие . . . . .	5
<b>Глава I. Затяжка резьбовых соединений . . . . .</b>	<b>7</b>
Затяжка резьбовых соединений, нагружаемых продольной внешней нагрузкой . . . . .	7
Затяжка резьбовых соединений, нагруженных при работе силами в плоскости стыка . . . . .	13
Напряжения в резьбовых деталях при затяжке . . . . .	15
Прочность резьбовых соединений при затяжке . . . . .	18
Контроль усилия затяжки . . . . .	21
Особенности затяжки резьбовых соединений при больших диаметрах резьб . . . . .	27
Стабильность затяжки резьбовых соединений . . . . .	30
Экспериментальный метод определения стабильности затяжки резьбовых соединений . . . . .	36
Релаксация напряжений в болте и деталях при их работе в условиях повышенных температур . . . . .	38
Отвинчивание гаек и болтов в результате периодической вибрации . . . . .	41
Методы стопорения и стопорящие элементы . . . . .	43
<b>Глава II. Способы стопорения резьбовых соединений формозапирающими элементами . . . . .</b>	<b>44</b>
Стопорение совместно ненапряженными деформируемыми формозапирающими элементами . . . . .	44
Шплинты и проволочные штифты . . . . .	44
Деформируемые штифты . . . . .	45
Обвязка проволокой . . . . .	55
Стопорение совместно ненапряженными недеформируемыми формозапирающими элементами . . . . .	58
Цилиндрические и конические штифты . . . . .	66
Пружинные кольца . . . . .	67
Накладки, установочные винты, зажимы и фиксаторы . . . . .	72
Стопорение путем превращения резьбового соединения в неразъемное . . . . .	73
Сваривание, припаивание и оплавивание . . . . .	73
Кернение и расклепывание . . . . .	75
Стопорение совместно напряженными формозапирающими элементами . . . . .	77
Деформируемые шайбы . . . . .	77
Фиксирование болтов (винтов) относительно базовых деталей . . . . .	83
<b>Глава III. Способы стопорения резьбовых соединений путем увеличения сцепления по опорным поверхностям и в резьбе . . . . .</b>	<b>87</b>
Стопорение соединений путем увеличения сцепления по опорным поверхностям гайки и головки болта . . . . .	87
Лаки, краски и смолы . . . . .	87
Упругие шайбы, болты и гайки с фланцевыми головками . . . . .	89

Стопорение резьбовых соединений путем силового замыкания на резьбу . . . . .	100
Контргайки и разрезные гайки . . . . .	100
Самоконтрящиеся гайки . . . . .	112
Стопорение шпилек . . . . .	120
Особенности стопорения подвижных резьбовых соединений . . . .	138
Выбор рациональных конструкций стопорящих элементов . . . .	142
<b>Глава IV. Основы статистических методов оценки надежности стопорения резьбовых соединений</b> . . . . .	<b>147</b>
Гистограмма распределения случайных величин . . . . .	148
Законы распределения случайных величин . . . . .	150
Доверительная вероятность . . . . .	151
Оценка значений параметров по результатам ограниченного числа испытаний . . . . .	152
Оценка вероятности события . . . . .	153
Оценка вероятности самоотвинчивания при положительном результате испытаний . . . . .	154
Основные положения теории надежности . . . . .	154
Изменение интенсивности отказов во времени. Случайные отказы . .	158
Литература . . . . .	160
Приложения . . . . .	163

---

## ПРЕДИСЛОВИЕ

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

Опыт эксплуатации машин показывает, что напряжение затяжки резьбовых соединений, созданное при сборке, в процессе эксплуатации снижается. 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 конструктивных и технологических мероприятий, при правильном выборе усилия предварительной затяжки, метода его контроля, способа стопорения и конструкции стопорящего элемента.

Главы I и IV написаны канд. техн. наук Г. Б. Иосилевичем, главы II и III — Г. Б. Иосилевичем и инж. Ю. В. Шарловским.

---





## ГЛАВА I

### ЗАТЯЖКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Большинство резьбовых соединений, применяемых в конструкциях машин, собирают с предварительной затяжкой \*. При этом затяжка, обеспечивающая надлежащую плотность стыка, является одним из основных условий надежной работы соединения.

#### ЗАТЯЖКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖАЕМЫХ ПРОДОЛЬНОЙ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКОЙ

Величина усилия предварительной затяжки зависит от внешних сил, нагружающих соединение, и жесткости соединяемых деталей.

При затяжке соединения с усилием  $Q_{0з}$  болт (шпилька) удлиняется на величину  $\delta_\sigma$ , а стягиваемые детали, замененные для упрощения эквивалентными по жесткости втулками (рис. 1—2), сжимаются на величину  $\delta_\partial$ . Очевидно, что в пределах упругости

$$\delta_\sigma = \lambda_\sigma Q_{0з}; \quad (1)$$

$$\delta_\partial = -\lambda_\partial Q_{0з}, \quad (2)$$

где  $\lambda_\sigma$  и  $\lambda_\partial$  — податливости болта и стягиваемых деталей при растяжении (сжатии) \*\*.

Для болта постоянного сечения

$$\lambda_\sigma = \frac{l_\sigma}{E_\sigma F_\sigma}, \quad (3)$$

где  $l_\sigma = l_\partial + 0,3d$  — деформируемая длина болта;  
 $E_\sigma F_\sigma$  — жесткость болта при растяжении.

---

\* Область использования в машиностроении соединений, собираемых без затяжки, крайне ограничена (регулируемые винты и др.).

\*\* Изгибной податливостью деталей, а также контактной податливостью стыков пренебрегаем, что оправдано лишь для жестких (в изгибном отношении) и тщательно обработанных по стыкам деталей.

Для болта переменного сечения (рис. 3)

$$\lambda_{\delta} = \frac{1}{E_{\delta}} \sum_{i=1}^n \frac{l_{\delta_i}}{F_{\delta_i}},$$

где  $l_{\delta_i}$  и  $F_{\delta_i}$  — длина и площадь поперечного сечения  $i$ -го участка.

Податливость промежуточной детали (рис. 4, а, б) определяют по формуле [5]

$$\lambda_{\delta} = \frac{1}{E d_0} \lambda_{\delta}^*, \quad (4)$$

где

$$\lambda_{\delta}^* = \frac{2,30}{\pi \operatorname{tg} \alpha} \lg \frac{(a + d_0)(a + 2l \operatorname{tg} \alpha - d_0)}{(a - d_0)(a + 2l \operatorname{tg} \alpha + d_0)};$$

$\alpha$  — угол, составленный образующей конуса давления с осью;

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \div 0,5.$$

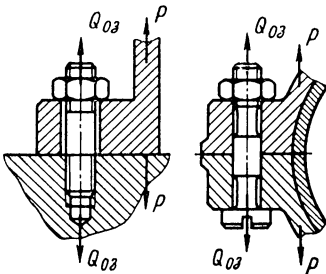


Рис. 1. Схема затянутого резьбового соединения

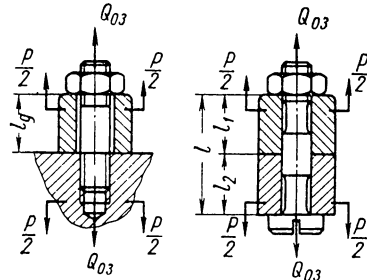


Рис. 2. Расчетная схема резьбового соединения

На диаграмме усилий затянутое состояние болта и деталей изображается точками  $A_0$  и  $A_1$  на прямых  $Q = f(\delta)$  (рис. 5). Углы наклона прямых определяются равенствами

$$\alpha_{\delta} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\lambda_{\delta}};$$

$$\alpha_{\delta} = \operatorname{arctg} \frac{1}{\lambda_{\delta}}.$$

Под действием внешней нагрузки  $P$ , воспринимаемой соединением в процессе работы его в машине или механизме, болт удлинится дополнительно на величину  $\Delta l$ ; на ту же величину уменьшится деформация стягиваемой детали. Новое состояние

характеризуется точками  $A_{01}$  и  $A_{11}$  (см. рис. 5). Усилие в болте при этом возрастает на величину

$$P_a = \Delta l \operatorname{tg} \alpha_b = \frac{\Delta l}{\lambda_b}, \quad (5)$$

а усилие на стыке уменьшится на

$$P_c = \Delta l \operatorname{tg} \alpha_d = \frac{\Delta l}{\lambda_d}. \quad (6)$$

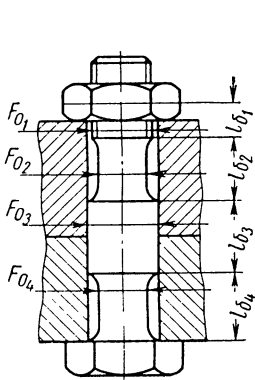


Рис. 3. Эскиз болтового соединения

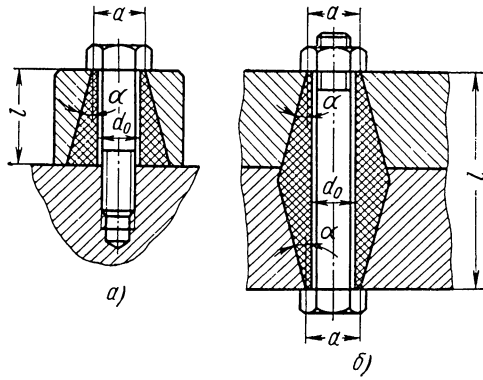


Рис. 4. К определению коэффициента податливости промежуточных деталей

Из условия равновесия

$$P = P_a + P_c \quad (7)$$

и соотношения (5) получаем, что дополнительное усилие на болт равно [4]

$$P_a = \chi P, \quad (8)$$

где  $\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}$  — коэффициент основной нагрузки (определяет часть рабочей нагрузки, воспринимаемой дополнительно болтом).

С учетом равенства (8) полное усилие на болт

$$Q_b = Q_{03} + \chi P. \quad (9)$$

Равенство (9) будет справедливым до начала раскрытия стыка.

Давление на стыке после приложения внешней нагрузки

$$Q_c = Q_{03} - (1 - \chi) P, \quad (10)$$

откуда условие нераскрытия стыка можно представить в виде

$$Q_{03} > (1 - \chi) P. \quad (11)$$

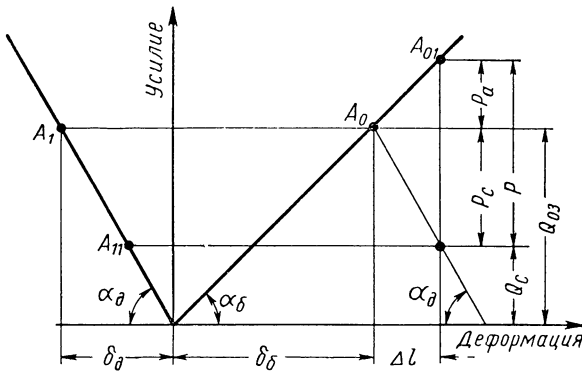


Рис. 5. Диаграмма усилий в болтовом соединении

Если внешняя нагрузка возрастает до величины

$$P^* = \frac{Q_{03}}{1 - \chi}, \quad (12)$$

то стык раскроется, и полное усилие на болт

$$Q_b^* = Q_{03} + P^*. \quad (13)$$

**1. Влияние напряжения предварительной затяжки на долговечность резьбовых соединений**

(болт 1/2" из углеродистой стали)

Усилие предварительной затяжки болта в кг	Диапазон изменения рабочей нагрузки в кг	Средняя долговечность работы болта в циклах
644	0—4180	5 690 *
2685	0—4180	35 900 *
3275	0—4180	14 500 *
3820	0—4180	5 000 000

\* Количество циклов до разрушения при нагрузках, которые вызывают полное или частичное раскрытие стыка.

В результате раскрытия стыка внешняя нагрузка полностью передается на болт. Раскрытие стыка при переменной нагрузке приводит к появлению дополнительных напряжений ударного характера и, как следствие, к резкому снижению долговечности соединения. Это подтверждается результатами экспериментального исследования прочности болтов (табл. 1) [19]. Поэтому усилие предварительной затяжки должно обеспечивать

плотность стыка при действии внешней нагрузки в процессе эксплуатации соединения.

Из равенства (8) следует, что дополнительное усилие на болт  $P_a$  не зависит от усилия предварительной затяжки. Однако исследования по тензометрированию фланцевых соединений [14] показали, что усилие предварительной затяжки  $Q_{03}$  оказывает

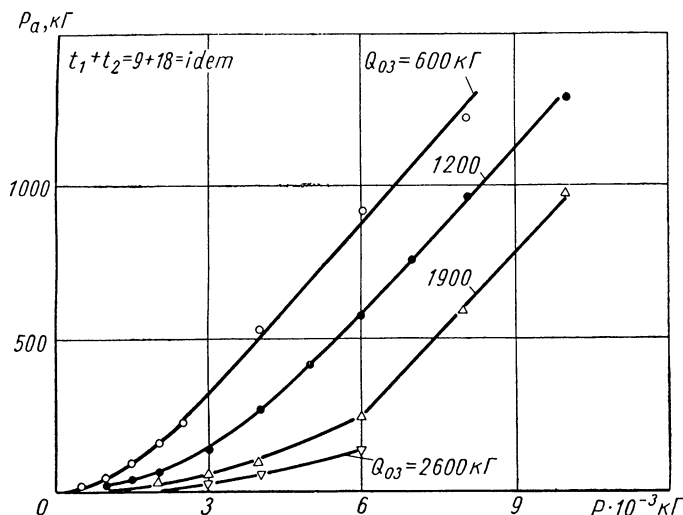


Рис. 6. Изменение дополнительного усилия в болтах фланцевого соединения в зависимости от усилия предварительной затяжки и внешней нагрузки ( $t$  — толщина фланца)

существенное влияние на величину  $P_a$  даже при нераскрытом стыке (рис. 6). Последнее объясняется влиянием изгибной податливости стягиваемых деталей и контактной податливости стыков на коэффициент основной нагрузки; причем снижение усилия  $Q_{03}$  приводит к значительному увеличению  $P_a$  и ухудшению стабильности затяжки соединений (с увеличением внешней нагрузки  $P$  наблюдается прогрессирующее необратимое падение усилия затяжки; рис. 7). Увеличение переменной внешней нагрузки на болт неблагоприятно сказывается на усталостной прочности резьбовых соединений, так как усталостная прочность определяется преимущественно амплитудой цикла переменных нагрузок, равной  $0,5P_a$  [5]. Таким образом, высокая затяжка является эффективным средством повышения надежности работы резьбовых соединений.

На практике величину напряжений затяжки определяют по формуле [4]

$$\sigma_{0з} = k \frac{Q}{F_1} (1 - \chi), \quad (14)$$

где  $F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$  — площадь болта (шпильки) по внутреннему диаметру резьбы;

$P$  — внешнее усилие, приложенное к соединению;

$\chi$  — коэффициент основной нагрузки; обычно  $\chi = 0,2 \div 0,3$ ;

$k$  — запас по плотности, обеспечивающий нераскрытие стыка при увеличении внешней нагрузки в  $k$  раз; обычно  $k = 1,25 \div 1,5$  — для постоянной нагрузки,  $k = 2,5 \div 4,0$  — для переменной и ударной нагрузок.

Верхний предел напряжений затяжки, ограничиваемый минимально допустимой величиной запаса прочности по постоянным напряжениям, находится в пределах

$$\sigma_{0з} = (0,7 \div 0,8) \sigma_{0,2}.$$

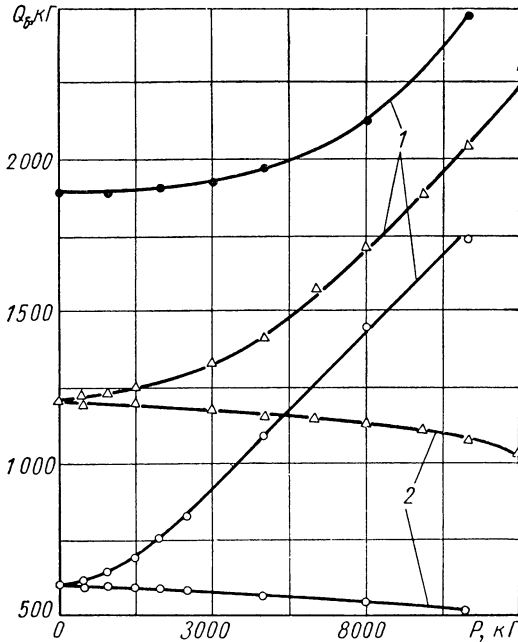


Рис. 7. Изменение усилий в болтах соединения с круглыми контактирующими фланцами:

1 — полное усилие  $Q_b$ ; 2 — изменение усилия предварительной затяжки

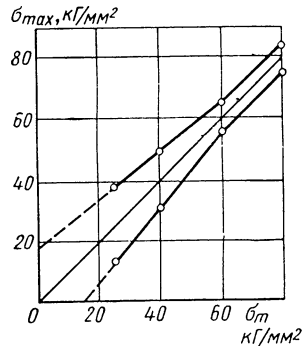


Рис. 8. Диаграмма предельных напряжений резьбовых соединений (болт М14×1,5 из стали 40ХН,  $\sigma_b = 123 \div 128$  кг/мм²)

Однако обеспечение плотности стыка при действии основных и дополнительных (преимущественно изгибающих нагрузок), а также выполнение болтов с достаточно большим упругим удли-

нением для обеспечения стабильности напряжения затяжки вынуждает применять в ряде отраслей машиностроения более низкие напряжения затяжки [4]. Увеличение напряжения затяжки иногда понижает предельную амплитуду цикла (предел выносливости соединения) при плотном стыке (например, для соединений с накатанной резьбой, рис. 8) [1]. Если переменная нагрузка приводит к раскрытию стыка, то повышение затяжки увеличивает усталостную прочность (см. табл. 1).

Обычно принимают [4]

$$\sigma_{0,3} = (0,5 \div 0,6) \sigma_{0,2} \text{ для легированных сталей,}$$

$$\sigma_{0,3} = (0,6 \div 0,7) \sigma_{0,2} \text{ для углеродистых сталей.}$$

Для высокопрочных резьбовых соединений в мостовых конструкциях ( $d_c \approx d$ , где  $d_c$  и  $d$  — наружные диаметры стержня болта и резьбы) принимают [6, 29, 37]

$$\sigma_{0,3} \approx (0,8 \div 0,9) \sigma_{0,2}.$$

### ЗАТЯЖКА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖЕННЫХ ПРИ РАБОТЕ СИЛАМИ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Предварительная затяжка соединений при действии рабочих сил в плоскости стыка (рис. 9) должна исключать взаимные сдвиги соединяемых деталей в эксплуатации.

Болты, поставленные без зазора (рис. 9, а), работают на срез. Их устанавливают в отверстия из-под развертки, как правило, с небольшим натягом

$\Delta_n = 0,005 \div 0,014 \text{ мм}$  ( посадки  $\frac{A}{H}$ ;  $\frac{A}{T}$ ;  $\frac{A}{G}$  ), а также с большим натягом  $\Delta_n = 0,015 \div 0,056 \text{ мм}$  ( посадки  $\frac{A}{Pl}$ ;  $\frac{A}{Pr}$ ;  $\frac{A}{Gr}$ ;  $\frac{A}{Pr1_3}$  и т. д. ) \*. Увеличение натяга способствует повышению долговечности болтовых соединений (рис. 10) [10]. Наличие затяжки болта — дополнительный фактор повышения надежности соединений. Обычно  $\sigma_{0,3} = (0,3 \div 0,5) \sigma_{0,2}$ .

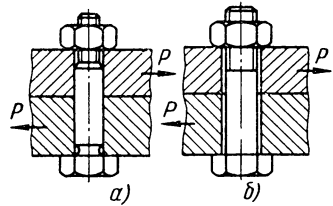


Рис. 9. Эскизы болтовых соединений:

а — чистый болт; б — черный болт

В последние годы получили распространение сверхвысокопрочные болты ( $\sigma_s = 180 \div 210 \text{ кг/мм}^2$ ), работающие только на срез. Для них напряжение затяжки не должно превышать  $40 \text{ кг/мм}^2$  [5].

Затяжка болтов (рис. 9, б), поставленных с зазором, является решающим фактором обеспечения работоспособности

\* В настоящее время изучается возможность применения натягов  $\Delta_n \geq 0,06 \text{ мм}$ .

соединения при нагружении его в плоскости стыка. Величина усилия предварительной затяжки определяется внешними силами и состоянием стыковых поверхностей:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p \geq Q_{0z} \geq \frac{P}{f}, \quad (15)$$

где  $f$  — коэффициент трения. Для сухих обработанных стыков стальных и чугунных деталей  $f = 0,1 \div 0,15$ ; при наличии масляной пленки  $f = 0,06$  [5];

$[\sigma]_p$  — допускаемое напряжение при растяжении. Обычно принимают  $[\sigma]_p \approx 0,6\sigma_{0,2}$ .

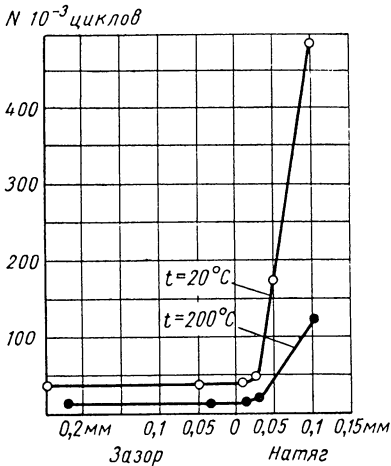


Рис. 10. Долговечность двухсрезовых болтовых соединений в зависимости от характера посадки болта в отверстие (кривые построены по средним значениям числа циклов до разрушения для 3—5 образцов, коэффициент асимметрии цикла  $r = 0,25$ ); материал пластин и накладок — дюралюминий Д16Т, материал болта М6 — сталь 30ХГСА ( $\sigma_s = 120 \pm 10 \text{ кг/мм}^2$ )

Момент затяжки для создания силы  $Q_{0z}$

$$M_{0z} = 0,07\sigma_{0,2}d^3. \quad (16)$$

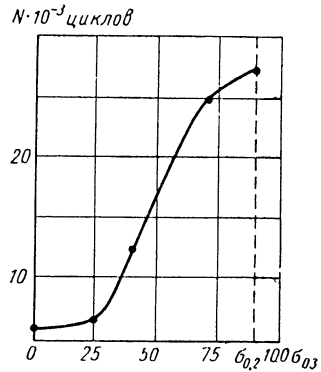


Рис. 11. Влияние напряжения предварительной затяжки болта  $\sigma_{0z}$  на долговечность  $N$  образцов при испытании на статическую выносливость (материал листов и накладок — дюралюминий Д16АТ; материал болтов М6 — сталь 30ХГСА;  $\sigma_{z \text{ max}} = 33,1 \text{ кг/мм}^2$ ,  $\sigma_{z \text{ min}} = 3,3 \text{ кг/мм}^2$ ,  $n_c = 10 \div 12 \text{ ц/мин}$ )

С увеличением усилия затяжки (рис. 11) повышается долговечность работы соединения [10]. Последнее объясняется уменьшением эффективных коэффициентов концентрации напряжений от затяжки\* [7].

\* Радиальные сжимающие напряжения от затяжки уменьшают напряжения в сечении листа от сдвигающих сил.



В металлоконструкциях широкое распространение получили высокопрочные болты ( $\sigma_s = 130 \div 160 \text{ кг/мм}^2$ ), применяемые взамен заклепок (два болта заменяют три заклепки). Такие болты работают преимущественно на затяжку.

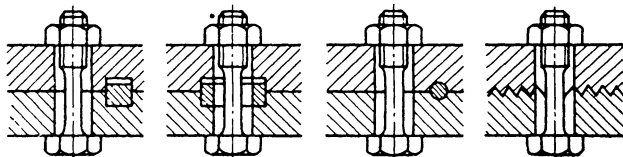


Рис. 12. Способы разгрузки соединений при действии усилий в плоскости стыка

При расчете высокопрочных болтов принимают следующие значения коэффициентов трения  $f$ :

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 допускается

$$[\sigma]_p \approx 0,8\sigma_{0,2}$$

и момент на ключе

$$M_{03} \approx (0,08 \div 0,2) Q_{03}d. \quad (17)$$

Если в плоскости стыка действуют значительные нагрузки, следует предусматривать разгрузочные устройства (рис. 12).

#### НАПРЯЖЕНИЯ В РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЯХ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

При затяжке соединения момент  $M_{03}$ , прикладываемый к гайке (винту), расходуется на преодоление трения торца гайки о неподвижную опорную поверхность соединяемых деталей ( $M_T$ ) и в соприкасающихся витках гайки (корпуса) и болта ( $M_p$ ):

$$M_{03} = M_p + M_T. \quad (18)$$

Момент трения на торце может быть вычислен по формуле

$$M_T \approx \mu_T Q_{03} R_T, \quad (19)$$

где  $\mu_T$  — коэффициент трения на торце гайки;  
 $R_T$  — радиус трения гайки (головки винта или опорного бурта (шпильки).

Величина  $R_T$  зависит от формы торца (рис. 13):  
 а) для плоского кольцевого торца (рис. 13, а)

$$R_T = \frac{1}{3} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2};$$

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

$$R_T = \frac{1}{3 \cos \gamma} \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2};$$

в) для шарового торца (рис. 13, в) [29]

$$R_T = \frac{4r}{D^2 - d_0^2} \left( ar + b \frac{d_0}{2} - c \frac{D}{2} \right).$$

Крутящий момент в резьбе

$$M_p = Q_{03} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\beta + \rho') = Q_{03} \frac{d_2}{2} \cdot \frac{\frac{S}{\pi d_2} + \mu'}{1 - \mu' \frac{S}{\pi d_2}}, \quad (20)$$

где

$\beta = \frac{S}{\pi d_2}$  — угол подъема винтовой линии;

$d_2$  и  $S$  — средний диаметр и шаг резьбы;

$\rho' = \operatorname{arctg} \mu'$  — угол трения;

$\mu' = \frac{\mu}{\sqrt{1 - \cos^2 \beta + \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \frac{\alpha}{2}}}$  — коэффициент трения в

резьбе;

$\mu$  — коэффициент трения фрикционной пары;

$\alpha$  — угол профиля резьбы.

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

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Если учесть, что произведение  $\mu' \frac{S}{\pi d_2}$  существенно меньше единицы, то

$$M_p = Q_{03} \frac{d_2}{2} \left( \frac{S}{\pi d_2} + \mu' \right), \quad (21)$$

или, переходя к наружному диаметру резьбы  $d$ , получим

$$M_p = k Q_{03} d, \quad (22)$$

где

$$k = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_2}{d} \left( \frac{S}{\pi d_2} + \mu' \right).$$

С учетом выражений (12) и (19) равенство (18) запишем в виде

$$M_{03} = Q_{03} (k d + \mu_r R_T). \quad (23)$$

Таким образом, при затяжке резьбовых соединений тело болта оказывается не только растянутым с усилием  $Q_{03}$ , но и закручен-

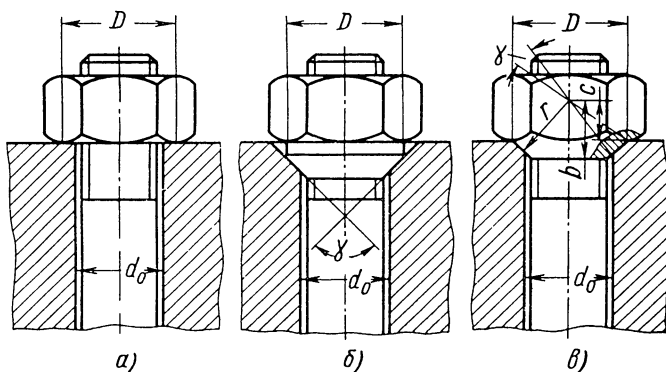


Рис. 13. Форма опорных поверхностей гаек:

*a* — плоская; *б* — коническая; *в* — сферическая

ным моментом  $M_p^*$ . При этом соотношение между нормальными и касательными напряжениями будет:

в упругой области

$$\frac{\tau}{\sigma} \approx \frac{2}{d_c} \left( \frac{S}{\pi} + \mu' d_2 \right), \quad (24)$$

\* После снятия ключа стержень болта (шпильки) остается также закрученным под действием момента трения на торце гайки. Однако при наличии переменных нагрузок этот момент частично (на 20—40%) исчезает.

в пластической области

$$\frac{\tau}{\sigma} \approx \frac{1,5}{d_c} \left( \frac{S}{\pi} + \mu' d_2 \right). \quad (25)$$

На рис. 14 показано изменение  $\frac{\tau}{\sigma}$  в упругой области для различных резьб в предположении  $d_c = d_2$  [4]. Из графика видно, что отношение  $\frac{\tau}{\sigma}$  может быть большим. Последнее может привести к

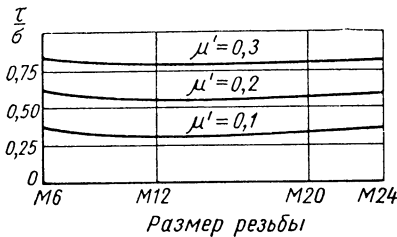


Рис. 14. График значений  $\frac{\tau}{\sigma}$

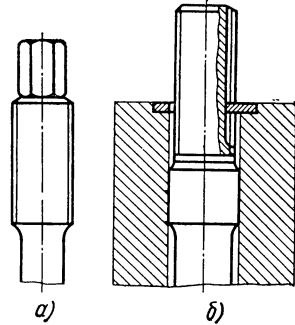


Рис. 15. Эскизы шпилек, стержни которых освобождены от действия крутящего момента

преждевременному разрушению болта (шпильки) при затяжке. Поэтому при уменьшенных диаметрах стержня болта (шпильки) необходимо предусматривать конструктивные мероприятия для освобождения стержня от действия крутящего момента.

На рис. 15, а приведена конструкция шпильки со специальным шестигранником для удерживания ее при затяжке, а на рис. 15, б показана специальная подкладная шайба, два устика которой зафиксированы в теле блока одного из двигателей внутреннего сгорания, а два других устика входят в канавку на шпильке.

### ПРОЧНОСТЬ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ЗАТЯЖКЕ

При затяжке соединение может разрушиться в результате среза витков или обрыва стержня болта (шпильки), особенно при использовании болтов и шпилек с уменьшенным диаметром стержня («податливые» болты и шпильки).

На рис. 16 приведены моменты затяжки и напряжения в резьбовых соединениях при сборке обычными ключами [36]. Из рисунка видно, что при нормальной затяжке нетарированным инструментом (заштрихованная область) болты из малоуглеродистой стали с диаметром менее 14 мм могут быть оборваны монтажными

ком. Этот вывод следует и из расчета по формуле (23), если принять, что  $\mu' = \mu'_i = 0,15$ ;  $D = 1,7d$  (для кольцевого торца) и  $d_2 = d$ . Тогда момент на ключе (рис. 17)

$$M_{кл} = P_{кл}L_{кл} \approx 0,2Q_{0з}d$$

и напряжение затяжки

$$\sigma_{0з} \approx \frac{P_{кл}L_{кл}}{0,1d^3},$$

где  $P_{кл}$  — усилие на конце ключа;  
 $L_{кл}$  — длина ключа.

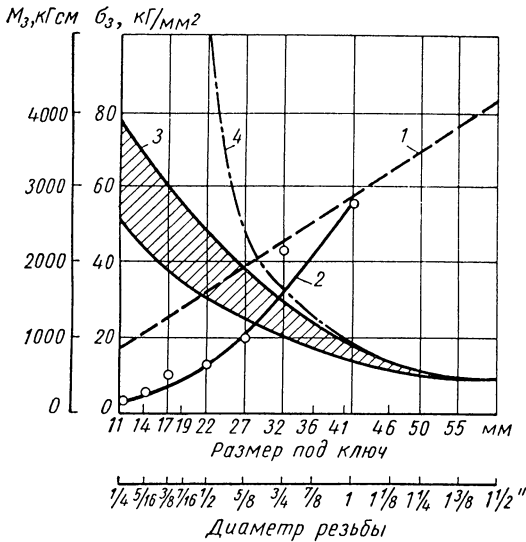


Рис. 16. Моменты и напряжения затяжки для болтов (шпилек) различных диаметров:

1 — момент на нормальном ключе при приложении максимального усилия монтажинка (95 кг); 2 — момент при обычной затяжке; 3 — напряжения затяжки, соответствующие кривой 2, с учетом разброса экспериментальных данных; 4 — напряжения затяжки, соответствующие кривой 1

Для усилия 50 кг,  $d = 14$  мм и нормальной длине ключа  $L_{кл} = 20d$  напряжение затяжки составит  $\sigma_{0з} \approx 50$  кг/мм<sup>2</sup>, что превышает предел прочности малоуглеродистой стали.

Разрушающий момент на ключе можно также определить по приближенной формуле [4]

$$M_{кл. разр} \approx 0,1\sigma_s d^3, \tag{26}$$

где  $\sigma_s$  — предел прочности материала болта (шпильки).

Значения моментов на ключе, приводящие к обрыву соединения [36], приведены на рис. 18.

Опасность перегрузки болтов (шпилек) с диаметром  $d \leq 10$  мм при неконтролируемой затяжке вынуждает существенно понижать допускаемые рабочие нагрузки на соединение (таблица 2) [6], а в ряде случаев ограничивает применение таких болтов в качестве силовых деталей.

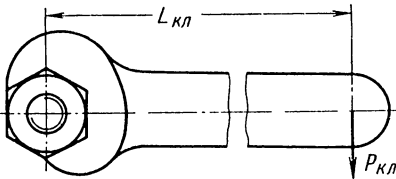


Рис. 17. К определению  $M_{кп}$

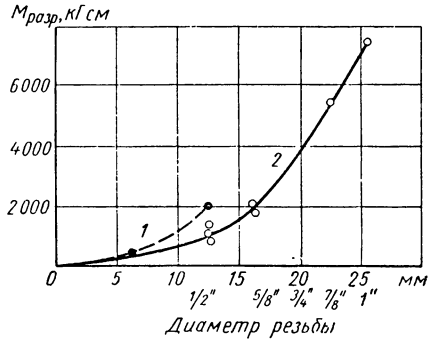


Рис. 18. Изменение разрушающего крутящего момента при затяжке:

1 — с трением на торце; материал болта — углеродистая сталь ( $\sigma_s = 80 \div 90$  кг/мм<sup>2</sup>);  
2 — без трения на торце

## 2. Допускаемые статические нагрузки и моменты затяжки для болтов (шпилек)

Резьба		Сталь 45, $\sigma_s = 65$ кг/мм <sup>2</sup>			Сталь 38ХА, $\sigma_s = 85$ кг/мм <sup>2</sup>			Сталь 40ХНМА, $\sigma_s = 105$ кг/мм <sup>2</sup>		
$d$	$S$	A *	B *	Момент затяжки в кг·см	A *	B *	Момент затяжки в кг·см	A *	B *	Момент затяжки в кг·см
в мм		Нагрузка в кг			Нагрузка в кг			Нагрузка в кг		
3	0,5	28	84	3,75	37	110	5,3	45	135	6,0
4	0,7	58	150	9,0	76	196	11,7	95	245	14,8
5	0,8	110	260	19,5	145	340	25,2	180	425	32,8
6	1	170	375	34,0	220	485	43,2	270	595	54,5
8	1	360	770	92	475	1000	120	585	1250	150
	1,25	330	700	64	430	915	110	530	1130	140
10	1	650	1340	200	850	1750	260	1050	2180	320
	1,5	550	1140	171	730	1500	220	900	1850	278
12	1	1050	2100	300	1370	2740	390	1700	3100	490
	1,5	930	1860	270	1210	2420	350	1500	3000	430
	1,75	870	1740	250	1130	2260	330	1410	2820	410
14	1	1560	3040	640	2040	3960	820	2510	4890	1030
	1,5	1410	2740	570	1840	3580	750	2260	4400	920
	2,0	1250	2440	510	1650	3210	670	2040	4000	840

\* А — неконтролируемая затяжка (грубый учет нагрузок); В — контролируемая затяжка.

## КОНТРОЛЬ УСИЛИЯ ЗАТЯЖКИ

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

В настоящее время наибольшее распространение получили методы контроля, основанные на замере: а) удлинений болта (шпильки); б) угла поворота гайки; в) крутящего момента затяжки гайки\*.

Наиболее точный контроль усилия затяжки достигается при первом методе. Этот метод широко применяют при контроле затяжки особо ответственных резьбовых соединений (шатунных болтов, стяжных болтов разъемных коленчатых валов и роторов компрессоров и т. д.) (рис. 19, а).

Усилие затяжки в рассматриваемом случае определяют по разности величины базы измерения до и после затяжки  $\Delta l$ :

$$Q_{0з} = \frac{\Delta l}{\lambda_6}, \quad (27)$$

где  $\lambda_6$  — коэффициент податливости стержня болта.

Для коротких болтов и для болтов средней длины ( $l \leq 4d$ ) необходимо учитывать деформацию болта в пределах резьбы путем добавления к расчетной длине  $\approx 1/3$  высоты гайки [6], а для коротких шпилек — также и деформацию стержня шпильки в пределах длины свинчивания с корпусом.

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

Для длинных болтов (шпилек) иногда замеряют изменение расстояния при затяжке между концом болта и корпусом, применяя индикаторы или шаблоны.

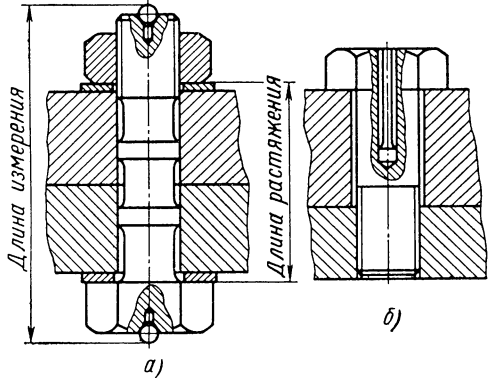


Рис. 19. Схема контроля усилия затяжки в резьбовых соединениях

\* Эффективный (надежный и простой) метод контроля усилия затяжки в процессе сборки и эксплуатации до настоящего времени не разработан.

Иногда для замера усилия затяжки применяют болты (шпильки) с центральным сверлением, в котором закрепляется стержень (см. рис. 19, б). Длину стержня подбирают так, чтобы при полной затяжке торец стержня был заподлицо с торцом болта (шпильки) [4, 19]. Этот способ позволяет осуществлять контроль усилия затяжки в процессе эксплуатации. В ряде случаев для контроля усилия затяжки ответственных резьбовых соединений целесообразно применять проволочные тензодатчики (наклеиваемые на гладкую часть болта или заливаемые в центральное отверстие),

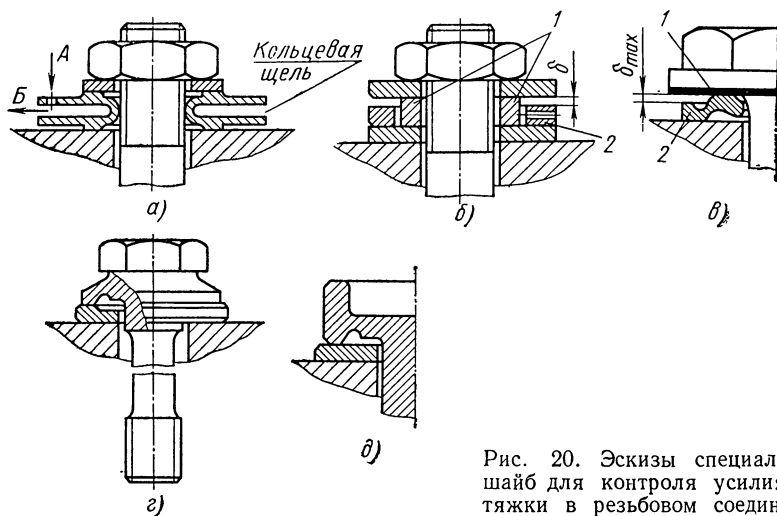


Рис. 20. Эскизы специальных шайб для контроля усилия затяжки в резьбовом соединении

которые после измерения могут оставаться на детали при дальнейшей эксплуатации (см. стр. 36).

Весьма эффективным является пневмотензометрический метод контроля усилия затяжки [12], основанный на изменении расхода воздуха через кольцевую щель шайбы (подкладываемой под гайку) при ее деформации (рис. 20, а).

Интересный способ контроля усилия затяжки применяется на заводах фирмы Дуглас (США) [35]. Резьбовое соединение (рис. 20, б), помимо двух обычных шайб, снабжается специальной мерной шайбой 1 и кольцом 2, отличающимися по высоте на величину  $\delta$ . Величину зазора  $\delta$  подбирают таким образом, чтобы при расчетном усилии в болте шайба получила пластическую деформацию  $\delta$ . Расчетную величину усилия определяют по степени зажатия кольца 2 (в этот момент его нельзя проверить при помощи тонкого штифта, вставляемого в одно из трех отверстий в кольце).

В ФРГ широко применяют фасонную шайбу (рис. 20, в),



обеспечивающую достаточно точную затяжку [30]. 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  $\delta$ , контролируется в этом случае либо с помощью щупов, либо по резкому возрастанию момента затяжки  $M_{03}$  (из-за увеличения момента трения на торце гайки). На рис. 20,  $z$  и  $d$  показаны другие формы головки болта и гайки, обеспечивающие точную затяжку по этому принципу.

В практике довольно широко применяется контроль усилия затяжки по углу поворота гайки. В этом случае в технических условиях на сборку резьбового соединения указывается угол  $\varphi$  поворота гайки. Величину этого угла в зависимости от требуемого усилия затяжки несложно получить из условий равновесия и совместности деформаций болта и стягиваемых деталей:

$$\varphi^\circ = 360 \frac{Q}{S} \sum_{i=1}^n \lambda_i, \quad (28)$$

где  $\sum_{i=1}^n \lambda_i$  — суммарная податливость болта и стягиваемых деталей;  
 $n$  — число деталей в соединении (индекс 1 приписывается болту).

В приближенных расчетах можно пренебречь податливостью стягиваемых деталей по сравнению с податливостью болта, т. е. положить [4]

$$\sum_{i=1}^n \lambda_i \approx \lambda_\delta = \frac{l_\delta}{E_\delta F_\delta};$$

тогда

$$\varphi^\circ \approx 360 \frac{Q_{03} l_\delta}{S E_\delta F_\delta}. \quad (29)$$

Измерение угла поворота гайки при монтаже с точностью 10—15° не вызывает затруднений и производится различными методами (мерные подкладки, шаблоны и др.) (рис. 21).

Обычно основное значение имеет  $\lambda_\delta$ , однако для податливых фланцев и при наличии некоторого изгиба в стягиваемых деталях необходимо учитывать все члены в формуле (28).

Указанный метод по сравнению с предыдущим более прост при выполнении сборочных работ. Однако сложная зависимость  $\varphi = f(Q_{03})$ , связанная с вычислением податливости стягиваемых

деталей, и трудность определения начального угла  $\varphi_0$ , при котором полностью выбираются зазоры в соединении, делает этот метод малоэффективным. Точность обеспечения заданного усилия затяжки при контроле по углу поворота гайки не более  $\pm 22\%$  [19].

Метод контроля усилия затяжки по углу поворота гайки совершенно непригоден для коротких болтов ( $l < 4d$ ). Расчетный угол поворота гайки для таких болтов невелик, и погрешности метода сказываются в наибольшей степени.

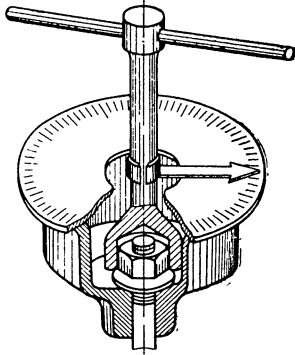


Рис. 21. Эскиз ключа для затяжки соединений с контролем по углу поворота

Наиболее простым для практики оказывается метод контроля усилия затяжки, основанный на за мере момента затяжки [см. формулу (23)]. Затяжку резьбовых соединений в этом случае осуществляют тарированными ключами: динамометрическими и предельными.

Крутящий момент в динамометрических ключах (рис. 22) измеряют в каждый момент времени при помощи специальных устройств (упругих элементов). Деформация упругих элементов пропорциональна приложенному к ключу усилию. Затяжка прекращается, когда момент на ключе достигает величины, установленной техническими условиями.

Для тарировки ключей применяют простые приспособления.

Предельные ключи основаны 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 специальный сигнал (звуковой или световой).

На рис. 23 показан торцовый предельный ключ [19]. Крутящий момент при затяжке передается на стакан 1, соединенный с гильзой 2 при помощи кулачков. В случае превышения заданной величины момента на рукоятке 3 и, как следствие, на головке 4 шпилька 5 ползет по наклонной прорези гильзы 2, заставляет последнюю преодолевать сопротивление пружины 6 и опускается книзу. При этом кулачки выходят из зацепления со стаканом 1, и стакан с рукояткой проворачиваются вхолостую.

Предельные ключи стандартизованы (ГОСТ 7068—54). Затяжка такими ключами обычно менее точна, чем динамометрическими. Однако благодаря удобству и простоте применения предельные ключи находят все более широкое применение.

Использование тарированных ключей основано на связи крутящего момента на ключе и усилия затяжки. Из формулы (23)

следует, что сила затяжки пропорциональна величине момента на ключе, если коэффициенты трения  $\mu'$  и  $\mu_T$  остаются неизменными в процессе затяжки. Однако в действительности последнее обстоятельство не соблюдается, так как коэффициенты трения зависят от удельного давления.

Кроме того, коэффициенты трения зависят от целого ряда факторов:

- а) наличия и вида покрытия резьбы (табл. 3, 4);
- б) состояния трущихся поверхностей (чистота поверхностей, наличие смазки и др.);
- в) повторяемости сборки;
- г) скорости завинчивания и др.

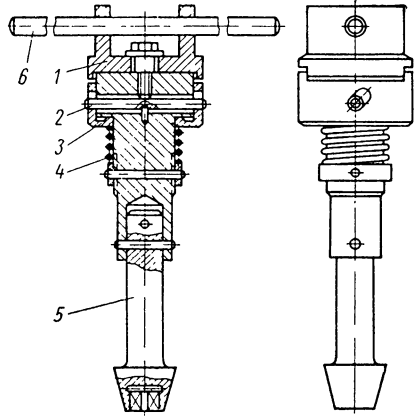


Рис. 22. Эскиз динамометрического ключа

Рис. 23. Эскиз торцового предельного ключа

При наличии смазки значения коэффициентов трения снижаются на 20—30%.

Следует отметить, что коэффициенты трения не стабильны и существенно отличаются для разных партий болтов даже внутри одного производства, поэтому пользоваться справочными данными

**3. Значения коэффициентов трения в резьбе  $\mu'$  и на торце гайки  $\mu_T$  в зависимости от вида покрытия и числа затяжек (болт М6×60; материал болта и гайки — сталь 1Х17Н2; толщина покрытия 10 мк)**

Покрытие болта и гайки	1-я затяжка		2-я затяжка		3-я затяжка	
	$\mu'$	$\mu_T$	$\mu'$	$\mu_T$	$\mu'$	$\mu_T$
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
Омеднение . . . . .	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

не рекомендуется. Коэффициенты трения желательно определять на резьбовом динамометре для каждой партии болтов.

С увеличением скорости завинчивания коэффициенты трения в резьбе и на торце уменьшаются. Это следует учитывать при

**4. Значения коэффициентов трения в резьбе болта М10×25 и на торце гайки при вибрациях [28]**

Усилие затяжки в кг	Частота нагружения в гц	Коэффициенты трения $\mu'$ и $\mu_T$
1000	0 45	0,14 0,01
2000	0 52,5	0,13 0,005
3000	0 67,5	0,1 0,025

ручной затяжке тарированным инструментом (особенно предельными ключами) резьбовых соединений с  $d > 10$  мм, так как вследствие неравномерного вращения инструмента в процессе затяжки («перехват» ключа, затяжка «рывками») возможны недотяжка или перетяжка резьбовых соединений (рис. 24). Переход с ручной на механизированную сборку резьбовых соединений может привести к существенной перетяжке резьбовых соединений.

Анализ экспериментальных данных показывает, что зависимость  $M_{кл} = f(Q_{0з})$  не является устойчивой (рис. 25) и обеспечивает точность получения усилия затяжки не более  $\pm 30\%$ .

$M$ , кг·см

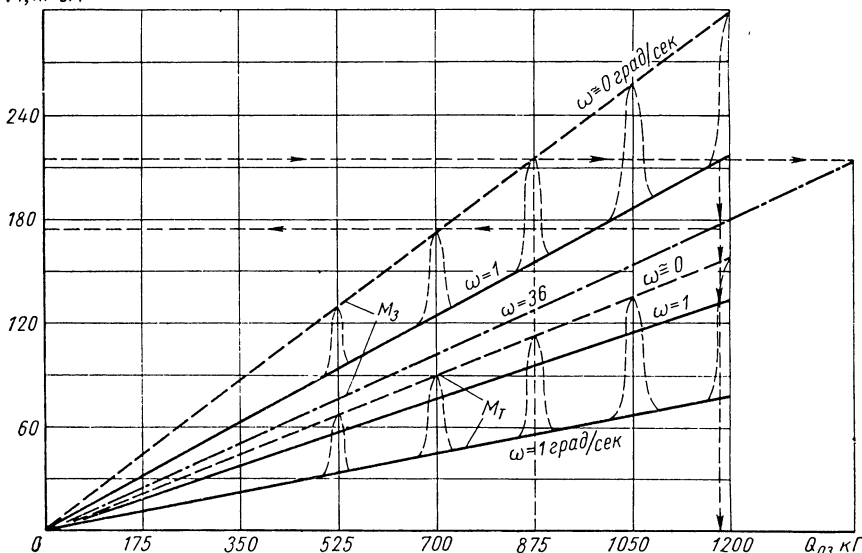


Рис. 24. Изменение моментов в резьбовом соединении при затяжке (резьба М12×1,5)

Лучшие результаты могут быть получены при затяжке комбинированным методом. При этом первоначальная затяжка до «нулевого» положения проводится тарированным инструментом, дальнейшая затяжка контролируется по углу поворота. Требуемые  $M_{03}$  и  $\varphi^\circ$  определяют из экспериментальной диаграммы  $M_{03} = f(\varphi^\circ)$ . При указанном методе исключается произвольность отсчета нулевого положения угла поворота, а усилие затяжки не зависит от трения.

На основании вышеизложенного можно рекомендовать следующие методы контроля усилия затяжки:

- а) для коротких болтов (шпилек) — по крутящему моменту;
- б) для болтов средней длины ( $4d < l < 6d$ ) — комбинированный метод\*, а также по крутящему моменту или удлинению;
- в) для длинных болтов ( $l > 6d$ ) — по удлинению\* или углу поворота гайки.

Оригинальные методы контроля часто бывают более эффективными, нежели общепринятые. Однако увеличение стоимости соединения ограничивает применение таких методов.

### ОСОБЕННОСТИ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ БОЛЬШИХ ДИАМЕТРАХ РЕЗЬБ

Увеличение габаритов и параметров машин обусловило расширение резьбовых соединений большого диаметра ( $d = 30 \div 200$  мм). К ним относятся стяжные болты (шпильки) мощных прессов, молотов, аппаратов высокого давления, стационарных и судовых дизелей и других машин, требующих для их затяжки больших усилий и, следовательно, крупногабаритных затяжных устройств. В этих случаях усилие затяжки при монтаже часто создается путем применения предварительного обогрева или растяжения болта (шпильки)\*\*.

Предварительный обогрев болта (шпильки) осуществляют с помощью стержневых электронагревателей, вставляемых в отверстия болтов, или разъемных муфт, охватывающих болт снаружи [19]. Нагрев контролируют по удлинению болта  $\delta_l$ . Далее нагретый болт устанавливают на место и обычным ключом затягивают гайку. После охлаждения в соединении возникает



Рис. 25. Усилия затяжки в болтах  $\frac{5}{8}$ " при  $M_{к.а} = 800$  кгсм = const

\* Предпочтительные методы контроля.

\*\* Для компенсации возрастающего шага (из-за нагрева или растяжения болта) следует увеличивать зазоры в соединении по среднему диаметру резьбы.

«усилие затяжки»  $Q_{0з}$ , при этом болт будет иметь удлинение  $\delta_\sigma$ , а стянутые детали сожмутся на величину  $\delta_\partial$ .

Условие совместности деформаций для этого случая имеет вид

$$\delta_t = \delta_\sigma + \delta_\partial. \quad (30)$$

Принимая во внимание равенства (1), (2), найдем

$$\delta_\partial = \delta_\sigma \frac{\lambda_\partial}{\lambda_\sigma}. \quad (31)$$

Подставляя выражение (31) в равенство (30), с учетом зависимости (1) найдем

$$\delta_t = Q_{0з} (\lambda_\sigma + \lambda_\partial). \quad (32)$$

Удлинение болта из-за теплового расширения.

$$\delta_t = \int_0^l \alpha_t t(l) dl \approx \alpha_t t_{cp} l, \quad (33)$$

где  $t(l)$  — изменение температуры в текущем сечении болта;

$t_{cp}$  — изменение средней температуры болта;

$\alpha_t$  — коэффициент линейного расширения;

$l$  — длина, на которой производится нагрев болта.

Из выражений (32) и (33) может быть определена степень подогрева болта, обеспечивающая потребное усилие затяжки:

$$\Delta t = t_{cp} = \frac{Q_{0з}}{\alpha_t l} (\lambda_\sigma + \lambda_\partial). \quad (34)$$

При затяжке с помощью предварительного растяжения к болту (шпильке) прикладывают силу  $P$ , растягивающую его в пределах упругих деформаций; растянутый болт фиксируют гайкой, после чего силу  $P$  снимают. Возникшими при этом упругими силами деформации создается усилие предварительной затяжки  $Q_{0з}$ .

Для предварительного растяжения болтов (шпилек) применяют различные растягивающие устройства. На рис. 26 показано такое устройство в виде гидравлического домкрата [18]. При подаче в корпус 1 устройства гидравлического давления поршень 2 перемещается вверх, увлекая за собой тягу 3, накрученную на резьбовой конец болта (шпильки) 4, вследствие чего шпилька удлиняется на величину

$$\delta_p = \lambda_\sigma P. \quad (35)$$

Далее гайку 5, свободно накрученную на болт, довертывают обычным ключом до упора в стягиваемую деталь 6, создавая небольшое осевое усилие затяжки ( $\Delta Q_{0з} \ll Q_{0з}$ ), которым можно пренебречь.

После такой фиксации растянутого болта сбрасывается гидравлическое давление и под действием силы упругой деформации создается усилие затяжки соединения  $Q_{0з}$ .

Удлинение болта при этом

$$\delta_b = \lambda_b Q_{0з}, \quad (36)$$

а укорочение стянутых деталей

$$\delta_d = -\lambda_d Q_{0з}. \quad (37)$$

С учетом равенств (35)—(37) условие совместности деформаций, выраженное через силовые факторы, запишем в виде

$$\lambda_b P = Q_{0з} (\lambda_b + \lambda_d), \quad (38)$$

откуда сила предварительного растяжения болта, обе-

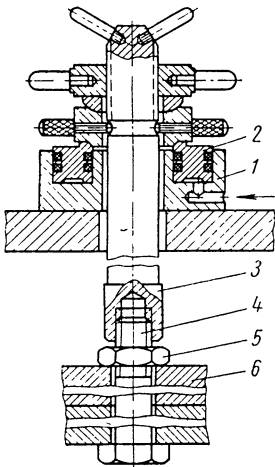


Рис. 26. Эскиз приспособления для затяжки болтовых соединений больших размеров

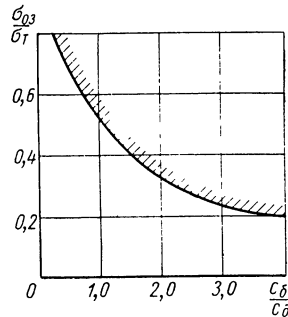


Рис. 27. График зависимости  $\frac{\sigma_{0з}}{\sigma_T} = f\left(\frac{c_b}{c_d}\right)$

спечивающая требуемую затяжку соединения, равна

$$P = Q_{0з} \left(1 + \frac{\lambda_d}{\lambda_b}\right). \quad (39)$$

Из равенства (39) следует, что если  $\lambda_b = \lambda_d$ , то  $P = 2Q_{0з}$ ; если  $\lambda_b \ll \lambda_d$ , то  $P \gg Q_{0з}$ .

Вместе с тем, осевая сила  $P$  не должна превышать предельного значения  $P_T$ , при котором болт получит остаточное удлинение из-за пластических деформаций. Следовательно, при затяжке по данному способу должно соблюдаться условие  $Q_{0з} \leq P \leq P_T$ .

Зависимость предельного усилия затяжки болта от соотношения жесткостей  $\left(c_i = \frac{1}{\lambda_i}\right)$   $c_b$  и  $c_d$  приведена на рис. 27.





Если окажется, что  $\delta_{ост. б} \geq \delta_d$ , то после снятия внешней нагрузки затяжка исчезнет совсем, и вся рабочая нагрузка будет восприниматься болтом.

Пластическая деформация соединяемых деталей оказывает аналогичное влияние на потерю затяжки.

Остаточные деформации в резьбе и соединяемых деталях являются главной причиной паде-

$Q_3, \text{ кг/см}^2$   $Q_3, \text{ кг}$

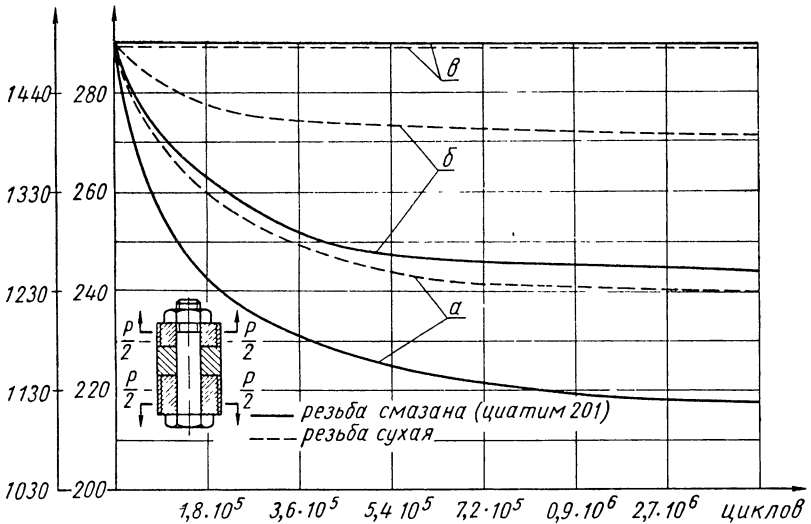


Рис. 29. Изменение усилия и напряжения затяжки в болтовом соединении при действии переменной внешней нагрузки:

а — 1-е обжатие; б — 2-е обжатие; в — 3-е обжатие

ния напряжения затяжки. Величина снижения усилия затяжки зависит от остаточной осадки соединения  $\delta$  и податливости деталей:

$$\Delta Q_{03} = \frac{\delta}{\lambda_b + \lambda_d}, \quad (41)$$

где  $\delta$  — осадка соединения.

Как видно из формул (40) и (41), в обоих случаях падение усилия затяжки  $\Delta Q_{03}$  существенно зависит от податливости элементов соединения. С увеличением податливости падение усилия затяжки уменьшается.

Уменьшение напряжения затяжки при увеличении числа циклов нагрузки, происходящее в результате периодического «сминания гребешков» на поверхностях контакта в резьбе, показано на рис. 29 и составляет 20—35% [9, 17, 38]. При втором обжатии

падение затяжки (на 5—10%) происходит преимущественно за счет разрушения новой микрогеометрии поверхностей стыка. И лишь при третьем обжатии, как правило, не наблюдается падения затяжки.

Падение напряжения предварительной затяжки приводит к увеличению амплитуды переменной внешней нагрузки (рис. 30). Последнее обстоятельство может явиться причиной преждевременного разрушения соединений от усталости [3, 20].

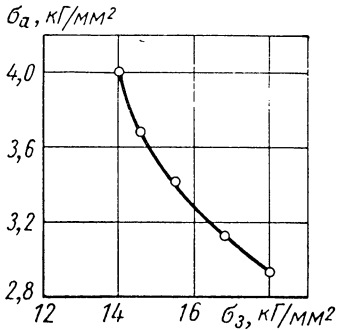


Рис. 30. Влияние падения напряжения предварительной затяжки  $\sigma_z$  на величину амплитуды цикла  $\sigma_a$

показывают, что на стабильность затяжки резьбовых соединений существенное влияние оказывает состояние стыковых поверхностей (рис. 31) [16]. Падение первоначальной затяжки оказывается большим с увеличением числа стыков (рис. 32) и уменьшением силы затяжки (рис. 33) [38].

Существенное влияние на стабильность затяжки оказывают величины упругого удлинения болта или шпильки [см. формулу (41)]. Податливые болты (длинные болты с проточками) лучше сохраняют первоначальные напряжения затяжки [28].

Из рассмотренных примеров следует, что при конструировании соединений с высокой стабильностью затяжки необходимо стремиться к:

- 1) уменьшению или ограничению возможной пластической осадки соединения;
- 2) увеличению податливости деталей системы болта в соединении.

Пластическая осадка соединения снижается с уменьшением числа соединяемых стыков и шероховатости стыковых поверхностей; если отсутствуют пластические элементы (прокладки из «мягких» материалов и др.) и смазка внутри стыков; с уменьшением удельных давлений под головкой болта и гайкой путем введения жестких шайб; когда профиль резьбы гладкий (изготовление резьбы болтов и шпилек накатыванием); в случае применения высокопрочных болтов, позволяющих избежать пластического удлинения, причем должно быть исключено: обезуглероживание резьбы, неперпендикулярность опорного торца головки к оси болта, ошибки в образовании и накатывании резьбы.

Конструктивными мероприятиями, увеличивающими податливость соединяемых деталей и, следовательно, стабильность затяжки (при действии как осевых нагрузок, так и усилий в плоскости стыка), являются (рис. 34):

- применение высокопрочных болтов с меньшим сечением;
- уменьшение сечения болта (болт с проточкой);
- увеличение длины болта путем введения гильзы;
- повышение предела упругости соединяемых деталей.

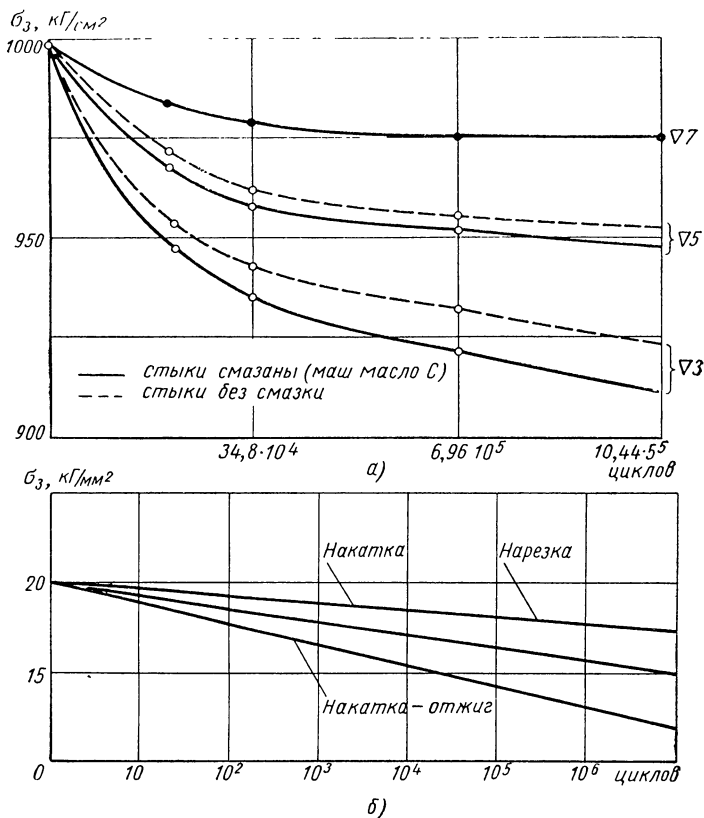


Рис. 31. Влияние состояния стыковых поверхностей стягиваемых деталей (а) и способа получения резьбы (б) на стабильность напряжения затяжки

Соединения, нагруженные в плоскости стыка, будут менее подвержены самоотвинчиванию, если они стянуты длинными болтами. Благодаря большой податливости к изгибным и скручивающим деформациям длинный болт может (деформируясь) компен-

сировать взаимные перемещения соединяемых деталей, препятствуя отвинчиванию гайки.

Повышение податливости соединений можно получить также путем введения совместно напряженных пружинных элементов в систему деталей болта \* (рис. 35). Последнее улучшает стабильность затяжки соединения при осевом нагружении.

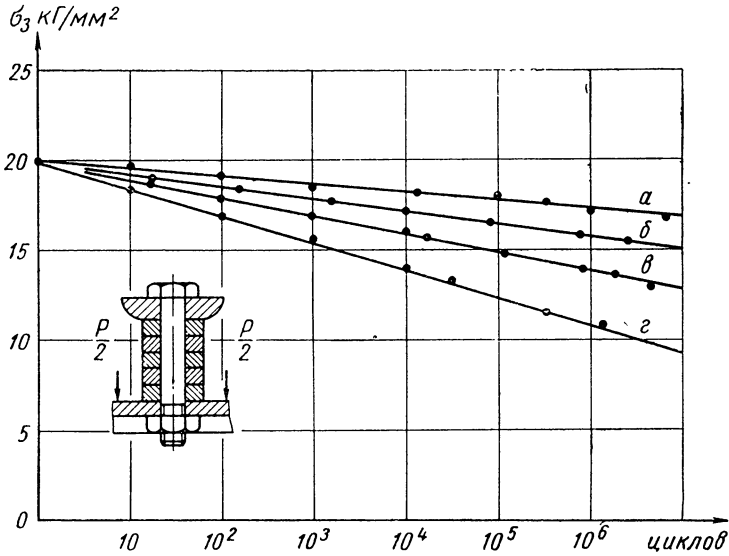


Рис 32. Изменение напряжения затяжки  $\sigma_3$  в зависимости от числа стыков:

а — без промежуточных шайб; б — две промежуточные шайбы; в — пять промежуточных шайб; г — десять промежуточных шайб

При действии нагрузки в плоскости стыка необходимо вводить элементы, предохраняющие от действия крутящих нагрузок и против уменьшения фрикционной связи как под головкой, так и в резьбе [28].

Применение элементов, изображенных на рис. 35, в случае действия переменных нагрузок в плоскости стыка определяется в первую очередь их свойствами увеличивать сцепление опорных

\* В деталях системы болта при приложении внешней нагрузки абсолютная величина напряжений (с учетом напряжения затяжки) увеличивается, а в деталях системы корпуса — уменьшается [4].

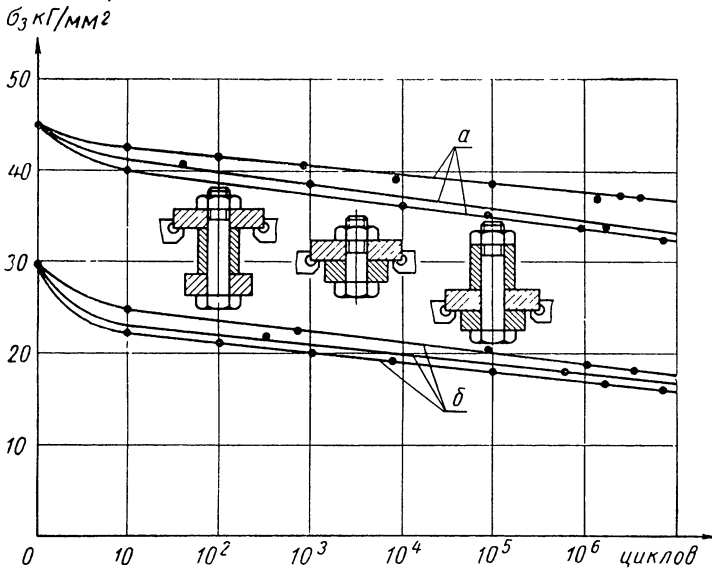


Рис. 33. Изменение напряжения затяжки в зависимости от усилия предварительной затяжки:

$a - \sigma_{03} = 45 \text{ кг/мм}^2$ ;  $б - \sigma_{03} = 30 \text{ кг/мм}^2$

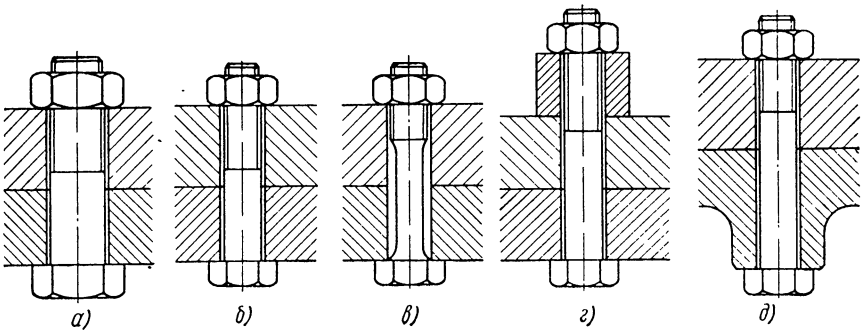


Рис. 34. Конструктивные способы увеличения податливости болтов:

$a$  — болт из малоуглеродистой стали;  $б$  — высокопрочный болт;  $в$  — болт с проточкой;  $г, д$  — увеличение длины болта

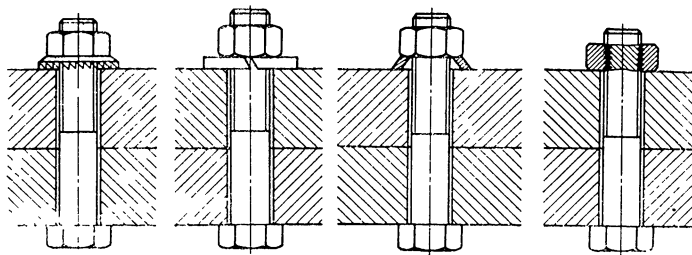


Рис. 35. Эскизы болтовых соединений

поверхностей, в резьбе или местного давления, препятствующего уменьшению фрикционной связи, и, лишь во вторую очередь, упругостью в осевом направлении.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ЗАТЯЖКИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При экспериментальном определении усилий в резьбовых соединениях используют проволочные тензометры (проволочные преобразователи). Проволочный тензометр представляет собой

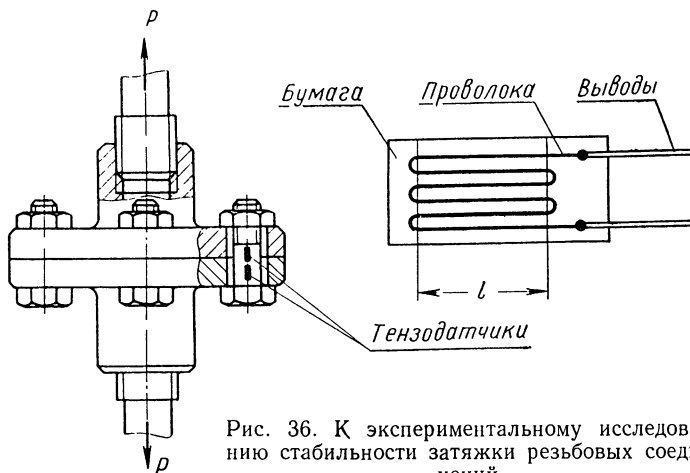


Рис. 36. К экспериментальному исследованию стабильности затяжки резьбовых соединений

проволоку\*, уложенную в той или иной форме (чаще всего в виде параллельно расположенных в один слой петель) и приклеенную к основе (рис. 36).

\* Вместо проволоки иногда применяют фольгу.

Решетка тензометра наматывается из отожженной константановой проволоки диаметром  $d = 15 \div 30$  мк, имеющей стандартный химический состав. Концы проволоки припаивают или приваривают к выводам, изготовленным из более толстого проводника.

В качестве основы, изолирующей решетку от электрического пробоя, употребляют папиросную бумагу, нелощеную (карандашную) кальку, пленку клея БФ-4 или бакелитового лака и др.

Датчик наклеивают на поверхность исследуемой детали так, чтобы размер базы (длина петли)  $l$  совпадал с направлением, в котором требуется измерить деформацию.

При плотной наклейке проволочка удлинится вместе с поверхностью детали, и ее омическое сопротивление изменится и регистрируется как показатель деформации.

Экспериментально установлено [5], что относительное изменение омического сопротивления проволоки  $\frac{\Delta R}{R}$  пропорционально ее удлинению:

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

где  $\gamma_0$  — коэффициент тензочувствительности (безразмерная величина, зависящая от физических свойств материала);

$$\gamma_0 = 2,0 \div 2,1 \text{ — для константана;}$$

$$\gamma_0 = 2,1 \div 2,3 \text{ — » нихрома;}$$

$$\gamma_0 = 3,2 \div 3,5 \text{ — » элннвара.}$$

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

При испытаниях датчик, наклеенный на деталь, включают в измерительный прибор по мостовой схеме (рис. 37) 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  $i_2$  равнялась нулю.

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

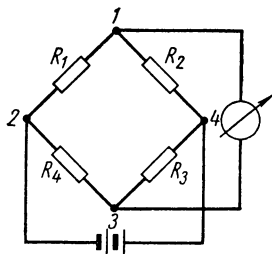


Рис. 37. Мостовая схема включения тензодатчиков

Величина тока, протекающего через гальванометр, пропорциональна изменению сопротивления датчика и, следовательно, измеряемой деформации.

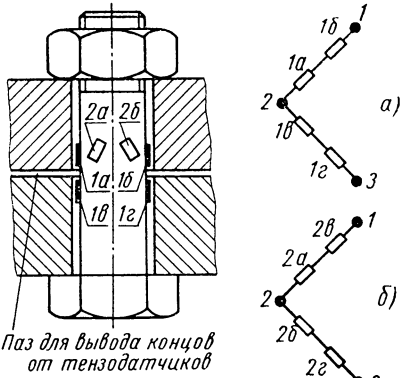


Рис. 38. Схемы препарирования болта и включения тензодатчиков для замера осевого усилия (а) и крутящего момента (б)

Место наклейки тензометра выбирают в соответствии с задачами эксперимента.

На рис. 38 приведен пример наклейки тензодатчиков на болте, соединяющем фланцы. В среднем сечении болта с помощью продольных датчиков 1а и 1б и кольцевых 1в, 1г, включенных, как показано на схеме (рис. 38, а), измеряется продольная сила. Аналогично включенные датчики 2а, 2б предназначены для регистрации момента кручения в среднем сечении.

Соединение нагружается переменными рабочими нагрузками, и через определенные промежутки времени (20—60 мин) производят замер остаточного напряжения затяжки, крутящего момента в резьбе и амплитуды переменных напряжений, действующих на болт.

### РЕЛАКСАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В БОЛТЕ И ДЕТАЛЯХ ПРИ ИХ РАБОТЕ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННЫХ ТЕМПЕРАТУР

Явление релаксации заключается в понижении первоначальных напряжений затяжки в результате процессов непрерывной ползучести. Релаксацию напряжений следует учитывать, начиная с температур 300° С для конструкционных сталей и 150° С для легких сплавов.

Если стягиваемые детали являются абсолютно жесткими, то полная относительная деформация болта (шпильки)  $\epsilon$ , остающаяся постоянной во времени, равна

$$\epsilon = \epsilon_{03} = \epsilon_y + \epsilon_n, \quad (42)$$

где  $\epsilon_{03} = \frac{\sigma_{03}}{E}$  — относительная деформация болта после затяжки (с учетом нагрева);

$\epsilon_y = \frac{\sigma}{E}$  — упругая деформация;

$\epsilon_n$  — пластическая деформация.



Из формулы (42) следует, что за счет монотонного возрастания пластической деформации (процесс ползучести) напряжение в болте будет непрерывно уменьшаться. Однако при этом пластическая деформация не превосходит начальную деформации болта от затяжки. Если положить, что  $\epsilon_n = \epsilon_{0z}$ , то

$$\sigma_{0z} = 0.$$

На рис. 39 показаны зависимости остаточной силы затяжки времени [37], из которых видно, что в первые минуты работы

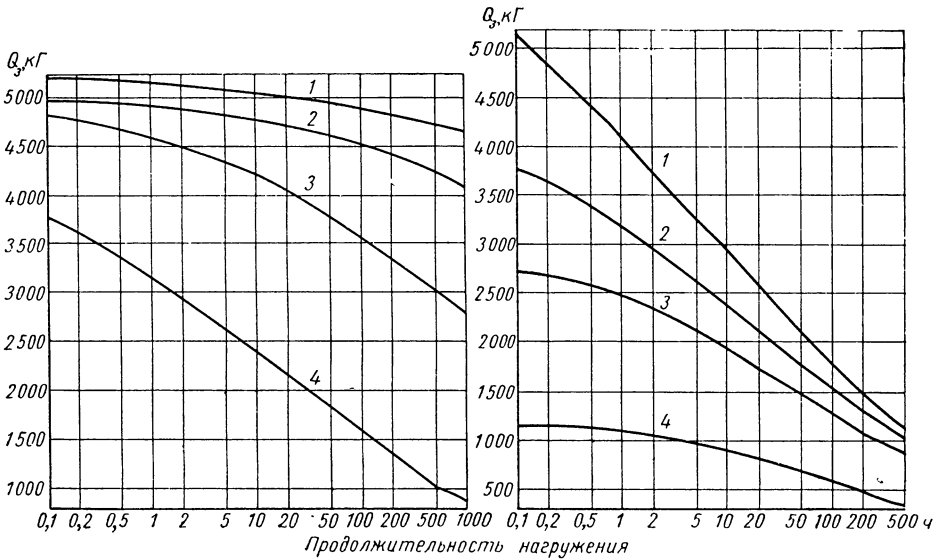


Рис. 39. Изменение усилия в болтах при релаксации напряжений (болт M12×10 из стали 34 Сг 4):

*a* — напряжение предварительной затяжки  $\sigma_{0z} = 0,7\sigma_{0,2/400}$ ; 1 — при температуре 250° С; 2 — 300° С, 3 — 350° С; 4 — 400° С; *б* — температура испытаний 400° С; 1 — напряжение предварительной затяжки, равное  $\sigma_{0,2/400}$ ; 2 —  $\sigma_{0z} = 0,7\sigma_{0,2/400}$ ; 3 —  $\sigma_{0z} = 0,5\sigma_{0,2/400}$ ; 4 —  $\sigma_{0z} = 0,2\sigma_{0,2/400}$

происходит интенсивное падение усилия затяжки, а увеличение усилия затяжки способствует ее сохранению. 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  $\sigma_{0z} \geq 0,5\sigma_{0,2/400}$  ( $\sigma_{0,2/400}$  — условный температурный предел теку-

части) уже после 1000 ч испытания остаточные напряжения примерно одинаковые (см. рис. 39, б). Следует отметить, что падение напряжения предварительной затяжки не зависит от диаметра и длины гладкой части стержня шпильки или болта (при неизменной резьбе) [26].

Принимаем, что деформация ползучести может быть выражена в виде [21]

$$\varepsilon_n = \Omega \sigma^m \quad (43)$$

и скорость деформации ползучести (увеличение относительной деформации в единицу времени)

$$v_{n,t} = B \sigma^m, \quad (44)$$

где  $\Omega$  — функция времени  $t$  и температуры  $\theta$ ;

$B = \frac{d\Omega}{dt}$  и  $m$  — коэффициенты, зависящие от материала и температуры.

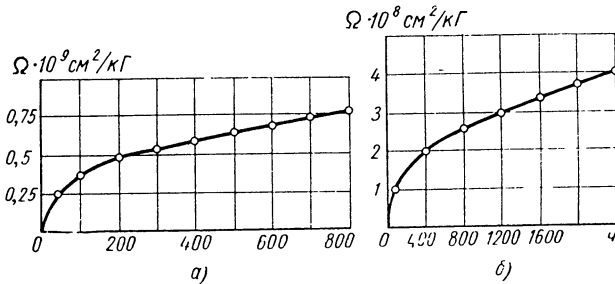


Рис. 40. График функции  $\Omega$ :

а — сталь ЭИ10 при  $t = 500^\circ\text{C}$ ; б — медь при  $t = 165^\circ\text{C}$

Тогда из равенства (42) получим остаточное напряжение затяжки в момент времени  $t$  при  $m \geq 2$ :

$$\sigma_3 = \sigma_{03} (bt + 1)^{-\frac{1}{m-1}}, \quad (45)$$

где  $b = \sigma_{03}^{m-1} EB (m - 1)$ .

Графики функции  $\Omega$  приведены на рис. 40. Значения  $\Omega$  и  $m$  даны в работе [21].

Для того чтобы за период службы болтов до подтяжки напряжения в них не снижались ниже минимальной величины, начальное (расчетное) напряжение затяжки увеличивают  $v$  раз:

$$v = \frac{\sigma_{03}}{\sigma_{3\min}}. \quad (46)$$

### ОТВИНЧИВАНИЕ ГАЕК И БОЛТОВ В РЕЗУЛЬТАТЕ ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ

Резьбы обладают свойством «самоторможения», т. е. растягивающая нагрузка не вызывает поворота гайки относительно болта. Поэтому высокая затяжка болтов ( $\sigma_b = 90 \div 180 \text{ кг/мм}^2$ ) является

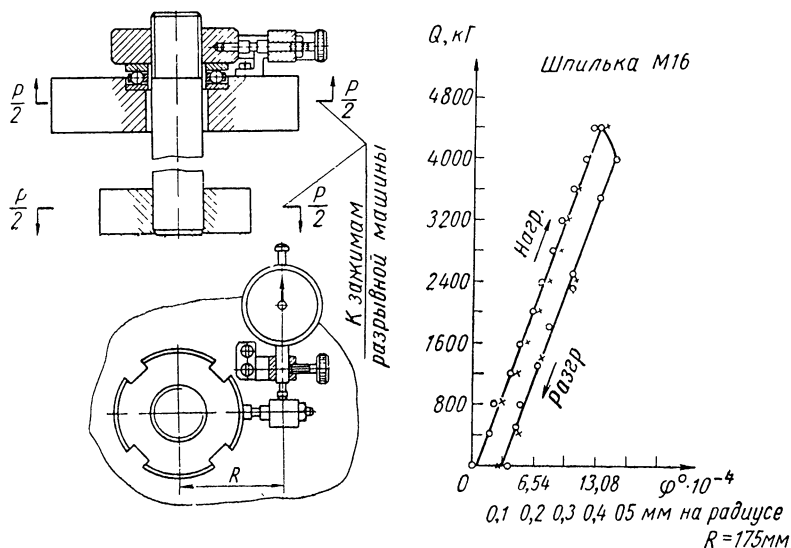


Рис. 41. Эскиз соединения для исследования  $M_{отв}$  и зависимость угла поворота гайки от осевого усилия

наиболее надежным средством предохранения соединений от ослабления.

Действительно, в случае действия только осевой статической нагрузки этого средства вполне достаточно. Осевая нагрузка на болт из-за наличия угла подъема витков резьбы  $\beta$  вызывает появление отвинчивающего момента \* (рис. 41)

$$M_{отв} = Q \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \beta. \quad (47)$$

\* Действие  $M_{отв}$  можно наблюдать при нагружении соединения в захватах разрывной машины, изображенного на рис. 41. В процессе нагружения наблюдается поворот гайки вместе со шпилькой в направлении отвинчивания; в стадии разгрузки — в направлении завинчивания. Самоотвинчиванию при статическом нагружении препятствуют силы трения в резьбе (трение на торце практически устранено упорным шарикоподшипником).

Этому моменту противостоят момент трения в резьбе

$$M_p \approx Q \frac{d_2}{2} \cdot \frac{\mu}{\cos \beta} \quad (48)$$

и момент трения на торце гайки

$$M_T = QR_T \mu_T. \quad (49)$$

Обычно при статическом нагружении сумма этих двух моментов в несколько раз превосходит величину  $M_{отв}$ , что и предотвращает самопроизвольное развинчивание гайки, так как угол трения  $\rho$  (см. выше) при наиболее неблагоприятных условиях смазки бывает не менее  $6^\circ$ , а угол подъема витков крепежной резьбы находится в пределах  $\beta = 2^\circ 29' \div 3^\circ 20'$ .

Однако при вибрациях, носящих систематический или случайный характер и приводящих к взаимному смещению деталей, указанные выше соотношения нарушаются: коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки существенно уменьшаются (табл. 4) соответственно на 70—85% и на 75—80% [28, 33]. При этом уменьшение значений коэффициентов трения ниже 0,02 нарушает самоторможение для резьбы М10 и приводит к самоотвинчиванию.

Более того, 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 этом случае даже незначительные боковые силы могут вызвать ее поворот.

Значительно сложнее и менее наглядно поведение соединений при действии внешних сил в плоскости стыка. В этих случаях 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 [28]. Такие случаи часто встречаются в практике, например, соединение маховика и коленчатого вала в двигателях внутреннего сгорания, соединение муфт и т. д.

Резьбовые соединения могут надежно работать при переменных нагрузках только в застопоренном состоянии. При этом стопорящие элементы в самом неблагоприятном случае должны компенсировать отвинчивающий момент [см. формулу (47)] — условие стопорения.

## МЕТОДЫ СТОПОРЕНИЯ И СТОПОРЯЩИЕ ЭЛЕМЕНТЫ

Известны следующие методы стопорения резьбовых соединений:

1. Взаимная фиксация 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.

Многообразие видов нагружения и условий работы привело к появлению большого числа стопорящих элементов (отдельных деталей, частей резьбовых деталей и т. д.), с помощью которых реализуются известные методы.

В соответствии с методами стопорения различают следующие группы стопорящих элементов [28]:

а) формозапирающие элементы, совместно напряженные (шайбы и др.) и совместно ненапряженные (шплинты, штифты, удерживающие накладки, проволока и др.);

б) упругие элементы, увеличивающие сцепление по опорной поверхности гайки (головки болта, шайбы пружинные, шайбы стопорные с наружными и внутренними зубьями и др.);

в) упругие элементы, осуществляющие силовое замыкание на резьбу (контргайка, посадка на тугую резьбу и др.);

г) пластические элементы, осуществляющие силовое замыкание на резьбу (посадка на клеи и др.).

---

---

## ГЛАВА II

### СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

#### СТОПОРЕНИЕ СОВМЕСТНО НАНАПРЯЖЕННЫМИ 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 нагрузками (осевыми или в плоскости стыка), а также для стопорения ответственных резьбовых соединений. Указанные элементы не понижают стабильности затяжки соединений.

По способу реализации механической связи в процессе стопорения различают детали: деформируемые и недеформируемые.

Деформируемые стопорящие детали (табл. 5) при разборке или подтяжке резьбовых соединений иногда подвергаются восстановительной деформации, которая понижает 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. 6). Отверстия под шплинты и проволочные штифты сверлят заранее. В большинстве случаев применяют стандартные болты с готовыми отверстиями на резьбовом конце болта (табл. 7).

Способы стопорения резьбовых соединений шплинтами и проволочными штифтами весьма надежны. Недостатком этих способов является ступенчатость затяжки гаек (через  $60^\circ$ ). Последнее резко ограничивает применение шплинтов и проволочных штифтов для стопорения гаек с короткими болтами ( $l \leq 4d$ ), так как при этом совершенно неизбежны существенные недотяжки или перетяжки резьбовых соединений.

При применении стандартных конических 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 конические гайки имеют большую высоту).

Иногда в неответственных соединениях шплинт ставят выше гайки (рис. 42).

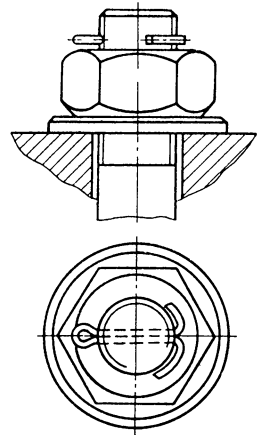


Рис. 42. Установка шплинта для стопорения неответственных резьбовых соединений

### Деформируемые штифты

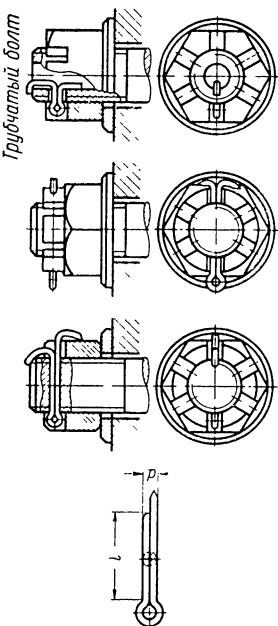
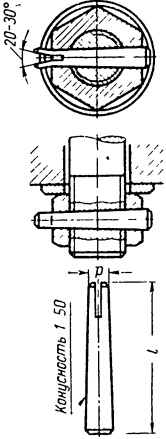
Штифты (см. табл. 5) применяют для стопорения тяжелонагруженных в плоскости стыка резьбовых соединений.

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 выпадения.

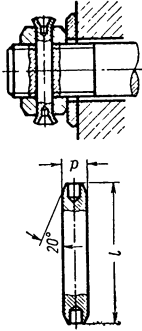
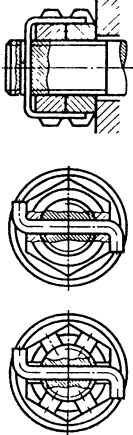
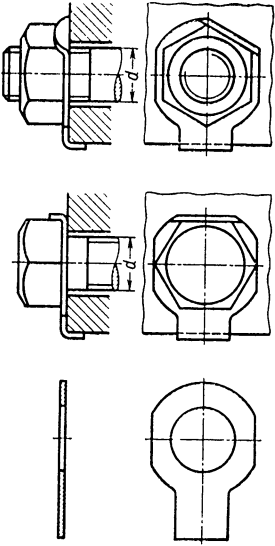
Степень затяжки гайки при стопорении коническими разводными штифтами фиксируют в любом положении гайки. Для подтяжки соединения сверлят отверстие в теле болта в другом месте (а иногда и на новой грани гайки).

Отверстия под штифты (не говоря уже о случаях повторного сверления) в значительной мере ослабляют прочность рабочих резьбовых частей болта и гайки, что является основным недостатком этого способа стопорения. При разборке или подтяжке

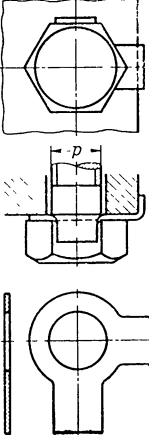
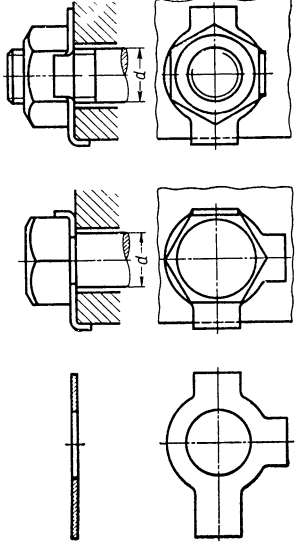
## 5. Способы стопорения резьбовых соединений при помощи деформируемых стопорящих деталей

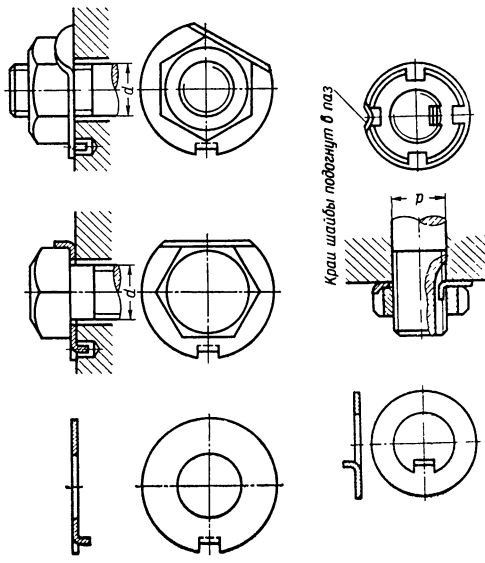
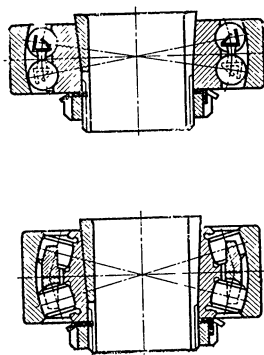
Стопорящие детали	Стандарт	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
Шпильки	ГОСТ 397—66 *	$d = 0,6 \div 20;$ $l = 4 \div 280$	 <p>Грубчатый болт</p>
Штифты конические разводные	ОСТ 2074	$d = 5 \div 16;$ $l = 40 \div 250$	 <p>Коническая 1:50</p> <p>20-30°</p>



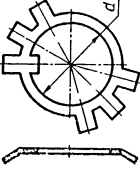
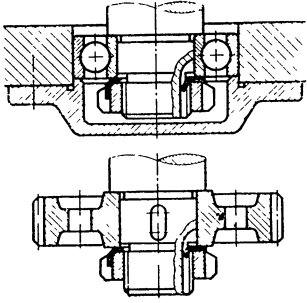
<p>Штифты цилиндрические с завершенными концами</p>	<p>ГОСТ 10774—64</p>	<p><math>d = 2 \div 25</math>; <math>l = 6 \div 200</math></p>	
<p>Штифты проволоочные</p>	<p>Проволока по ГОСТам 792—67 1798—49 * 1982—50 2589—44 * и др.</p>	<p>Наиболее употребительные диаметры проволоки <math>d = 1,5 \div 6</math></p>	
<p>Шайбы стопорные: с одной лапкой</p>	<p>ГОСТ 3693—52</p>	<p>Диаметры болтов и шпилек <math>d = 2,6 \div 48</math></p>	

Продолжение табл. 5

Стопорящие детали	Стандарт	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
Шайбы стопорные: с двумя лапками	ГОСТ 3693—52	Диаметры болтов и шпилек $d = 2,6 \div 48$	
с тремя лапками	—		

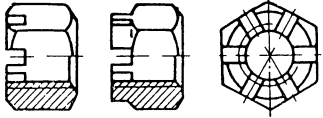
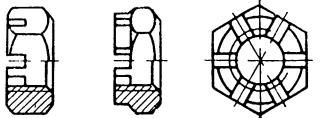
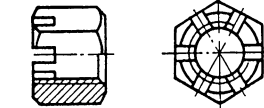

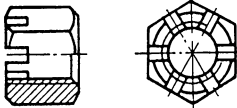

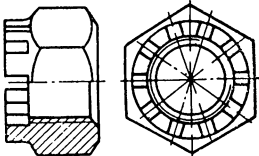
<p>Шайбы стопорные: с наружным носком</p>	<p>ГОСТ 3695—52 **</p>	<p>Диаметры болтов (шпилек) <math>d = 2,6 \div 48</math></p>	
<p>Шайбы стопорные для закрепительных втулок к шарико- и роликотолщинникам по ГОСТу 8545—57</p>	<p>ГОСТ 8725—67</p>	<p>Для резьб от M20 до M200</p>	

Продолжение табл. 5

Стопорящие детали	Стандарт	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
Шайбы стопорные для закрепительных втулок к шарико- и роликоподшипникам по ГОСТу 8545—57	ГОСТ 8725—67	Для резьб от М20 до М200	
Шайбы стопорные многолапчатые (для гаек по ГОСТу 11871—66)	ГОСТ 11872—66	Для резьб от М4 до М200	

<p>Обязочная про- волока: для стопорения парных болтов для стопорения болтов, рас- положенных по окружности</p>	<p>ГОСТ 3282—46</p>	<p>Проволока <math>d = 0,5 \div 4</math>. Наиболее упо- требительные диа- метры проволоки 0,8; 1,2 и 1,6</p>	
<p>Пр и м е ч а н и е. Размеры диаметров шплинтов и проволочных штифтов (<math>d</math>) выбирают по табл. 6 и в соот- ветствии с диаметрами отверстий на концах болтов — см. табл. 7. Размеры диаметров конических разводных штиф- тов и штифтов цилиндрических с завершенными концами выбирают в зависимости от диаметров стопоримых болтов. Диаметры обязательной проволоки выбирают также по данному табл. 7 — см. «Отверстия в головке».</p>			

## 6. Стандартные шестигранные прорезные и корончатые гайки

Гайки	Интервалы диаметров резьбы в мм	Число прорезей	Эскиз
Прорезные и корончатые (нормальной точности), ГОСТ 5918—62 *	4—48	6	
Прорезные и корончатые (повышенной точности), ГОСТ 5932—62 *			
Прорезные и корончатые низкие (нормальной точности), ГОСТ 5919—62 *	6—48		
Прорезные и корончатые низкие (повышенной точности), ГОСТ 5933—62 *			
Прорезные с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности), ГОСТ 2528—62	8—48		
Прорезные низкие с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности), ГОСТ 5935—62 *			
Корончатые с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности), ГОСТ 10606—63	52—160	10	

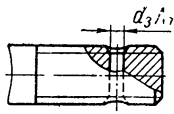
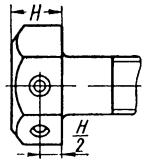
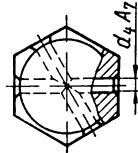
Продолжение табл. 6

Гайки	Интервалы диаметров резьбы в мм	Число прорезей	Эскиз						
Корончатые с уменьшенным размером «под ключ» с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности), ГОСТ 10609—63	52—160	10							
<p>Примечания: 1. Ряд размеров 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.</p> <p>2. Ширина прорезей <math>b</math> в зависимости от диаметра резьбы гаек <math>d</math> в мм:</p>									
$d$	4—5	6	8—10	12—14	16—20	22—27	30—36	42—52	56—80
$b$	1,2	2	2,5	4	5	6	8	10	12
$d$	90—110		125—160						
$b$	14		18						

**7. Стандартные болты с отверстиями в стержне для шплинтов и штифтов и отверстиями в шестигранной головке для обвязки проволокой**

Болты	ГОСТ	Интервалы размеров диаметра стержня в мм	Наличие отверстий *	
			в стержне	в головке
С уменьшенной головкой и направляющим подголовком (нормальной точности)	7795—70	6—48	+	+

Отверстие в стержне	Отверстия в головке	
		

Продолжение табл. 7

Болты	ГОСТ	Интервалы размеров диаметра стержня в мм	Наличие отверстий *				
			в стержне	в головке			
С уменьшенной головкой (нормальной точности)	7796—70	8—48	+	+			
С нормальной головкой (нормальной точности)	7798—70	6—48	+	+			
С уменьшенной головкой и направляющим подголовком (повышенной точности)	7811—70						
С уменьшенной головкой (повышенной точности)	7808—70	8—48	+	+			
С нормальной головкой (повышенной точности)	7805—70	1,6—48 **	+	+			
С уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки	7817—62 *	6—48	+	—			
С нормальной головкой и диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности)	10602—63	52—160	+	—			
С уменьшенной головкой и диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности)	10603—63	52—160	+	—			
С уменьшенной головкой и диаметром резьбы более 48 мм (повышенной точности)	10604—63		+	—			
Размеры отверстий в мм в стержне и головке Отверстия в стержне							
<i>d</i>	4	5	6	8	10	12—14	16—20
<i>d<sub>з</sub></i>	1	1,2	1,6	2	2,5	3,2	4
<i>d</i>	22—27	30—36	42—52	56—80	90—110	125—160	
<i>d<sub>з</sub></i>	5	6,3	8	10	13	16	
<p>* Знак + означает, что наличие отверстия стандартом предусмотрено, знак — — отверстие стандартом не предусмотрено.</p> <p>** Стандартом предусмотрены отверстия у болтов диаметрами от 4 мм и более.</p>							



Продолжение табл. 7

Отверстия в головке у болтов по ГОСТам 7795—70; 7796—70; 7811—70; 7808—70; 7798—70; 7805—70 и 7817—62 *												
$d$	6—10	12—14	16—30	36—48	4—5	6	8	10	12	14	16—30	36—48
$d_4$	1,8	2	3	4	1,5	1,8	2	2,5	3	3,5	4	5
Ряд размеров 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.												

соединения разведенные концы штифтов сжимают: повторная разводка концов штифта иногда ведет к их разрушению.

Стопорение цилиндрическими штифтами с засверленными концами аналогично вышеописанному и обладает теми же достоинствами и недостатками. Применение для повторного использования штифтов с засверленными концами исключается.

### Обязка проволокой

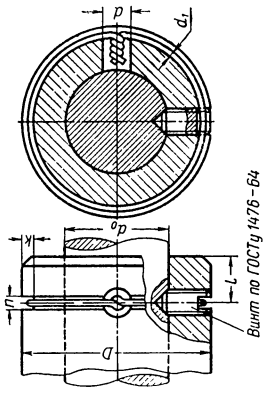
Болты (винты) с открытыми головками, а также гайки часто стопорят с помощью мягкой проволоки (обязка проволокой). При этом должно соблюдаться неперенное условие, чтобы натяжение при скрутке проволоки создавало крутящий момент в направлении затяжки стопорных болтов: для правой резьбы — по часовой стрелке, для левой — против часовой стрелки (см. эскизы в табл. 5).

В случае обрыва проволоки при групповом стопорении болтов происходит одновременное нарушение стопорения всех болтов группы. Поэтому при большом количестве стопорных 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  $60^\circ$ . В табл. 7 приведены стандартные болты с шестигранными головками, у которых предусмотрено наличие отверстий для обвязки их проволокой.

Указанный метод стопорения позволяет осуществлять «бесступенчатую» затяжку. Поэтому обвязка проволокой является

8. Конструктивные элементы стопорения установочных винтов обвязкой проволокой по нормали МН 13—58  
Размеры в мм



Диаметр вала $d_0$	6	8	10	10	12	10	12	14	16	16	18	20	16	18	
Диаметр ступицы $D$	25														
Установочный винт по ГОСТу 1476—64	M6×12	M6×10													
Размеры канавки	$r$	0,8													
	$k$	1,5													
Проволока по ГОСТу 3282—46	Диаметр $d_1$	0,6													
	Длина	90	110										135	150	
Диаметр отверстия $d$	5														
Размер $l$	6	8										10	10		

Продолжение табл. 8

Диаметр вала $d_0$	20	22	25	20	22	25	28	30	32	35	30	32
Диаметр ступицы $D$	50											
Установочный винт по ГОСТУ 1476-64	M8×15	M8×12	M8×18	M8×12	M8×15	M8×18	M8×12	M8×15	M8×12	M8×12	M8×12	M10×25
Размеры капавки	1,2											
$k$	2,0											
Диаметр $d_1$	1,0											
Проволока по ГОСТу 3282-46	150											
Длина	170											
Диаметр отверстия $d$	6,7											
Размер $l$	10											
Диаметр вала $d_0$	35	40	45	35	40	45	50	55	45	50	55	60
Диаметр ступицы $D$	100											
Установочный винт по ГОСТу 1476-64	M10×20	M10×18	M10×15	M10×28	M10×25	M10×20	M10×18	M10×30	M10×28	M10×25	M10×25	M10×20
Размеры капавки	1,5											
$k$	2,5											
Диаметр $d_1$	1,2											
Проволока по ГОСТу 3282-46	230											
Длина	280											
Диаметр отверстия $d$	8,4											
Размер $l$	20											
Диаметр вала $d_0$	20											30
Диаметр ступицы $D$	160											
Установочный винт по ГОСТу 1476-64	15											
Размеры капавки	1,5											
$k$	2,5											
Диаметр $d_1$	1,2											
Проволока по ГОСТу 3282-46	150											
Длина	170											
Диаметр отверстия $d$	6,7											
Размер $l$	10											
Диаметр вала $d_0$	35	40	45	35	40	45	50	55	45	50	55	60
Диаметр ступицы $D$	100											
Установочный винт по ГОСТу 1476-64	M10×20	M10×18	M10×15	M10×28	M10×25	M10×20	M10×18	M10×30	M10×28	M10×25	M10×25	M10×20
Размеры капавки	1,5											
$k$	2,5											
Диаметр $d_1$	1,2											
Проволока по ГОСТу 3282-46	230											
Длина	280											
Диаметр отверстия $d$	8,4											
Размер $l$	20											
Диаметр вала $d_0$	20											30

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 (ГОСТы 10336—63 и 10344—63).

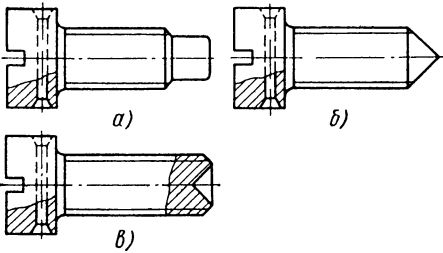


Рис. 43. Установочные винты с отверстиями для обвязки проволокой

Обвязку проволокой через отверстия в головках винтов применяют для фиксации затяжки установочных (стопорных и регулировочных) винтов по ГОСТам 10975—64, 10976—64 и 10977—64 (рис. 43) после отладки, регулирования и юстировки приборов и механизмов, а также для стопорения установочных винтов

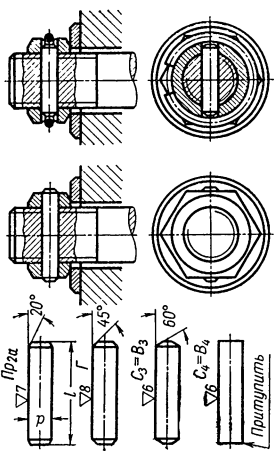
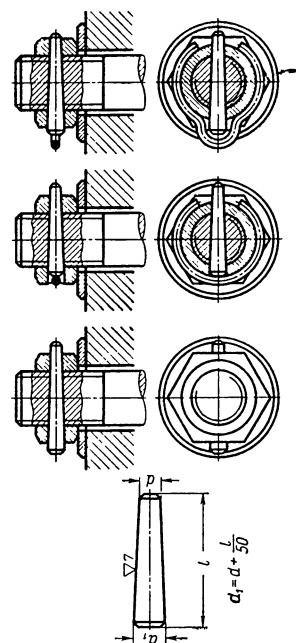
(табл. 8), закрепляющих упругие муфты со звездочкой на гладких валах.

Недостатком указанного способа является то, что согласно нормам МН 13—58, для закрепления втулок упругих муфт на валах рекомендуется применять стандартные установочные винты по ГОСТу 1476—64 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 несовпадения следует регулировать положение шлица затянутого установочного винта, изменяя глубину засверливания фиксирующего конического отверстия на валу. Этот недостаток может быть ликвидирован применением специальных установочных винтов с крестообразными шлицами.

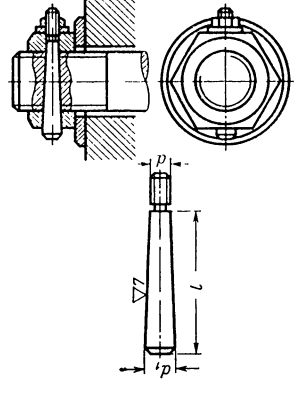
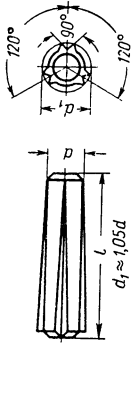
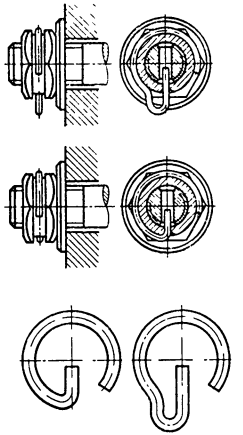
### СТОПОРЕНИЕ СОВМЕСТНО НЕНАПРЯЖЕННЫМИ НЕДЕФОРМИРУЕМЫМИ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

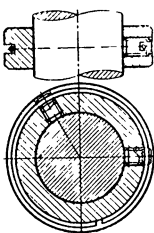
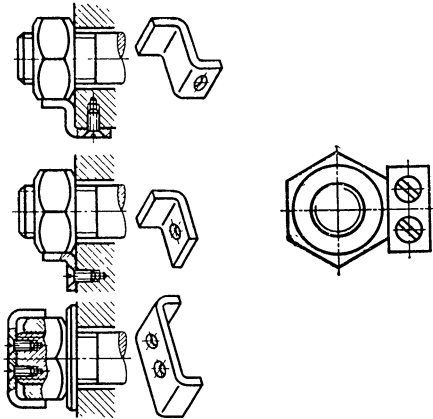
Способы стопорения резьбовых соединений с применением недеформируемых совместно ненапряженных стопорящих деталей отличаются от описанных выше тем, что стопорящие детали при многократных разборках и сборках соединений, за редким исключением (например, запрессовка штифтов), не изменяют своих размеров и формы (табл. 9).

9. Способы стопорения резьбовых соединений при помощи недеформируемых стопорящих деталей

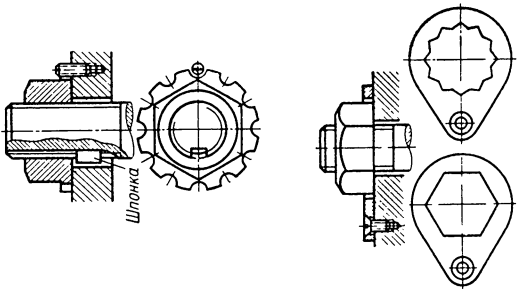
Стопорящие детали	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
<p>Штифты цилиндрические, ГОСТ 3128—60</p>	<p><math>d = 0,6 \div 50;</math> <math>l = 2,5 \div 280</math></p>	
<p>Штифты конические, ГОСТ 3129—60</p>	<p><math>d = 0,6 \div 50;</math> <math>l = 4 \div 280</math></p>	

Продолжение табл. 9.

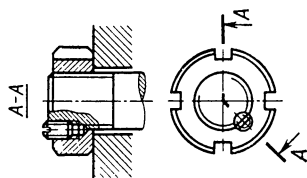
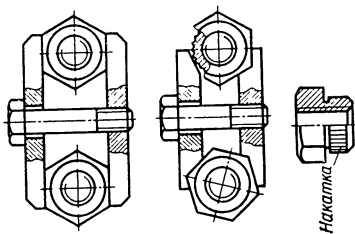
Стопорящие детали	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
Штифты конические с резьбовым концом	Применительно к размерам конических штифтов по ГОСТу 3129—60	
Штифты цилиндрические насечные, ГОСТ 10773—64	$d = 1,6 \div 25;$ $l = 4 \div 120$	
Пружинные кольца — шплинты		

<p>Кольца замковые пружинные, ГОСТ 2833—65</p>	<p>Для установочных колец с наружным диаметром от 20 до 170 мм</p>	
<p>Удерживающие наклад-ки</p>	<p>Принимаются конструктивно</p>	

Продолжение табл. 9

Стопорящие детали	Основные размеры в мм	Эскизы и примеры применения
Удерживающие накладки		





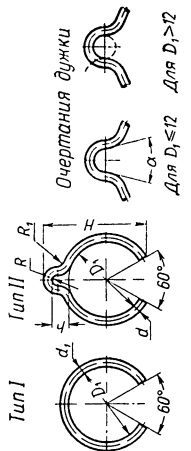
Принимаются кон-  
структивно

Зажимы

Стопорные винты

10. Рекомендуемые размеры (в мм) предохранительных пружинных колец и проточек для них

Резьба	Размер «под ключ» S		Размеры проточки		Пружинное кольцо						Для колец типов		
	нормальный	уменьшенный	D	r	d <sub>1</sub>	D <sub>1</sub>	H	h	R	R <sub>1</sub>	α°	I	II
												Размеры шрифтов о ГОСТам 3129—60 и 3128—60 d × l в мм	
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
M8	—	12	11	0,3	0,5	10	13,2	2,5	1	1	25	1,5×12	1,5×15
	14	—	13	0,5	0,8	12	15,6	3	1,5	1,5	20	2×15	2×18
M10	—	14	13	0,5	0,8	12	15,6	3	1,5	1,5	20	2×15	2×18
	17	—	16	0,5	0,8	15	19	3,5	2,2	2,2	—	2×18	2×22
M12	—	17	16	0,5	0,8	15	19	3,5	2,2	2,2	—	2×16	2×22
	19	—	16	0,5	0,8	15	19	3,5	2,2	2,2	—	3×18	3×22
M14	—	19	16	0,5	0,8	15	19	3,5	2,2	2,2	—	3×18	3×22
	22	—	20	0,5	0,8	19	23	3,5	2,2	2,2	—	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 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 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 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 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
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	—
<p>Материал: стальная проволока по ГОСТу 9389—60 * Для <math>d_1 = 0,5 \div 0,8</math> мм — класса I; для <math>d_1 = 1 \div 1,5</math> мм — класса II.</p>														

### Цилиндрические и конические штифты

При стопорении цилиндрическими и коническими штифтами сквозные отверстия в гайке и болте сверлят и разворачивают после окончательной затяжки соединения (порядок сверления и разворачивания 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 по 2, 2а, 3 или 4-му классам точности в системе отверстия ( $A$ ,  $A_{2a}$ ,  $A_3$  или  $A_4$ ).

Штифты, выполненные по посадкам  $\frac{A}{G}$  и  $\frac{A_{2a}}{Pr2_{2a}}$ , как правило, не нуждаются в дополнительном предохранении их от выпадения, так как обе эти посадки имеют гарантированный натяг.

Штифты, выполненные по посадкам  $\frac{A_3}{C_3}$  и  $\frac{A_4}{C_4}$ , нуждаются в установке предохранительных пружинных колец (табл. 10).

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 и цилиндрических штифтов, выполненных по посадкам  $\frac{A}{G}$  и  $\frac{A_{2a}}{Pr2_{2a}}$  — см. выше) применяют предохранительные пружинные кольца (см. табл. 10).

Штифты цилиндрические насечные по ГОСТу 10773—64 применяют редко, в тех же случаях, что и штифты конические. Отверстия для этих штифтов обрабатывают с меньшей точностью: для диаметров штифтов до 3 мм — по  $A_3$ , свыше 3 мм — по  $A_4$ . 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:

- 1) необходимость точной обработки отверстий под штифты;
- 2) необходимость дополнительной обработки гайки для установки предохранительных пружинных колец;
- 3) затруднительность 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);
- 4) необходимость сверления нового отверстия при подтяжке соединения;
- 5) ослабление рабочих резьбовых частей гайки и болта сверлением в них отверстий.

### Пружинные кольца

Пружинное кольцо-шплинт (см. табл. 9) является как бы соединением двух деталей — штифта и предохранительного пружинного кольца.

Поэтому способ стопорения при помощи колец-шплинтов обладает почти всеми достоинствами и недостатками способов стопорения штифтами. Разница 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. 9) применяют для стопорения установочных винтов, фиксирующих положение цилиндрических деталей типа втулок и колец, устанавливаемых на гладких валах. В частности, этот способ применяют для фиксирования положения на валах установочных колец с винтовым креплением по ГОСТу 2832—64\*.

Способ стопорения установочных винтов при помощи пружинных замковых колец аналогичен способу стопорения таких же винтов путем обвязки их проволокой, поэтому и здесь остается в силе необходимое условие: чтобы у установочного винта, в положении его полной затяжки, направление шлица под отвертку совпадало бы с направлением оси канавки, в которую укладывается замковое кольцо.

Удовлетворение этого требования несколько облегчается наличием у колец с размерами наружных диаметров 32 мм и более двух резьбовых отверстий для установочных винтов. Таким образом, при перемном регулировании степеней затяжки обоих установочных винтов имеется большая вероятность совпадения направления шлицев с направлением оси канавки. Все же и в этом случае для повышения надежности стопорения

11. Замковые пружинные кольца по ГОСТу 2833—65, канавки для них и установочные кольца с винтовым креплением по ГОСТу 2832—64\*  
Размеры в мм

Пружинное кольцо		Конструктивные элементы канавки			Установочные кольца					Устано- вочный винт по ГОСТУ 1476—64			
D	d <sub>1</sub>	Длина L заготов- ки (про- волоки)*	D	Канавка D <sub>3</sub> / b	Резьбо- вое от- верстие d	l	D <sub>3</sub>	d <sub>0</sub>	B		b	h	Резьбо- вое от- верстие d
15		52	20	16,5			20	8					
16		55	21	17,5			—	—					
17		58	22	18,5			22	10	10		1,75	M5	M5×8
19		64	24	20,5			—	—					
20		60	25	21,5			—	—					
21		71	26	22,5			25	12					
						6	—	—					

22	0,7	75	28	24	1,0	M5—M6	8	28	14	12	1,0	2,0	M6	M6×10
								30	15—16					
24	0,7	81	30	26	1,0	M5—M6	8	34	18	12	1,0	2,0	M6	M6×10
26	0,7	88	32	28	1,0	M5—M6	8	36	20	12	1,0	2,0	M6	M6×10
28	0,7	93	34	30	1,0	M5—M6	8	38	22	12	1,0	2,0	M6	M6×10
30	0,7	100	36	32	1,0	M5—M6	8	42	25	12	1,0	2,0	M6	M6×10
32	0,7	106	38	34	1,0	M5—M6	8	45	28	12	1,0	2,0	M6	M6×10
34	1,0	110	40	35	1,2	M8	10	52	32	16	1,2	2,5	M8	M8×12
38	1,0	115	42	37	1,2	M8	10	55	36	16	1,2	2,5	M8	M8×12
40	1,0	126	45	40	1,2	M8	10	58	30	16	1,2	2,5	M8	M8×12
42	1,0	134	48	43	1,2	M8	10	60	40	16	1,2	2,5	M8	M8×12
45	1,2	140	50	45	1,6	M10	12	63	40	16	1,6	3,0	M8×16	M8×16
50	1,2	145	52	47	1,6	M10	12	66	40	16	1,6	3,0	M8×16	M8×16





110	1,8	368	125	118	2,0	M12-M16	20	125	95	25	2,0	3,5	M12	M12×20
120		388	130	123				130	105					
130		418	140	133				—	—					
140		450	150	143		25		150	110					
150		481	160	153				160	120					
160		514	170	163				170	125— 130					M12×25
								180	140	30				
								200	150					
								210	160					
								220	170					M12×30
								240	190					
								250	200					

Пр и м е ч а н и е. Установочные кольца и другие цилиндрические детали с наружным диаметром 170 мм и более в целях предохранения установочных винтов от вывинчивания вместо установки замковых пружинных колец должны обвязываться проволокой (см. табл. 8). Узел проволоки закладывают в специально просверленное отверстие диаметром, равным трем диаметрам проволоки, и глубиной не менее половины толщины кольца (втулки).

установочных винтов вместо обычных винтов по ГОСТу 1476—64 следует применять винты с крестообразными шлицами.

Размеры пружинных колец для стопорения установочных винтов и размеры канавок для их укладки по ГОСТу 2833—65, а также размеры установочных колец с винтовым креплением по ГОСТу 2832—64\* приведены в табл. 11.

### 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, свертываемого одновременно в тело гайки и болта по окружности сред-

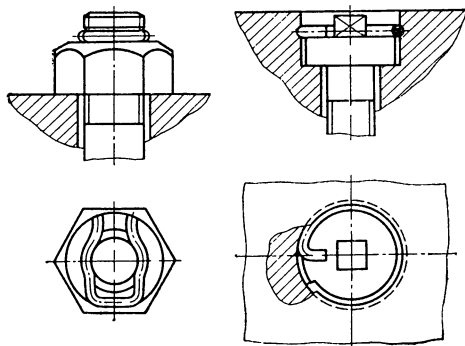


Рис. 44. Способы, ограничивающие самоотвинчивание

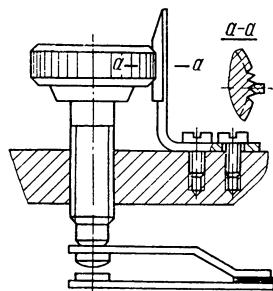


Рис. 45. Ограничитель усилия нажатия винта

него диаметра резьбы, исключает возможность повторного его использования не только при подтяжке соединения, но и при повторной сборке, однако 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. Зажим одной гайки (или головки болта) требует установки добавочной опорной детали, усложняет конструкцию и поэтому нецелесообразен, он всегда может быть заменен более технологичным и конструктивно более простым способом.

В качестве примеров в табл. 9 показаны два способа стопорения зажимами. Способ, допускающий только ступенчатое изменение величины затяжки стопоримых гаек, более прост. При другом способе, обеспечивающем фиксирование гаек относительно болтов в любом положении, применяют специальные гайки с рифлением или накаткой.

Способ, ограничивающий величину самоотвинчивания (рис. 44), не может быть отнесен к способам стопорения резьбовых соединений, так как деталь, ограничивающую самоотвинчивание, устанавливают без 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 соединении достигается при помощи различных фиксаторов. На рис. 45 показано одно из подобных приспособлений, ограничивающее величину нажатия винта на контактную пружину. Такие и подобные ей конструкции имеют широкое применение в приборостроении.

#### **СТОПОРЕНИЕ ПУТЕМ ПРЕВРАЩЕНИЯ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ В НЕРАЗЪЕМНОЕ**

Рассмотренные выше стопорящие элементы обеспечивают разборку соединения.

Однако в отдельных отраслях машиностроения и главным образом в строительстве находит применение стопорение (формозапирание) резьбовых соединений с помощью сварки, пайки, расклепывания и накернивания (трудноразбираемые или неразборные соединения) — см. табл. 12. Достоинствами таких способов являются: простота выполнения, дешевизна и отсутствие необходимости применения дополнительных стопорящих деталей. Основным недостаток — сложность демонтажа.

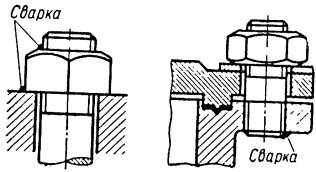
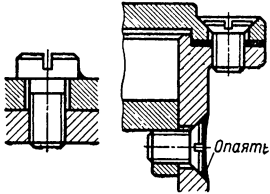
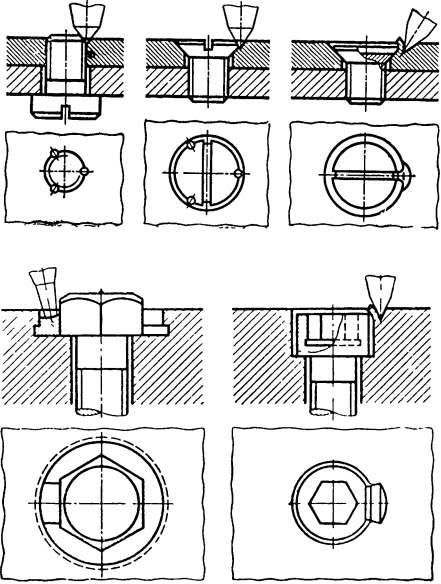
#### **Сваривание, припаивание и опаивание**

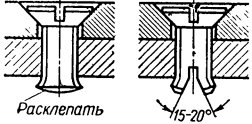
Способы стопорения с в а р и в а н и е м резьбовых деталей между собой и с соединяемыми базовыми деталями весьма надежны, но применяют их только в случаях заведомого отсутствия необходимости разборки резьбовых соединений в процессе эксплуатации.

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.

### 12. Способы стопорения резьбовых соединений путем превращения их в неразъемные

Способ стопорения	Некоторые примеры применения
Сварка	
Спаивание и оплаивание	
Кернение и образование стопорящих заусенцев	

Способ стопорения	Некоторые примеры применения
Расклепывание и разведение концов винтов	

Приваривание концов шпилек к корпусным деталям достаточно производить в одной точке «прихватыванием».

При паянии и опаянии головок ввернутых винтов и болтов применяют как для стопорения, так и для герметизации соединения.

### Кернение и расклепывание

Кернение — наиболее простой и весьма надежный способ стопорения винтов с потайными и полупотайными головками в соединениях, не подлежащих разборке. Керновые отверстия наносят в трех точках по граничной окружности соприкосновения конической части головки винта со стягиваемой базовой деталью.

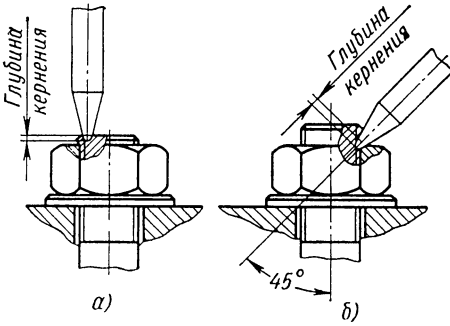
Для стопорения гаек применяют два способа кернения:

кернение с торца (рис. 46, а) — применяют в случаях, когда конец болта (или винта) выступает над плоскостью затянутой гайки не более чем на 1—1,5 нитки резьбы. Кернение производят в трех точках при диаметре резьбы до 8 мм и в четырех — при диаметре резьбы свыше 8 мм;

кернение боковое (рис. 46, б) — применяют 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 свыше 8 мм — в трех точках. Глубина кернения для обоих способов 1—1,5 нитки резьбы.

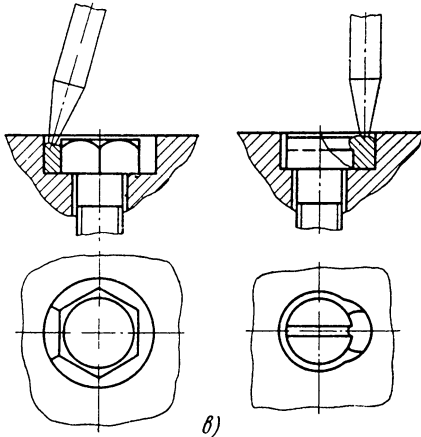
Образование специальных стопорящих заусенцев является разновидностью способа кернения для стопорения винтов с утопленными цилиндрическими головками.

Если соединяемые базовые и крепежные детали подвергаются термообработке, применение способов кернения или образования специальных стопорящих заусенцев исключается. В этих случаях



а)

б)



в)

Рис. 46. Способы кернения

в специально предусмотренный зазор между утопленной головкой болта или винта и выточкой в базовой детали закладывают сухарик из пластического металла и расклепывают его (см. рис. 46, в). Если необходима разборка такого соединения, расклепанный сухарик высверливают.

Сущность способов расклепывания

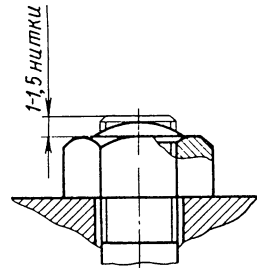


Рис. 47. Расклепывание конца болта после затяжки гайки

и разведения концов затянутых винтов наглядно поясняется эскизами в табл. 12. При необходимости разборки таких соединений разведенные концы винта должны быть выпрямлены, а расклепанный конец винта спилен 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 нитки резьбы (рис. 47).

## СТОПОРЕНИЕ СОВМЕСТНО НАПРЯЖЕННЫМИ ФОРМОЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

### Деформируемые шайбы

К числу формозапирающих элементов, нагружаемых внешними силами совместно со стягиваемыми деталями, относятся деформируемые листовые шайбы с лапками (табл. 13—17). Такие элементы увеличивают осевую податливость соединения, способствуя стабильности затяжки, особенно в соединениях с короткими болтами\*.

Шайбы изготовляют из мягкой листовой стали толщиной 1—1,25 мм. После изготовления выступы шайбы отгибаются: один —

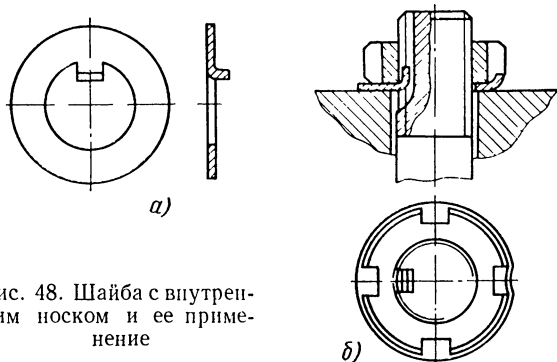


Рис. 48. Шайба с внутренним носком и ее применение

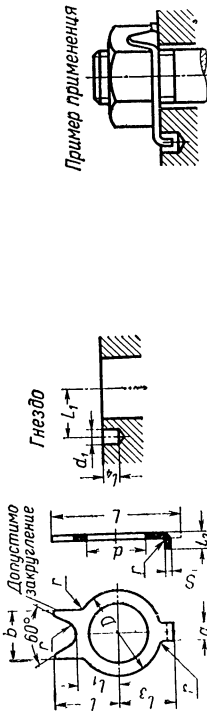
на грань, второй — по кромке корпуса. Если гайки расположены на большом расстоянии от края корпуса, то следует применять стопорные шайбы с наружным носком по ГОСТу 3695—52\*\*. Для этого на корпусе заранее засверливают отверстие, в которое при помощи молотка и кернера отгибают край шайбы.

В ряде отраслей машиностроения широкое распространение получили шайбы с выступами в виде лепестков (табл. 13—15). В случае расположения гаек (болтов) на большом расстоянии от края корпуса применяют парное стопорение с помощью контрольных двойных шайб с продольными лепестками (табл. 16). Отогнутая часть шайбы должна плотно прилегать к грани гайки. Трещины в месте перегиба шайбы не допускаются.

Способы стопорения шайбами с отгибаемыми лапками и концами практически не увеличивают габаритных размеров соединения и не понижают прочности стопоримых резьбовых деталей, за исключением случаев применения стопорных шайб с внутренним носком, требующих канавки на рабочей части болта (рис. 48, а, б).

\* Падение усилия затяжки в соединении из-за введения шайбы, как правило, незначительно.

13. Шайбы контровочные односторонние с упором в гнездо  
Размеры в мм



Под резьбу диаметром	d	D	a	b	L	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	r	S	d <sub>1</sub>	l <sub>4</sub>	L <sub>1</sub> (±1)
4	4,1	7		5	14,2	6	3,5	3	6	0,5	0,5		5	5,8
5	5,1	8,5		6	16,5	7,3	4,1		7			4		6,8
6	6,1	10	3,4	7,5	19,7	9	5		8	0,8	0,6			7,6
8	8,1	13		9	22,7	11	6,5		9					8,6
10	10,1	15		10	26,8	13	7,5	4	11	1	1		6	10,6
12	12,1	18	4,4	11	31,6	15	9		14			5		13,6
14	14,1	20		13	34,5	17	10		15					14,8
16	16,1	23		13	37,3	18	11,5		16	1,2				16,5
18	18,1	25	5,4	15	41,3	21	12,5	5	17		1,2	6	7	16,5
20	20,1	28		16	43,1	22	14		18					17,5
22	22,1	31	5,8	18	47,4	24	15,5	5,6	20	1,5		6,5	7,5	18,4
24	24,1	34		19	51,4	27	17		21					20,4

Примечание. Материал — сталь марок 20 и Х18Н10Т-М (Х18Н9Т-М). Шайбы из стали марки Х18Н10Т-М (Х18Н9Т-М) термически обработать для снятия нагаровки. Покрытие для шайб из стали марки 20 — цинкование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора. Сталь марки 20 разрешается заменять сталью марки 10кп.

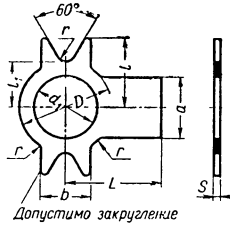


14. Шайбы контровочные двусторонние с упором в гнездо  
Размеры в мм

Под резьбу диаметром	d	D	a	b	L	l	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	r	S	d <sub>1</sub>	L <sub>4</sub>	L <sub>1</sub> ( $\pm 0,1$ )
4	4,1	7		5	11,7	6	3,5	3	6	0,6	0,5		5	5,8
5	5,1	8,5	3,4	6	13,7	7,3	4,1		7			4		6,8
6	6,1	10		7,5	15,7	8	5		8	0,8	0,8			7,8
8	8,1	13		9	18,2	11	6,5		9					8,6
10	10,1	15		10	21,1	13	7,5	4	11	1	1		6	10,6
12	12,1	18	4,4	11	25,6	15	8		14			5		13,6
14	14,1	20		12	27,5	17	10		15					14,6
16	16,1	23		13	30,8	18	11,5		16	1,2				15,5
18	18,1	25	5,4	15	32,8	21	12,5	5	17		1,2	5,5	7	16,5
20	20,1	28		16	35,1	22	14		18					17,5
22	22,1	31	5,8	18	38,8	24	15,5	5,5	20	1,5		6,5	7,5	19,4
24	24,1	34		19	41,4	27	17		21					20,4

Примечание. Материал — сталь марок 20 и Х18Н10Т-М (Х18Н9Т-М). Шайбы из стали марки Х18Н10Т-М (Х18Н9Т-М) термически обработать для снятия нагаровки. Покрытие для шайб из стали марки 20 — цинкование. Виды покрытия — по указанию конструктора. Сталь марки 20 разрешается заменять сталью марки 10кп.

**15. Шайбы контрольные двусторонние**  
Размеры в мм



Под резьбу диамет- ром	$d_1$	$D$	$a$	$b$	$L$	$l$	$l_1$	$r$	$S$
4	4,1	7	4	5	8	6	3,5	0,5	0,5
5	5,1	8,5	6	6	9	7,3	4,1		
6	6,1	10	7	7,5	11	9	5	0,8	0,8
8	8,1	13							
10	10,1	15	8	10	18	13	7,5	1	1
12	12,1	18	10	11	20	15	9		
14	14,1	20	11	12	24	17	10	1,2	1,2
16	16,1	23	12	13	27	18	11,5		
18	18,1	25	14	15	30	21	12,5	1,2	1,2
20	20,1	28	17	16	32	22	14		
22	22,1	31	19	18	35	24	15,5	1,5	1,5
24	24,1	34	20	19	38	27	17		

**Примечание.** Материал — сталь марок 20 и X18H10T-M (1X1810T-M). Шайбы из стали марки X18H10T-M (1X18H9T-M) термически обработать для снятия нагартовки. Покрытие для шайб из стали марки 20 — цинкование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора. Сталь марки 20 разрешается заменять сталью марки 10кп.

16. Шайбы контровочные двойные с продольными лепестками (по нормам АН-1636)  
Размеры в мм

Под резьбу диаметром	$d$	$D$	$a$	$b$	$L$ наим.	$l$	$l_1$	$r$	$r_1$	$S$
3	3,3	6	4	5	10	5,5	3	0,5	8	0,5
4	4,3	7		6	20	6	3,5			
5	5,4	8,5		7,5		7,3	4,1			
6	6,5	10	5	9	25	9	5	0,8	10	0,8
8	8,5	13		10		11	8,5			
10	10,5	15	6	11	30	13	7,5	1,0	12	1,0
12	12,5	18		12		15	9			
14	14,5	20	7	13	40	17	10	1,2		
16	16,5	23		15		18	11,5			
18	18,5	25	8	16	45	21	12,5			
20	20,5	28		18		22	14	1,5	13	1,2
22	22,5	31	10	19	50	24	15,5			
24	24,5	34				27	17			

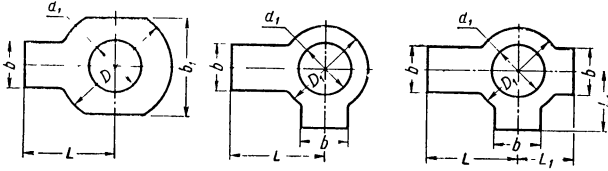
Примеры применения	С зазора	Без зазора

Допустима загр	Допустимо ис-рждение

Примечание. Материал — сталь марки 20 и Х18Н9Т-М (Х18Н10Т-М). Шайбы из стали марки Х18Н10Т-М (Х18Н9Т-М) термически обработать для снятия нагартовки. Покрытие для шайб из стали марки 20 — цинкование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора. Сталь марки 20 разрешается заменять сталью марки 10кп.

17. Шайбы стопорные с лапками  
Размеры в мм



Диаметр болта $d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$b$	$b_1$	$L$	$L_1$	Толщина $\delta$
2,6	2,8	8	5	3	6	10	4	0,4
3	3,2	10		4	7	12	5	
4	4,3	14	8	5	9	14	7	
5	5,3	17	9	6	11	16	8	0,5
6	6,5	19	11	7	12	18	9	
8	8,5	22	14	8	17	20	11	1
10	11	26	17	10	20	22	13	
12	13	32	22	12	26	28	16	
14	15							
16	17	40	27	15	32	32	20	
18	19	45	32	18	38	36	22	
20	21							
22	23	50	36	20	42	42	25	
24	25							
27	28	58	41	24	48	48	30	1,5
30	32	63	46	26	55	52	32	
36	38	75	55	30	65	62	38	
42	44	88	65	35	78	70	44	
48	50	100	75	40	90	80	50	

Примечания: 1. Размеры шайб с одной и двумя лапками по ГОСТу 3693—52, с тремя лапками — рекомендуемые.  
2. Шайбу с  $d = 2,6$  мм в новых конструкциях не применять.

Стопорение при помощи деформируемых шайб достаточно надежно при действии осевых сил и крутящих моментов (в плоскости стыка; см. стр. 42). 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 отгибки лапок.

К недостаткам указанного метода стопорения следует отнести также необходимость дополнительного стопорения болта и ступен-

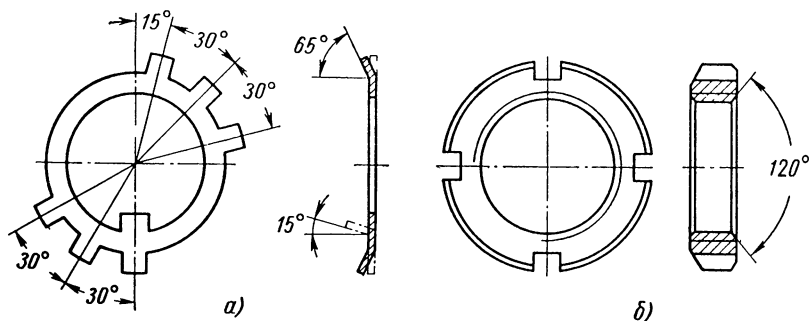


Рис. 49. Эскиз многолапчатой шайбы (а) и шлицевой гайки (б)

чатость затяжки, что существенно ограничивает применение таких шайб для коротких болтов.

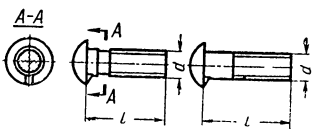
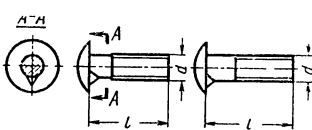
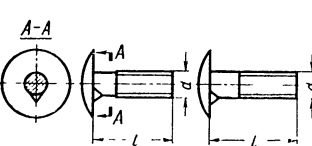
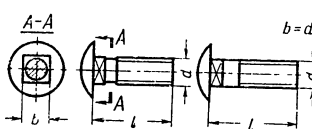
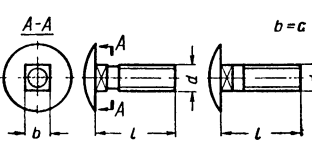
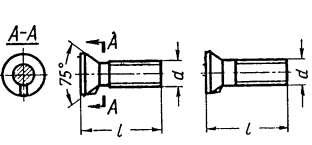
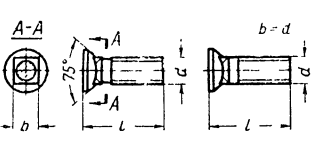
Многолапчатые стопорные шайбы по ГОСТу 11872—66 применяют вместе с шлицевыми круглыми гайками по ГОСТу 11871—66 (рис. 49, а, б) для закрепления на гладких валах радиальных сферических шарико- и роликоподшипников по ГОСТу 8545—57, имеющих конусное посадочное отверстие.

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.

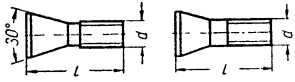
#### ФИКСИРОВАНИЕ БОЛТОВ (ВИНТОВ) ОТНОСИТЕЛЬНО БАЗОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Стопорение гаек путем обвязки проволокой, приварки, припаяния, а также при помощи шайб с лапками не исключает возможность 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.

**18. Стандартные болты с элементами для фиксирования  
положения относительно базовых деталей**

Болты	Интервалы основных размеров в мм	Эскиз
С полукруглой головкой, подголовком и усом, ГОСТ 7783—62	$d = 6 \div 24;$ $l = 25 \div 200$	
С полукруглой головкой и усом, ГОСТ 7801—62*		
С увеличенной полукруглой головкой и усом, ГОСТ 7803—62	$d = 6 \div 12;$ $l = 25 \div 200$	
С полукруглой головкой и квадратным подголовком, ГОСТ 7802—62*	$d = 5 \div 24;$ $l = 12 \div 260$	
С увеличенной полукруглой головкой и квадратным подголовком, ГОСТ 7804—62	$d = 5 \div 12;$ $l = 16 \div 260$	
С потайной головкой и усом, ГОСТ 7785—62	$d = 6 \div 24;$ $l = 25 \div 200$	
С потайной головкой и квадратным подголовком, ГОСТ 7786—62	$d = 6 \div 20;$ $l = 25 \div 200$	

Продолжение табл. 18

Болты	Интервалы основных размеров в мм	Эскиз
Шинные, ГОСТ 7787—62	$d = 6 \div 16;$ $l = 40 \div 150$	

В конструкциях некоторых стандартных болтов (табл. 18) предусмотрены специальные элементы для фиксирования положения болтов относительно соединяемых базовых деталей и исключения проворачивания болтов при затяжке соединения. Применение

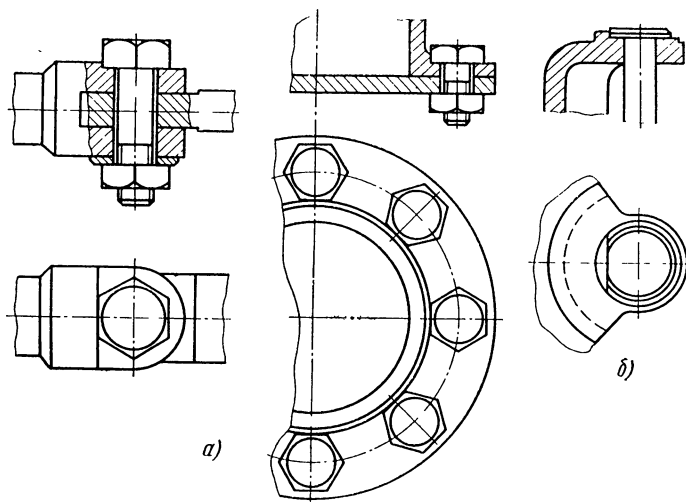


Рис. 50. Эскизы соединений с фиксацией болтов относительно базовых деталей

болтов (табл. 18) предусматривает наличие в одной из скрепляемых базовых деталей со стороны головки болта специального паза, соответствующего форме уса на головке болта или гнезда для квадратного или конического подголовков.

Болты с шестигранными головками иногда фиксируются и удерживаются от проворачивания при затяжке гайки удерживающими накладками, замками, устанавливаемыми на базовых деталях так же, как при стопорении гаек (см. табл. 9). В качестве стопоров

могут быть использованы и деформируемые стопорные шайбы (см. выше). Детали, фиксирующие головки болтов, устанавливают до навинчивания гайки.

В отдельных случаях вместо добавочных стопоров на базовых деталях целесообразны специально обработанные уступы, пояски

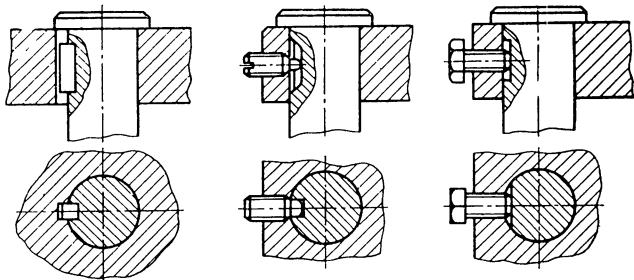


Рис. 51. Способы фиксации специальных болтов

и т. д., предохраняющие болты от проворота при затяжке гайки (рис. 50, а).

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

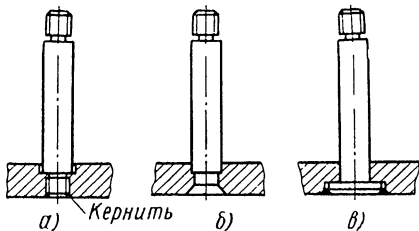


Рис. 52. Примеры установки резьбовых стоек:

а — на резьбе; б — расклепыванием;  
в — сваркой или спаиванием

(см. рис. 50, б). Для этих же целей при затяжке специальных болтов в качестве стопорящих деталей иногда применяют шпонки, стопорные винты (рис. 51).

Если невозможно применение других способов в соединениях, не подлежащих последующей разборке, применяют приварку или припаивание головки болта или винта к базовой детали. При этом вместо болта целесообразно применять приварную шпильку (см. стр. 73 и 75).

Способ приварки или припайки может быть рекомендован для установки на платах резьбовых деталей типа стоек вместо их расклепывания или установки на резьбе (рис. 52).

Часто болты (винты) стопорят путем обвязки проволокой после монтажа.



---

### ГЛАВА III

## СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПУТЕМ УВЕЛИЧЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЯ ПО ОПОРНЫМ ПОВЕРХНОСТЯМ И В РЕЗЬБЕ

### СТОПОРЕНИЕ СОЕДИНЕНИЙ ПУТЕМ УВЕЛИЧЕНИЯ 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. 19).

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  $+70^{\circ}\text{C}$ ;

краску на основе эпоксидной смолы — в резьбовых соединениях, работающих в интервале температур от  $60$  до  $150^{\circ}\text{C}$ .

Ниже приведены рекомендуемые составы красок для стопорения винтов и даны указания по их приготовлению и применению (ведомственная нормаль НО.078.003).

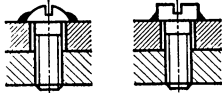
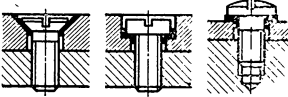
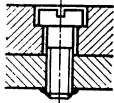
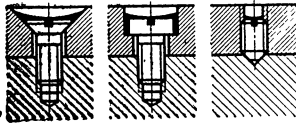
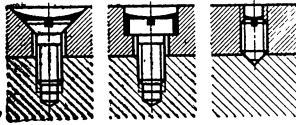
Состав краски на основе нитроклея АК-20 в весовых частях:

Нитроклей АК-20 . . . . .	90
Нитрозмаль НЦ-25 . . . . .	5
Окись цинка . . . . .	5

---

\* См. также стр. 135 — посадка шпилек.

### 19. Способы стопорения затяжки винтов при помощи лаков и красок (по отраслевой нормали)

Случаи применения стопорения	Эскизы	Способы применения
<p>Винта, стержень которого утоплен в деталь или резьбовая часть стержня выступает за пределы детали менее чем на две нитки</p>		<p>Винт затягивают до отказа. Краску наносят на головку винта с переходом на скрепляемую деталь. Шлиц винта не закрашивают</p>
<p>Винта, у которого резьбовая часть стержня выступает за пределы детали или гайки более чем на две нитки</p>		<p>Под головку винта, по всей окружности наносят краску, и винт затягивают до отказа</p>
<p>Винта, у которого резьбовая часть стержня выступает за пределы детали или гайки более чем на две нитки</p>		<p>Краска должна закрывать конец затянутого винта с переходом на скрепляющую деталь</p>
<p>Винта, головка которого утоплена в скрепляемую деталь</p>		<p>Винт затягивают до отказа. На выступающую резьбовую часть винта наносят краску с переходом на деталь по всему периметру</p>
<p>Винта, головка которого утоплена в скрепляемую деталь</p>		<p>Винт затягивают до отказа. Краску (на основе нитроклея АК-20) вносят в углубление так, чтобы она полностью покрыла головку винта</p>
<p><b>Примечание.</b> В случаях стопорения заведомо неразъемных соединений винтами с диаметрами резьбы более М2,5 допускается покрывать краской весь стержень винта.</p>		

Перед приготовлением нитроклей и нитроэмаль разбавляют растворителем 646 или разбавителем РВД до рабочей вязкости (по воронке ВЗ-4):

Нитроклей АК-20 . . . . .	40—50 сек
Нитроэмаль НЦ-25 . . . . .	50—65 »

Отвешенные 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 готовят обычно в количестве, необходимом для работы в течение не более 24 ч.

Состав краски на основе эпоксидной смолы в вес. частях:

Эпоксидная смола ЭД5 или ЭД6 . . . . .	100
Дибутилфталат . . . . .	10
Тальк . . . . .	15—20
Полиэтиленполиамин . . . . .	8—10
Ацетон (или спирт) . . . . .	15—20
Органический краситель . . . . .	0,7—1,0

Перед приготовлением краски на основе эпоксидной смолы тальк необходимо прокалить при 150—200° С в течение 2—3 ч и охладить до комнатной температуры.

Отвешенную эпоксидную смолу нагревают в фарфоровой посуде до 60° С, добавляют туда дибутилфталат и тальк и тщательно размешивают. Приготовленную смесь вакуумируют при температуре  $60 \pm 5^\circ \text{С}$  и остаточном давлении не более 10 мм рт. ст. до полного прекращения пенообразования. После вакуумирования смесь охлаждают до 25—30° С 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.

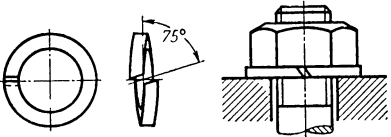
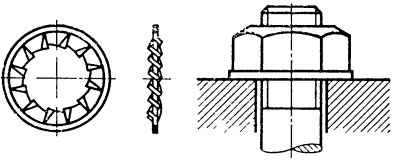
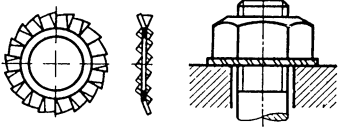
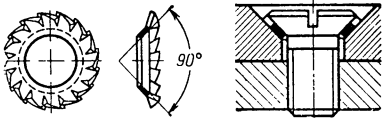
При приготовлении краски на основе эпоксидной смолы и работе с ней необходимо соблюдать правила техники безопасности, установленные для работы с интенсивными раздражителями.

### Упругие шайбы, болты и гайки с фланцевыми головками

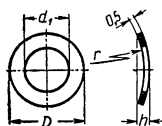
Различные конструкции упругих шайб даны в табл. 20, 21 и на рис. 53—54. Болты и гайки с фланцевыми головками и запирающими зубьями приведены на рис. 55—56 [28, 32].

При действии осевой нагрузки введение таких элементов в соединение оказывает исключительно благоприятное влияние на стабильность затяжки и усталостную прочность соединения.

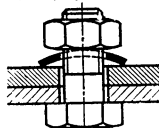
## 20. Упругие стопорные шайбы

Шайбы	Интервалы диаметров болта (винта шпильки) в мм	Эскизы
Пружинные, ГОСТ 6402—61	Легких — 2—30; средних — 2—48; тяжелых — 3—30	
Стопорные с внутренними зубьями, ГОСТ 10462—63	2—24	
Стопорные с наружными зубьями, ГОСТ 10463—63		
Стопорные с зубьями под винты с потайной или полупотайной головками с углом 90°, ГОСТ 10464—63	3—12	
Фасонные	4—8 (см. табл. 21)	
<p>Примечание. Ряд размеров диаметров резьбы болтов, винтов, шпилек: 2; (2,3); 2,5; (2,6); 3; (3,5); 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 18; 20; 24; 27; 30; 36; 42; 48. Размеры диаметров винтов: 2,3; 2,6 и 3,5 мм только для шайб по ГОСТу 6402—61.</p>		

**21. Шайбы упругие контровочные**  
Размеры в мм



Пример применения



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
$r$	15	17	18,5	27


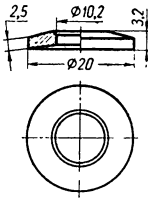
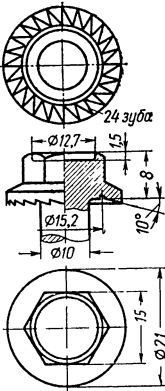
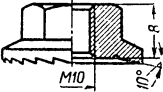
\* Размер  $h$  после пятикратного обжатия до полного распрямления должен быть в пределах допуска.

**Примечание.** Материал: лента из стали марки 50ХФА. Допускаемые отклонения размеров по ОСТу 1015 ( $A_5$ ,  $C_5$ ). Термообработать до  $HRC$  46—50. Покрытие — оксидирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора. Направление волокон материала при гибке должно быть перпендикулярно оси  $AA$  (гибку и вырубку производить в одном штампе одновременно).

**22. Осадки, компенсируемые упругими элементами**

Тип элемента	Эскиз	$\delta$ в мм
Болт с пружинной головкой		15—17

Продолжение табл. 22

Тип элемента	Эскиз	δ в лк
Пружинное кольцо		10—12
Тарельчатая пружина		80—100
Болт с фланцевой головкой и зубьями		35—37
Гайка с фланцем и зубьями		35—37

Исследованиями [31] установлено, что введением пружинных шайб в соединения с коротким болтом ( $M10 \times 1,5$ ) можно снизить переменную нагрузку на болт  $P_a$  на 30—50%, для болтов средней длины ( $M10 \times 45$ ) — на 8—10%.

В табл. 22 приведены значения части осадки соединения, компенсируемые упругими элементами.

Применение пружинных шайб дает наибольший эффект в соединениях

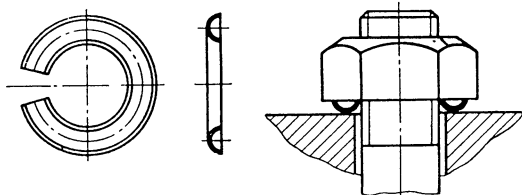


Рис. 53. Пример стопорения резьбового соединения

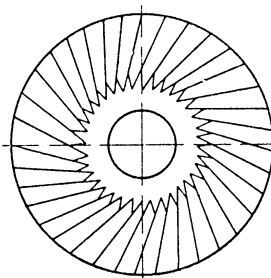


Рис. 54. Эскиз упругой стопорной шайбы

с болтами из малоуглеродистых и углеродистых сталей (соединения с небольшим усилием затяжки), так как величины компенсируемых усилий, как правило, не превосходят 500 кг для шайб под гайки  $M10$ — $M16$ .

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. 55—56 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. 57) показали, что момент отвинчивания увеличивается с уменьшением контактной прочности опорной поверхности детали.

Момент отвинчивания таких соединений уменьшается с увеличением числа разборок соединения, так как зубья венца при- тупляются. Однако при износе зубьев вступает в действие узкий

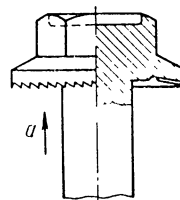
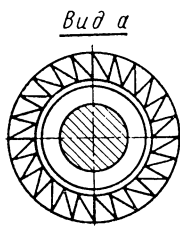


Рис. 55. Эскиз фланцевого болта с зубьями

поясок торца головки болта, способствующий повышению момента отвинчивания. Давление на этом пояске велико, и материал пояска или детали деформируется пластически.

В нашей стране наибольшее распространение имеют шайбы, приведенные в табл. 20.

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.



Рис. 56. Эскиз фланцевой гайки с зубьями

Основным недостатком пружинных шайб (табл. 23) следует считать возникновение при сжатии эксцентричного усилия, действующего на гайку или головку болта и винта. Это усилие иногда настолько значительно, что при затяжке шайбы может привести к отрыву головки винта.

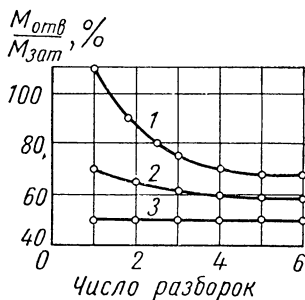


Рис. 57. График зависимости  $\frac{M_{отв}}{M_{зат}}$  для фланцевой гайки с зубьями:

1 — контактная прочность поверхности детали равна  $35 \text{ кг/мм}^2$ ,  
2 —  $90 \text{ кг/мм}^2$ ; 3 — поверхность детали закалена до HRC 60

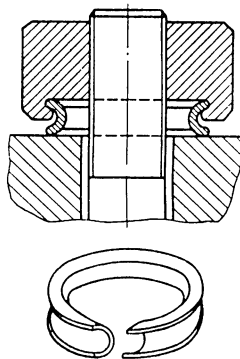


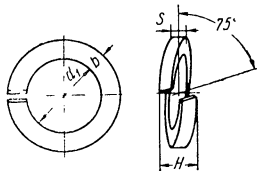
Рис. 58. Пример стопорения резьбового соединения [27] с болтами М10×25

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. 24 и 25) нет этого недостатка, так как при их затяжке усилия распределяются равномерно по окружности.



23. Шайбы пружинные по ГОСТу 6402—61  
Размеры в мм

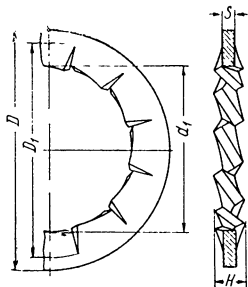
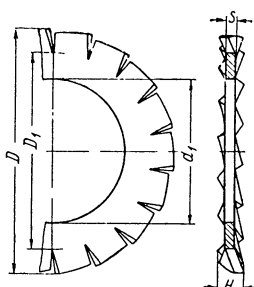


Диаметр болта или винта $d$	$d_1$	Легкие		Нормальные	Тяжелые	
		$S$	$b$	$S = b$	$S$	$b$
2	2,1	0,5	0,8	0,5	—	—
(2,3)	2,5				—	—
2,5	2,6	0,6	0,8	0,6	—	—
(2,6)	2,7				—	—
3	3,1	0,8	1,0	0,8	1,0	1,2
(3,5)	3,6					
4	4,1	1,0	1,2	1,0	1,2	1,6
5	5,1		1,2	1,2	1,8	2,0
6	6,1	1,2	1,6	1,4	1,8	2,4
8	8,2	1,6	2,0	2,0	2,5	3,5
10	10,2	2,0	2,5	2,5	3,0	4,0
12	12,2	2,5	3,5	3,0	3,5	5,0
14	14,2	3,0	4,0	3,2	4,0	5,5
16	16,3	3,2	4,5	3,5	4,5	6,0
18	18,3	3,5	5,0	4,0	4,8	6,5
20	20,5	4,0	5,5	4,5	5,5	7,0
22	22,5	4,5	6,0	5,0	6,0	8,0
24	24,5	4,8	6,5	5,5	6,5	8,5
27	27,5	5,5	7,0	6,0	7,0	9,5
30	30,5	6,0	8,0	6,5	7,5	10,0
36	36,5	—	—	8,0	—	—
42	42,5	—	—	9,0	—	—
48	48,5	—	—	10,0	—	—

Примечание. Размеры, заключенные в скобки, в новых конструкциях не применять.

## 24. Шайбы стопорные

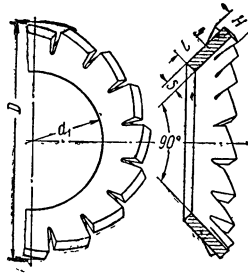
Размеры в мм

С внутренними зубьями  
по ГОСТу 10462—63С наружными зубьями  
по ГОСТу 10463—63

Диаметр болта $d$	$d_1$	$D$	Шайбы по ГОСТу 10462—63				Шайбы по ГОСТу 10463—63				
			$D_1$ не более	$S$	$H$	Число зубьев	$D_1$ не менее	$S$	$H$	Число зубьев	
2	2,2	5	4,2	0,2	3	6	3,0	0,2	3	6	
2,5	2,7	6	4,9				4,0	0,3			
3	3,2	7	5,0				4,5	0,4			
4	4,2	9	6,5	0,4	2,5	7	6,2	0,4	2,5	9	
5	5,2	10	7,5	0,7			8	7,2		0,7	10
6	6,3	12	9,0	0,8			9	9,2		0,8	12
8	8,4	14	11,0	1,0	2,3	11	11,2	1,0	2,5	16	
10	10,5	17	13,5	1,2			10	14,0		1,2	18
12	12,5	19	15,4	1,4			12	16,0		1,4	20
14	14,5	22	18,0	1,7	2,2	14	18,6	1,7	2,3	22	
16	16,5	24	20,0				20,6				
18	18,5	27	22,5				23,6				
20	21	30	24,8	1,7	16	16	26,3	1,7	2,3	22	
22	23	32	28,0				27,0				
24	25	36	32,0				29,4				

25. Шайбы стопорные с зубьями под винты с потайной и полупотайной головками по ГОСТу 10464—63

Размеры в мм



Диаметр винта $d$	$d_1$	$D$	$S$	$H_1$ не менее	$L_1$ не менее	Число зубьев
3	3,2	6,1	0,2	3S	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	0,7		1,1	14
8	8,4	15,6			1,8	15
10	10,5	19,2	0,8		2,4	
12	12,5	22,6		2,8		

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. 58). 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 тем, что диаметр верхнего фланца шайбы больше нижнего.

Стандартные и большинство нормализованных конструкций упругих стопорных шайб лишь препятствуют самоотвинчиванию, но не обеспечивают надежного стопорения соединений (рис. 59) при действии переменных нагрузок (осевых и в плоскости стыка), вызывающих даже небольшие взаимные смещения соединяемых

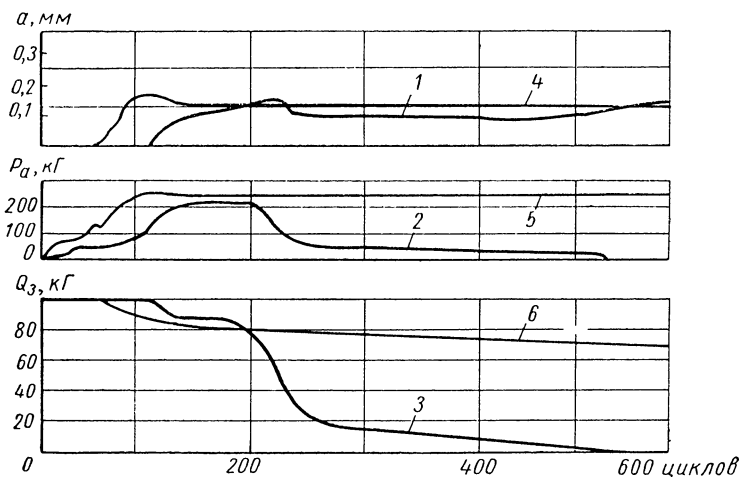


Рис. 59. Изменение амплитуды  $a$  взаимных смещений соединяемых деталей, амплитуды внешней нагрузки  $P_a$  и усилия затяжки  $Q_3$  в зависимости от числа циклов нагружения соединений

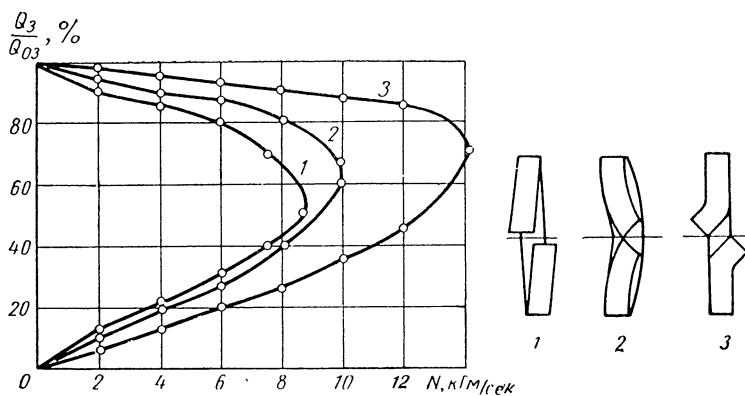


Рис. 60. Изменение усилия предварительной затяжки в соединениях, «законтренных» упругими стопорными шайбами по ГОСТу 6402—61

деталей ( $\pm 0,5$  мм при сдвигающих и  $\pm 0^\circ 9'$  при скручивающих в плоскости стыка нагрузках) \*. Стопорение соединений на рис. 59 осуществлено:

1, 2, 3 — листовой шайбой с наружным носком (по типу ГОСТ 3695—52\*\*);

4, 5, 6 — гайкой с фланцем и зубьями (см. табл. 22). Из графиков видно, что при достижении силой  $P_a$  определенной величины фрикционная связь между деталями нарушается (частота испыта-

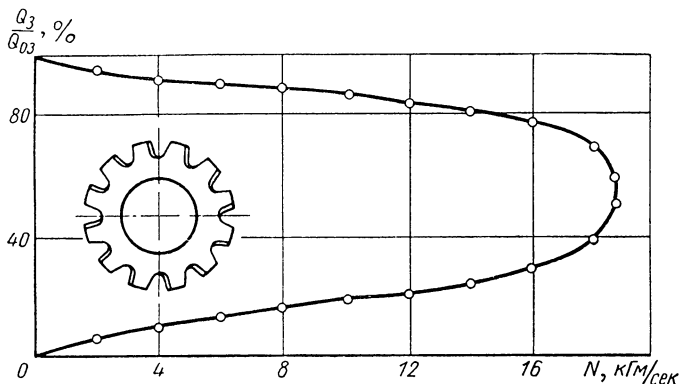


Рис. 61. Изменение усилия предварительной затяжки в соединениях, «законтренных» упругими стопорными шайбами по ГОСТу 10463—63

ний  $f = 36$  гц) и возникают взаимные смещения. Амплитуда этих смещений (рис. 59, 2) растет до тех пор, 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. В другом случае (рис. 59, 5) даже при максимальных поперечных нагрузках и перемещениях вывинчивания болта не происходит. При этом часть внешней силы, воспринимаемая болтом, приводит к его усталостному разрушению [28].

Введение упругих шайб (рис. 60 и 61) повышает максимальную мощность колебаний, при которой начинается самопроизвольное развинчивание соединения, нагруженного в поперечном направлении ( $N = 8$  кгм/сек — для соединения без стопорящего эле-

\* Взаимные смещения соединяемых деталей могут появиться при динамическом нагружении соединений, в которых они совершенно исключены при расчетном нагружении. Последнее объясняется резким уменьшением коэффициентов трения на стыке деталей и в резьбе с ростом частоты колебаний.

мента); причем стопорная шайба с наружными зубьями более эффективно препятствует самоотвинчиванию, нежели пружинные шайбы различных конструкций. Однако надежного стопорения

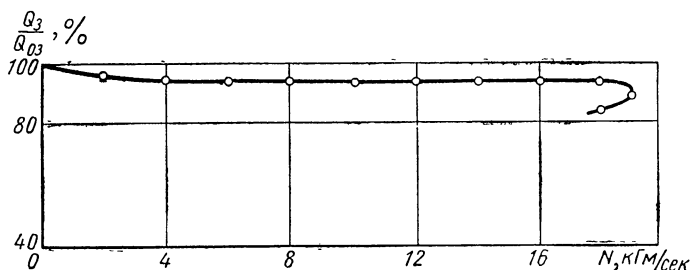


Рис. 62. Изменение усилия предварительной затяжки для соединения с фланцевым болтом и зубьями

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 (рис. 62; эскизы в табл. 22).

### СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПУТЕМ СИЛОВОГО ЗАМЫКАНИЯ 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. Достоинством такого стопорения является возможность выполнения бесступенчатой затяжки. Поэтому его применяют, как правило, для ответственных резьбовых соединений.

#### Контргайки и разрезные гайки

Стопорение контргайками. Применение обычной контргайки показано на рис. 63. Если при установке одной гайки (рис. 63, а) соприкосновение витков резьбы гайки происходит по нижним сторонам профиля резьбы болта, то в результате установки и правильной затяжки контргайки (рис. 63, б) контакт витков в основной гайке будет по верхним сторонам профиля. Витки контргайки соприкасаются с нижними сторонами профиля резьбы болта и осевая нагрузка болта  $Q$  целиком или большей частью воспринимается витками резьбы контргайки.

Затяжка контргайки моментом, меньшим или равным моменту затяжки основной гайки, нецелесообразна, так как резьба контр-

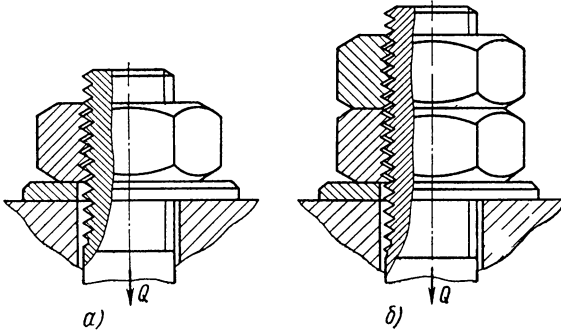


Рис. 63. Распределение зазоров в резьбе

гайки 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. 64).

Стопорящие свойства контргайки с высотой, меньшей высоты основной гайки, не отличаются от стопорящих свойств нормальной (равной по высоте основной гайке) контргайки. Поэтому в качестве контргаек применяют также облегченные гайки (табл. 26). Однако последние 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 веса и габаритных размеров конструкции.

Кроме стандартных гаек, в некоторых отраслях промышленности, в частности в приборостроении, применяют нормализованные

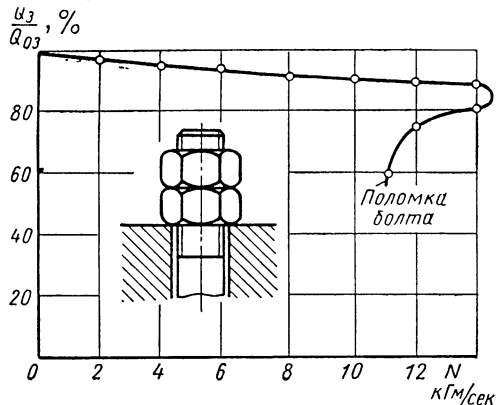
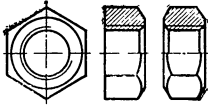
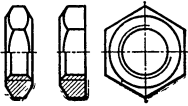
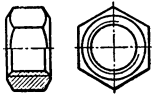
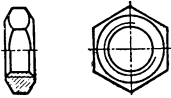
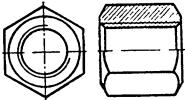
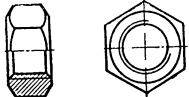


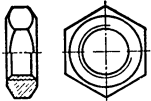
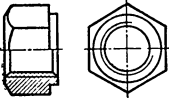
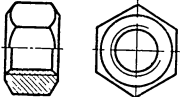
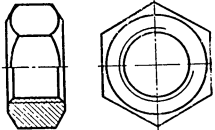
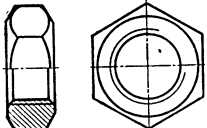
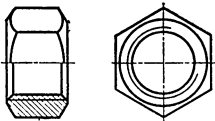
Рис. 64. Изменение усилия затяжки в соединении с контргайкой [28]

## 26. Стандартные гайки

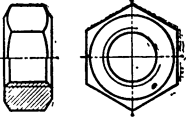
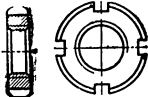
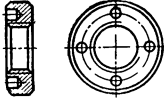
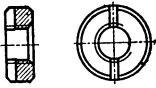
Гайки	ГОСТ	Интервалы диаметров резьбы в мм	Эскиз
Шестигранные (нормальной точности)	5915—70	6—48	
Шестигранные (нормальной точности)	5916—70	1—48 *	
Шестигранные с уменьшенным размером «под ключ»	2524—70	8—48	
Шестигранные низкие с уменьшенным размером «под ключ» (повышенной точности)	2526—70	8—48	
Шестигранные особо высокие (повышенной точности)	5931—62	8—48	
Шестигранные (повышенной точности)	5927—70	1,0—48	



Продолжение табл. 26

Гайки	ГОСТ	Интервалы диаметров резьбы в мм	Эскиз
Шестигранные низкие (повышенной точности)	5929—70	1—48	
Чистые шестигранные для фланцевых соединений на $P_y = 200 \div 1000$ в кг/см <sup>2</sup>	10495—63	12—56 **	
Чистые шестигранные для фланцевых соединений на $P_y \geq 40$ кг/см <sup>2</sup>	9064—69	12—72 ***	
Шестигранные с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности)	10605—63	52—160 ****	
Шестигранные низкие с диаметром резьбы более 48 мм (нормальной точности)	10607—63	52—160 ****	
Шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» с диаметром резьбы более 48 мм (повышенной точности)	10608—63	52—160 ****	

Продолжение табл. 26

Гайки	ГОСТ	Интервалы диаметров резьбы в мм	Эскиз
Шестигранные низкие с уменьшенным размером «под ключ» с диаметром резьбы более 48 мм (повышенной точности)	10610—63	52—160****	
Круглые  Круглые уменьшенные	11871—65	10—200**	
Круглые с отверстиями на торце «под ключ»	6393—66	16—100**	
Круглые со шлицем на торце	10657—63	1—12	

Ряд размеров резьбовых диаметров: 1; 1,2; 1,4; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 27; 30; 33; 36; 39; 42; 45; 48; 52; 56; 60; 64; 68; 72; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 115; 120; 125; 130; 135; 140; 145; 150; 155; 160; 165; 170; 175; 180; 185; 190; 195; 200.

\* В ГОСТе 5916—62 нет диаметра резьбы 1,2 мм.

\*\* Диаметры: 33, 39 и 45 мм только для ГОСТов 11871—66, 6393—66 и 10495—63.

\*\*\* В ГОСТе 9064—59 нет диаметров резьбы 14 и 18 мм.

\*\*\*\* В ГОСТах 10605—63, 10607—63, 10608—63 и 10610—63 отсутствуют диаметры: 60; 68; 85; 95; 105; 115; 120; 130; 135; 145; 150 и 155.

детали. На рис. 65 показана разрезная контргайка, которая при затяжке обжимается по конической поверхности и плотно охватывает резьбу болта, увеличивая трение в резьбе. На рис. 66 показана фигурная 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. 67, а, б показаны способы стопорения разрезных гаек (табл. 27, 28) стя-

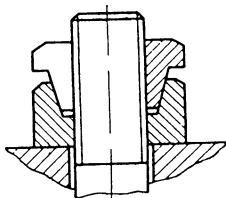


Рис. 65. Стопорение резьбового соединения разрезной контргайкой

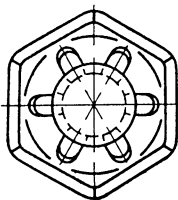
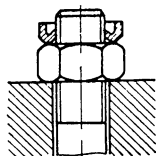


Рис. 66. Стопорение резьбового соединения пружинной контргайкой

гивающими или распорными винтами. Разрезанные участки гаек, деформируемых при затяжке винтов, плотно прижимаются к разнородным профилям резьбы болта и создают увеличенное трение в резьбовом сопряжении.

На рис. 67, в показан аналогичный способ фиксирования положения разрезной резьбовой пробки.

Разрезные гайки иногда применяют и без винтов. В этих случаях разрезную гайку сжимают (рис. 67, г), и она приобретает способность самостопорения, которое, однако, малоэффективно\* [28].

Положение разрезной гайки-клеммы на ходовом винте фиксируется стяжным винтом (рис. 67, д). Способ стопорения ходового винта в разрезной гайке-кронштейне показан на рис. 67, е.

Стопорение соединения двух деталей натяжным винтом показано на рис. 67, ж. На рис. 67, з показан способ стопорения гайки «контрвинтом», а на рис. 67, 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

\* См. также табл. 14 п.

основного болта, показан на рис. 67, к. Таким образом, самоотвинчивание гайки предотвращается самозатягиванием стопорящего винта.

Иногда для фиксирования положения затянутой гайки применяют стопорные винты, ввертываемые в тело гайки перпендику-

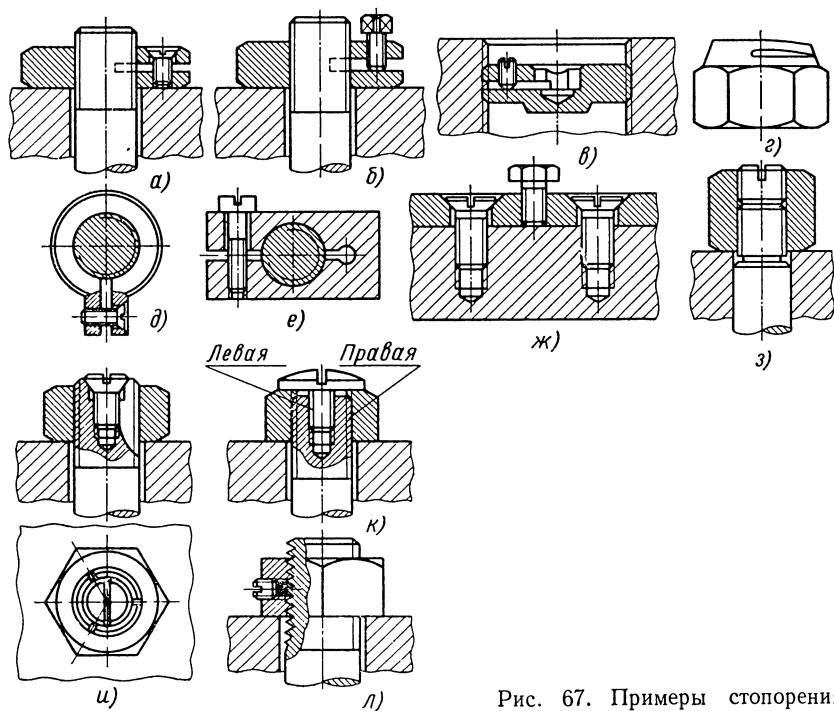
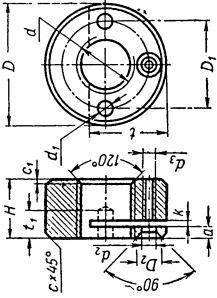


Рис. 67. Примеры стопорения резьбовых соединений

лярно оси резьбы. В этих случаях во избежание смятия резьбы болта стопорным винтом под нажимной его конец подкладывают сухарик из пластичного материала — обычно, отоженной меди, алюминия или свинца (рис. 67, л).

По этому же принципу сконструирована гайка, разработанная на заводе «Красный пролетарий» (табл. 29). 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 шестерен. После окончательной затяжки гайки вкладной сухарь прижимается к резьбе вала стопорным винтом, создавая увеличенное трение в сопряженных витках резьбы, предотвращающее самоотвинчивание гайки.

27. Рекомендуемые размеры в мм разрезных гаек, применяемых в приборостроении

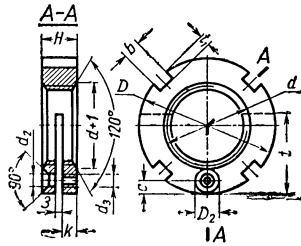


Резьба	D	H	D <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	k	a	t	t <sub>1</sub>	c	c <sub>1</sub>	Винт по ГОСТУ 1490—62 или 1475—62
M2×0,4	6	2,5	4	1	2	1,3	M1,2	0,9	0,5	4	—	0,3	0,3	M1,2×2
M2,5×0,45	7	2,5	4,5	1	2	1,3	M1,2	0,9	0,5	4	—	0,3	0,2	M1,2×2
M3×0,5	8	3	5,5	1	2	1,3	M1,2	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
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

Продолжение табл. 27

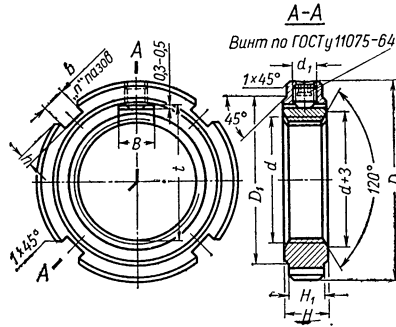
Резьба	D	H	D <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	k	a	t	t <sub>1</sub>	c	c <sub>1</sub>	Винт по ГОСТу 1490—62 или 1475—62
M12×1,5	20	7	16	2	4	2,2	M2	1,5	0,8	14	3,5	1	0,8	M2×5
M14×1,5	26	7	20	3	6	3,2	M3	2	1	18	4	1	0,8	M3×6
M16×1,5	30	8	23	3	6,7	3,2	M3	2	1	20	4	1,2	0,8	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	M6×8
M48×1,5	70	12	62	5,5	12	6,5	M6	4	1,5	50	7	2	0,8	M6×10

28. Разрезные гайки (по нормам станкостроения К6-29)  
Размеры в мм



Резьба	$D$	$H$	$k$	$c$	$t$	$d_2$	$D_2$	$d_a$	$b$	$t_1$	Винт по ГОСТу 1490—62 или 1475—62				
M12×1,25	28	10	4	4	17	M3	3,2	6	5	3	M3×8				
M14×1,5	32				19							M4	4,3	8	M4×10
M16×1,5	34				21										
M18×1,5	40	24													
M20×1,5	42	12	5	5,5	25	M5	5,5	10	6	4	M5×10				
M22×1,5	45				26										
M24×1,5	48				27										
M27×1,5	50				28										
M30×1,5	52				30										
M33×1,5	55				32										
M36×1,5	58				34										
M39×1,5	62	36													
M42×1,5	65	38													
M45×1,5	68	15	7	7	39	M6	6,5	12	8	5	M6×10				
M48×1,5	72				40										
M52×1,5	78				6,5							44			
M56×1,5	85				49										
M60×1,5	90				50										
M64×1,5	95				52										
M68×1,5	100				55										
M72×1,5	105				58										
M76×1,5	110				60										
M80×1,5	115				63										
M85×1,5	120	18	9	9	66	M8	9	16	10	6	M8×12				
M90×1,5	130				69										
M95×1,5	135				72										
M100×1,5	140				73										
					79										
			10	7	M8×16										

29. Гайки установочные со шпонкой  
Размеры в мм



Резьба	$D$	$D_1$	$d_1$	$H$	$H_1$	$b$	$h$	$B$	$t$	Число пазов	Винт по ГОСТу 11075-64
M14×1,5	32	25	M8	12	10,5	5	3	10	13,5	n = 3 + 6*	M8×8
M16×1,5	34	27							17		
M18×1,5	36	29							18,5		
M20×1,5	40	33							20,5		
M22×1,5									22,5		
M24×1,5	42	35	25								
M27×1,5	52	45	M10	16	14	6	4	28,5	M10×10		
M30×1,5	55	47						31,5			
M33×1,5	58	49						34,8			
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
M60×2	95	84	59								
M64×2	100	87	63								
M68×2	102	89	67,2								
M72×2	105	91	71,3								
M76×2	110	97	77,3								
			81,3								



Продолжение табл. 29

Резьба	$D$	$D_1$	$d_1$	$H$	$H_1$	$b$	$h$	$B$	$t$	Число пазов	Винт по ГОСТу 11075—64
M80+2	115	102	M12	20	18	10	6	14	83,4	$n = 3 + 0^*$	M12×12
M85×2	120	107							88,4		
M90×2	130	115							93,4		
M95×2	140	125	M16	23	21	12	7	99,1	18		M16×15
M100×2	145	130						104,2			
M105×2	155	140						109,2			
M110×2								114,2			
M115×2	160	145						119,3			
M120×2	165	150						124,3			
M125×2	170	155	25	23	14	14	18	130,3	$n = 4 + 0^*$		M16×18
M130×2	180	165						135,5			
M135×2	185	170						140,5			
M140×2	190	175						145,5			
M145×2	200	185						150,5			
M150×2								155,5			
M155×2	205	190	M16	28	26	16	8	160	18	M16×22	
M160×3	210	195						165			
M165×3	230	213						172			
M170×3	240	223						177			
M175×3								182			
M180×3	245	228						187			
M185×3	255	238	32	30	16	8	8	192	18	M16×25	
M190×3								197			
M195×3								202			
M200×3	270	253						207			

\* Число пазов назначается конструктивно.

Примечания: 1. Посадка шпонки в шпоночный паз для совместной обработки (расточки отверстия под резьбу и нарезки резьбы) —  $\frac{A_3}{PrI_3}$ . После совместной обработки посадка ослабляется подшлифовкой торцов шпонки до  $\frac{A_3}{C_3}$ .

2. Опорная плоскость шпонки подшлифовывается для образования зазора.

3. По нормали К6-31 применяется специальный установочный винт с внутренним и шестигранным отверстием «под ключ».

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 как в СССР, так и за рубежом получили самоконтрящиеся гайки, действие которых основано на создании дополнительных сил трения от радиального натяга резьбы гаек, обжатых в верхней части на эллипс (табл. 30—32) или (за счет прорезей) на круг (табл. 33—36 \*).

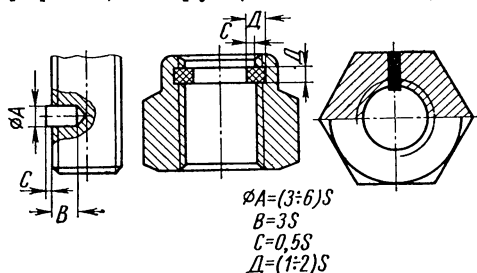


Рис. 68. Эскиз болта и гайки с полиамидной или фибровой пробкой (кольцом) [28, 30]

зированными фибровыми) пробками или кольцами (рис. 68). Величина моментов отвинчивания зависит от размеров резьбы и числа разборок (рис. 69). При наличии больших нагрузок или вибраций такие кольца периодически заменяют новыми.

Стопорение соединения пробками оказывается надежным при нагружении его осевыми нагрузками. При нагружении соединений усилиями в плоскости стыка пробки и кольца из полиамида и фибры лишь несколько увеличивают мощность колебаний до самоотвинчивания (до 10—12  $\kappa\Gamma\text{м/сек}$ ). Однако самоотвинчивание гаек вообще не исключено. Поэтому такие гайки можно применять лишь в неответственных соединениях и в условиях нормальных температур окружающей среды [28].

На рис. 70 приведен эскиз стопорения резьбовых соединений взрывом [32]. 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.

\* Силовое замыкание на резьбу в самоконтрящихся гайках производится во время затягивания в отличие от соединений с контргайками, в которых силовое замыкание осуществляется после затягивания. См. также табл. 10 п—13 п.

проверяется путем сопоставления фактических крутящих моментов при первом свободном завинчивании с моментами, заданными по техническим условиям (табл. 37).

В ряде отраслей машиностроения СССР и за рубежом применяют самоконтрящиеся гайки (болты) с полиамидными (вулкани-

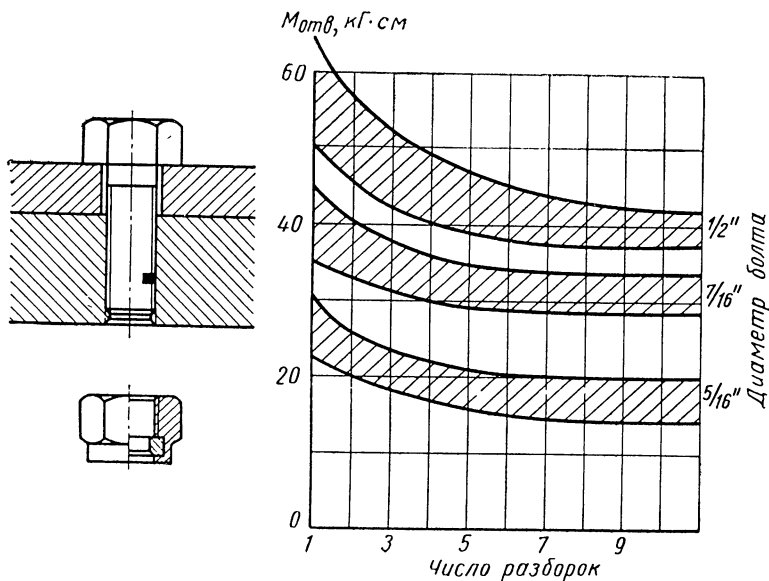


Рис. 69. Изменение момента отвинчивания  $M_{отв}$  для болтов с полиамидной пробкой и гаек с кольцом

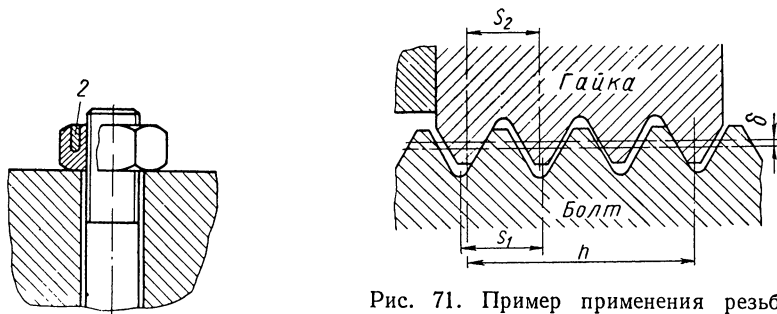


Рис. 70. Пример стопорения резьбового соединения взрывом

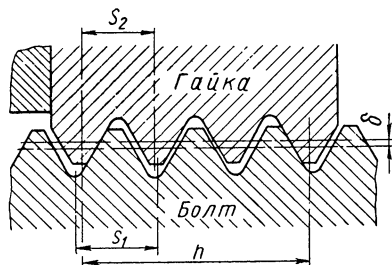


Рис. 71. Пример применения резьб с разными шагами для стопорения соединений [30]

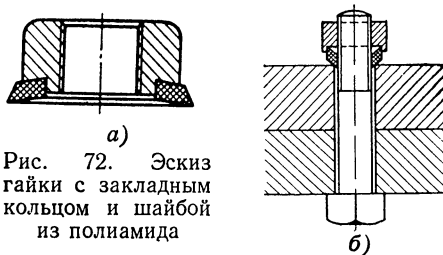


Рис. 72. Эскиз гайки с закладным кольцом и шайбой из полиамида

В США и ФРГ широко применяют стопорение резьбовых соединений путем свинчивания резьб с несколько отличающимся шагом (рис. 71). Обычно  $\frac{S_2 - S_1}{S_1} \approx 0,001$ ;  $h = \frac{\delta S_2}{S_2 - S_1}$ . Такие соединения

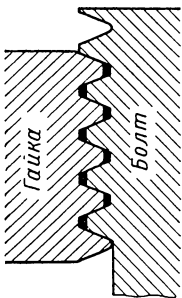


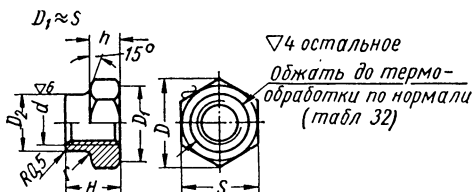
Рис. 73. Эскиз соединения, «за-контрренного» клеём

надежно работают 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 ( $N = 22$  кгм/сек против 8 кгм/сек в «незаконтрненном» соединении). Однако сложность изготовления резьбы ограничивает область применения соединений.

В конструкциях на рис. 72, а и б показаны закладные шайбы из полиамида, 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.

### 30. Гайки самоконтращиеся шестигранные высокие

Размеры в мм



Резьба $d$	$S$	$D$	$D_2$	$H$ номин.	$h$	$r$
M3	5,5	6,3	4	4,5	2,5	0,8
M4	7	8,1	5,4	5	2,5	0,8
M5	8	9,2	6,4	6	3	1
M6	10	11,5	7,4	7	4	1
M8	12	13,8	9,5	9	5	1,5
M10	14	16,2	12	11	6,5	1,5

Примечание. Материал — сталь марки 30ХГСА. Размер «под ключ» — по ГОСТу 6424—60\*. Резьба — по ГОСТу 9150—59\*, класс точности 2. Термообработка:  $\sigma_s = 100 \pm 10$  кг/мм<sup>2</sup>. Покрытие — цинкование. Другие виды покрытий — по указанию конструктора. Биение диаметра  $D_2$  относительно диаметра отверстия под резьбу не более 0,1 мм.

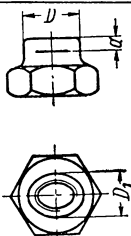
**31. Гайки самоконтрящиеся шестигранные низкие**  
**Размеры в мм**



Резьба $d$	$S$	$D$	$D_2$	$H$	$h$	$r$
M6	10	11,5	7,4	6	3	1,0
M8	12	13,8	9,5	7,5	3,5	1,5
M10	14	16,2	12	8,5	4	1,5

Примечание. Материал — сталь 30ХГСА. Резьба — по ГОСТу 9150—59\*, класс точности 2. Термообработка:  $\sigma_a = \pm 10 \text{ кг/мм}^2$ . Покрытие — цинкование; другие виды покрытий — по указанию конструктора. Биение диаметра  $D_2$  относительно диаметра отверстия под резьбу не более 0,1 мм.

**32. Основные размеры в мм обжатой части гаек**



Резьба	$D$	$D_1$	$a^*$
M3	4,0	3,5±0,08	1,5
M4	5,4	4,9±0,08	1,5
M5	6,4	5,8±0,08	1,8
M6	7,4	6,8±0,1	2,0
M8	9,5	8,8±0,1	2,5
M10	12,0	11,3±0,1	3,0

\* Рекомендуемый размер после обжатия должен обеспечить контрящие свойства.

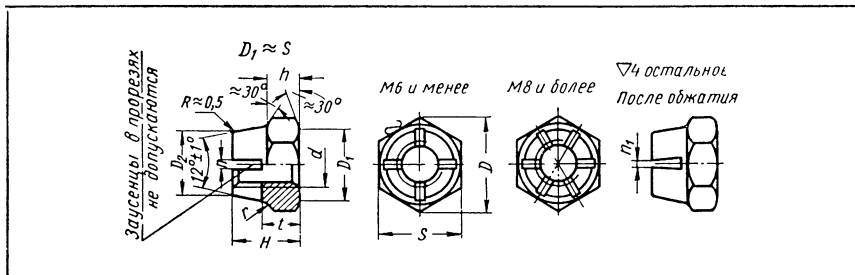
33. Гайки самоконтрящиеся шестигранные высокие  
Размеры в мм

Резьба	M3		M4		M5		M6 и M10		M8		M10		M12×1,5		M14×1,5		M16×1,5		M18×1,5		M20×1,5		M22×1,5		M24×1,5						
	S	D	D <sub>2</sub>	H	h	t	S	D	D <sub>2</sub>	H	h	t	S	D	D <sub>2</sub>	H	h	t	S	D	D <sub>2</sub>	H	h	t	S	D	D <sub>2</sub>	H	h	t	
S	5,5	6,3	4,2	5,5	2,5	3	8	10	12	14	17	19	24	27	30	32	36	36	37	40	43	46	49	52	55	58	61	64	67	70	73
D	8,1	9,2	6,2	7,0	3,5	4	11,5	13,8	15,8	18,5	21,9	27,7	31,2	34,6	38,0	41,6	45,0	48,4	51,8	55,2	58,6	62,0	65,4	68,8	72,2	75,6	79,0	82,4	85,8	89,2	
D <sub>2</sub>	5,2	6,2	4,2	5,2	3,5	4	7,2	9,6	11,8	14,5	16,5	18,5	21,0	23,0	25,0	27,8	30,8	33,8	36,8	39,8	42,8	45,8	48,8	51,8	54,8	57,8	60,8	63,8	66,8	70,0	
H	6,5	7,0	4,5	5,5	3,5	4	8,5	10	12,5	15,5	18,5	21,5	24,5	27,5	30,5	33,5	36,5	39,5	42,5	45,5	48,5	51,5	54,5	57,5	60,5	63,5	66,5	69,5	72,5	75,5	
h	3	3,5	2,5	3	2,5	3	4	5	6,5	8	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27,5	29	30,5	32	33,5	35	36,5	38	
t	3,5	4	3	3,5	2,5	3	5	6	8	9,5	11	12,5	14	15,5	17	18,5	20	21,5	23	24,5	26	27,5	29	30,5	32	33,5	35	36,5	38	40	
n	0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
n <sub>1</sub>	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8	1,3	1,8	2,5	3,5	4,5	5,5	6,5	7,5	8,5	9,5	10,5	11,5	12,5	13,5	14,5	15,5	16,5	17,5	18,5	19,5	20,5	21,5	22,5	23,5	24,5	
r	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31

Примечание. Материал — сталь 30ХГСА; резьба — по ГОСТу 9150—59\*; класс точности 2 для резьбы с крупным шагом и 2а — с мелким шагом. Термообработка:  $\sigma_6 = 100 \pm 10 \text{ кг/мм}^2$ .

## 34. Гайки самоконтращиеся шестигранные высокие

Размеры в мм



Резьба	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12×1,5
S	5,5	7	8	10	12	14	17
D	6,3	8,1	9,2	11,5	13,8	16,2	19,6
D <sub>2</sub>	4,2	5,2	6,2	7,2	9,6	11,8	13,8
H	5,5	6,5	7	8,5	10	12,5	14,5
h	2,5	3	3,5	4	5	6,5	8
t	3	3,5	4	5	6	8	9,5
n	0,6	0,8	1	1,2	1,6		
n <sub>1</sub>	0,2	0,3	0,5	0,6	0,8		
r	1	2	3				

Примечание. Материал — алюминиевый сплав марки Д1Т; латунь марки ЛС59-1. Резьба — по ГОСТу 9150—59\*; класс точности 2 для резьбы с крупным шагом и 2а с мелким шагом. Покрытие для гаек из алюминиевого сплава — анодное оксидирование; из латуни — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

35. Гайки самоконтращиеся шестигранные низкие  
Размеры в мм

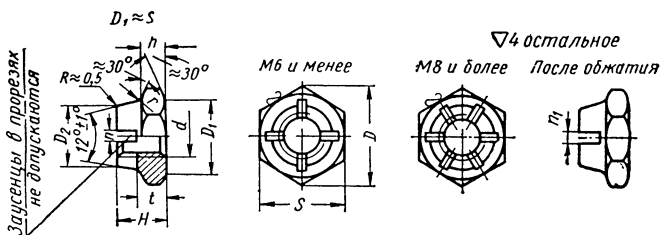
Резьба	M5	M6	M8	M10	M12×1,5	M14×1,5	M16×1,5	M18×1,5	M20×1,5	M22×1,5	M24×1,5
S	8	10	12	14	17	19	22	24	27	30	32
D	9,2	11,5	13,8	16,2	19,6	21,9	25,4	27,7	31,2	34,6	36,9
D <sub>2</sub>	6,2	7,2	9,6	11,8	13,8	15,8	17,8	19,8	21,8	23,8	25,8
H	5,5	6	7,5	8,5	10,5	11,5	12,5	14	15	16	17
h		2,5	3	3,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
t		2,5	3,5	4	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
n	0,8	1	1,2		1,6		2			2,5	
n <sub>1</sub>	0,3	1,5	0,6		0,8		1,3			1,8	
r		2	3	3	3	3	4	4		5	

Примечание. Материал — сталь 30ХГСА. Резьба — по ГОСТу 9150—59\*; класс точности 2 для резьбы с крупным шагом и 2а — с мелким шагом. Термообработка:  $\sigma_6 = 100 \pm 10 \text{ кг/мм}^2$ . Покрытие — цинковое. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.



### 36. Гайки самоконтращиеся шестигранные низкие

Размеры в мм



Резьба	M5	M6	M8	M10	M12×1,5
<i>S</i>	6	10	12	14	17
<i>D</i>	9,2	11,5	13,8	16,2	19,6
<i>D</i> <sub>2</sub>	6,2	7,2	9,6	11,8	13,8
<i>H</i>	5,5	6	7,5	8,5	10,5
<i>h</i>	2,5		3	3,5	5
<i>t</i>	2,5		3,5	4	5,5
<i>n</i>	0,8	1	1,2		1,8
<i>n</i> <sub>1</sub>	0,3	0,5	0,6		0,8
<i>r</i>	2		3		

**Примечание.** Материал — алюминиевый сплав марки Д1Т; латунь марки ЛС59-1. Резьба — по ГОСТу 9150—59\*; класс точности 2 для резьбы с крупным шагом и 2а — с мелким шагом. Покрытие для гаек из алюминиевого сплава — анодное оксидирование; из латуни — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

### 37. Нормы для моментов завинчивания и вывинчивания самоконтрящихся гаек

Резьба	Момент первого завинчивания (наибольший) в кгсм		Момент пятнадцатого вывинчивания (наименьший) в кгсм	
	по нормам США, Франции	по нормам СССР	по нормам США, Франции	по нормам СССР
M3	7	4	—	0,3
M4	9	6	1,4	1,0
M5	13	9	2,3	1,5
M6	28	14	3,6	2,0
M8	50	20	7,1	4,0
M10	70	35	11,6	6,0
M12×1,5	100	50	17,7	10,0
M14×1,5	130	65	25,7	15,0
M16×1,5	160	85	37	20,0
M18×1,5	190	100	—	25,0
M20×1,5	210	130	—	30,0
M22×1,5	230	150	—	35,0
M24×1,5	250	180	—	42,0

Стопорение с помощью клея (рис. 73) обладает высокой надежностью. Однако сложность повторных сборок привела к тому, что резьбоклеевые соединения преимущественно применяются в конструкциях типа шпильки—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.

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 применяется стопорение шпилек с помощью формозапирающих элементов.

Посадка шпилек с натягом по среднему диаметру (рис. 74, а) является в настоящее время самым распространенным методом стопорения шпилек в точном машиностроении. Посадка осуществляется преимущественно в системе отверстия (рис. 75). Система вала допускается для сопряжений стальных шпилек с алюминиевыми или магниевыми корпусами при длине свинчивания, превышающей удвоенный номинальный диаметр резьбы. Условная резьбовая единица, обозначенная на схеме, равна  $67 \sqrt{S}$  мк.



Допуски на средний диаметр шпильки и резьбового отверстия очень малы, поэтому их трудно обеспечить в производстве. Для улучшения технологичности в ряде случаев целесообразно расширить допуски до одной резьбовой единицы, а сопрягаемые детали рассортировать по среднему диаметру резьбы на две-три группы. Пример рассортировки шпилек и отверстий с тугой резьбой М14×1,5 показан на рис. 76.

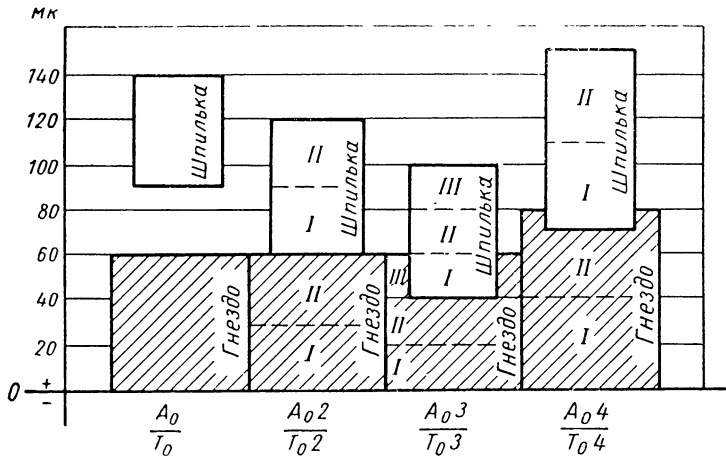


Рис. 76. Схема расположения полей допусков среднего диаметра резьбы с натягами (пример для резьбы М14×1,5). Буква А означает резьбу гнезда, буква Т — резьбу шпильки; цифровой индекс (I, II или III) — номер сортировочной группы

На практике применяют следующие посадки шпилек:

$\frac{A_0}{T_0}$  — для шпилек, сопрягаемых с гнездами из чугуна и алюминиевых сплавов;

$\frac{A_{02}}{T_{02}}$  — для шпилек, сопрягаемых с гнездами из алюминиевых и магниевых сплавов;

$\frac{A_{03}}{T_{03}}$  — для шпилек, сопрягаемых с гнездами из стали и титановых сплавов;

$\frac{A_{04}}{T_{04}}$  — для шпилек, сопрягаемых с гнездами из чугуна.

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 соответственно 0,04—0,12 мм.

Исследования показали, что постановка шпилек на тугую резьбу способствует повышению стабильности затяжки резьбовых соединений при осевом нагружении (рис. 77). Усталостная прочность шпилек с тугой резьбой на 30—40% выше прочности соединений с обычной резьбой (рис. 78, а) [15].

Крутящий момент для завинчивания шпильки в корпус

$$M_{кр} \approx 3,1 \Delta_n \mu l d \frac{E_2}{1,3 + 0,7 \frac{E_2}{E_1}},$$

где  $\mu$  — коэффициент трения;  $l$  — длина свинчивания;

$\Delta_n$  — натяг по среднему диаметру;  $E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов шпильки и корпуса.

Моменты вывинчивания шпилек с тугой резьбой также достаточно высокие (табл. 38) [11].

Повторное свинчивание шпилек с тугой резьбой и корпусов из алюминиевых и магниевых сплавов чугуна и других материалов не допускается. В этом случае в корпусе завинчивают «ремонтные» шпильки (с большим средним диаметром).

Однако применение тугой резьбы значительно увеличивает стоимость шпилек и корпусных деталей (высокая точность изго-

38. Моменты завинчивания шпилек с тугой резьбой

Резьба	Натяг в мк наиб. наим.	Материал		$M_{отв}$ в кгсм	
		корпуса	шпильки	наиб.	наим.
М6	$\frac{48}{16}$	АЛ4	38ХА	77	39
		ВТЗ-1	1Х17Н2	179	80
М8	$\frac{55}{18}$	АЛ4	38ХА	160	76
		ВТЗ-1	1Х17Н2	287	134
М10	$\frac{60}{20}$	АЛ4	38ХА	215	86
		ВТЗ-1	1Х17Н2	435	117
М14×1,5	$\frac{65}{20}$	ВТЗ-1	1Х17Н2	1443	405
М18×1,5	$\frac{65}{22}$	1Х17Н2	1Х17Н2	2280	804

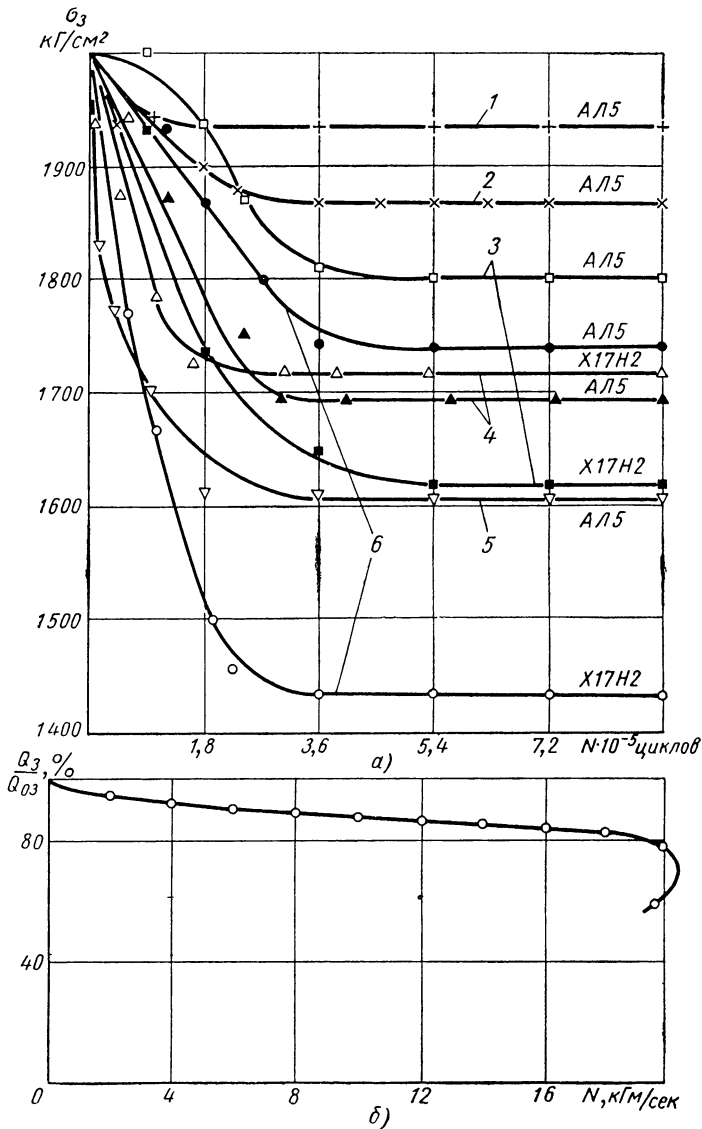


Рис. 77. Стабильность затяжки резьбовых соединений типа шпилька—корпус

*a* — при осевом нагружении ( $\sigma_{03} = 20 \text{ кг/мм}^2$ ,  $\sigma_a = 4 \text{ кг/мм}^2$ ); материал шпилек — сталь 38ХА ( $\sigma_s = 105 \text{ кг/мм}^2$ ); резьба накатана по 2-му классу точности; посадка шпилек: 1 — на тугой резьбе, материал корпуса АЛ5; 2 — с помощью стопорного кольца, АЛ5; 3 — на сбегае резьбы, АЛ5 и Х17Н2; 4 — с помощью вставки, АЛ5 и Х17Н2; 5 — с упором в дно резьбового отверстия, АЛ5 и Х17Н2; 6 — на клею, АЛ5 и Х17Н2; б — при сдвигающих нагрузках; посадка шпильки на вставке (по данным А. Э. Вайсмана)

товления, разбивка шпилек и отверстий на 2—3 группы, увеличение числа калибров и т. д.), а также усложняет сборку.

Применение резьбы с натягами ограничивает возможность надежной антикоррозийной защиты шпилек и корпусных деталей. Так, толщина гальванического покрытия крепления крепежных деталей с обычной метрической резьбой составляет 9—13 мк; толщина покрытия шпилек, имеющих резьбу с натягом, не превышает 3—6 мк, что недостаточно для надежной работы конструкций в различных климатических условиях. Поэтому тугая резьба не получила широкого распространения в общем машиностроении в нашей стране и за рубежом.

Посадка шпилек на сбеги резьбы (рис. 74, б) является наиболее простым и дешевым способом стопорения. В этом случае 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 (рис. 78, а).

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

$$M_{зав. ш} = 0,5M_{зав. г} \quad (50)$$

где  $M_{зав. ш}$  и  $M_{зав. г}$  — моменты завинчивания шпильки в корпус и гайки при монтаже соединения.

Исследования стабильности затяжки и усталостной прочности (рис. 77, 78, а; табл. 39) показали, что «угол» сбега, равный 20°, обеспечивает высокую стабильность затяжки и усталостную

39. Соотношение моментов завинчивания и отвинчивания при постановке шпилек на сбеги резьбы по результатам десяти испытаний (угол сбега 20°)

Резьба	Материал		$M_{зав}$ в кгсм	$M_{отв}$ в кгсм	$\frac{M_{отв}}{M_{зав}}$
	шпильки	корпуса			
М6	38ХА	АЛ5	60	46,1	0,77
	1Х17Н2	1Х17Н2	60	49,2	0,82
М12×1,5	38ХА	АЛ5	500	396	0,79
	1Х17Н2	1Х17Н2	500	357	0,72

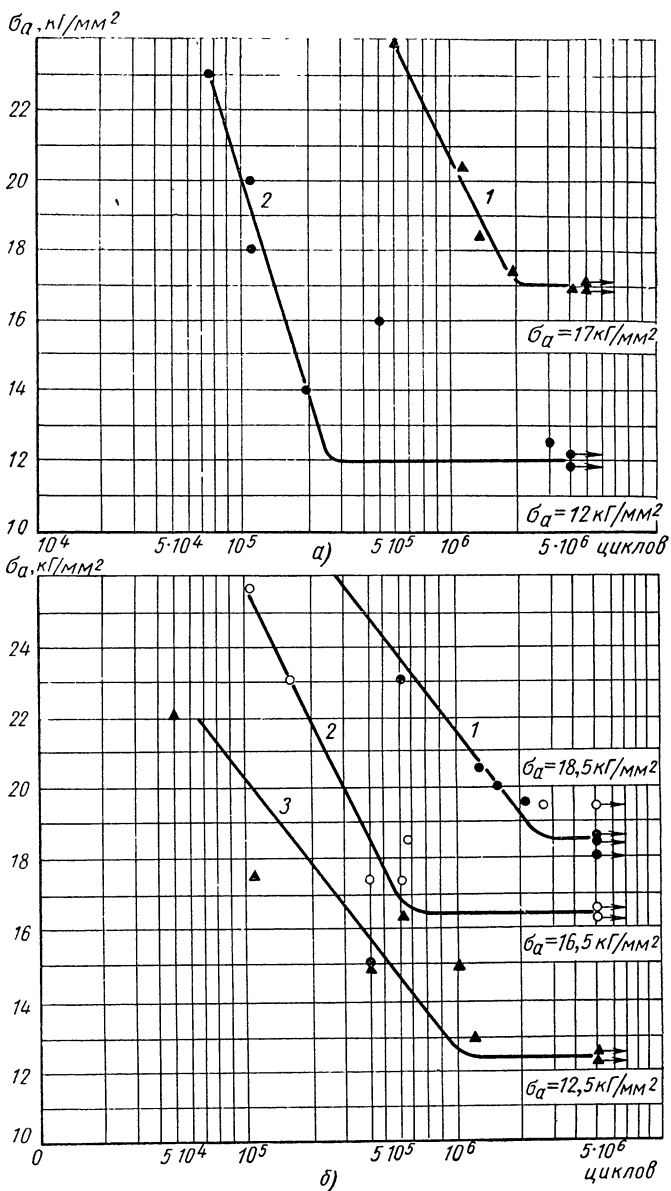


Рис. 78. Усталостная прочность шпилек. Материал шпилек — сталь 38ХА ( $\sigma_B = 105 \text{ кг/мм}^2$ ); материал корпуса — АЛ5:  
 а — при посадке шпилек: 1 — на сбегах резьбы; 2 — с упором в дно отверстия; б — при посадке шпилек: 1 — на вставке; 2 — на тугой резьбе; 3 — на клёпе



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» сбega, 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 полиамидной пробки (рис. 74, 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 понижает прочности шпильки. Применение такой посадки ограничивается небольшими температурами (100—150° С), так как материал пробки теряет упругие свойства.

При посадке шпильки с нажимного шарика (рис. 74, 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 (рис. 74, д, е) стопорится за счет сил трения на опорном торце и осевого натяга в резьбе. Стабильность затяжки и усталостная прочность такого соединения невысокие (см. табл. 40, рис. 77, 78, а). Резьба на шпильке выполняется обычной, однако увеличение габаритов соединения и невозможность использования такой посадки в сквозных отверстиях ограничивает ее применение. Посадка шпилек с упором в дно резьбового отверстия применяется преимущественно в приспособлениях.

40. Соотношение момента завинчивания и отвинчивания при постановке шпилек с упором в дно резьбового отверстия (по результатам 10 испытаний)

Резьба	Материал		$M_{зав}$	$M_{отв}$	$\frac{M_{отв}}{M_{зав}}$
	шпильки	корпуса			
М6	38ХА	АЛ5	60	29,2	0,49
	1Х17Н2	1Х17Н2	60	34,5	0,57
М12×1,5	38ХА	АЛ5	500	292	0,58
	1Х17Н2	1Х17Н2	500	317	0,63

Шпилька при посадке с помощью бурта (плоского или конического) (рис. 74, ж, з) стопорится за счет дополнительных сил трения по опорной поверхности бурта и в резьбе (от осевого натяга). Условие стопорения остается прежним (50).

При посадке с помощью бурта резьбовая часть шпильки разрушается от действия изгибающих и переменных растягивающих нагрузок \*, что существенно повышает усталостную прочность соединения. Однако применение таких соединений ограничено высокой трудоемкостью изготовления шпилек и корпусов.

За рубежом (особенно в ГДР) широко применяется посадка шпильки на гладкую часть (уменьшенный бурт, рис. 74, и). Этот способ сохраняет большей частью преимущества предыдущего и перспективен для использования в ответственных соединениях.

Стопорение с помощью стопорного кольца основано на взаимной фиксации (за счет пластических деформаций) шпильки и корпуса (табл. 41—43). Шпильку изготовляют с венчиком, имеющим на наружной поверхности накатанные зубья (рис. 74, к). После свободного ввинчивания шпильки в резьбовое отверстие корпуса на нее надевается кольцо, запрессовываемое далее 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 (рис. 77, табл. 44) при любых нагрузках. К недостаткам такого соединения следует отнести необходимость увеличения габаритов корпуса, сложность монтажа и демонтажа, а также невозможность повторной постановки шпильки в использованное гнездо.

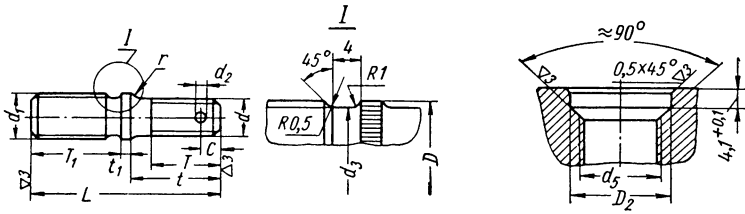
Посадка с помощью различных шагов резьбы шпильки и корпуса (рис. 74, л) широко применяется в зарубежной практике. Стопорение шпильки в этом случае достигается за счет натяга между двумя витками на длине свинчивания. Для изготовления такой резьбы требуется специальный инструмент.

При посадке с помощью резьбовой вставки (рис. 74, 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. 45—48).

Сечение проволоки, а также размеры оправок для навивки пружин подбирают такими, чтобы вставка после постановки

\* Последнее объясняется «фланцевым эффектом»: часть внешнего усилия идет на уменьшение давления на стыке бурта.

41. Шпильки со шлицевым венцом для ввертывания в мягкий металл



Основные размеры соединения	Размеры резьбы $d/d_1$			
	M6/M8	M8/M10	M10/M12× ×1,5	M12× ×1,5/M14× ×1,5
$T$	12	14	18	20
$T_1$	13	17	21	25
$t_1$	2		3	
$c$	3	4		4,5
$d_2$	1,6	2	2,5	
$r$	0,5	0,8		1
$d_3$	6	7,8	9,8	11,8
$D$	6,9	9,2	11,5	13,8
Номер профиля шлица	1	2	3	4

Примечания: 1. Материал — сталь марок 38ХА, 1Х17Н2 (ЭИ268) и Х16Н6 (ЭП288, СН-2А).

2. Термическая обработка шпилек: из стали 38ХА —  $\sigma_s \geq 90 \text{ кг/мм}^2$  ( $HRC\ 26-32$ ); из стали 1Х17Н2 —  $\sigma_s = 95 \pm 10 \text{ кг/мм}^2$ ; из стали Х16Н6 —  $\sigma_s = 120 \pm_{10}^{20} \text{ кг/мм}^2$ .

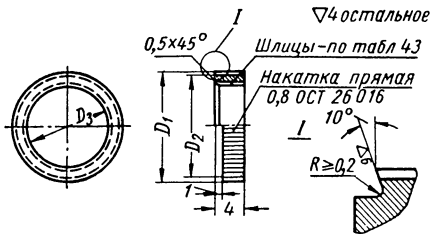
3. Покрытие шпилек: из стали марки 38ХА — кадмирование; из нержавеющей сталей — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

Продолжение табл. 41

## Гнездо под шпильку и запрессовку кольца

Резьба шпильки $d$	Резьба гнезда $d_s$	$D_2$	№ кольца по табл. 42
M6	M8 кл. 2	9,4	1
M8	M10 кл. 2	11,4	2
M10	M12×1,5 кл. 2а	13,4	3
M12×1,5	M14×1,5 кл. 2а	15,4	4

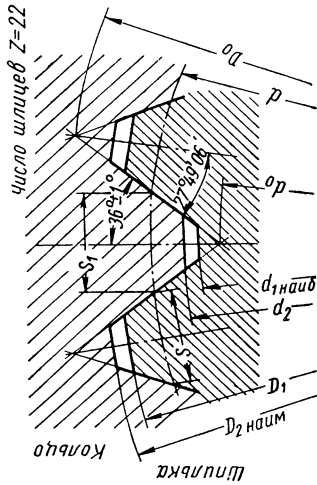
## 42. Кольца стопорные



№ кольца	$D_1$		$D_2$	$D_3$	№ профиля шлица по табл. 43
	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 1X17H2. Термическая обработка колец: из стали марки 10 — цементировать на глубину 0,1—0,4 мм и закалить HRC 35—45; из стали марки 1X17H2 — закалить HRC 34—39. Покрытие колец: из стали марки 10 — кадмирование; из стали марки 1X17H2 — пассивирование. Другие виды покрытия — по указанию конструктора.

43. Профиль шлицев для резьбовых шпилек и стопорных колец



№ профиля шлица	Модуль $m$	Диаметр делительной окружности $d$	Шпилька		Кольцо		Теоретические диаметры		Толщина шлица по дуге делительной окружности $S$	Ширина паза по дуге делительной окружности $S_1$	Наибольшее биение по профилю $\delta E_0$	Надошлязная накопленная погрешность угла веро шара шлица $\delta U$	Пределные отклонения направленные шлицев (пазов)
			Диаметр окружности впадин $D_1$	Диаметр окружности наибольший $d_1$	Диаметр окружности впадин $D_2$	Диаметр окружности наибольший $d_2$	наружный $D_0$	внутренний $d_0$					
1	0,3	6,6	6,9	6,1	7,1	6,3	7,476	5,938	0,47	0,47	0,05	0,06	$\pm 0,01$
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			
4	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.

#### 44. Моменты, разрушающие соединения при посадке шпильки с помощью стопорного кольца (по результатам 10 испытаний)

Резьба	M6	M8	M10	M12×1,5
$M_{разр}$ в кг·см	280 *	440 *	680	1290

\* Разрушение шпильки в результате скручивания. Материал шпильки — сталь 38ХА ( $\sigma_B = 105$  кг/мм<sup>2</sup>), материал корпуса — сплав АЛ5 ( $\sigma_B = 18 \div 20$  кг/мм<sup>2</sup>).

#### 45. Вставки спиральные для глухих резьбовых отверстий

После навивки спирали  
конец отогнуть  
(излишек удалить)

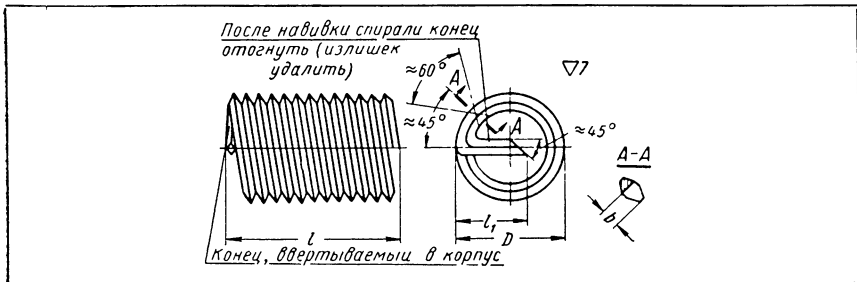
Конец, ввертываемый в корпус

Резьба ввертываемой детали $d$	$l^*$	$D$	$l_1$	№ профиля по табл. 48
M6	8; 10; 12	7,2	5	1
M8	10; 12; 16	10,3	7	2
M10	12; 16; 20	12,3	9	3
M12×1,5	14; 20; 25	14,4	10	3

\* При необходимости можно применять вставки другой длины из ряда 20 по ГОСТу 6636—69.

Примечание. Материал — проволока из стали марки Х18Н10Т по ГОСТу 5548—50\*. Покрытие — пассивирование. Длину вставки  $l$  измерять в сжатом состоянии.

46. Вставки спиральные для сквозных резьбовых отверстий \*



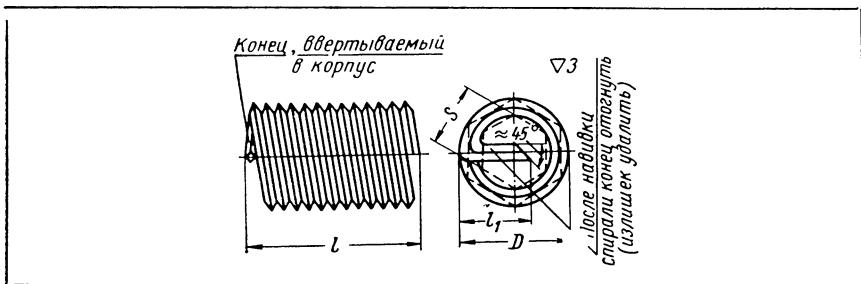
Резьба ввертываемой детали $d$	$l^{**}$	$D$	$l_1$	$b$	№ профиля сечения проволоки по табл. 48
M6	8; 10; 12	7,2	5	0,4	1
M8	10; 12; 16	10,3	7	0,6	2
M10	12; 16; 20	12,3	9	0,7	3
M12×1,5	14; 20; 25	14,4	10		

\* Хвостовик удалить (после монтажа вставки) вращением инструмента в направлении отвинчивания.

\*\* При необходимости можно применять вставки другой длины из ряда 20 по ГОСТу 6636—69.

Примечание. Материал — проволока из стали марки X18H10T по ГОСТу 5548—50\*. Покрытие — пассивирование. Длину вставки  $l$  измерять в сжатом состоянии.

47. Вставки спиральные с повышенными стопорящими свойствами для глухих резьбовых отверстий



Резьба ввертываемой детали $d$	$l^*$	$D_{-0,1}$	$l_1$	$S$	Профиль сечения проволоки по табл. 48
M6	8; 10; 12	7,2	5	5,3	1
M8	10; 12; 16	10,3	7	7,0	2

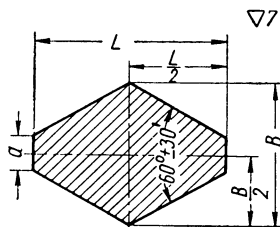
Продолжение табл. 47

Резьба ввертываемой детали $d$	$l^*$	$D_{-0,1}$	$l_1$	$S$	Профиль сечения проволоки по табл. 48
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 ГОСТу 6636—60.

Примечание. Материал — проволока из стали марки X18H10T по ГОСТу 5548—50\*. Покрытие — пассивирование. Длину вставки  $l$  измерять в сжатом состоянии.

#### 48. Профиль проволоки ромбического сечения для спиральных вставок



Профиль сечения проволоки		$L_{-0,02}$	$a^*$		$B^*$	Диаметр проволоки для перетягивания
№	для резьбы с шагом		номин.	доп. 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

Примечание. Материал — проволока из стали марки X18H10T травленная, термически обработанная по ГОСТу 5548—50\*. Допускается притупление острых кромок  $R \leq 0,2$ .



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 [13].

Соединения со вставками имеют существенные преимущества по прочности в сравнении с обычными соединениями (рис. 78, б). Стопорящие свойства вставок достаточно высокие (рис. 77, б) [28].

Применение вставок позволяет увеличить износостойкость и коррозионную стойкость деталей. При этом исчезает необходимость применения футорок (сплошных резьбовых вставок) с большим весом и габаритами.

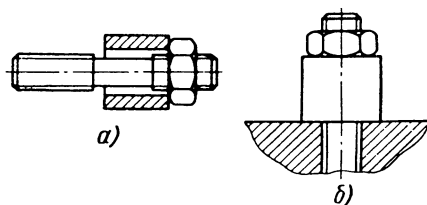


Рис. 79. Монтаж соединений на клею

Вставки могут применяться и при ремонте корпусных деталей.

Посадка шпилек с помощью клея в ряде случаев является наиболее рациональной и экономически эффективной (например, в сравнении с тугой резьбой и др.). Прочность таких соединений не отличается от прочности соединений со скользящей посадкой. Однако стабильность затяжки и стопорящие свойства соединений более высокие (рис. 77—78, б, табл. 49).

**49. Моменты отвинчивания шпилек при постановке с помощью клея**  
(средние значения по результатам 42—50 испытаний, резьба М10)

Материал	шпильки	30ХГСА				13Х12НВМФА	
	корпуса	АЛ4				1Х17Н2	
Покрытие шпильки	Без покрытия	Кадмиевое	Цинковое	Кадмиевое	Цинковое	Без покрытия	
Марка клея	ВС-350				Л4		
Моменты отвинчивания шпилек в кгсм	728	939	1024	824	926	930	
Длина свинчивания в мм	20				12		

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 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 механические характеристики клея. Для контровки шпилек в основном применяют клеи ВС-350 и Л-4. Клей ВС-350 отверждается при  $t = 200^{\circ}\text{C}$ , а Л-4 — при  $t = 18 \div 24^{\circ}\text{C}$  (табл. 50).

50. Области применения клеев ВС-350 и Л-4

Клей	Диапазон температуры, в которой работает соединение	Материал детали, в которую ввинчивается шпилька
ВС-350	$-60 \div +350^{\circ}\text{C}$	Сталь, титан
	$-60 \div +200^{\circ}\text{C}$	Алюминиевые и магниевые сплавы
Л-4	$\pm 60^{\circ}\text{C}$	Сталь, титан, алюминиевые и магниевые сплавы

Примечание. Детали из алюминиевых сплавов, подвергающихся нагреву до  $200^{\circ}\text{C}$ , должны быть искусственно состарены во избежание появления межкристаллитной коррозии.

Шпильку устанавливают следующим образом:

а) резьбовой конец шпильки, ввертываемый в корпус, и резьбовое отверстие в корпусе промывают, просушивают, далее на эти поверхности наносят клей;

б) на гаечный конец шпильки устанавливают втулку и навинчивают гайку (рис. 79, а);

в) шпильку ввинчивают в резьбовое отверстие корпуса на необходимую глубину и затягивают гайкой (рис. 79, б). Затяжка обеспечивает необходимое распределение пленки на длине свинчивания. Величины моментов предварительной затяжки шпилек на клею указаны в табл. 51. Надежность стопорения соединений проверяют при комнатной температуре следующим образом:

а) на гаечный конец шпильки навинчивают две гайки и затягивают относительно друг друга (рис. 80);

б) плавно, без рывков, прикладывают момент на вывинчивание шпильки;

в) если при достижении моментов  $M_0$ , указанных в табл. 51, шпилька не сдвигается с места, соединение считается удовле-

### 51. Величины моментов предварительной затяжки и вывинчивания для резьбोकлеевых соединений

Величины	M3	M4	M5	M6	M8	M10	M12× ×1,5	M14× ×1,5	M16× ×1,5	M18× ×1,5
Момент затяжки $M_z$ в кгсм	Не затягиваются			1	1,5	3	6	9	12	20
Момент вывинчивания $M_v$ в кгсм	Не контролируются		30	50	125	260	450	750	1200	1700
Коэффициент $k$ в см <sup>2</sup>	0,18	0,33	0,51	0,73	1,31	2,06	3,08	4,30	5,75	7,35

творительным. При страгивании шпильки ее вывертывают и вновь производят склеивание.

Минимальный момент отвинчивания шпильки на клее может быть определен по формуле

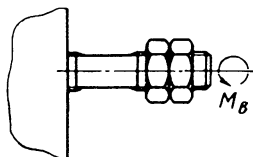
$$M_{отв} = (1,0—1,2) \tau \cdot l \cdot k,$$

где  $\tau$  — предел прочности клеевого соединения при сдвиге;

$l$  — длина свинчивания;

$k$  — коэффициент, зависящий от параметров резьбы (табл. 51).

Рис. 80. К контролю стопорящих свойств резьбोकлеевых соединений



Резьбोकлеевые соединения получили широкое распространение, особенно за рубежом. Ряд фирм выпускает специальные «резьбовые клеи». Так, фирма «Америкен Сеолентс Компани» изготавливает клей «Локтите», который твердеет только в обезвоздушенном 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 угловой скорости 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 заворачивают стандартные шпильки. В корпусные детали из сталей и титановых сплавов можно заворачивать шпильки, имеющие на конце заходную часть  $l \leq d$  (где  $d$  — наружный диаметр резьбы шпильки) в виде скругленного трехгранника. Несущая способность таких соединений не ниже прочности соединений при посадке шпилек на тугой резьбе, а стопорящие свойства очень высоки. Соединения могут быть демонтированы. После второй сборки стопорящие свойства соединений не ниже, чем для посадки на тугой резьбе.

### ОСОБЕННОСТИ СТОПОРЕНИЯ ПОДВИЖНЫХ РЕЗЬБОВЫХ 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.

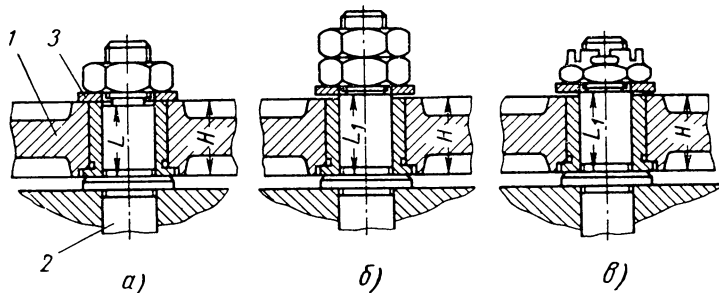


Рис. 81. Примеры закрепления на оси вращающейся детали:

*a* — неудовлетворительно; *б* и *в* — удовлетворительно

На рис. 81 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 качании) 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 — «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 прошплинтовой и т. д. (рис. 81, б и в).

Для гарантии подвижности соединения размер ступени  $L_1$  может иметь только плюсовой допуск, т. е. должен быть выполнен по посадке  $A_3$  или  $A_4$ . Соответственно размер  $H$  должен быть выполнен с минусовым допуском, т. е. по посадке  $X_3$  или  $X_4$ . Подобную конструкцию можно выполнить и без стопорения закрепляющей гайки. Для этого необходимо исключить возможность проворота шайбы под действием сил трения, возникающих от сопротивления ее с вращающейся деталью. Этого можно достигнуть или применением шайбы с квадратным отверстием, надеваемой на соответствующий квадратный уступ оси (рис. 82, а), или применением шайбы с внутренним носком, входящим в паз на резьбовом конце оси (рис. 82, б).

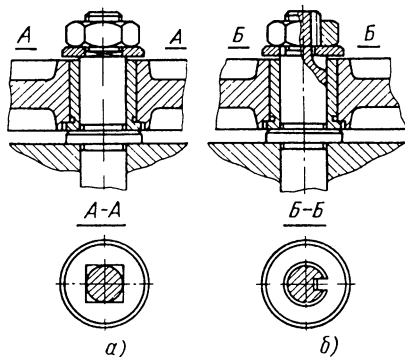


Рис. 82. Примеры закрепления вращающейся детали на оси без стопорения резьбового соединения

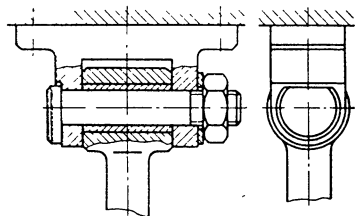


Рис. 83. Шарнирное закрепление качающегося рычага

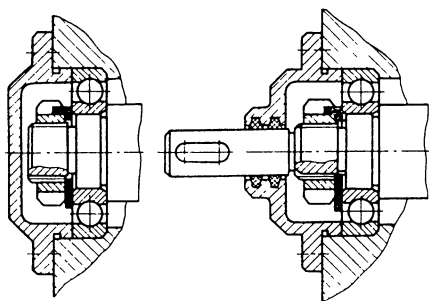


Рис. 84. Закрепление вращающихся осей

На рис. 83 показан пример шарнирного соединения рычага, качающегося на неподвижной оси. Стопорения гайки в данном случае не требуется, так как срезанная головка оси болта удерживается от проворота специальным замком на щеке кронштейна.

Примеры закрепления гайками осей, вращающихся в подшипниках, показаны на рис. 84. Для стопорения круглых гаек применены деформируемые стопорные шайбы.

Для этих же целей завод «Красный пролетарий» применяет концевые шайбы (табл. 52).

Очевидно, что случай, когда ось и посаженная на нее подвижная деталь имеют одновременно вращательное (или качательное) движение, 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.

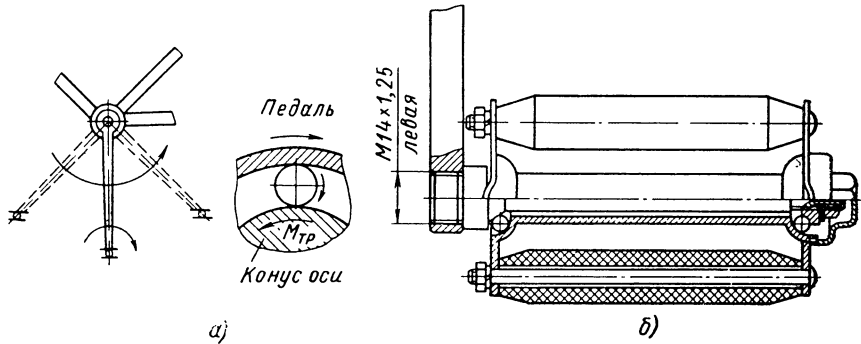
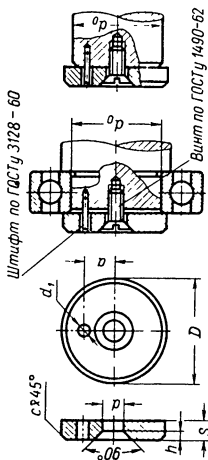


Рис. 85. Левая велосипедная педаля

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 направлению 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. 85, а) видно, что педаля поворачивается относительно оси в направлении, обратном вращению шатуна, т. е. по движению часовой стрелки. Шарики в насыпном подшипнике катятся по конусу оси в том же направлении и создают таким образом момент трения  $M_{тр}$ , стремящийся повернуть ось в обратном направлении, т. е. против движения часовой стрелки. Следовательно, чтобы исключить возможность отвертывания оси под действием  $M_{тр}$ , резьбовой конец ее для закрепления в шатуне должен иметь левую резьбу (рис. 85, б).

52. Концевые шайбы по нормали станкостроения К54-1  
Размеры в мм



Диаметр вала $d_0$	14	16	18	20	22	25	28	30	32	35	40	45	50	55	60	65	70	75	
	$D$	22	25	28	30	33	36	39	42	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90
$S$	5	5	4	4	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	6
$d$	5,3	5,3	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	9
$d_1$	1,6	1,6	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	3,1	5,2
$a$	5,5	6	6	7,5	8	9	10	11	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	30
$c$			0,5			0,7			1,0		1,25								1,5
$h$			2,5						3,0										4,0
Винт по ГОСТу 1490—62	M5×15		M5×15		M5×15		M6×18		M6×18		M6×18		M8×22		M8×22		M8×22		M8×22
Шайба по ГОСТу 3128—60	1,5×8		3×10		3×10		4×12		4×12		4×12		5×18		5×18		5×18		5×18

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.

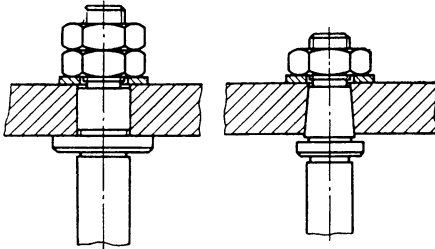


Рис. 86. Способы закрепления осей при помощи резьбы

В данном примере оси испытывают очень значительные знакопеременные нагрузки, сминающие нитки резьбового соединения. Поэтому детали с резьбой — и шатуны, и оси — изготовляют 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. 86).

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 нарезки резьбы при подшипниках трения скольжения должно совпадать с направлением вращения подвижной детали, а при подшипниках трения 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

\* Соединения, нагруженные статическими нагрузками, стопорению, как правило, не подлежат.



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 количество разборок и сборок за время эксплуатации;

габариты соединяемых деталей (длина и диаметр болта и др.);

место расположения и степень доступности крепежной детали;

особенности сборки и контроля усилия затяжки;

элементы 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, стопорные шайбы с наружными и внутренними зубьями и другие элементы.

Неответственные резьбовые соединения можно стопорить с помощью лака, краски, клея.

Выбор конструкции элементов в зависимости от условий нагружения и габаритов крепежных деталей.

Тяжелонагруженные 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. 87). Шток 1 с приваренным к нему прямоугольным фланцем крепится к корпусу вибратора 2 с помощью резьбового хвостовика, шести шпильки 3 и гаек 4 с резьбой М10. При сборке узла вначале выполняют тарированную затяжку хвостовика, затем — шпильки 3.

При стопорении тяжелонагруженных соединений пружинными шайбами по ГОСТу 6402—70 часто наблюдается самоотвинчивание гайки 5, приводящее к резкому увеличению нагрузки на шпильки 3

\* Исключение составляет самозатягивающиеся (за счет вращения деталей) соединения, которые собираются без стопорящих элементов.

(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 ГОСТу 3695—52\*\* и 7 по ГОСТу 11872—66, 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

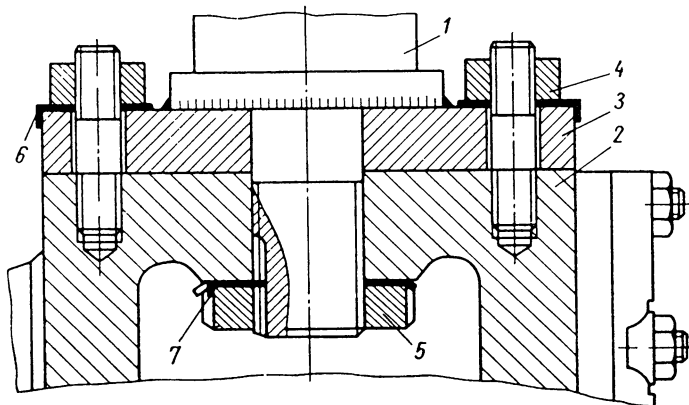


Рис. 87. Крепление штока к корпусу вибратора

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  $0,5^\circ$ \* 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.

\* Перекос опорной поверхности приводит к появлению усилий в плоскости стыка.

При большом перекосе поверхностей ( $\alpha > 0,5 \div 1,0^\circ$ ) 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 нормальный момент развинчивания

$$M_{отв} = P_a \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} \beta,$$

который может увеличиваться за счет внешней скручивающей нагрузки.

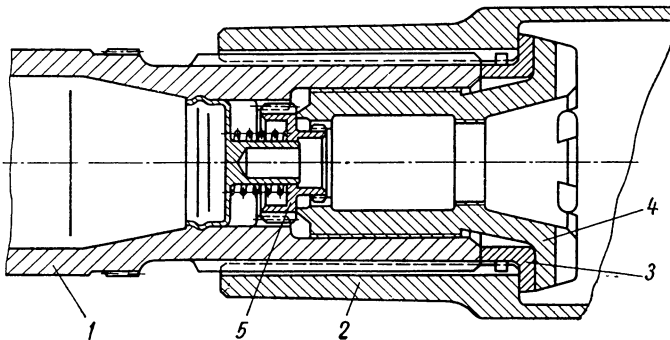


Рис. 88. Соединение валов турбокомпрессора

Однако для стопорения коротких болтов ( $\frac{l}{d} \leq 4$ ), 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

$$M_{отв} + M_{кр. \text{ внеш}} < M_{отв}^{\min}$$

где  $M_{кр. \text{ внеш}}$  — крутящий отвинчивающий момент от внешней нагрузки;

$M_{отв}^{\min}$  — минимальный момент отвинчивания гайки со стопорящим элементом в свободном состоянии (принимается по техническим условиям на стопорящий момент, см. выше, например, минимальный момент пятнадцатого развинчивания для самоконтрящихся гаек и др.).

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. 88 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.

Следует указать также перспективность стопорения резьбовых соединений в труднодоступных местах самоконтрящимися гайками.

---

---

## ГЛАВА IV

### ОСНОВЫ СТАТИСТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ ОЦЕНКИ НАДЕЖНОСТИ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ \*

Статистические методы основаны на опытном изучении закономерностей, сопровождающих случайные величины (события). При этом под с л у ч а й н о й понимают величину, которая во время работы (опыта, испытания) может принять неизвестное наперед, но возможное, вообще, значение \*\* (например, момент десятого вывинчивания самоконтрящейся гайки; время работы до разрушения резьбового соединения и др.).

Не все значения случайной величины одинаково возможны. Поэтому для численной оценки, а также для сравнения между собой случайных величин служит специальная величина «в е р о я т н о с т ь» — степень возможности принятия случайной величиной неизвестного заранее значения. Например, если при испытании на стабильность затяжки  $n$  соединений, «законтренных» каким-то стопорящим элементом, выяснилось, что  $m$  соединений развинтились (событие  $A$ ), то вероятность самоотвинчивания при таком стопорении

$$P(A) = \frac{m}{n}. \quad (51)$$

Строго установленную таким образом величину называют статистической частотой, но при большом числе испытаний эта частота может быть принята в качестве вероятности изучаемого события [8].

В общем случае вероятность, вычисленная по формуле (51), лежит в пределах  $0 \leq P(A) \leq 1$ ; причем  $P(A) = 1$  соответствует достоверному событию,  $P(A) = 0$  — невозможному событию.

---

\* Более подробно указанные методы изложены в работах [6, 23].

\*\* В отличие от случайных детерминированная величина определяется начальными условиями.

Практически события можно считать невозможными при достаточно малой их вероятности:

$$P \leq \varepsilon, \quad (52)$$

где  $\varepsilon$  — порог значимости, устанавливаемой в зависимости от степени ответственности узла и изделия, возможных последствий разрушения соединения или самоотвинчивания и т. д. Например, если вероятность самоотвинчивания одной из гаек в многоболтовом соединении равна 0,01, то такое самоотвинчивание можно считать практически невозможным.

### ГИСТОГРАММА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ВЕЛИЧИН

Если по оси абсцисс отложить значения исследуемого параметра (например, момента свободного вывинчивания шпилек с тугой резьбой из корпуса  $M_{отв}$ , а по оси ординат — число испытываемых образцов, и имеющих исследуемый параметр в заданном интервале, то получим ступенчатую кривую — г и с т о г р а м м у (рис. 89, а). Разделив число образцов, находящихся в данном интервале  $m_i$ , на общее число испытанных образцов, получим значения вероятности интервала

$$P_i = \frac{m_i}{n}. \quad (53)$$

Гистограмма вероятностей интервалов показана на рис. 89, б. Значение вероятности интервала зависит от его ширины  $\Delta_i$ .

В отличие от вероятности интервала плотность вероятности, или плотность распределения

$$p(x_i) = \lim \frac{P_i}{\Delta_i} \quad (54)$$

для данного  $x_i$  не зависит от  $\Delta_i$ . В выражении (54)  $x_i$  — середина интервала  $\Delta_i$  (рис. 90). Гистограмма плотности вероятности, полученная из гистограммы вероятностей интервалов делением ординат на  $\Delta_i$ , приведена на рис. 89, в.

Другой важной характеристикой случайной величины является ее среднее значение. Если проводится серия из  $n$  испытаний, в каждом из которых случайная величина получает значение  $x_j$ , то среднее значение

$$x_{cp} = \frac{1}{n} (x_1 + x_2 + \dots + x_n) = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_j. \quad (55)$$

При большом числе опытов для анализа лучше строить гистограмму вероятностей интервалов. В этом случае данные испытаний разбивают на 10—20 интервалов одинаковой ширины и определяют число образцов в каждом интервале  $m_i$ . Тогда, полагая, что

все величины в интервале  $\Delta_i$  имеют значение параметра  $x$  — середины интервала, найдем

$$x_{cp} \approx \frac{1}{n} (m_1 x_1 + m_2 x_2 + \dots + m_k x_k) \approx \sum_{i=1}^k P_i x_i, \quad (56)$$

где  $k$  — число интервалов;

$x_i$  — среднее значение  $x$  для интервала;

$P_i$  — вероятность появления  $i$ -го интервала.

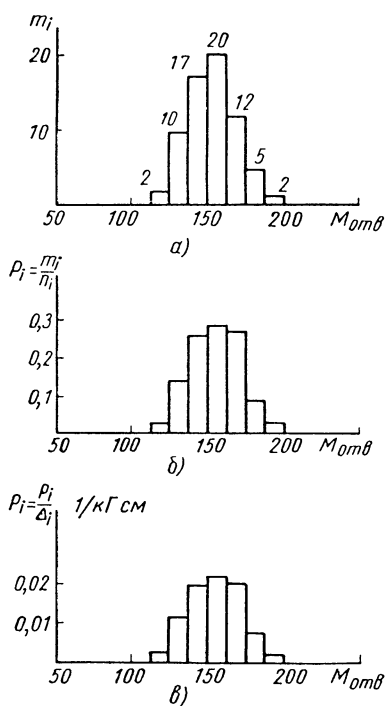


Рис. 89. Распределение моментов вывинчивания шпилек М10×40 (сталь 38ХА; покрытие — кадмиевое) из корпусов (АЛ15)

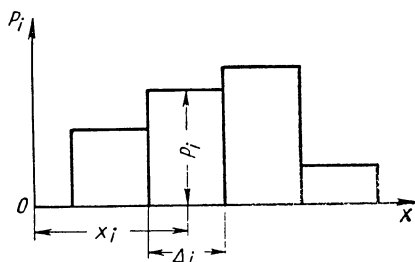


Рис. 90. Определение плотности вероятности

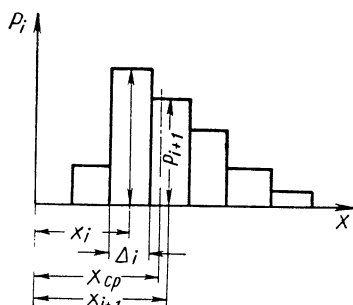


Рис. 91. Распределение случайной величины  $x$ , заданной в виде гистограммы вероятностей интервалов

Из гистограммы (рис. 91) видно, что случайные величины имеют разброс относительно среднего значения. Степень разброса принято характеризовать средним квадратичным отклонением

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - x_{cp})^2}, \quad (57)$$

где  $x_i$  — значение величины  $x$  для  $i$ -го образца;  
 $x_{cp}$  — среднее значение  $x$  для исследуемой партии из  $n$  образцов; причем большим значениям  $\sigma$  соответствует большее рассеяние результатов испытаний вокруг среднего значения.

Если гистограмма построена по вероятностям интервалов, то

$$\sigma \approx \sqrt{\sum_{i=1}^k P_i (x_i - x_{cp})^2}. \quad (58)$$

### ЗАКОНЫ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СЛУЧАЙНЫХ ВЕЛИЧИН

Если распределение случайной величины зависит от множества факторов, влияние каждого из которых невелико, то такое распределение подчиняется нормальному закону. Наряду с этим в практике менее часто встречаются случайные величины, распределенные по закону равномерной плотности, по закону Пуассона и др.

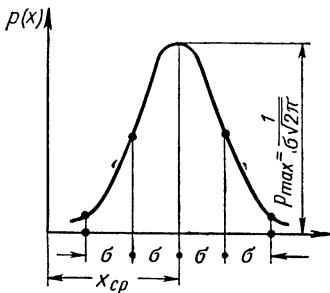


Рис. 92. Нормальный закон распределения плотности вероятности

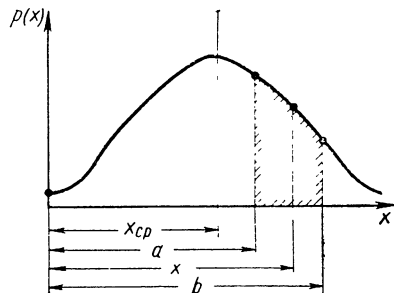


Рис. 93. Определение вероятности появления случайной величины в заданном интервале

Плотность, распределенная при нормальном законе (рис. 92),

$$p(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-x_{cp})^2}{2\sigma^2}}. \quad (59)$$

Вероятность появления величины  $x$  в интервале от  $a$  до  $b$  (рис. 93) будет

$$P(a < x < b) = \int_a^b p(x) dx \quad (60)$$

или с учетом формулы (59)

$$P(a < x < b) = \Phi\left(\frac{b-x_{cp}}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{a-x_{cp}}{\sigma}\right), \quad (61)$$



где  $\Phi(x)$  — функция Лапласа

$$\Phi(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{1}{2}t^2} dt.$$

Значения функции  $\Phi(x)$  приведены в работах [8, 23].

Следует отметить, что  $\Phi(-x) = -\Phi(x)$ ; для  $x = \infty$   $\Phi(\infty) = \frac{1}{2}$  и  $P(-\infty < x < \infty) = 1$ .

Из формулы (61) следует, что даже когда случайная величина  $x$  будет больше заданного значения  $a$ , то ее вероятность определяется при  $b = \infty$ :

$$P(x > a) = \frac{1}{2} - \Phi\left(\frac{a - x_{cp}}{\sigma}\right). \quad (62)$$

Вероятность появления случайной величины  $x$ , меньшей заданного значения  $b$ :

$$P(x < b) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{b - x_{cp}}{\sigma}\right). \quad (63)$$

**Пример.** Стопорящие свойства резьбоклевого соединения: среднее значение момента отвинчивания  $M_{отв}^{сред} = 0,734$  кгм и среднее квадратичное отклонение  $\sigma = 0,2$  кгм. Принимая нормальный закон распределения, определим вероятность появления  $M_{отв} < 0,4$  кгм.

По формуле (63) и таблице значений функции Лапласа находим

$$P(M_{отв} < 0,4) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{0,4 - 0,734}{0,2}\right) = 0,0475.$$

### ДОВЕРИТЕЛЬНАЯ ВЕРОЯТНОСТЬ

Важное значение для обработки величин параметров по результатам ограниченного числа испытаний имеет оценка вероятности попадания случайной величины  $x$  в зону, симметричную относительно среднего значения (рис. 94).

Установлено, что эта вероятность

$$\begin{aligned} P(x_{cp} - c < x < x_{cp} + c) &= \\ &= 2\Phi\left(\frac{d}{\sigma}\right) \end{aligned} \quad (64)$$

зависит от отношения заданного отклонения  $c$  к среднему квадратичному отклонению. Обозначая  $t = \frac{c}{\sigma}$ , из выражения (64) получим

$$P(x_{cp} - t\sigma < x < x_{cp} + t\sigma) = 2\Phi(t). \quad (65)$$

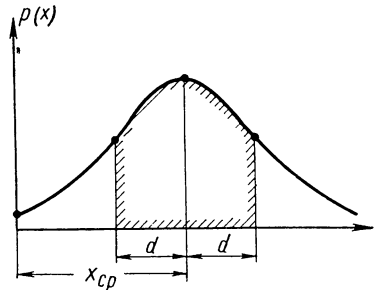


Рис. 94. Определение вероятности отклонения случайной величины от среднего значения

Величина  $P_{\partial} = P(x_{cp} - t\sigma < x < x_{cp} + t\sigma)$  показывает, насколько вероятно предположение о том, что отклонение случайной величины от среднего значения будет не больше  $t\sigma$ .

$t$  — коэффициент доверительной вероятности. Связь между  $t$  и  $P_{\partial}$  для нормального закона распределения приведена ниже:

$t$	1	1,64	1,96	2,58	3,0
$P_{\partial}$	0,68	0,90	0,95	0,99	0,997
$t$	4	0,999936			5
$P_{\partial}$		0,999994			

Обычно отклонением случайной величины на  $3\sigma$  от среднего значения пренебрегают (правило «трех сигм»). Доверительная вероятность при этом  $P_{\partial} = 0,997$ .

### ОЦЕНКА ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ОГРАНИЧЕННОГО ЧИСЛА ИСПЫТАНИЙ

Для определения стопорящих свойств резьбовых соединений используют результаты экспериментальных исследований. Так как эксперимент неограниченно проводить нельзя, то, естественно, возникает вопрос о возможных значениях исследуемого параметра для всей совокупности деталей данного типа.

Пусть, например, требуется определить вероятность появления в соединениях с самоконтрящимися гайками (см. табл. 33—36) момента пятнадцатого вывинчивания (меньшего допускаемого) по результатам 10—20 испытаний. Предполагая, что закон распределения  $M_{отв}$  для таких гаек нормальный, оценим среднее значение параметров.

Если проведено  $n$  испытаний и определено среднее значение параметра

$$x_{cp.n} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i, \quad (66)$$

то для его оценки при бесконечно большом числе деталей принимают  $x_{cp} = x_{cp.n}$ . Более точно

$$x_{cp} = x_{cp.n} \pm t\sigma_{x_{cp.n}}, \quad (67)$$

где  $\sigma_{x_{cp.n}}$  — среднее квадратичное отклонение среднего значения.

Величину  $\sigma_{x_{cp.n}}$  можно определить по формуле

$$\sigma_{x_{cp.n}} = \frac{\sigma}{\sqrt{n}}. \quad (68)$$

Из выражения (68) следует, что среднее квадратичное отклонение среднего значения значительно меньше, чем среднее квадратичное отклонение самой величины. В качестве приближенного значения  $\sigma$  обычно принимают «несмещенное» значение для среднего квадратичного отклонения

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - x_{cp})^2}{n-1}}, \quad (69)$$

т. е. принимают

$$\sigma_{x_{cp}, n} = \frac{S_n}{\sqrt{n}}. \quad (70)$$

Коэффициент  $t$  зависит от количества испытаний  $n$  и вероятности, с которой выполняется условие (67). При  $n > 20$  величину  $t$  принимают по нормальному закону распределения. Для малых  $n$  величину  $t$  определяют на основании распределения Стьюдента [6].

**Пример.** Проведено семь испытаний самоконтрящихся гаек М10, у которых получены следующие значения моментов десятого вывинчивания в кгсм: 25, 14, 20, 21, 15, 23, 18. Требуется определить ожидаемое среднее значение  $M_{отв}$  для других подобных гаек.

По формулам (66), (69), (70) определяем

$$x_{cp} \approx 19,43 \text{ кгсм}; \quad S_n = \sqrt{\frac{97,7143}{6}} = 4,03; \quad \sigma_{x_{cp}, n} = \frac{4}{\sqrt{7}} = 1,515.$$

При доверительной вероятности  $P_d = 0,95$  по таблице для распределения Стьюдента ( $n - 1 = 6$ ) находим  $t = 2,45$ .

Среднее значение для  $M_{10отв}$  в соединениях с гайками

$$M_{cp} = 19,43 \pm 2,45 \cdot 1,51 = 19,43 \pm 3,74.$$

### ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ СОБЫТИЯ

Если проведено  $n$  испытаний и изучаемое явление повторилось  $m$  раз, то статистическая частота равна

$$P^* = \frac{m}{n}. \quad (71)$$

При увеличении числа испытаний  $P^*$  может измениться, приближаясь к истинной вероятности событий (при неограниченном числе испытаний). Величину  $P$  можно определить приближенно по равенству

$$P = P^* \pm t \sqrt{\frac{P^*(1-P^*)}{n}}, \quad (72)$$

где  $t$  — коэффициент доверительной вероятности, определяемый по распределению Стьюдента или по нормальному распределению.

Формула (72) при очень малых и очень больших  $P^*$  дает существенные погрешности, поэтому при  $nP^* < 4$  ею пользоваться не рекомендуется. В этом случае расчеты должны основываться на биномиальном законе распределения случайных величин.

### ОЦЕНКА ВЕРОЯТНОСТИ САМООТВИНЧИВАНИЯ ПРИ ПОЛОЖИТЕЛЬНОМ РЕЗУЛЬТАТЕ ИСПЫТАНИЙ

Предположим, что в результате испытания  $n$  соединений на самоотвинчивание в течение определенного времени самоотвинчивания не наблюдалось (положительный результат). В таком случае определение доверительных интервалов по формуле (72) непригодно, так как  $P^* = 0$ . Для оценки возможного значения вероятности отказа используют зависимость [6]

$$P_{ома} = 1 - \sqrt[n]{1 - P_{\partial}}. \quad (73)$$

Необходимое число испытаний для подтверждения заданной вероятности стопорения

$$n = \frac{\lg(1 - P_{\partial})}{\lg P_{смон}}. \quad (74)$$

**Пример.** Испытания на самоотвинчивание 50 соединений дали положительный результат. Определим вероятность самоотвинчивания при доверительной вероятности  $P_{\partial} = 0,9$

$$P_{сме} = 1 - \sqrt[50]{1 - 0,9} = 0,045.$$

Необходимое число испытаний для подтверждения вероятности надежного стопорения  $P_{смон} = 0,99$  с доверительной вероятностью  $P_{\partial} = 0,95$ :

$$n = \frac{\lg(1 - 0,95)}{\lg 0,99} = 296.$$

Из этого примера следует, что испытания на надежность целесообразно проводить для сравнительного выбора вариантов и проверки их на определенную, начальную степень надежности.

### ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ТЕОРИИ НАДЕЖНОСТИ

Под надежностью понимают свойство детали (узла или машины) выполнять свое назначение в течение заданного времени при определенных условиях работы\*.

Считаем, что стопорящий элемент, как и резьбовое соединение в случае поломки болта (шпильки), работает до первого отказа. Рассмотрим основные характеристики надежности таких элементов.

\*Одинаковые детали, выполняющие различные функции (неодинаковые условия работы), могут иметь различную надежность.

Пусть в момент  $t_0$  элемент начинает работу, а в момент  $t_1$  происходит отказ. Тогда  $t_1$  — чистое время работы или долговечность элемента. Положим, что  $t_1$  — случайная величина с законом распределения

$$Q(t) = P(t_1 < t), \tag{75}$$

где  $Q(t)$  — вероятность отказа элемента до момента времени  $t$ . Эта функция полностью определяет надежность элемента.

На практике часто надежность элемента за время  $t$  определяют вероятностью безотказной работы  $R(t)$  или коэффициентом безотказности, равным  $R(t)$ :

$$R(t) = 1 - Q(t) = P(t_1 > t). \tag{76}$$

Функцию  $R(t)$  обычно называют функцией надежности. Примерный вид этой монотонно убывающей функции дан на рис. 95;  $R(0) = 1$ ,  $R(t) \rightarrow 0$  при  $t \rightarrow \infty$ . Функцию  $R(t)$  можно приближенно найти из опыта.

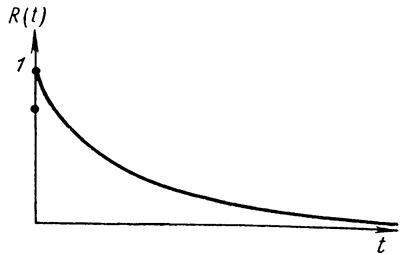


Рис. 95. График функции надежности

Например, если из 100 стопорящих элементов через 10 ч испытаний вышли из строя 5, а через 100 ч — 20 элементов, то  $R(10) = 0,95$ ,  $R(100) = 0,8$  и т. д.

В теории надежности используют две характеристики:

1. Плотность вероятности отказов, которая характеризует частоту отказов.

Если в момент времени  $t_0$  начали работу  $n_0$  элементов, а за время от  $t_0$  до  $t_1$  произошел невозстановливаемый отказ у  $\Delta n_1$  элементов, в интервале  $t_1 - t_2$  — у  $\Delta n_2$  и т. д., то вероятность отказа в интервале  $\Delta t_i = t_i - t_{i-1}$  ( $i = 1, 2, 3 \dots$ ) будет равна

$$P(t_{i-1} < t < t_i) = \frac{\Delta n_i}{n_0} \tag{77}$$

и плотность вероятности

$$f(t) = \lim_{\Delta t_i \rightarrow 0} \frac{P(t_{i-1} < t < t_i)}{\Delta t_i} = \frac{1}{n_0} \lim_{\Delta t_i \rightarrow 0} \frac{\Delta n_i}{\Delta t_i} = \frac{1}{n_0} \cdot \frac{dn}{dt}. \tag{78}$$

Величину  $f(t)$  приближенно можно вычислить из соотношения

$$f(t) \approx \frac{1}{n_0} \cdot \frac{\Delta n_i}{\Delta t_i}, \tag{79}$$

где  $t$  — середина интервала  $\Delta t_i$ .

Таким образом, частота отказов представляет собой число отказов в единицу времени, отнесенное к первоначальному числу испытываемых элементов.

2. Интенсивность отказов (опасность отказа) представляет собой число отказов, происшедших за единицу времени, отнесенное к числу неотказавших в данный момент элементов:

$$\lambda(t) = \frac{1}{n_u(t)} \cdot \frac{dn(t)}{dt}, \quad (80)$$

где  $n_u(t)$  — число исправных в данный момент элементов.

Приближенно

$$\lambda(t) \approx \frac{1}{n_u(t)} \cdot \frac{\Delta n_i}{\Delta t_i} \approx \frac{\Delta n_i}{\Delta t_{i_c}}, \quad (81)$$

где  $t$  — середина интервала  $\Delta t_i$ ;

$\Delta t_{i_c}$  — общая наработка всех элементов за время  $\Delta t$ .

Интенсивность отказов равна числу отказов, отнесенному к общей наработке всех изделий в данном интервале времени.

Из формул (78) и (80) несложно установить связь между интенсивностью отказов, частотой отказов и функцией надежности:

$$\lambda(t) = \frac{n_0(t)}{n_u(t)} f(t), \quad (82)$$

или

$$\lambda(t) = \frac{1}{R(t)} f(t). \quad (83)$$

Так как по определению

$$f(t) = \frac{dP(t)}{dt},$$

то, принимая во внимание равенство (76), найдем

$$-\lambda(t) = \frac{1}{R(t)} \cdot \frac{dR(t)}{dt}. \quad (84)$$

Интегрируя это выражение от 0 до  $t$ , с учетом граничного условия  $R(0) = 1$  получим

$$\ln R(t) = -\int_0^t \lambda(t) dt, \quad (85)$$

откуда вероятность безотказной работы или функция надежности

$$R(t) = e^{-\int_0^t \lambda(t) dt} = \exp \left[ -\int_0^t \lambda(t) dt \right]. \quad (86)$$

Функцию  $R(t)$ , используя соотношение (81), можно выразить также через плотность отказов

$$R(t) = 1 - \int_0^t f(t) dt. \tag{87}$$

С учетом равенства (83) и (87) найдем связь между интенсивностью отказов и частотой (плотностью) отказов.

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{1 - \int_0^t f(t) dt}. \tag{88}$$

Математическое ожидание времени отказа или среднее время безотказной работы будет равно

$$T_0 = \int_0^{\infty} t f(t) dt. \tag{89}$$

Используя равенство (87) и граничные условия  $R(0) = 1$  и  $R(\infty) = 0$ , из выражения (89) найдем

$$T_0 = \int_0^{\infty} R(t) dt. \tag{90}$$

Из формулы (90) видно, что  $T_0$  геометрически выражается площадью под кривой  $R(t) = F(t)$ .

**Пример.** В эксплуатации находится 500 изделий с ресурсом 500 ч. Число снятых с эксплуатации изделий из-за самоотвинчивания гаек в резьбовых соединениях

Время наработки изделия в ч . . . . .	100	200	300	400	500
Общее число снятых изделий . . . . .	20	30	45	65	100

Определить частоту отказов в интервале времени от 300 до 400 ч, коэффициент надежности за ресурс и среднее время безотказной работы.

В рассматриваемом интервале снято с эксплуатации (отказано) 65 — 45 = 20 изделий. Частота отказов по формуле (79)

$$f = \frac{1}{500} \cdot \frac{20}{100} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ 1/ч.}$$

Коэффициент безотказности изделия за ресурс

$$R(500) = \frac{n_0 - n_{отк}}{n_0} = \frac{500 - 100}{500} = 0,8,$$

где  $n_{отк}$  — число отказавших изделий.

Для приближенного определения среднего времени безотказной работы используем интегрирование «по правилу трапеции» (см. табл. ниже):

$t$	$n_{отк}(t)$	$R(t)$	$T_0 = \int_0^t R(t) dt$
0	0	1	0
100	20	0,96	196
200	30	0,94	386
300	45	0,91	571
400	65	0,87	749
500	100	0,8	916

Таким образом, общая наработка всех изделий до первого отказа равна приблизительно 916 ч.

### ИЗМЕНЕНИЕ ИНТЕНСИВНОСТИ ОТКАЗОВ ВО ВРЕМЕНИ. СЛУЧАЙНЫЕ ОТКАЗЫ

Установлено, что изменение интенсивности отказов во времени для большинства систем имеет вид кривой (рис. 96). Весь интервал времени на графике можно разбить на три характерных участка: *I* — период приработки, характеризуется повышенным значением  $\lambda(t)$ ; *II* — период нормальной эксплуатации,  $\lambda(t) \approx \text{const}$ ; *III* — период усиленного износа с возрастающей интенсивностью отказов.

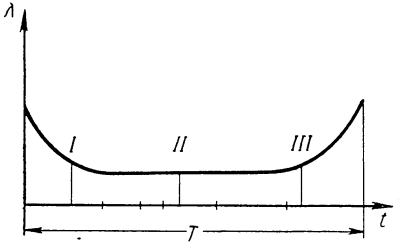


Рис. 96. Зависимость интенсивности отказов от времени

Обычно стремятся, чтобы *I* период совпал с кратковременными сдаточными испытаниями, отсеивающими дефекты приработки. Поэтому система, удовлетворительно прошедшая такие испытания, более надежна, чем другая такая же система

в начальном периоде. Замена старых элементов на новые в *II* периоде нежелательна, а целесообразна лишь в *III* периоде. Ресурс изделия обычно кончается до наступления *III* периода.

Для широкого класса элементов можно принять

$$\lambda(t) = \lambda = \text{const}. \quad (91)$$

Для постоянной интенсивности отказов функция надежности имеет вид

$$R(t) = e^{-\lambda t}, \quad (92)$$

а плотность вероятности отказов

$$f(t) = \lambda e^{-\lambda t}. \quad (93)$$



Среднее время безотказной работы

$$T_0 = \int_0^{\infty} e^{-\lambda t} dt = \frac{1}{\lambda} \quad (94)$$

и интенсивность отказа

$$\lambda = \frac{1}{T_0}. \quad (95)$$

Таким образом, для периода нормальной эксплуатации интенсивность отказа обратна времени безотказной работы.

Экспоненциальный закон (92) обладает исключительно важным свойством: вероятность безотказной работы на данном интервале ( $t_1$ — $t_2$ ) не зависит от времени предшествующей работы, а зависит только от длины интервала ( $t_2$ — $t_1$ ) [6]. Иначе, если известно, что в момент времени  $t_1$  система была исправна, то для следующего периода  $t > t_1$

$$R(t) = e^{\lambda(t-t_1)}, \quad (96)$$

т. е. вероятность отказов не зависит от прошлого состояния системы.

Последнее позволяет использовать экспоненциальный закон (92) для расчета вероятности безотказной работы, частоты и интенсивности для случайных отказов.\*

---

\* Отказ называют случайным, если вероятность его появления не связана с предыдущей работой элемента или изделия (случайное сочетание неблагоприятных факторов, попадание посторонних предметов и т. д.).

---

## ЛИТЕРАТУРА



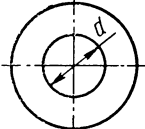
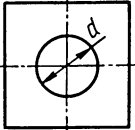
1. Александров Б. И. и Василец Ф. П. Влияние технологии изготовления и асимметрии цикла нагружения на циклическую прочность и долговечность болтовых соединений. «Вестник машиностроения», 1964, № 4.
2. Ансон П. И. К вопросу расчета фланцевых соединений цилиндров турбин на прочность. «Энергомашиностроение», 1959, № 1.
3. Бабаджаниди М. И. Обрыв болтов рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. «Энергомашиностроение», 1965, № 3.
4. Биргер И. А. Расчет резьбовых соединений. М., Оборонгиз, 1959.
5. Биргер И. А. и Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения. В кн. «Детали машин», в трех томах. Под ред. Н. С. Ачеркана. Т. 1. М., «Машиностроение», 1968.
6. Биргер И. А., Шорр Б. Ф. и Шнейдерович Р. М. Расчет на прочность деталей машин. М., «Машиностроение», 1966.
7. Васильев В. В. и Фирсов В. А. Изменение напряженного состояния в пластине от усилия затяжки болтов. «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
8. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М. Физматгиз, 1962.
9. Гоберман П. Н. Стабильность резьбовых соединений. «Вестник машиностроения», 1949, № 4.
10. Григорьев В. П. и Воронов В. Ф. Повышение долговечности болтовых соединений путем применения посадок с натягом. «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
11. Захаров С. Н. Взаимозаменяемость тугих резьб. «Стандартизация», 1965, № 2.
12. Зиняев В. И. и Ямпольский О. А. Пневмотензометрический метод контроля усилия затяжки резьбовых соединений. «Вестник машиностроения», 1968, № 3.
13. Иосилевич Г. Б. Резьбовые соединения со спиральными вставками. «Вестник машиностроения», 1964, № 3.

14. Иосилевич Г. Б. и Рысь Ю. Г. Исследование работы соединений с кольцевыми контактирующими фланцами при действии растягивающих и изгибающих нагрузок. В сб. «Расчеты на прочность». Вып. 14. М., «Машиностроение», 1969.
15. Иосилевич Г. Б. и Рысь Ю. Г. Усталостная прочность шпилек. «Вестник машиностроения», 1967, № 12.
16. Кухтенков М. М. Влияние смазки на стабильность затяжки болтового соединения. «Вестник машиностроения», 1959, № 5.
17. Кухтенков М. М. Стабильность затяжки болтового соединения. «Вестник машиностроения», 1956, № 1.
18. Леенсон М. А. и Симкин Е. Л. Способ затяжки резьбового соединения большого диаметра предварительным растяжением шпильки. «Вестник машиностроения», 1967, № 3.
19. Новиков М. П. Основы технологии сборки машин и механизмов. М., Машгиз, 1962.
20. Павлов П. А., Бугов А. У. и Исаев Г. В. Релаксация начальных усилий в болтовых соединениях роторов гидроагрегатов при переменных нагрузках. «Энергомашиностроение», 1967, № 2.
21. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 2, М., Машгиз, 1958.
22. Саверин М. А. и Саверин М. М. Резьбовые соединения. В кн. «Детали машин», в двух томах. Т. 1, М., Машгиз, 1953.
23. Смирнов Н. В. и Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики. М., «Наука», 1965.
24. Blabolil F. Polyamide fixing elements. «Engng. Mater, and Desing», 1962, 5, N 5.
25. Bolted joints «Mach. Market», 1959, N 3078.
26. Erker A., Klötzbücher E., Mayer K. H. Enspannungsversuche an warmfesten Schraubenverbindungen. «MAN Forschungsh», 1966—1967, N 13.
27. Hermanus H. Schraubensicherung. Австр. патент, кл. 47, а, 7, № 212092 от 25.II.60.
28. Junker G., Strelow D. Untersuchungen über die Mechanik des selbsttätigen Lösens und die zweckmäßige sicherung von Schraubenverbindungen. «Draht-Welt», 1966, 52, N 2, 3, 5.
29. Kellerman G., Klein H. Ch. Untersuchungen über die Einflüß der Reibung auf Vorspannung und Auszugsmoment von Schraubenverbindungen. «Konstruktion», 1955, Ig. 7, N 2.
30. Klein H. Ch. Hochwertige Schraubenverbindungen. Einige Gestaltungsprinzipien und Neuentwicklungen. «Konstruktion», 1959, Ig. 11, N 5.
31. Kuchler R. Statische Versuche mit Schraubensicherungen. «Draht-Welt», 1962, 13, N 12.

- 
32. Muttersicherung. «Maschinenbautechnik», 1963, 12, N 7.
  33. P a l a n d E. G. Die Sicherheit der Schrauben-Muttern — Verbindung bei dynamischer Axialbeanspruchung. «Konstruktion», 1967, Ig. 19, N 12.
  34. Preloaded washers, «West. Aviat», 1955, 35, N 7.
  35. Schraubensicherung, «Maschinenbautechnik», 1963, 12, N 7.
  36. W i e g a n d H., H a a s B. Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen, Berlin, 1951.
  37. W i e g a n d H., B e e l i c h K. H. Relaxationsverhalten hochfesters Schraubenverbindungen. «Konstruktion», 1965, 17 N 8.
  38. W ü r g e s M. Vorspannung von Schraubenverbindungen, «Z. VDI», 1940, 84, N 46.
-

ПРИЛОЖЕНИЯ

1п. Стандартные шайбы

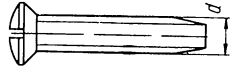
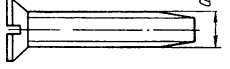
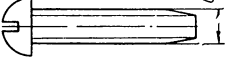
Наименование	ГОСТ	Размеры резьбы болтов, винтов, шпилек в мм	Эскиз
Шайбы *	11371—68*	1—48	
Шайбы увеличенные *	6958—68		
Шайбы уменьшенные *	10450—68*		
Шайбы чистые для фланцевых соединений	9065—69	2—72	
Шайбы круглые для дерева	7734—55	6—30	 
Шайбы квадратные для дерева	7735—55		

\* Допускается изготовление шайб с фасками.

Примечание. Ряд размеров резьбовых диаметров болтов, винтов и шпилек: 1; 1,2; 1,4; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 24; 27; 30; 36; 42; 48; 52; 56; 60; 64; 68; 72.

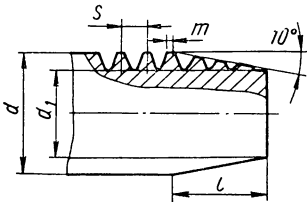
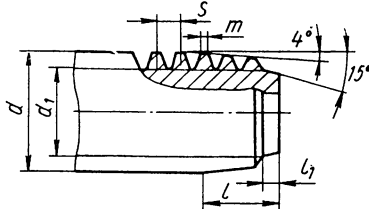


**3п. Самонарезающие винты для металла и пластмассы**

Винты	ГОСТ	Эскиз	Диаметры резьбы $d$ в мм
С потайной головкой	10619—63*		2,5—8 (см. табл. 4п)
С полупотайной головкой	10620—63*		
С полукруглой головкой	10621—63*		

Примечание. Согласно ГОСТам 11650—65, 11651—65, 11652—65 допускается изготовление винтов с крестообразными шлицами с теми же диаметрами резьбы и длинами.

**4п. Выполнение резьбы и концов самонарезающих винтов**  
Размеры в мм

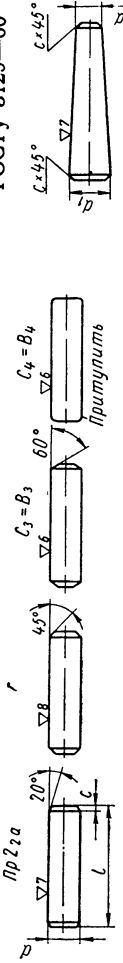
Винты с крупным шагом						Винты с мелким шагом						
												
$d$	$d_1$	$s$	$m$	$l \approx$	Диаметр отверстия под резьбу	$d_1$	$s$	$m$	$l \approx$	$l_1$	Диаметр отверстия под резьбу	Длина винтов
2,5	1,8	1,25	0,1	2,9	2,0	2,0	1	0,1	3,5	1	2,2	6—18
3	2,1	1,25	0,15	2,9	2,5	2,3	1	0,1	3,5	1	2,5	6—20
4	2,8	1,75	0,15	4,3	3,0	2,9	1,5	0,1	5	1,5	3,5	8—35
5	3,5	2,0	0,2	5,7	3,8	3,9	1,5	0,15	5	1,5	4,5	10—45
6	4,4	2,5	0,2	5,7	4,8	4,9	1,75	0,15	6	1,75	5,5	12—50
8	5,7	3,5	0,2	6,1	6,0	6,2	2	0,15	7	2	7,5	18—50

Примечания: 1. Термообработка винтов: с крупным шагом — HRC 56—62, с мелким шагом — HRC 42—46.  
2. Резьбу с крупным шагом предпочтительно применять при больших усилиях затяжки.

Бл. Стандартные штифты. Размеры в мм

Цилиндрические по ГОСТу 3128—60

Конические по  
ГОСТу 3129—60



$$d_1 = d + \frac{l}{50}$$

Диаметр d	0,6	0,8	1,0	1,2	(1,5)	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(13)	16	20	25	30	40	50	
	Фаска c																						
2,5	ц	ц	ц	ц																			
3	ц	ц	ц	ц	ц	ц																	
4	цк	цк	ц	ц	ц	ц	ц																
5	цк	цк	цк	ц	ц	ц	ц																
6	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц														
8	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц												
10	к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц											
12	к	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц										
14		цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	цк	ц	ц									

Линия l



Продолжение прилож. 5л

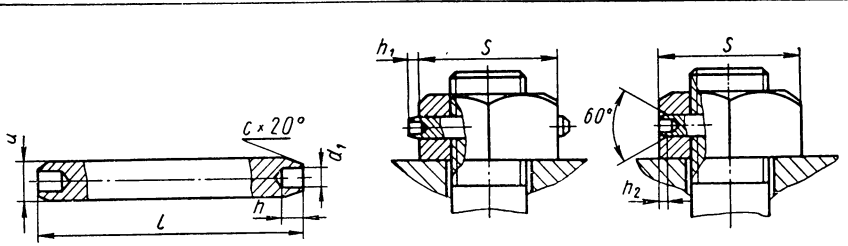
Диаметр $d$	0,6	0,8	1,0	1,2	(1,5)	1,6	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	(13)	16	20	25	30	40	50		
	0,1		0,2		0,3		0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1	1,2	1,5	1,8		2	2,5	3	4	5	6		
16			ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц											
18			ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц											
20				ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц										
22				ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц										
25				Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц									
28					Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц								
30					Ц	Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц	Ц	Ц							
32							ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц							
36								ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц							
40							Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц						
45								ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц						
50								Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц						
55									ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц					
60									Ц	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	ЦК	Ц				

Длина  $l$



6п. Штифты цилиндрические с зашервленными концами по ГОСТу 10774—64

Размеры в мм

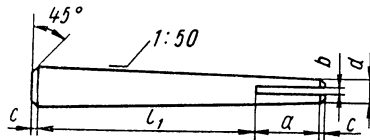


$d$	$l$	$d_1$	$c$	$h$	$h_1$ не менее	$h_2 \approx$
2	6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22	1	0,4	1,5	0,5	0,6
3	8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32	2	0,6	2		
4	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40		0,7	2,5	1	1,5
5	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50	3	0,8	3		
6	14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60	4	1,0	4	1,5	2
8	16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80	5	1,2	5		
10	20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100	6	1,5	6	2	2,5
12	25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140	8	1,8	8		3
16	30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200	11	2,0	12	3	4

Продолжение прилож. 6

$d$	$l$	$d_1$	$c$	$h$	$h_1$ не менее	$h_2 \approx$
20	36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200	15	2,5	12	3	5
25	45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120; 140; 160; 180; 200	19	3,0	14	4	6

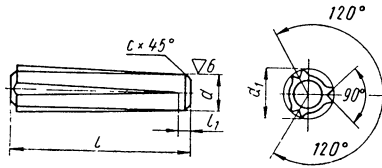
## 7п. Штифты конические разводные по ОСТу 2074



$d$	5	6	8	10	13	16
$l_1$	40	50	60	(70)	80	100
	45	(55)	(70)	80	100	130
	50	60	80	100	130	160
	(55)	(70)	100	130	160	200
	60	80	130	160	200	250
	(70)	100				
	80					
$a$	12	15	25	25	30	40
$b$	1		1,5		2	
$c$	0,8	1	1,2	1,5	1,8	2

\* Размеры в скобках по возможности не применять.

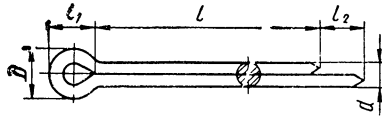
8п. Штифты цилиндрические насечные по ГОСТу 10773—64  
Размеры в мм



<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub> не менее	<i>c</i>	<i>l</i> <sub>1</sub> ≈	<i>l</i>
1,6	1,7	0,3	0,5	4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22
2	2,15	0,4	0,6	4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28
2,5	2,75	0,5	0,7	5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32
3	3,25	0,6	0,8	6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40
4	4,3	0,7	1	8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50
5	5,3	0,8	1,2	10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60
6	6,3	1	1,5	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80
8	8,35	1,2	1,8	16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100
10	10,4	1,5	2	20; 22; 25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120
12	12,4	1,8	2,5	25; 28; 30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120
16	16,5	2	3	30; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120
20	20,5	2,5	4	36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120
25	25,6	3	5	45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 120

9п. Шплинты разводные проволочные по ГОСТу 397—66\*

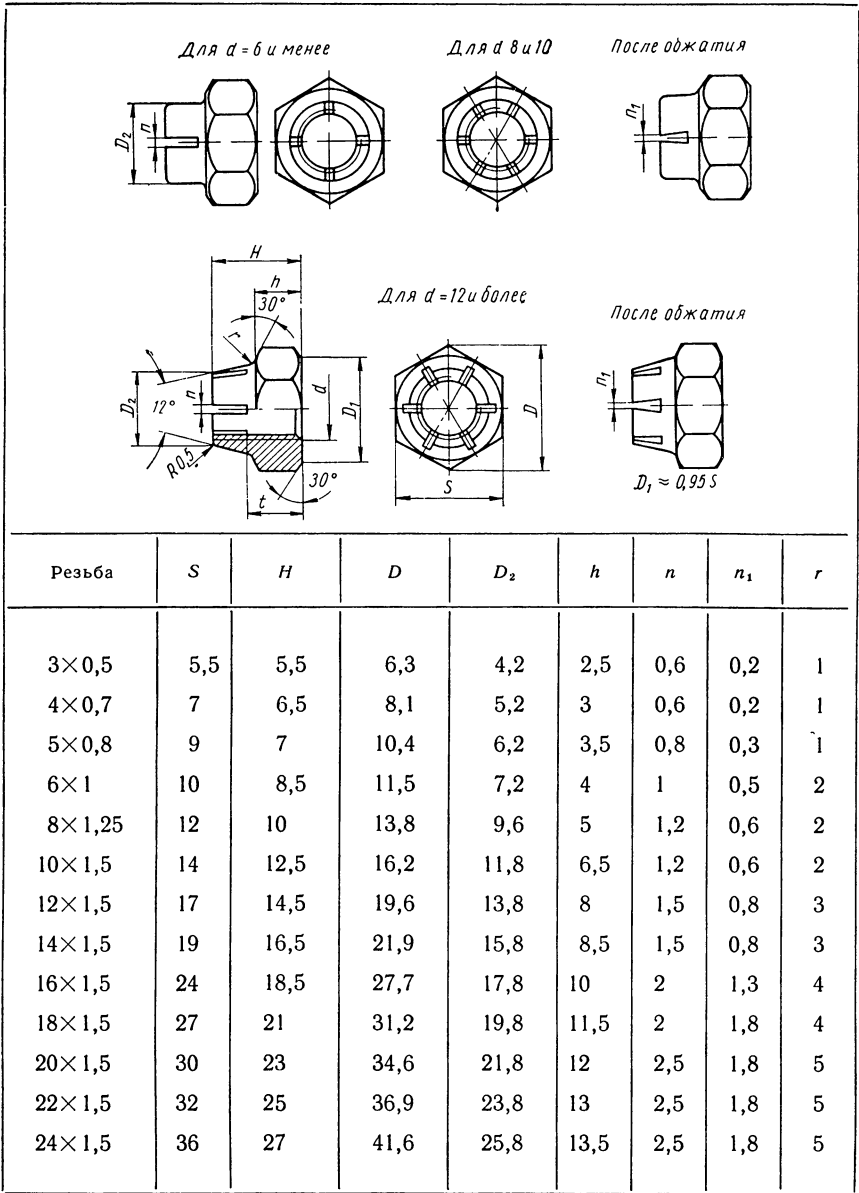
Размеры в мм



Условный диаметр штифта (диаметр отверстия)	Номинальный диаметр штифта $d$	$l$	$D$	$l_1$	$l_2$
0,6	0,45	4; 5; 6; 8	1,1	1,6	1,6
0,8	0,6	5; 6; 8; 10	1,4	2	
1,0	0,8	6; 8; 10; 12	1,8	2,5	
1,2	1,0	8; 10; 12; 14; 16	2,25	3	
(1,5)	1,3	8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40	2,8	3,5	2,5
1,6	1,2	10; 12; 14; 16; 18; 20	2,85	4	
2	1,6	12; 14; 16; 18; 20; 22; 25	3,6	4,5	4
2,5	2,0	14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32	4,5	5	
3,2	2,7	18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40	5,95	6,3	
4,0	3,5	22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 55	7,55	8	
5	4,5	28; 32; 36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80	9,5	10	6
6,3	5,6	36; 40; 45; 50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110	12,1	13	
8	7,5	50; 55; 60; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160	15	16	6
10	9,5	70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220	19	20	
(12)	11,5	80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200	21,5	25	
13	12,5	100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280	23,5		
16	15	140; 160; 180; 200; 220; 250; 280	30	32	
20	19	180; 200; 220; 250; 280	38	40	

Примечание. Размеры в скобках при разработке новых конструкций не применять.

10п. Гайки самоконтрящиеся шестигранные,  
применяемые в приборостроении  
Размеры в мм



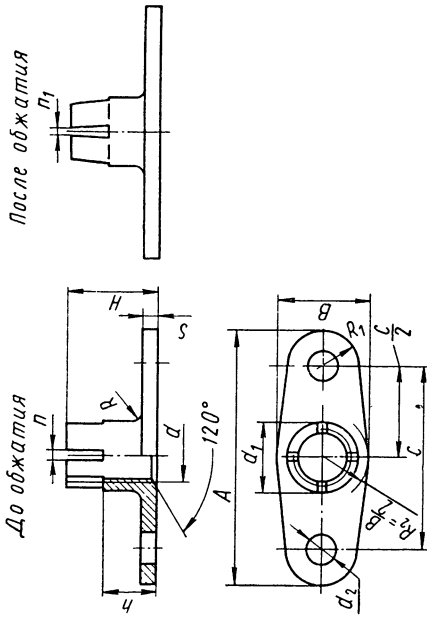
11п. Гайки самоконтращиеся для запрессовки  
Размеры в мм

Резьба (d)	d <sub>1</sub>	D	D <sub>1</sub>		D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	a	r	H	h	f	n	n <sub>1</sub>	t	k	D <sub>4</sub> *
			до накатки	после накатки												
5×0,8	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
6×1	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
8×1,25	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
10×1,5	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
12×1,5	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
14×1,5	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<sub>4</sub> — диаметр отверстия для запрессовки.

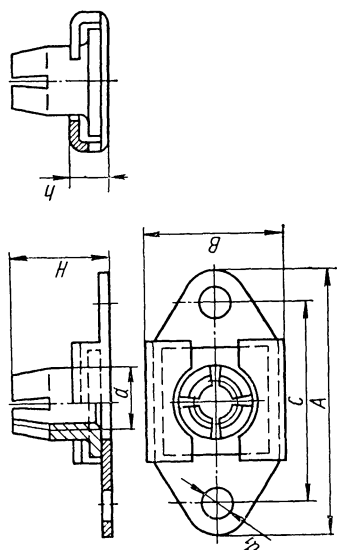


12п. Гайки самоконтрящиеся двухшкловые  
Размеры в мм



Резьба (d)	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	H	h	n	n <sub>1</sub>	R	R <sub>1</sub>	S	A	B	C	Количество прорезей
3×0,5	4,2	2,8	5,5	3	0,6	0,2	1,2	3	0,8	18	7	12	4
4×0,7	5,2	2,8	7	4	0,6	0,2	2	3,5	1,1	23	8	16	4
5×0,8	6,2	2,8	8	4,5	0,8	0,3	2	3,5	1,1	23	8	16	4
6×1	7,2	2,8	9	5	1	0,5	2	3,5	1,2	25	10	18	4
8×1,25	9,6	3,2	11	6,5	1,2	0,6	3	4	1,6	30	13	22	4
10×1,5	11,8	3,2	13	8	1,2	0,6	3,5	4,5	2	35	16	26	6

13л. Гайки самоконтрающиеся плавающие (размеры в мм)



Резьба (d)	H	A	B	h	d <sub>1</sub>	C
4×0,7	8	23	13	5	2,8	16
5×0,8	9	23	13	5	2,8	16
6×1	10	25	15	5	2,8	18
8×1,25	12	30	18	5,5	3,2	22
10×1,5	14,5	35	22	7,5	3,2	26

Примечание. Основные размеры гайки см. в табл. 12л.

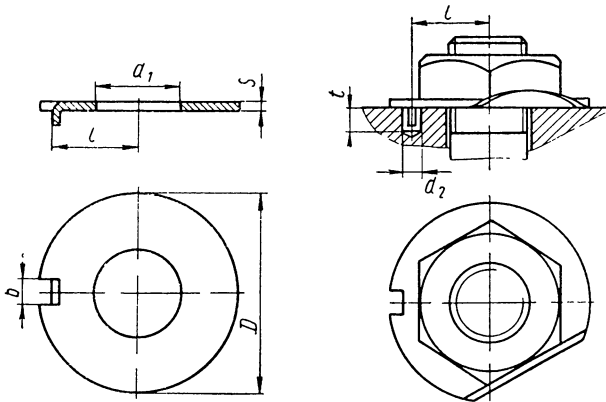


Продолжение прилож. 14

Резьба (d)	D	$D_1, \frac{A_2}{C_4}$	d <sub>1</sub>	H	h	h <sub>1</sub>	n	t	l	c	Насечка		c <sub>2</sub>	c <sub>3</sub>	Рекомендуемые толщины плат для развальцов- ки			
											h <sub>4</sub>	Число зубь- ев			вло- тай h <sub>2</sub>	с бур- тиком h <sub>3</sub>		
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	0,3	0,4— 0,6	29—31	0,2 0,3 0,5 0,8	0,6 0,8 1,0 1,2 1,5	1,2 1,5 2,0 2,5 3,0	0,5 0,8 1,2 1,5 2,0		
	M4	8	5,5	4,5	7 7,5 8 8,5 9 9,5	1,5 2 2,5 3 3,5 4	3	0,8	6,2	1,0	—	0,4— 0,7	35—23	0,3 0,5 — 0,8 — 1,0	0,8 1,0 1,2 1,5 1,8 2,0 2,0 4,0	1,5 2,0 2,5 3,0 3,5 4,0	0,8 1,2 1,5 2,0 2,5 3,0 3,0	
		M5	9	6,5	5,5	8 8,5 9 9,5 10	2 2,5 3 3,5 4	3	0,8	7,2	1,0	0,5	—	—	0,5 0,8 — 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
			M6	10	7,5	6,5	9 9,5 10 10,3 11	2 2,5 3 3,5 4	3	1,0	8,2	1,2	—	0,5— 0,8	32—23	0,5 0,8 — 1,0	1,0 1,2 1,5 1,8 2,0	2,0 2,5 3,0 3,5 4,0

Примечания: 1. Размеры H, D и угол 5° ± 1° выдерживать до насечки.  
 2. После насечки зубьев допускается увеличение диаметра D на 0,4 мм.  
 3. Канавка B — технологическая — контролю не подлежит.  
 4. Заусеницы в прорези не допускаются.  
 5. Материал втулок — латунь Л62; сталь 20.

15п. Шайбы стопорные с наружным носком  
 Размеры в мм по ГОСТу 3695—52\*\*



Диаметр болта $d$	Шайба					Базовая деталь		
	$d_1$	$D$	$b$	$l$	$s$	$t$	$d_2$	
2,6	2,8	10	2	3,5	0,4	3	2,5	
3	3,2	12	2,5	4,5			3	3
4	4,3	14		5,5				
5	5,3	17	3,5	7	0,5	4	4	
6	6,5	19		7,5				
8	8,5	22		8,5				
10	11	26	4,5	10	1	5	5	
12		13		12		6		6
14	15	40	5,5				15	
16	17	45	6	18	7	7	7	
18	19							
20	21							
22	23	50	7	20				
24	25	58	8	23	1,5	10	9	
27	28			25				
30	32	63	11	31				
36	38	75	13	36	12	12		
42	44	88		40	13	14		
48	50	100						

16п. Круглые гайки и стопорные шайбы к ним для шарико- и роликоподшипников с закрепительными втулками по ГОСТу 8725—67  
Размеры в мм

Номер * закрепительной втулки по ГОСТу 8545—57	Гайка						Шайба							
	Резьба (d)	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	H	b	h	c	d	D	a	b <sub>1</sub>	b	s
17	M20×1	21	32	26,8	6				20,5	36	18,5			1
20	M25×1,5	26	38	32,8	7		2,5		25,5	44	23	5,8		
25	M30×1,5	31	45	38,8		6		0,5	30,5	49	27,5			
30	M35×1,5	36	52	44,7	8				35,5	57	32,5			
35	M40×1,5	41	58	49,7	9				40,5	61	37,5		1,25	
40	M45×1,5	46	65	56,7	10				45,5	69	42,5			
45	M50×1,5	51	70	61,7			3		50,5	74	47,5	7,8		
50	M55×2	57	75	67,7	11			1,0	55,5	81	52,5			
55	M60×2	62	80	73,7		8			60,5	84	57,5	7,8	1,5	

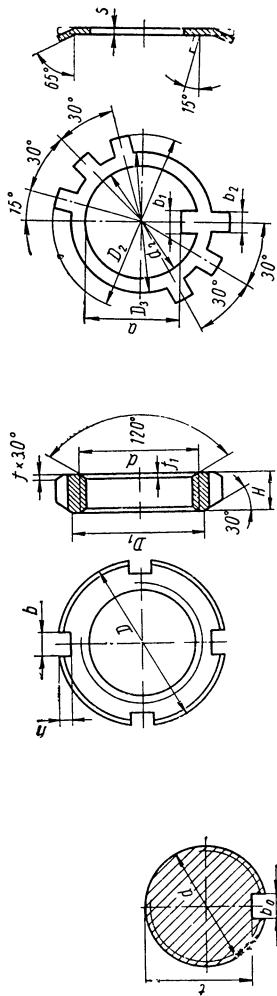
Продолжение прилож. 16

Номер * закрепительной втулки по ГОСТу 8645—57	Гайка							Шайба							
	Резьба (d)	d <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>3</sub>	H	b	h	c	d	D	d <sub>1</sub>	a	b <sub>1</sub>	b	s
60	M65×2	67	85	78,6	12	8	3	1,0	65,5	91	79	62,5	9,8	9,8	1,5
65	M75×2	77	98	89,6	13	10	3,5		76	103	90	71,5			
70	M80×2	82	105	94,6	15		16		4	81	113	95	76,5		
75	M85×2	87	110	101,6	17	18				4,5	86	118	102	81,5	
80	M90×2	92	120	109,6			19		12		5	91	124	110	86,5
85	M95×2	97	125	114,6	20	14				6		96	132	115	91,5
90	M100×2	102	130	119,6			21		18		7	101	138	120	96,5
100	M110×2	112	145	134,5	22	24				8		111	151	135	105,5
110	M120×2	122	155	139,5			23		28		1,5	121	162	140	115
115	M130×2	132	165	149,5	24	18				1,5		131	172	150	125
125	M140×2	142	180	160,5			25	27	1,5		141	189	161	135	
135	M150×2	152	195	171,5	26	29				1,5	151	203	172	145	
140	M160×3	163	210	182,5			27	203,4	1,5		161	215	183	154	
150	M170×3	173	220	193,4	28	226,4				1,5	171	226	194	164	
160	M180×3	183	230	203,4			29	246	1,5		181	236	204	174	
170	M190×3	193	240	214,4	203	257				1,5	191	246	215	184	
180	M200×3	203	250	226,4							201	257	227	194	

\* Номер закрепительной втулки соответствует размеру диаметра вала в мм. По этим же номерам подбирают соответствующие подшипники по ГОСТу 8645—57.

17п. Круглые гайки и предохранительные шайбы по нормам станкостроения К14-4 и К71-3.  
Размеры в мм

Вал			Гайка						Шайба								
Резьба (d)	b <sub>0</sub>	t	D	D <sub>1</sub>	H	b	h	f <sub>1</sub>	f	число шлицев	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	a	S
M10×1	4	8	22	16	4	2	1	0,5	4	10,5	23	16	3,8	3,5	7		
M12×1,25		10	25	18						12,5	26	18			9		
M14×1,5		12	28	20						14,5	29	20			11		
M16×1,5		14	30	22	8					16,5	31	22			13		
M18×1,5		16	32	24						18,5	33	24			15		
M20×1,5		18	35	27						20,5	36	27			17		
M22×1,5	5	20	38	30		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		





Продолжение прилож. 17

Вал			Гайка							Шайба							
Резьба (d)	b <sub>0</sub>	t	D	D <sub>1</sub>	H	b	h	f <sub>1</sub>	f	число шлицев	d <sub>2</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	a	S
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	0,5		39,5	61	48	5,8	5,5	35,5	
M42×1,5		39	65	52							42,5	66	52			38	
M45×1,5		42	70	56							45,5	71	56			41	
M48×1,5		45	75	60							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		4	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	1,0		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		6	96	131	115	11,5	11,5	89,5	2
M100×2		94,5	135	120							101	136	120			94,5	

Примечание. Допускается изготовление предохранительных шайб с зубцами по всей окружности.

Геннадий Борисович Иосилевич,  
Юлий Владиславович Шарловский  
«ЗАТЯЖКА И СТОПОРЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ»

Редактор издательства *Т. С. Дымова*

Технические редакторы *Т. И. Андреева*

и *Е. П. Смирнова*

Корректор *Л. В. Асташенок*

---

Сдано в производство 23/IX 1970 г.

Подписано к печати 4/VI 1971 г. Т-10108

Тираж 21 000 экз. Печ. л. 11,5 Бум. л. 5,75

Уч.-изд л. 10,0 Формат 60×90 1/16 Цена 73 к.

Зак. № 881

---

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ», Москва,  
Б-66, 1-й Басманный пер., 3

---

Ленинградская типография № 6 Главполиграф-  
прома Комитета по печати при Совете  
Министров СССР

Ленинград, С-144, ул. Моисеенко, 10



