

A close-up photograph of industrial machinery featuring several hexagonal metal components with threaded ports. The image is in a cool blue color palette. Overlaid on the center is the Russian text 'РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ' in a bold, yellow-to-orange gradient font with a 3D effect.

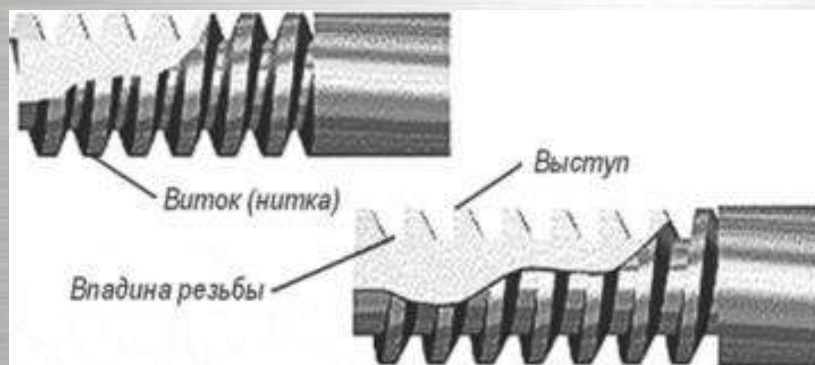
РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения — это соединения, осуществляемые крепежными деталями посредством резьбы

Резьба — поверхность, образованная при винтовом движении плоского контура по цилиндрической или конической поверхности.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок с сечением согласно профилю резьбы.

Образованный таким образом выступ в пределах 360° носит название «виток резьбы», более 360° - «нитка резьбы».



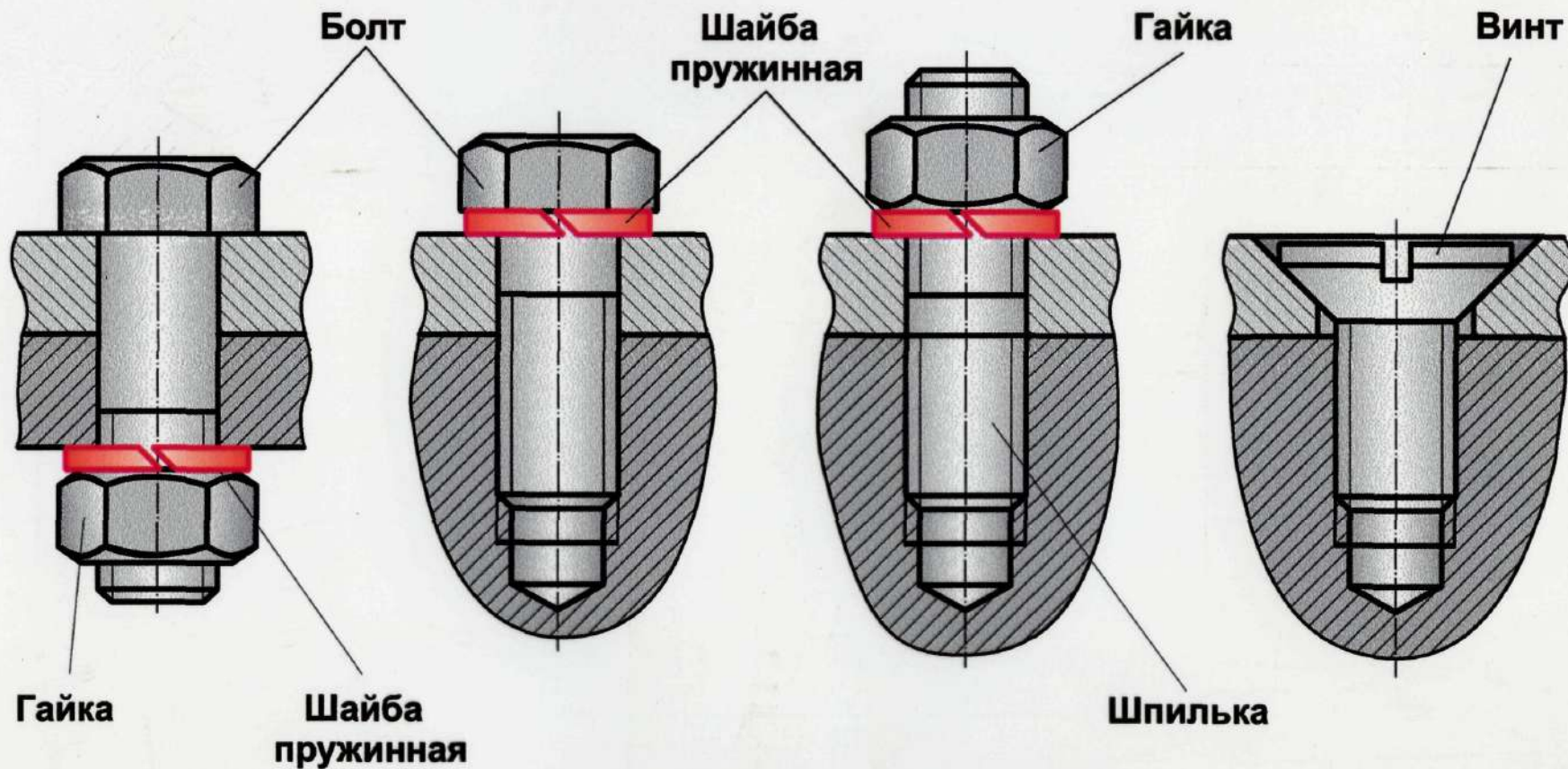
ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Крепление деталей
болтом и гайкой

Крепление деталей
ввинчиванием болта
в одну из деталей

Крепление деталей
шпилькой и гайкой

Крепление деталей
винтом



Достоинства

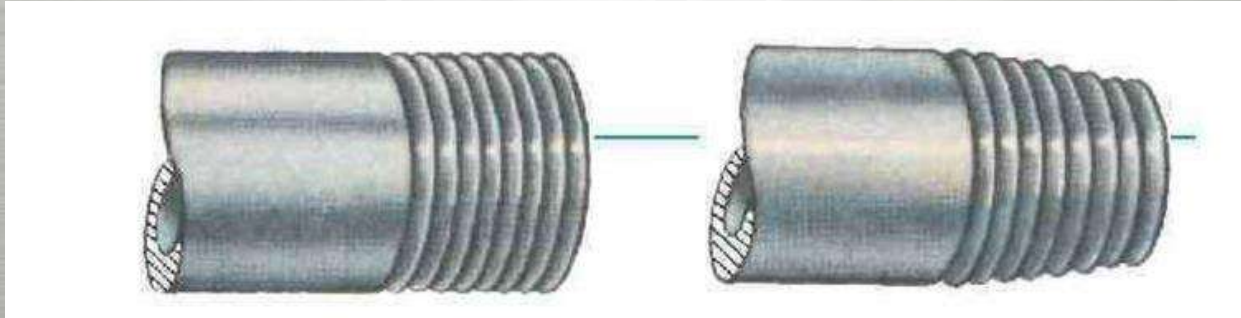
- высокая надёжность;
- технологичность;
- возможность регулировки силы сжатия;
- возможность создания больших осевых нагрузок при относительно низких усилиях на инструменте (ключе);
- возможность фиксации в затянутом состоянии вследствие эффекта самоторможения;
- удобство сборки и разборки с применением стандартного набора инструментов (ключи, отвёртки);
- простота конструкции и возможность точного изготовления;
- наличие широкой номенклатуры стандартных изделий (винты, болты гайки);
- низкая стоимость крепёжных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;
- малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями.

Недостатки

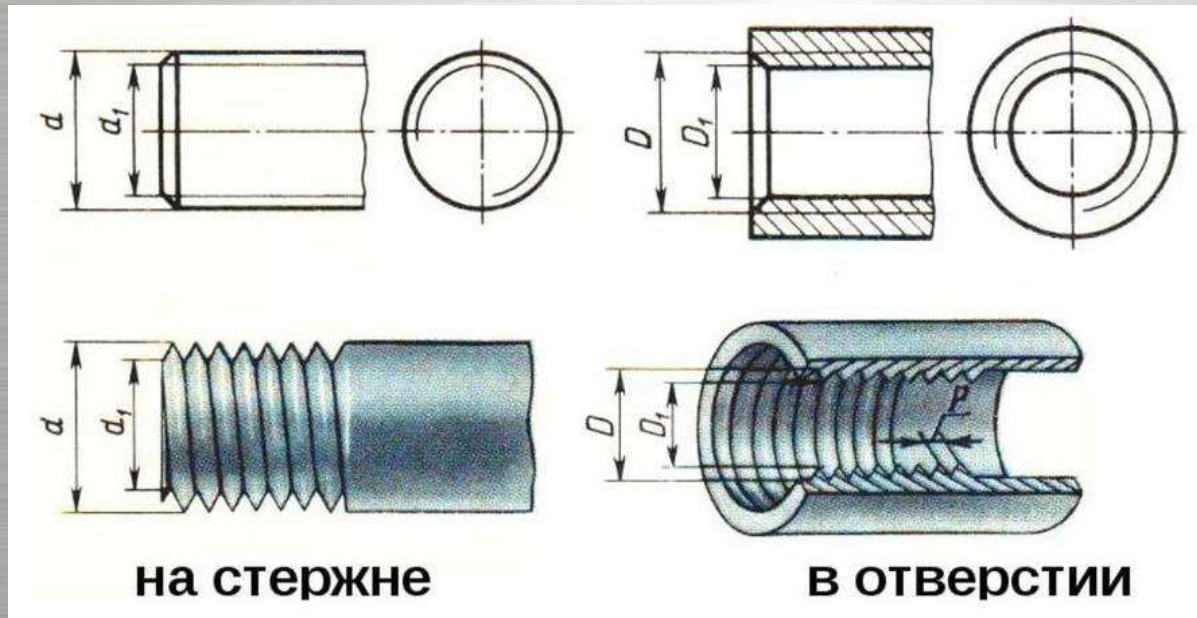
- высокая концентрация напряжения в дне резьбовой канавки вследствие малых радиусов скругления;
- большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы (первый виток воспринимает, как правило, до 55% приложенной к соединению осевой нагрузки);
- ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых разборках и сборках.

КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ

В зависимости от формы поверхности, на которой нарезана резьба, они подразделяются на цилиндрические и конические

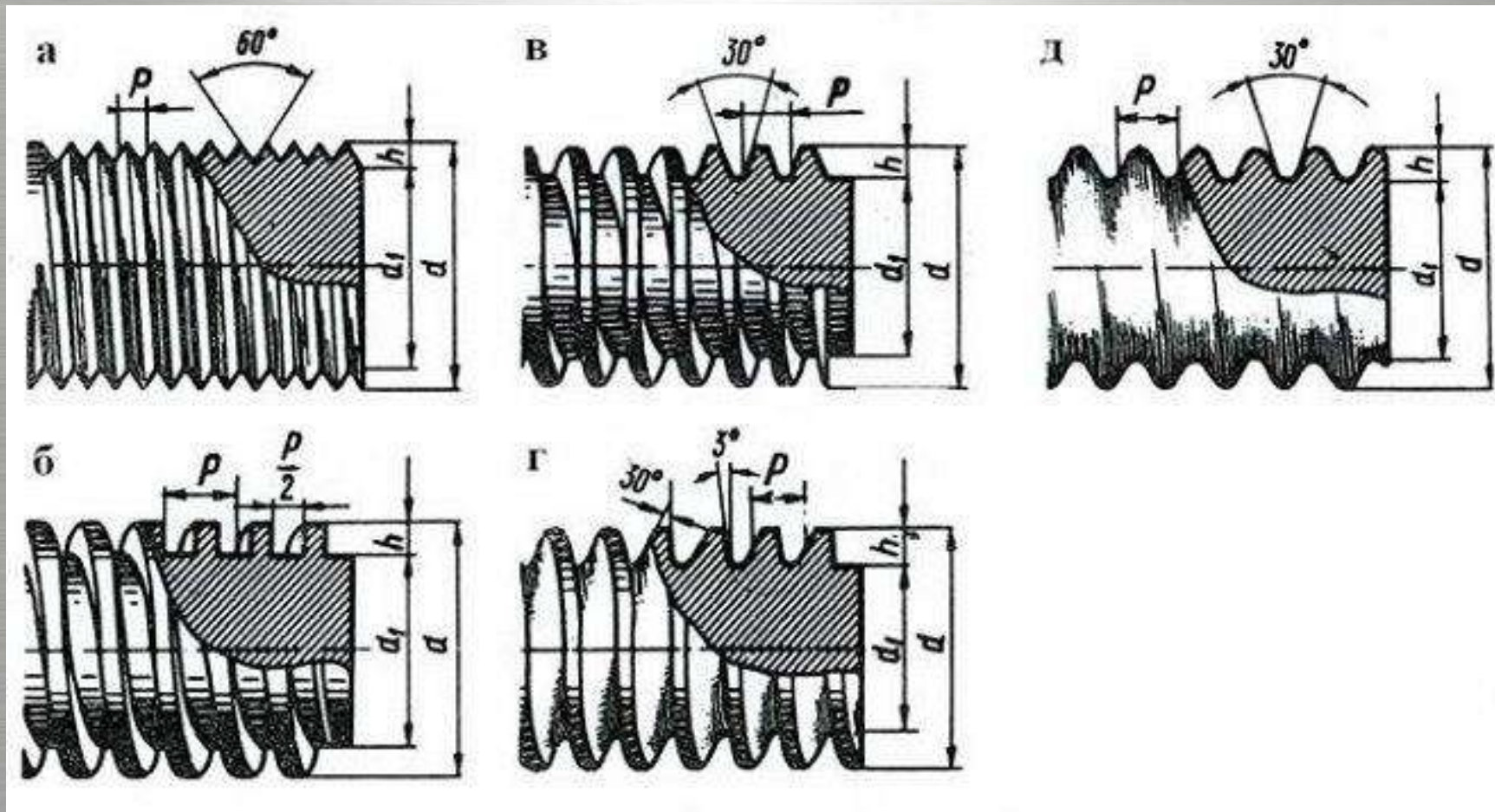


В зависимости от расположения резьбы на поверхности стержня или отверстия они подразделяются на наружные и внутренние;



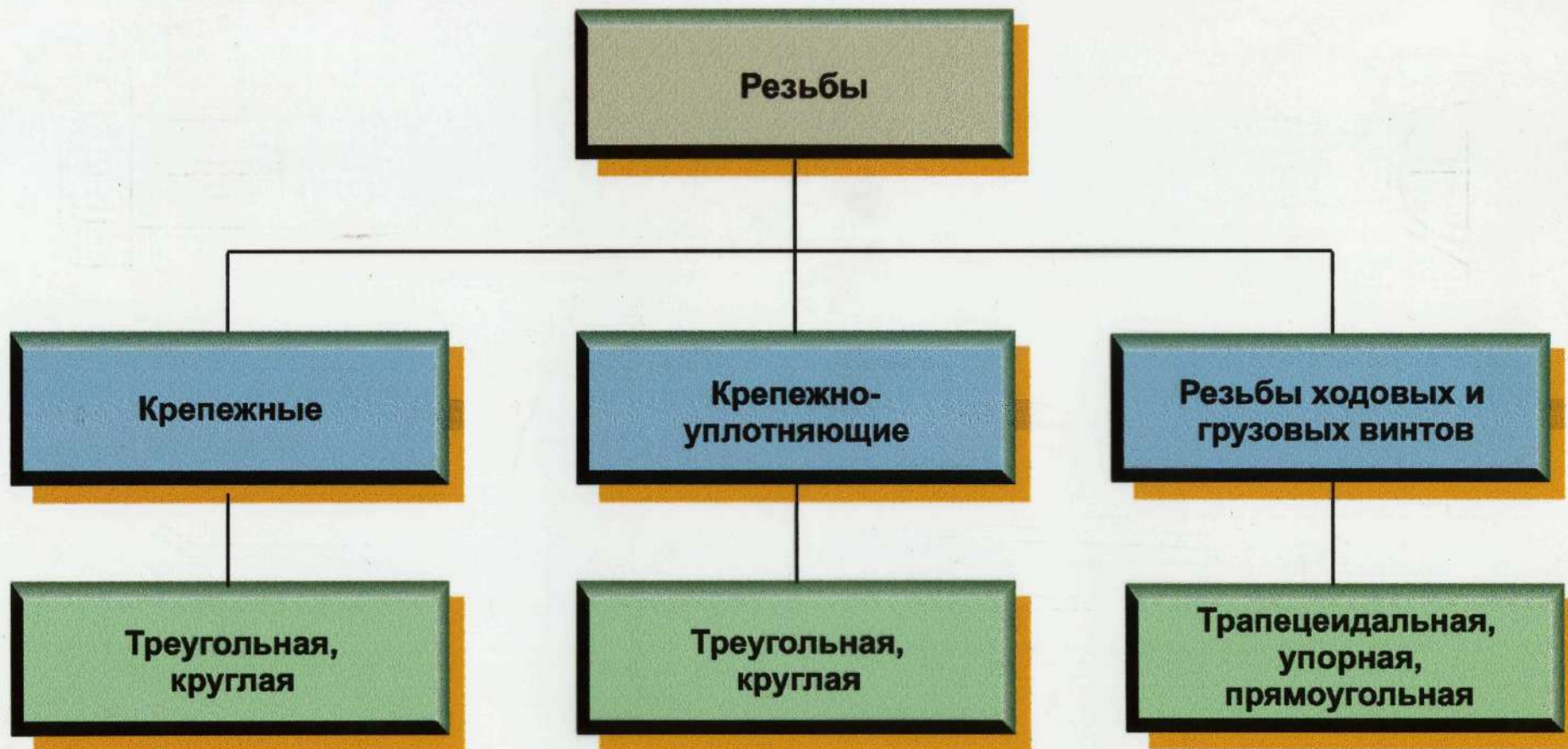
КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ

В зависимости от формы профиля различают резьбы треугольного (а), прямоугольного (б), трапецеидального (в,г), круглого профилей (д)



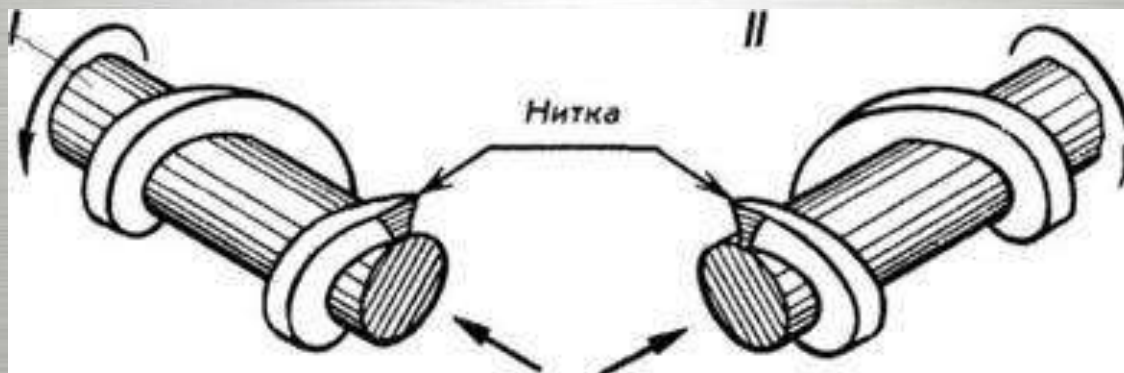
КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ

По эксплуатационному назначению резьбы делятся на *крепежные* (метрические, дюймовые), *крепежно-уплотняющие* (трубные, конические), *резьбы для передачи движения* (трапецеидальные, упорные, прямоугольные и др.).

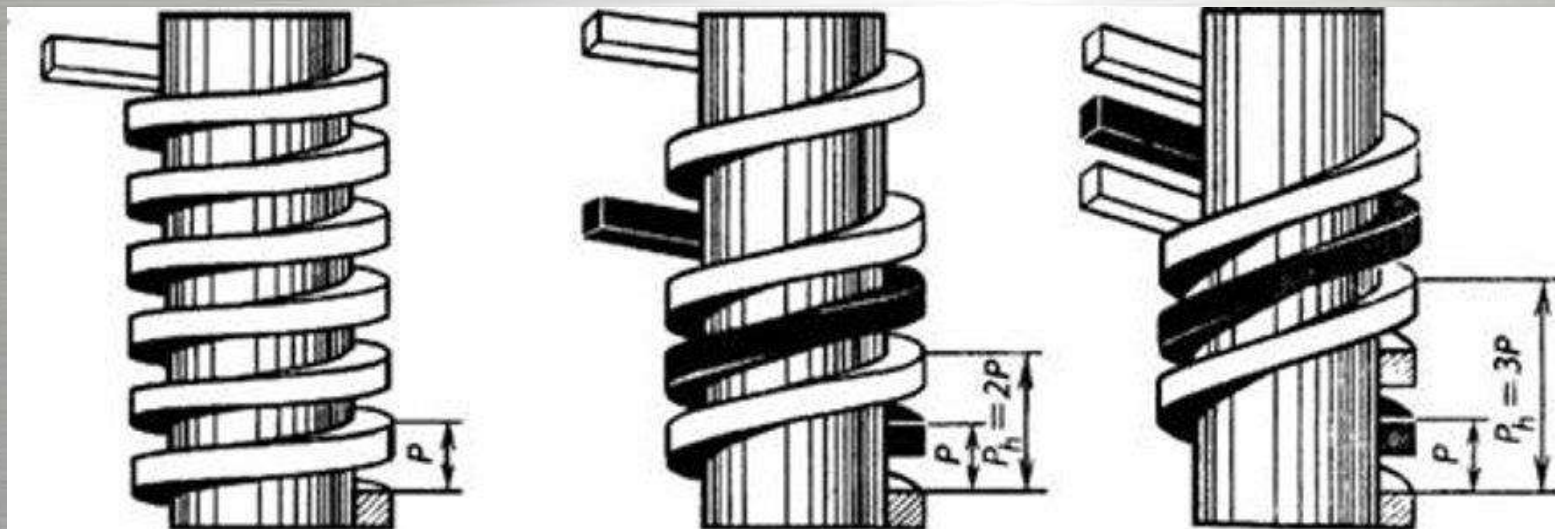


КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ

В зависимости от направления винтовой поверхности различают левые (I) и правые (II) резьбы

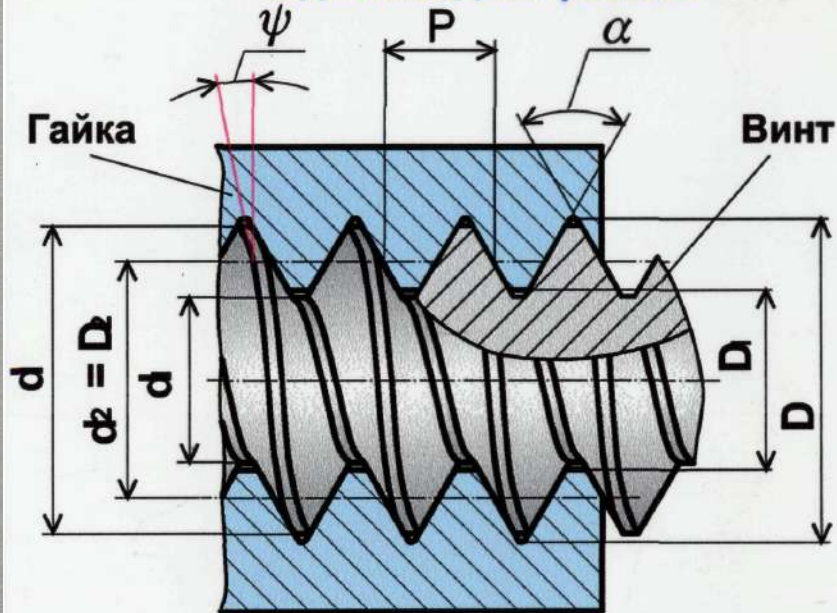


По числу заходов резьбы подразделяются на однозаходные и многозаходные (двух-, трехзаходные и т. д.)

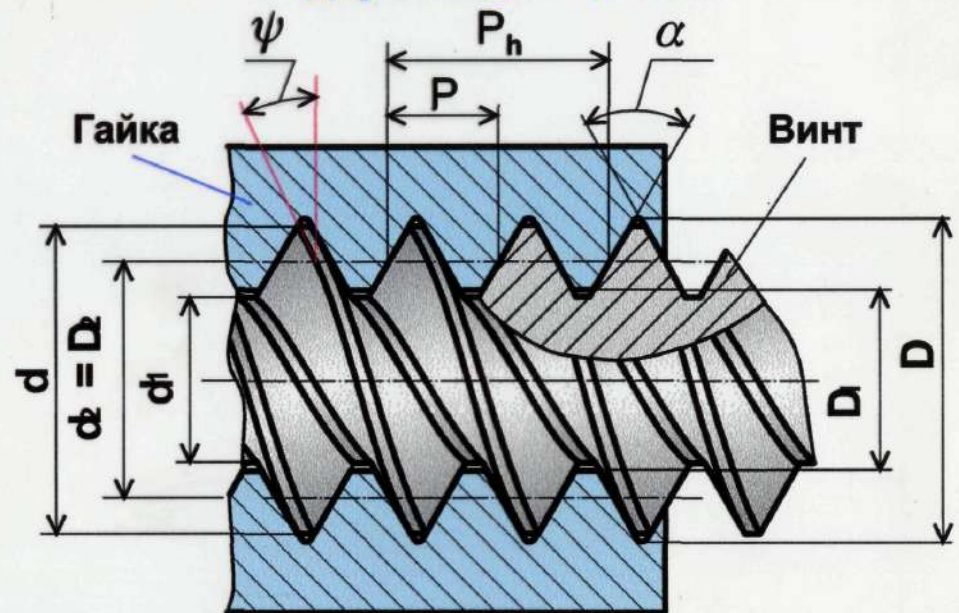


ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Однозаходная резьба



Двухзаходная резьба



Параметры резьбы винта:

- d - наружный диаметр, мм;
- d_1 - внутренний диаметр, мм;
- d_2 - средний диаметр, мм.

Общие параметры резьбы:

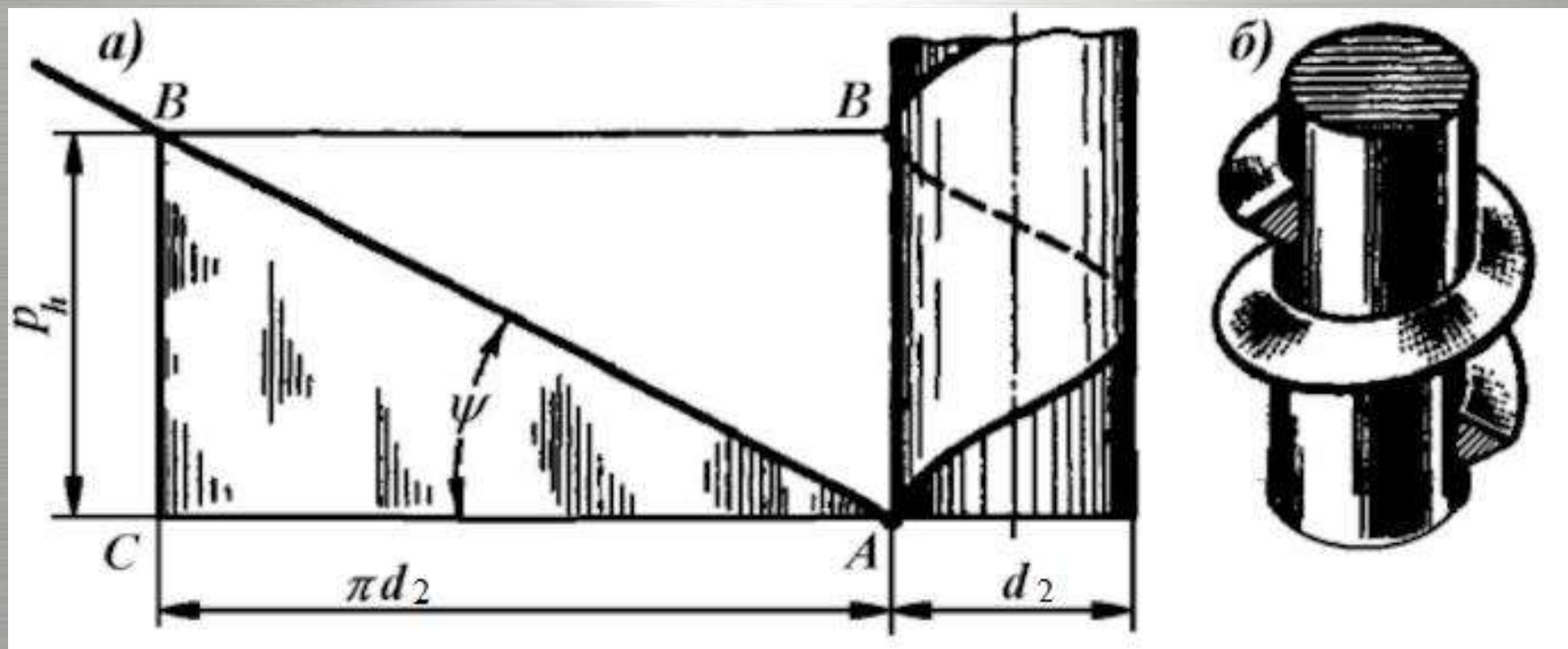
- P - шаг, мм;
- $P_h = P \cdot n$ - ход, мм;
- n - число заходов;
- α - угол профиля, °;
- ψ - угол подъема, °;
- $\operatorname{tg} \psi = P_h / (\pi \cdot d_2)$.

Параметры резьбы гайки:

- D - наружный диаметр, мм;
- D_1 - внутренний диаметр, мм;
- D_2 - средний диаметр, мм.

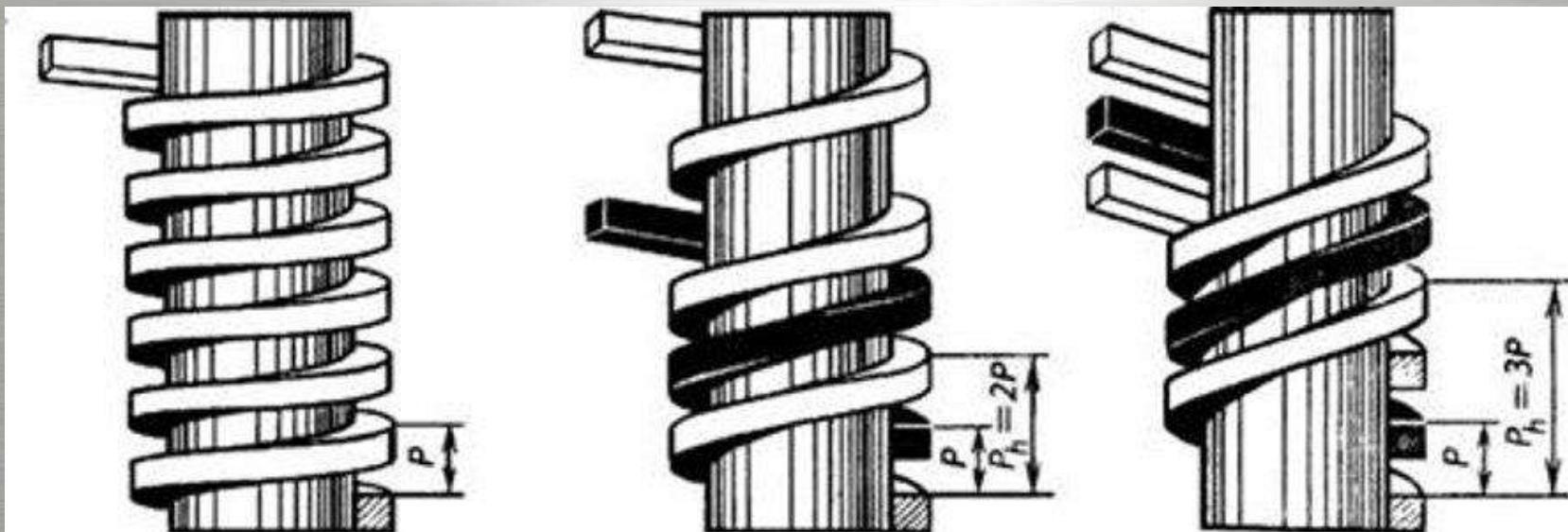
Угол профиля α — угол между боковыми сторонами профиля

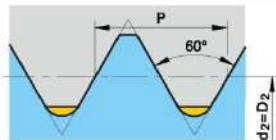
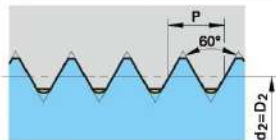
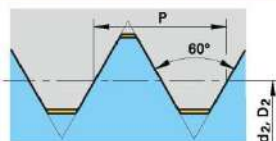
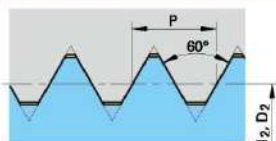
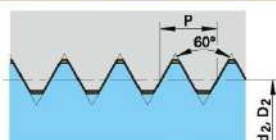
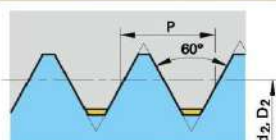
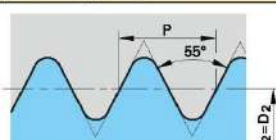
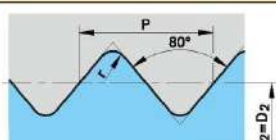
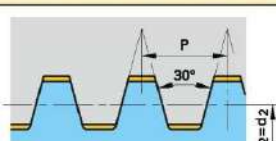
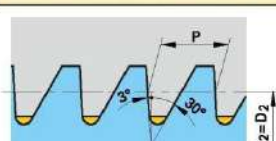
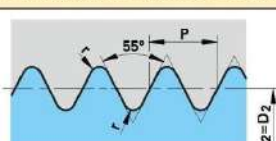
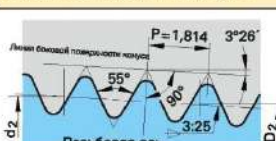
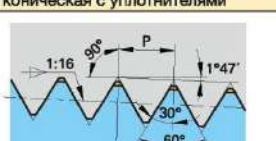
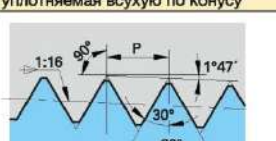
Угол подъема резьбы – угол, образованный направлением выступа резьбы с плоскостью, перпендикулярной ее оси



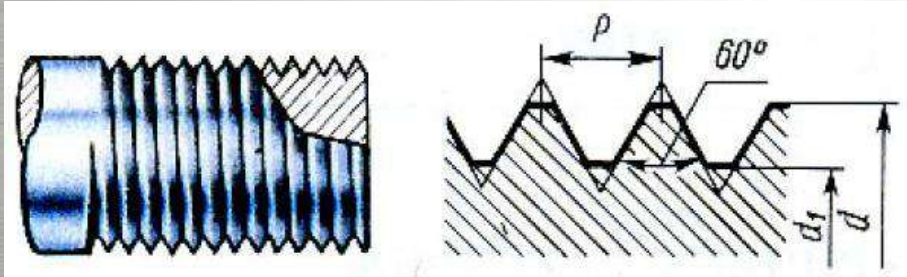
Шаг резьбы P — расстояние между соседними одноименными боковыми сторонами профиля в направлении, параллельном оси резьбы.

Ход резьбы P_h — расстояние между ближайшими одноименными боковыми сторонами профиля, принадлежащими одной и той же винтовой поверхности, в направлении, параллельном оси резьбы. Ход резьбы — величина относительного осевого перемещения винта (гайки) за один оборот



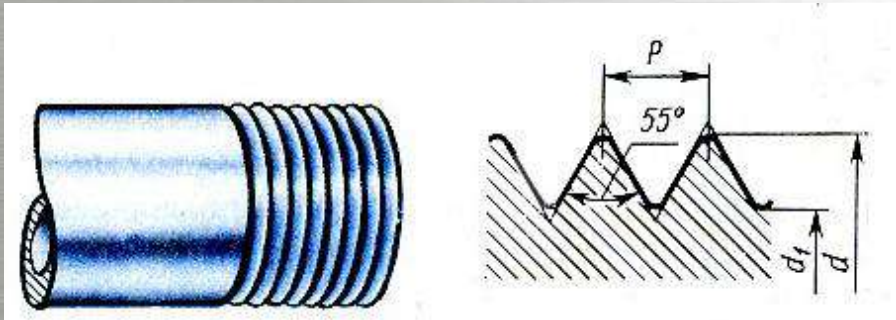
Эскиз профиля	Стандарт	Применение	Эскиз профиля	Стандарт	Применение
M метрическая резьба ISO			MF метрическая точная резьба ISO		
	DIN 13-1	Общепринятая основная резьба		DIN 13-2 до DIN 13-11	Общепринятая резьба с мелким шагом
UNC Стандартная крупная дюймовая резьба			UNF Стандартная дюймовая резьба с мелким шагом		
	ASME B1.1	Общепринятая основная резьба UN		ASME B1.1 Метрическая трапецидальная резьба ISO	Общепринятая UN резьба с мелким шагом
UNEF Стандартная дюймовая резьба с особо мелким шагом			UNS стандартная специальная дюймовая резьба		
	ASME B1.1	Общепринятая UN резьба с особо мелким шагом		ASME B1.1	Общепринятая UN специальная резьба
G Цилиндрическая трубная резьба для не уплотняющих по резьбе соединений			PG Резьба стальных панцирных труб		
	DIN EN ISO 228-1	Резьба для труб, трубных соединений и арматуры		DIN 40430 Цилиндрическая круглая резьба	электротехника
TR метрическая трапецидальная резьба ISO			S метрическая упорная резьба		
	DIN 103	Общие сведения, стягивающие зажимные цанги Рельсовый транспорт		DIN 513	При восприятии односторонне действующих сил
W цилиндрическая резьба Витворта			W коническая резьба Витворта		
	DIN 477	Боковой штуцер и принадлежности для вентилей газовых баллонов		DIN 477	Вворачиваемые штуцеры и горловины газовых баллонов для вентилей газовых баллонов
NPT Американская стандартная трубная дюймовая резьба коническая с уплотнителями			NPTF Американская стандартная дюймовая трубная резьба уплотняемая всухую по конусу		
	ANSI/ASME B1.20.1	Резьбовые трубы и фитинги		ANSI B1.20.3	трубы с резьбой и фитинги

КРЕПЕЖНЫЕ РЕЗЬБЫ

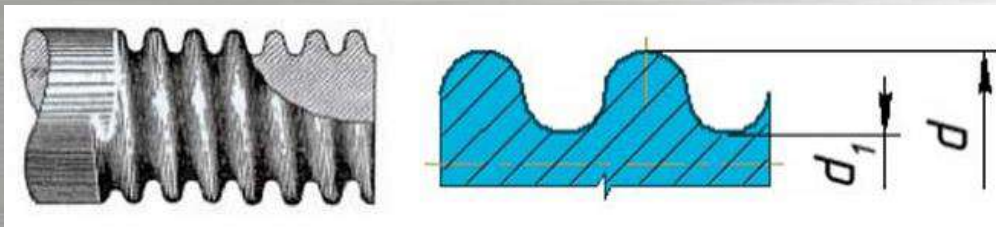


Метрическая резьба. Характеризуется углом профиля $\alpha = 60^\circ$, срезом по прямой вершин профиля резьбы винта исходного треугольника резьбы.

Метрическая коническая резьба имеет треугольный профиль, аналогичный профилю метрической резьбы.

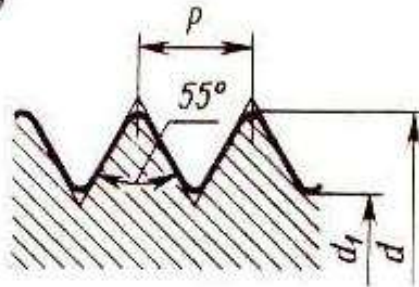
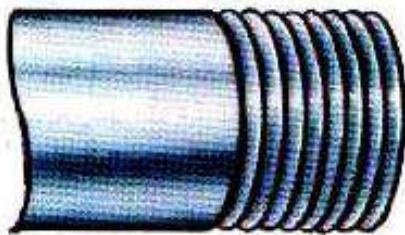


Дюймовая резьба. Характеризуется углом профиля $\alpha = 55^\circ$ и числом витков резьбы на один дюйм. Используется в деталях из стран, в которых действует дюймовая система мер, либо в деталях старых машин, и в трубной резьбе.

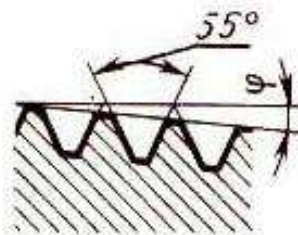
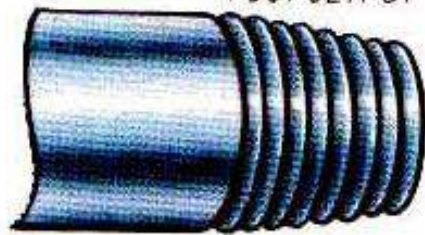


Круглая резьба применяется для винтов, несущих большие динамические нагрузки, работающих в загрязненной среде с частым отвинчиванием-завинчиванием

Резьба трубная
цилиндрическая
ГОСТ 6357-81



Резьба трубная
коническая
ГОСТ 6211-81



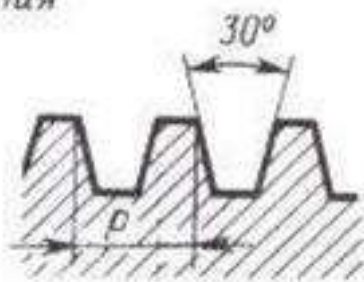
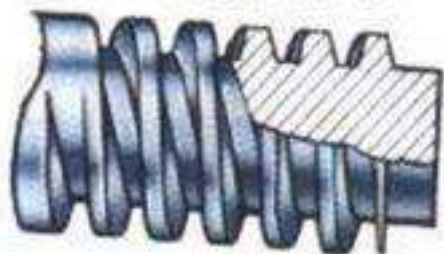
КРЕПЕЖНО-УПЛОТНЯЮЩИЕ РЕЗЬБЫ

Трубная цилиндрическая, трубная коническая, дюймовая коническая резьбы.

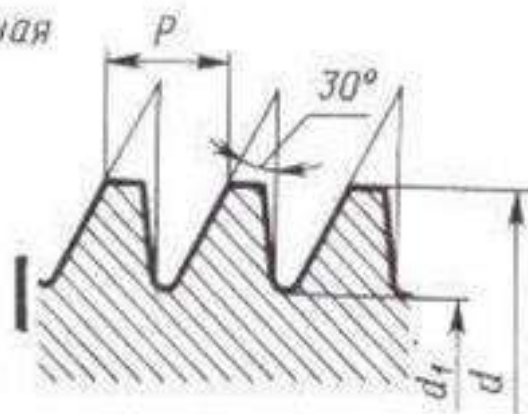
Применяются для соединения труб и арматуры трубопроводов.

Трубная резьба представляет собой мелкую дюймовую резьбу, которая выполняется с закруглениями профиля и без зазоров по выступам и впадинам для лучшего уплотнения.

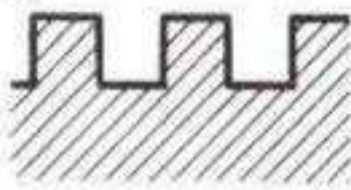
Резьба
трапецеидальная
ГОСТ 9484-81



Резьба упорная
ГОСТ 10177-82



Резьба
прямоугольная
(нестандартная)



РЕЗЬБЫ ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ

Трапецеидальная резьба - стандартная резьба, обладающая улучшенными кинематическими и прочностными характеристиками.

Является основной резьбой для передач винт-гайка. Имеет меньшие потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная резьба.

Упорная резьба - стандартная резьба. По сравнению с трапецеидальной несколько сложнее в изготовлении. Позволяет сочетать повышенную прочность витков и невысокие потери на трение.

Используют для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станков, в грузовых крюках и др.

Прямоугольная резьба нестандартизована, сложна в изготовлении. форма профиля по высоте не является равнопрочной, но способна обеспечить наивысший из всех профилей КПД резьбовой передачи и хорошее взаимное центрирование винта и гайки.

Выбор профиля резьбы определяется многими факторами, важнейшие из которых **прочность, технологичность и силы трения в резьбе.**

Крепежная резьба должна обладать высокой прочностью и относительно большими силами трения, предохраняющими крепежные детали от самоотвинчивания.

Резьбы винтовых механизмов должны быть с малыми силами трения, чтобы повысить КПД и уменьшить износ.

$$F_{mp} = F_n f = Ff / \cos \gamma = Ff_{np}$$

где f – действительный коэффициент трения;

f^l — приведенный, коэффициент трения в резьбе:

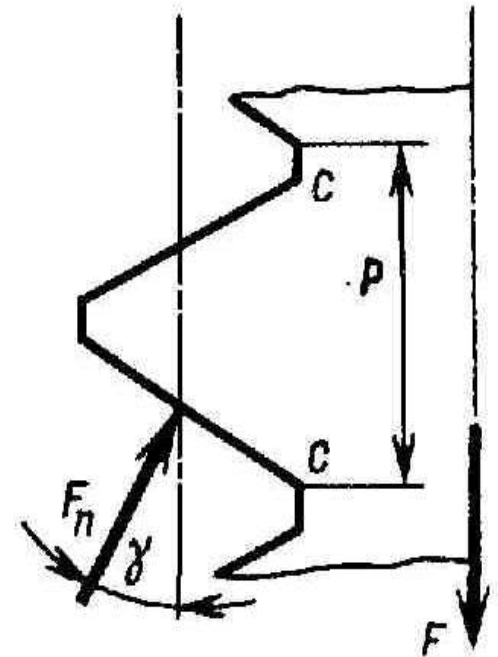
для крепежной метрической резьбы $\gamma = \alpha/2 = 30^\circ$ и $f_{np} = 1,15$; для ходовой трапецеидальной симметричной резьбы $\gamma = \alpha/2 = 15^\circ$ и $f_{np} = 1,03$; для ходовой упорной резьбы $\gamma = 3^\circ$ и $f_{np} \approx f$; для прямоугольной резьбы $\gamma = 0^\circ$ и $f_{np} = f$. Таким образом, в крепежной метрической резьбе силы трения на 15...12% больше, чем в ходовых резьбах.

Прочность резьбы на срез рассчитывают по сечению С-С.

Для треугольной резьбы С-С равно — $0,85p$, трапецеидальной — $0,65p$, прямоугольной — $0,5p$.

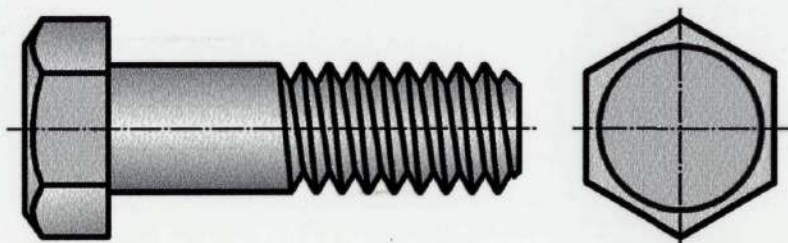
Следовательно, при одном и том же шаге резьбы p **треугольная резьба примерно в два раза прочнее прямоугольной.**

Учитывая это обстоятельство, основные крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем, а ходовые — с прямоугольным или близким к нему.

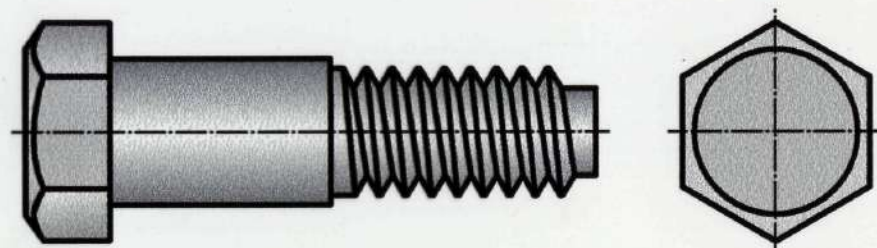


КОНСТРУКЦИИ БОЛТОВ

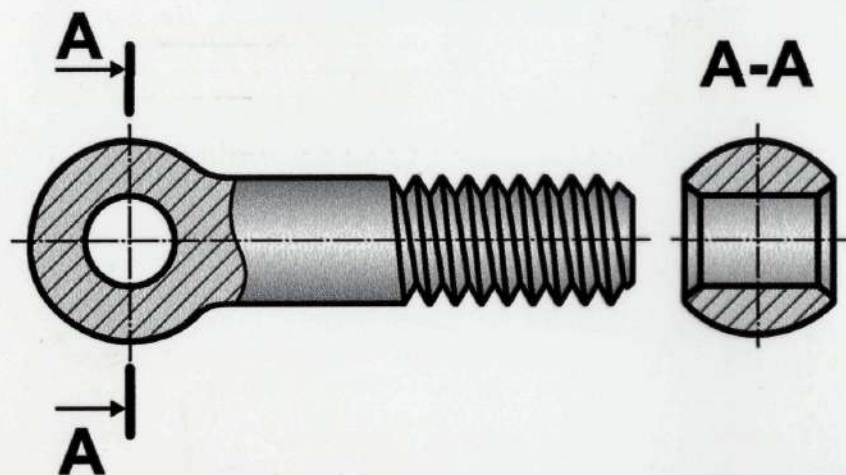
Болт с шестигранной головкой
общего назначения



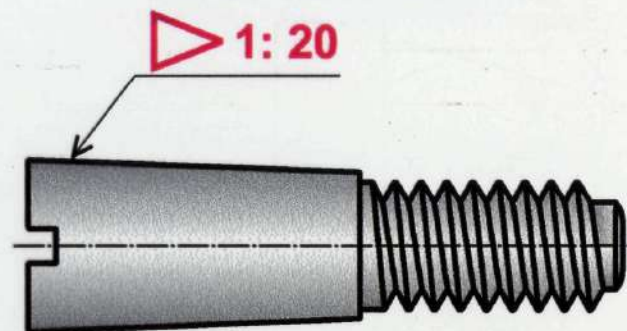
Болт для отверстий из под развертки



Болт откидной

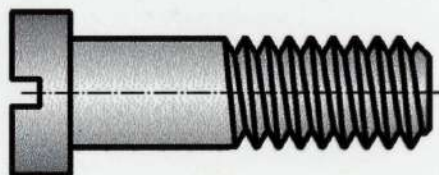


Болт конический

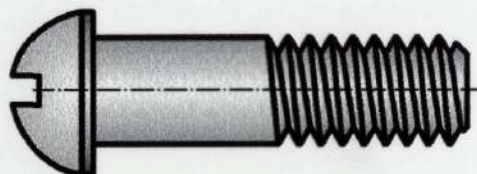


КОНСТРУКЦИИ КРЕПЕЖНЫХ ВИНТОВ

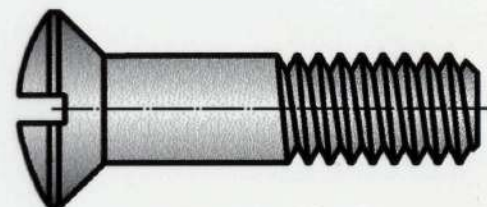
Винт с цилиндрической головкой



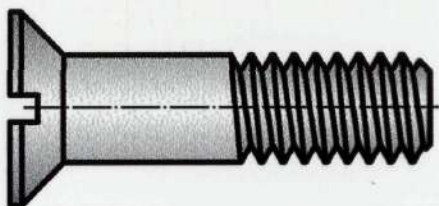
Винт с полукруглой головкой



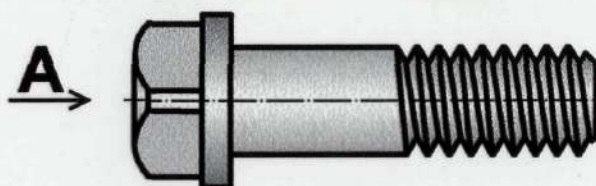
Винт с полупотайной головкой



Винт с потайной головкой



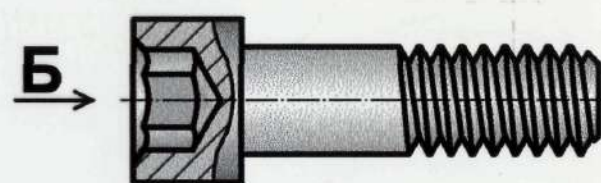
Болт с квадратной головкой и буртиком



А



Болт с цилиндрической головкой и шестигранным углублением



Б



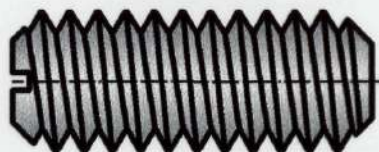
КОНСТРУКЦИИ УСТАНОВОЧНЫХ ВИНТОВ

Винты с прямым шлицем

с коническим
концом



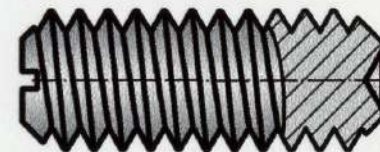
с плоским
концом



с цилиндрическим
концом

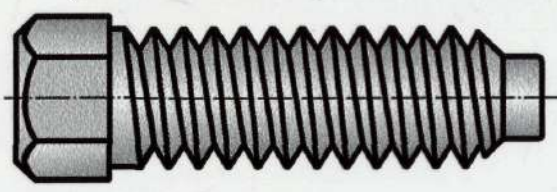


с засверленным
концом

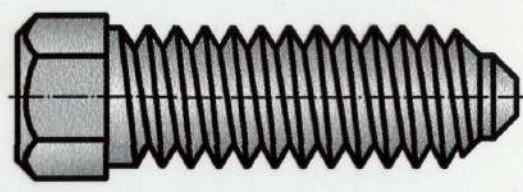


Винты с шестигранной головкой

с цилиндрическим концом

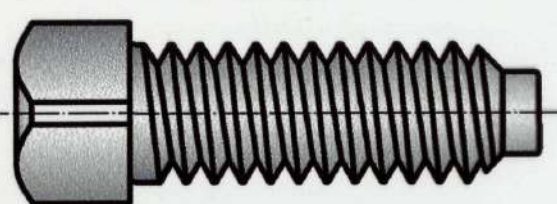


со ступенчатым концом

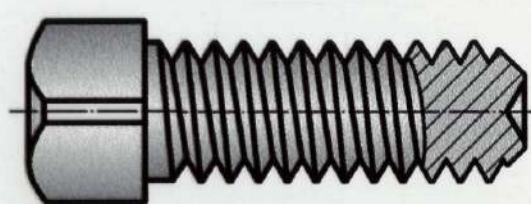


Винты с квадратной головкой

с цилиндрическим концом



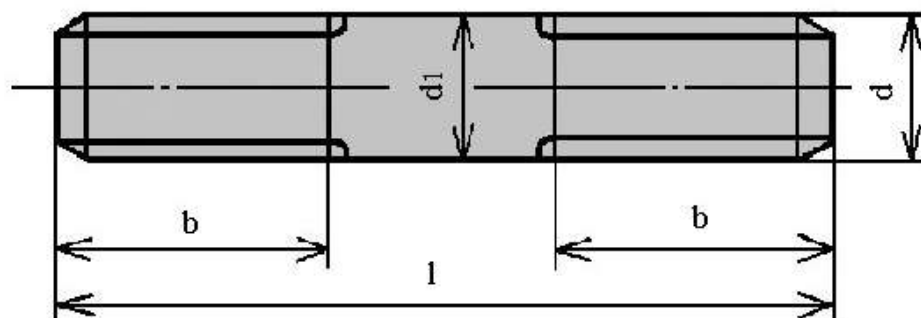
с засверленным концом



ШПИЛЬКИ

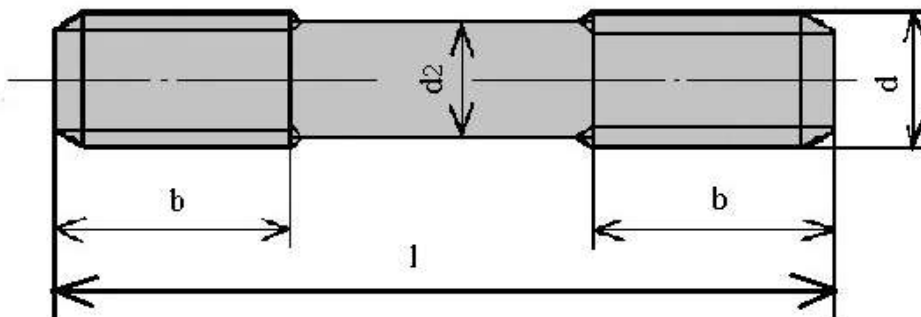
Исполнение 1

Диаметр стержня d_1 равен диаметру резьбы.



Исполнение 2

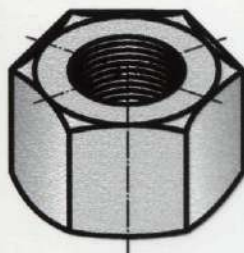
Диаметр стержня d_2 приблизительно равен среднему диаметру резьбы.



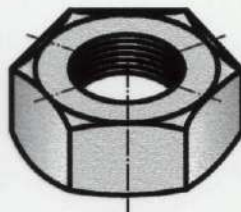
КОНСТРУКЦИИ ГАЕК

Гайки шестигранные

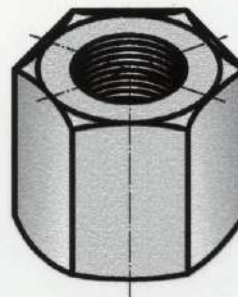
нормальная



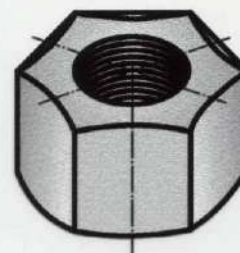
низкая



высокая

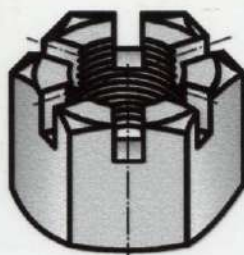


со сферическим торцом

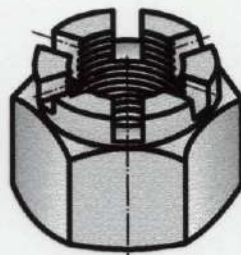


Гайки шестигранные

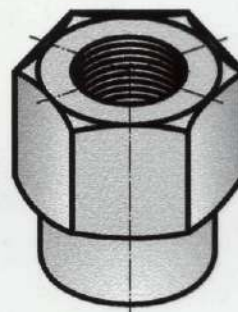
прорезная



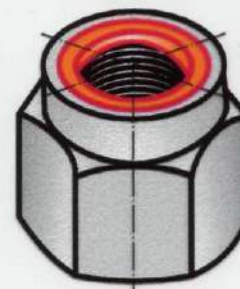
корончатая



колпачковая



самотормозящая с нейлоновым кольцом



Гайки круглые

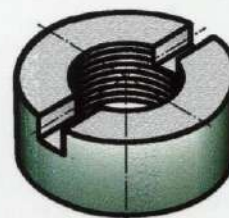
шлицевая



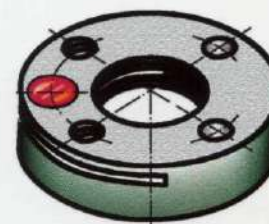
с отверстиями на торце под ключ



со шлицем на торце



с контрящим винтом

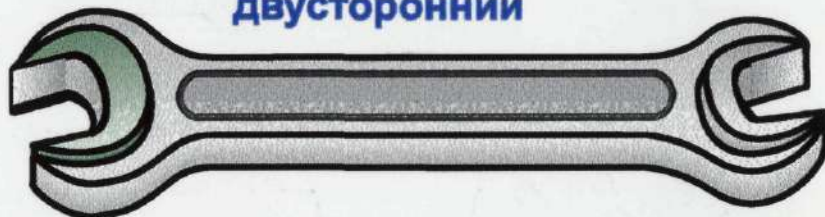


КОНСТРУКЦИИ ГАЕЧНЫХ КЛЮЧЕЙ

Ключ гаечный с открытым зевом
односторонний



Ключ гаечный с открытым зевом
двусторонний



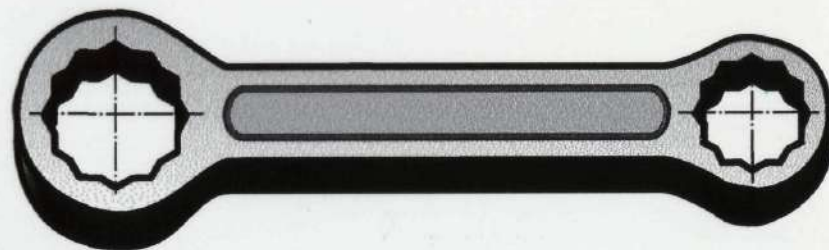
Ключ для круглых шлицевых гаек



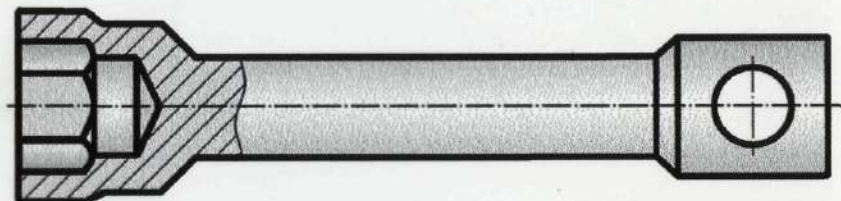
Ключ для круглых гаек с отверстиями
на торце



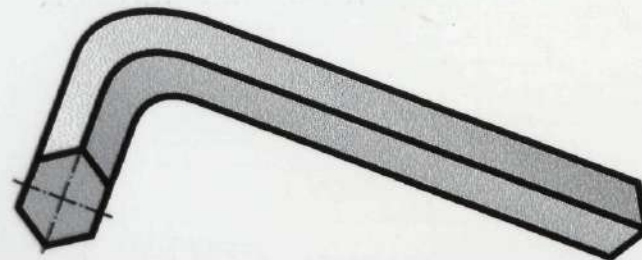
Ключ гаечный кольцевой двусторонний



Ключ гаечный торцовый с внутренним
шестигранником односторонний

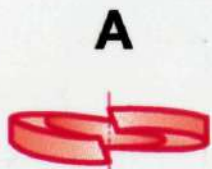
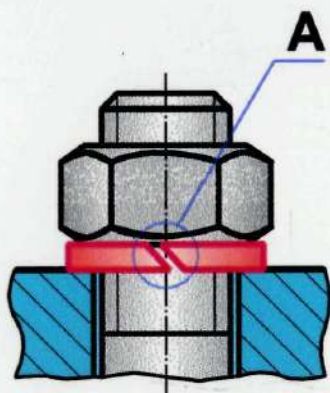


Ключ гаечный торцовый в виде
шестигранника

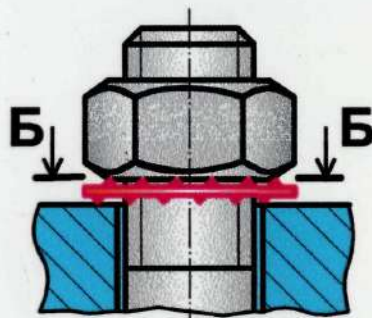


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ

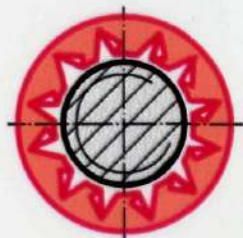
Пружинной
шайбой



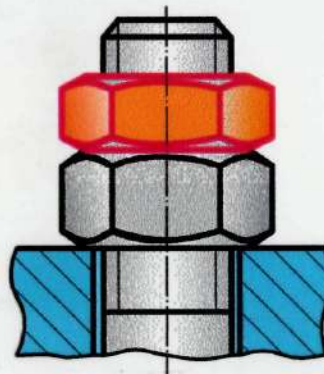
Осесимметричной
пружинной
шайбой



Б-Б

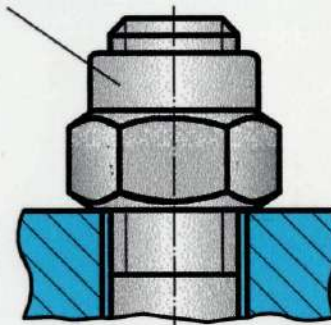


Контргайкой



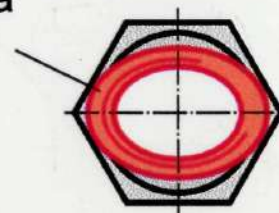
Овальным обжатием
цилиндрического хвостовика
гайки

Хвостовик



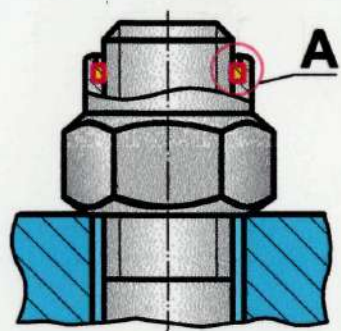
Болт условно не
показан

Форма хвостовика
до завинчивания



СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ

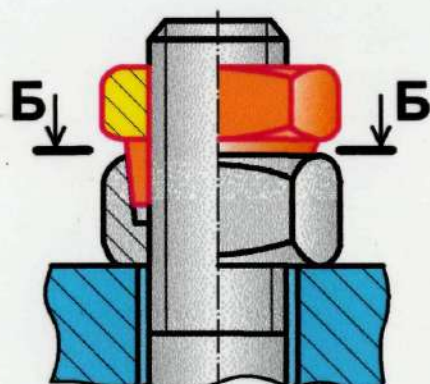
Самотормозя-
щейся гайкой с
полиамидным
кольцом



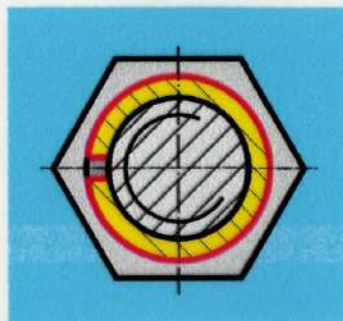
A (Увеличено)



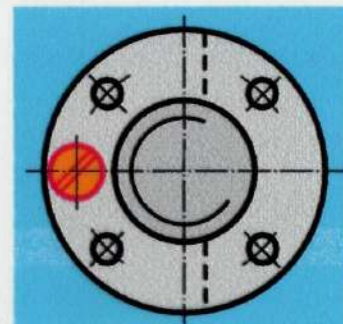
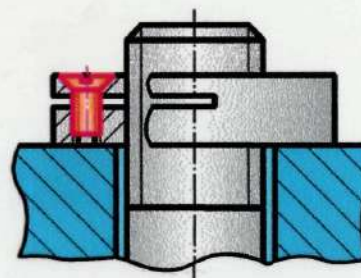
Разрезной
контргайкой



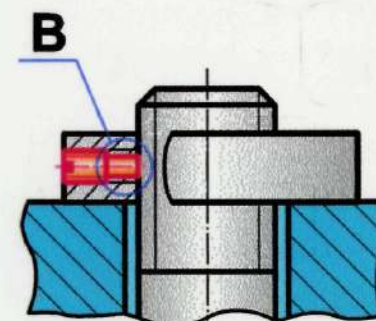
Б-Б



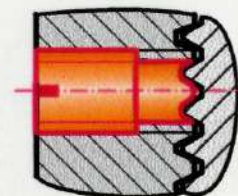
Гайкой с
контрящим
винтом



Стопорным винтом
с мягкой прокладкой

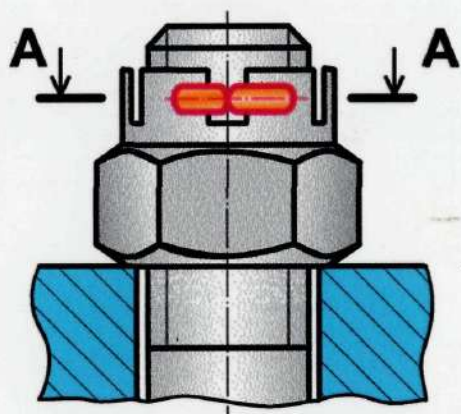


В (Увеличено)

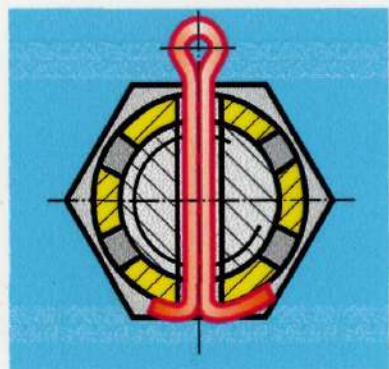


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

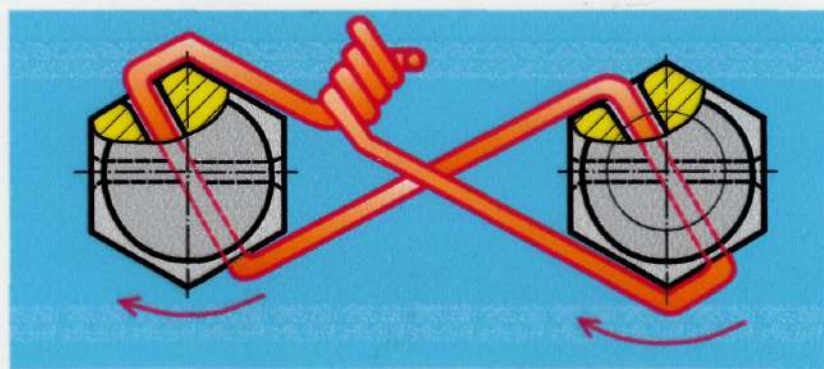
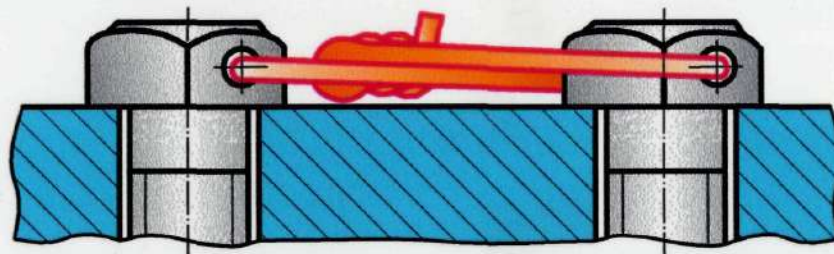
Шплинтом



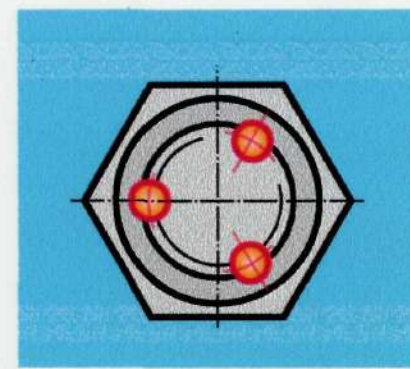
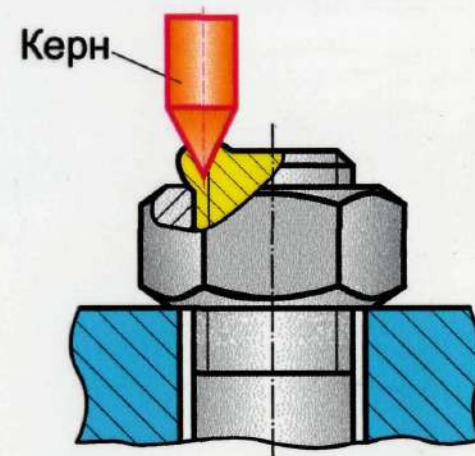
A-A



Обвязкой проволокой

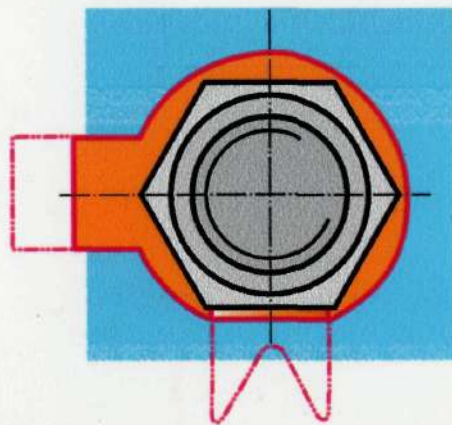
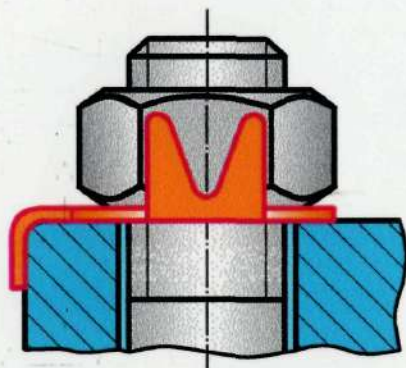


Кернение резьбы

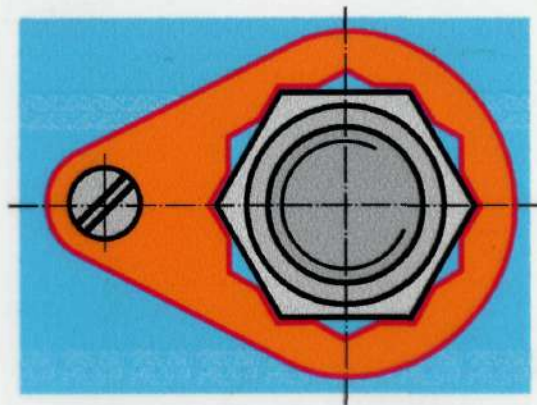
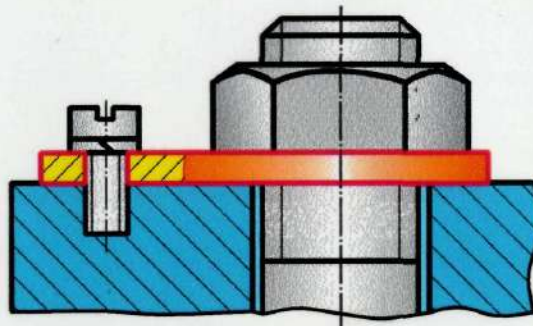


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

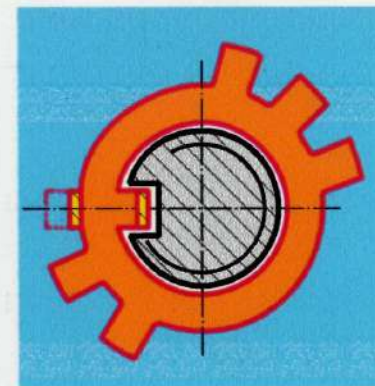
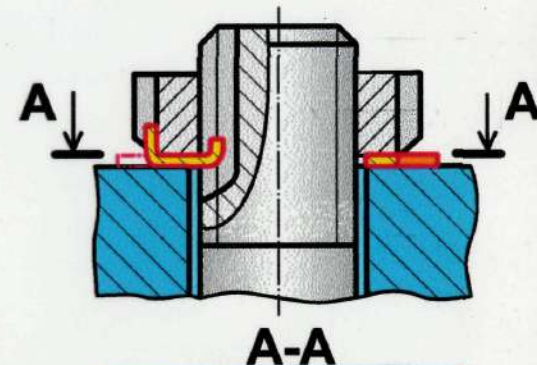
Стопорной шайбой
с лапкой



Накладкой, надеваемой
на гайку



Шайбой многолапчатой

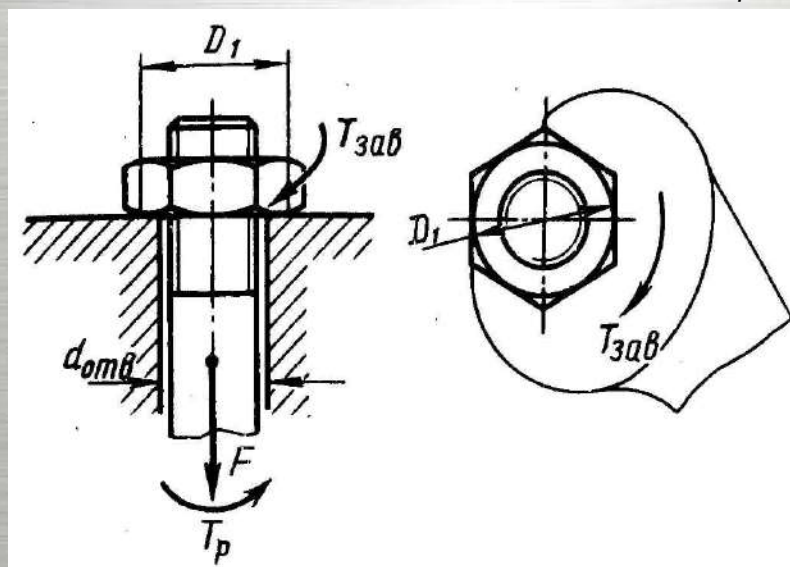


Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта.

Если винт нагружен осевой силой F , то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент T_3 , а к стержню винта — реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения:

$$T_3 = T_p + T_T.$$

где T_T — момент сил трения на опорном торце гайки; T_p — момент сил в резьбе.



Примем, что сила трения на торце гайки действует на приведенном радиусе $D_{cp}/2$, тогда

$$T_T = Ff(D_{cp} / 2),$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{омв})/2$; D_1 — наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{омв}$ — диаметр отверстия под винт; f — коэффициент трения на торце гайки.



Момент сил в резьбе T_p .

Гайка рассматривается как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости.

Ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n-n$ на угол трения φ .

В данном случае внешними являются осевая сила F и окружная сила $F_t = 2T_p/d_2$, где $T_p = T_3 - T_m$.

Из условия равновесия сил

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

Тогда

$$T_p = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi)$$

где ψ – угол подъема резьбы

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p \cdot n}{\pi d_2}; \quad \varphi = \operatorname{arctg} f_{np};$$

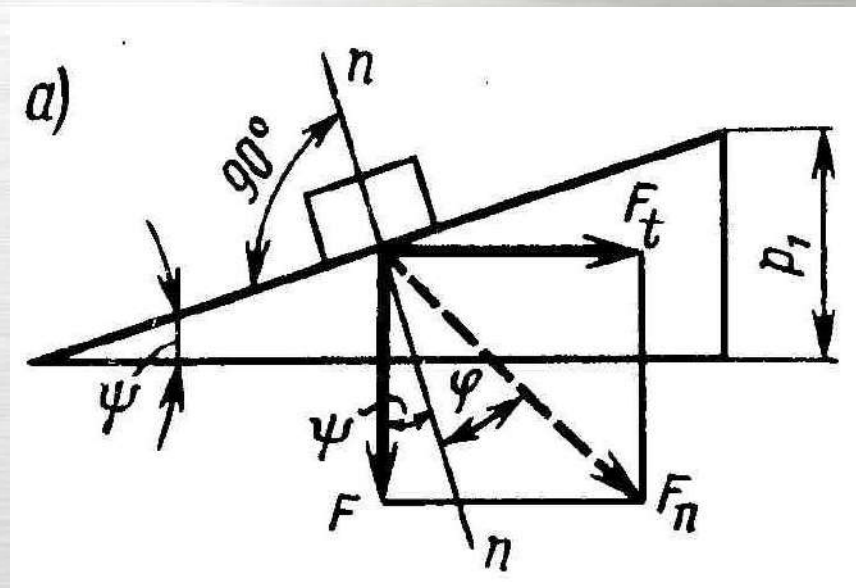
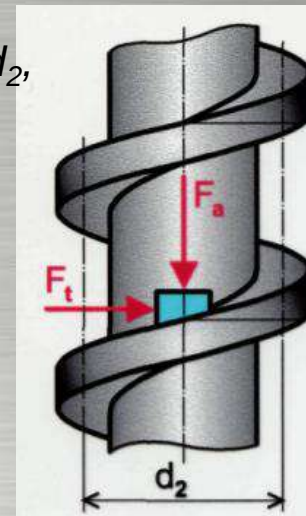
φ – угол трения в резьбе

f_{np} – приведенный коэффициент трения.

Тогда момент завинчивания



$$T_3 = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$

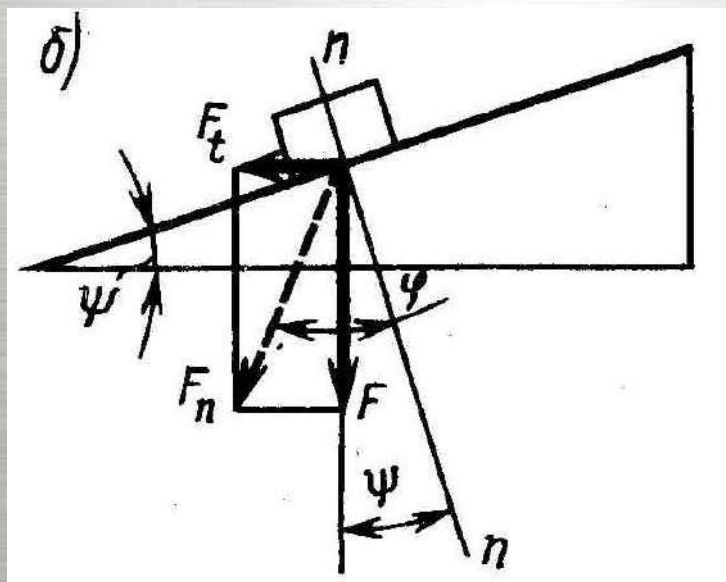


При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление.
При этом

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi).$$

Тогда момент отвинчивания

$$T_{отв} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$



Самоторможение.

Условие самотормозения заключается в том, чтобы момент отвинчивания гайки был больше нуля. Рассматривая самотормозение только в резьбе ($f=0$), получим

$$T_{отв} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right] \Rightarrow T_{отв} = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right] \Rightarrow \operatorname{tg}(\varphi - \psi) > 0 \Rightarrow \psi < \varphi,$$

т.е. условие самотормозения сводится к тому, чтобы угол подъема резьбы был меньше угла трения.

КПД винтовой пары определяется как отношение работы, затрачиваемой на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения.

Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота, т.к. углы поворота равны в том и в другом случае, то КПД равняется отношению моментов завинчивания

$$T_3^{(f, \varphi=0)} / T_3;$$

$$T_3^{(f, \varphi=0)} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi), \quad T_3 = F \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{D_{cp}}{2} \right].$$

Тогда КПД собственно винтовой пары (без учета потерь на торце гайки $f=0$)

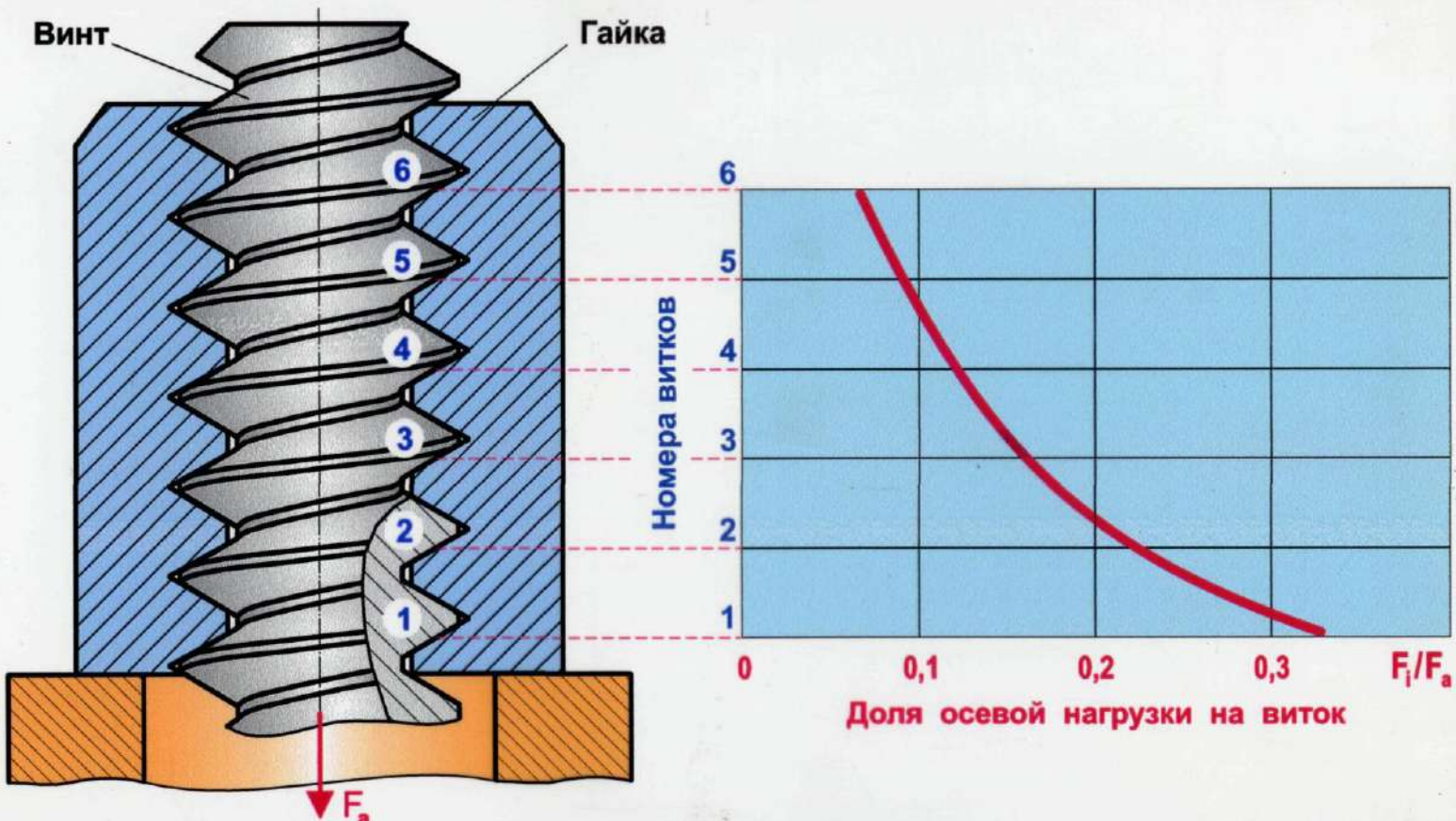
$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)}.$$

Осевая нагрузка винта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией ее опоры. Каждый виток резьбы нагружается соответственно силами $F_1, F_2, \dots, F_z$, где z – число витков гайки. То есть выполняется условие

В общем случае F_i не равны между собой. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями деформаций. Впервые она была решена Н. Е. Жуковским в 1902 г.

$$\sum_1^z F_i = F.$$

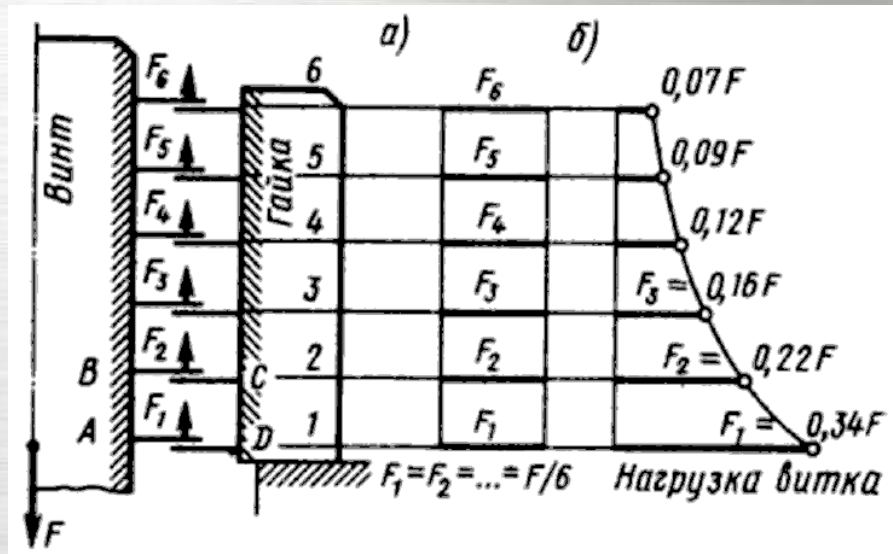
РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ПО Н. Е. ЖУКОВСКОМУ



Не излагая это сравнительно сложное решение, ограничиваемся качественной оценкой причин неравномерного распределения нагрузки. В первом приближении полагаем, что стержень винта и гайка абсолютно жесткие, а витки резьбы податливые. Тогда после приложения нагрузки F все точки стержня винта (например, A и B) сместятся одинаково относительно соответствующих точек гайки (например, C и D). Все витки получают равные прогибы, а следовательно, и равные нагрузки (рис. а). Во втором приближении полагаем стержень винта упругим, а гайку оставляем жесткой. Тогда относительное перемещение точек A и D будет больше относительного перемещения точек B и C на значение растяжения стержня на участке AB .

Так как нагрузка витков пропорциональна их прогибу или относительному перемещению соответствующих точек, то нагрузка первого витка больше второго и т.д.

В действительности все элементы винтовой пары податливы, только винт растягивается, а гайка сжимается. Перемещения точки D меньше перемещений точки C на значение сжатия гайки на участке CD . Сжатие гайки дополнительно увеличит разность относительных перемещений точек A и D , B и C и т.д., а следовательно, и неравномерность нагрузки витков резьбы.



Обозначим $\Delta_A, \Delta_B, \Delta_C, \Delta_D$ перемещения соответствующих точек. Вследствие растяжения участка АВ винта $\Delta_B < \Delta_A$, а вследствие сжатия участка CD гайки $\Delta_D < \Delta_C$.

Относительное перемещение точек А и D, В и С

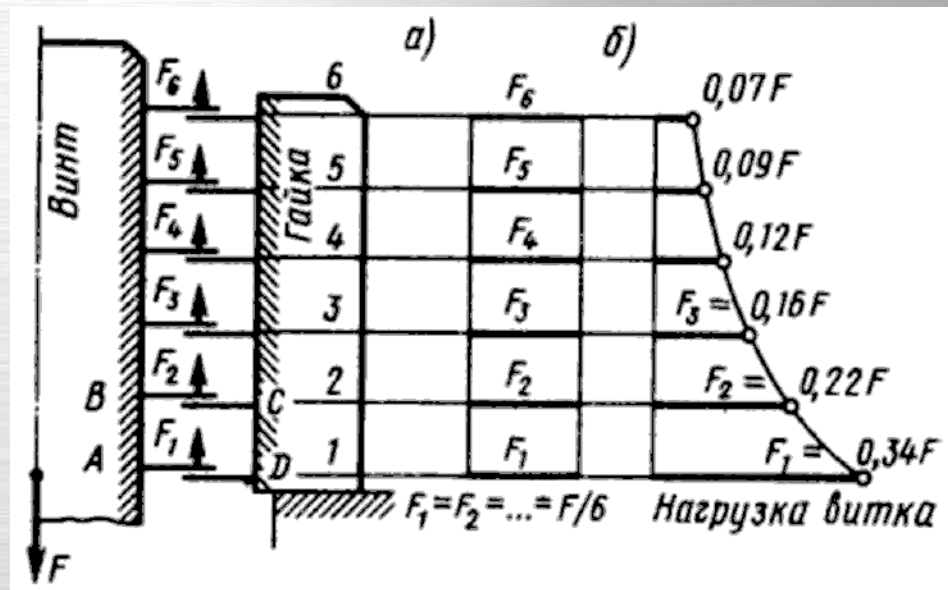
$$\Delta_{AD} = \Delta_A - \Delta_D, \quad \Delta_{BC} = \Delta_B - \Delta_C.$$

Учитывая предыдущие неравенства, находим $\Delta_{AD} > \Delta_{BC}$.

Следовательно, нагрузка первого витка больше нагрузки второго и т. д.

График распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной шестивитковой гайки высотой $H = 0,8d$, изображен на рис.б.

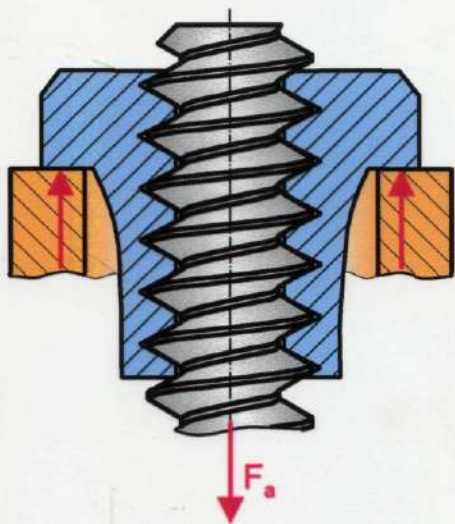
В дальнейшем решение Н. Е. Жуковского было подтверждено экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены. По этому условию нецелесообразно применение мелких резьб (при высоте гайки $H = \text{const}$).



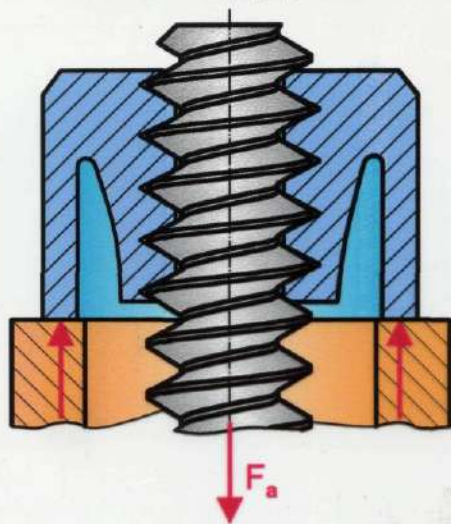
СПОСОБЫ ВЫРАВНИВАНИЯ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ

Повышение податливости тела гайки

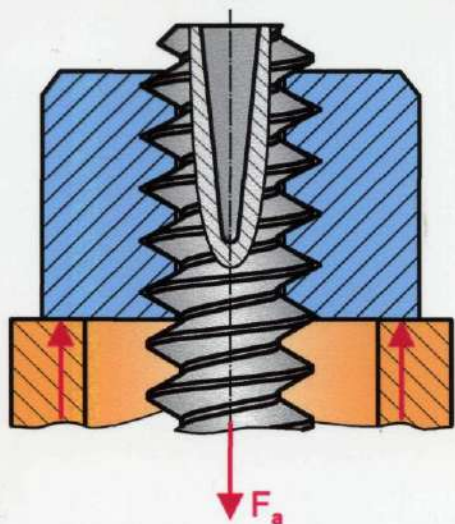
Висячая гайка



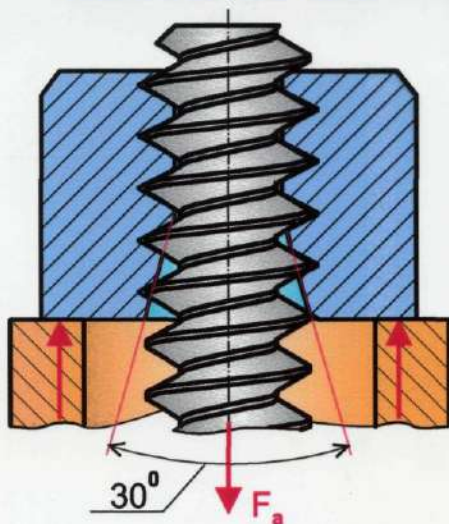
Гайка с поднутрением



Повышение податливости тела винта

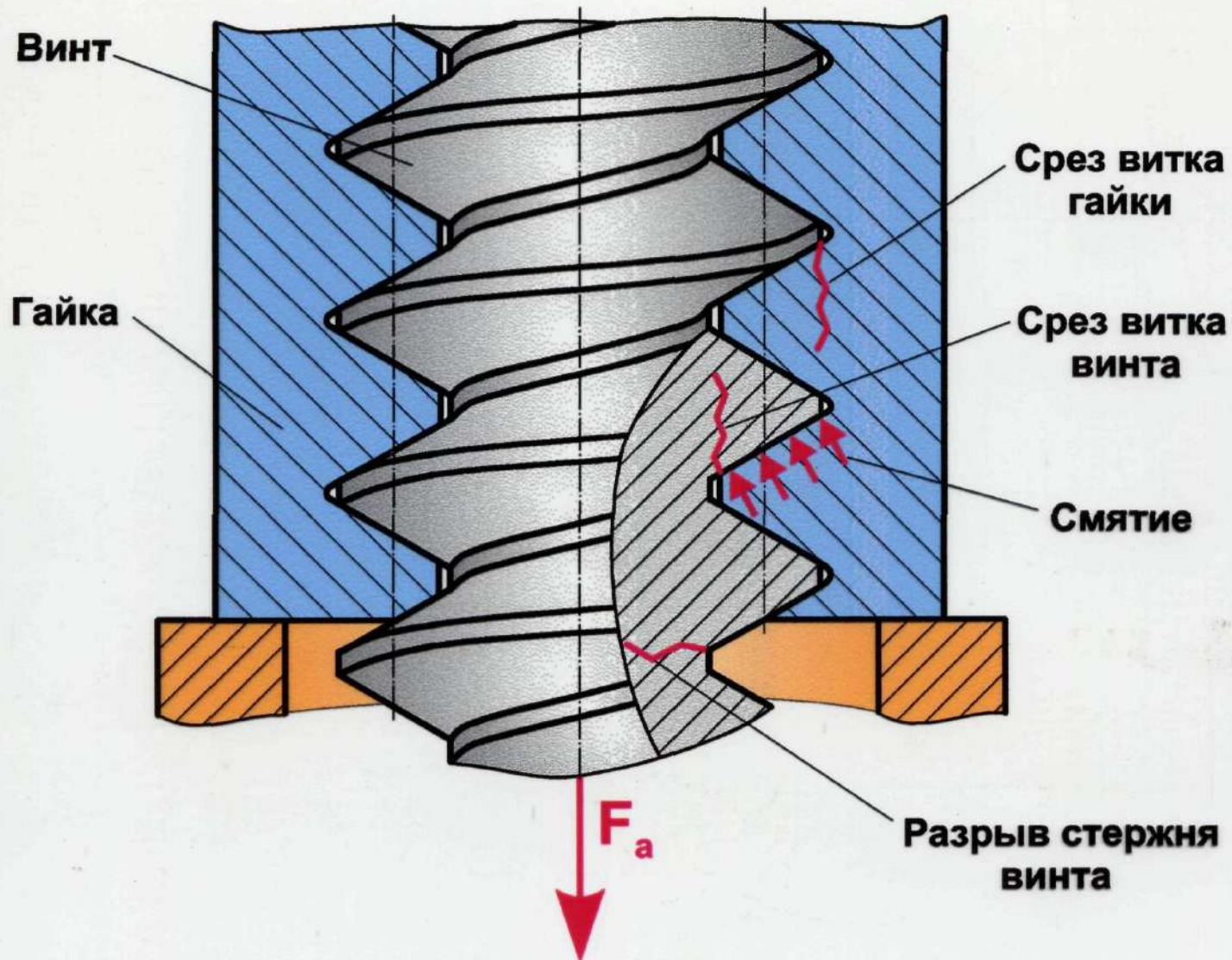


Повышение податливости витков винта посредством среза вершин нижних витков гайки



Специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию переменных нагрузок. Разрушение таких соединений носит усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Опытом установлено, что применение специальных гаек позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на **20...30%**.

ВИДЫ РАЗРУШЕНИЙ КРЕПЕЖНЫХ РЕЗЬБ



Критерии работоспособности.

Крепежные резьбы – срез витков (прочность по напряжениям среза τ);
ходовые винты – износ витков (прочность по напряжениям смятия $\sigma_{см}$).

Условие прочности резьбы по напряжениям среза

$$\tau_1 = F / (\pi d_1 H K K_m) \leq [\tau] \quad \text{для винта,}$$

$$\tau_2 = F / (\pi d H K K_m) \leq [\tau] \quad \text{для гайки,}$$

где H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

K – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Если материалы гайки и винта одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, т.к. $d_1 < D$.

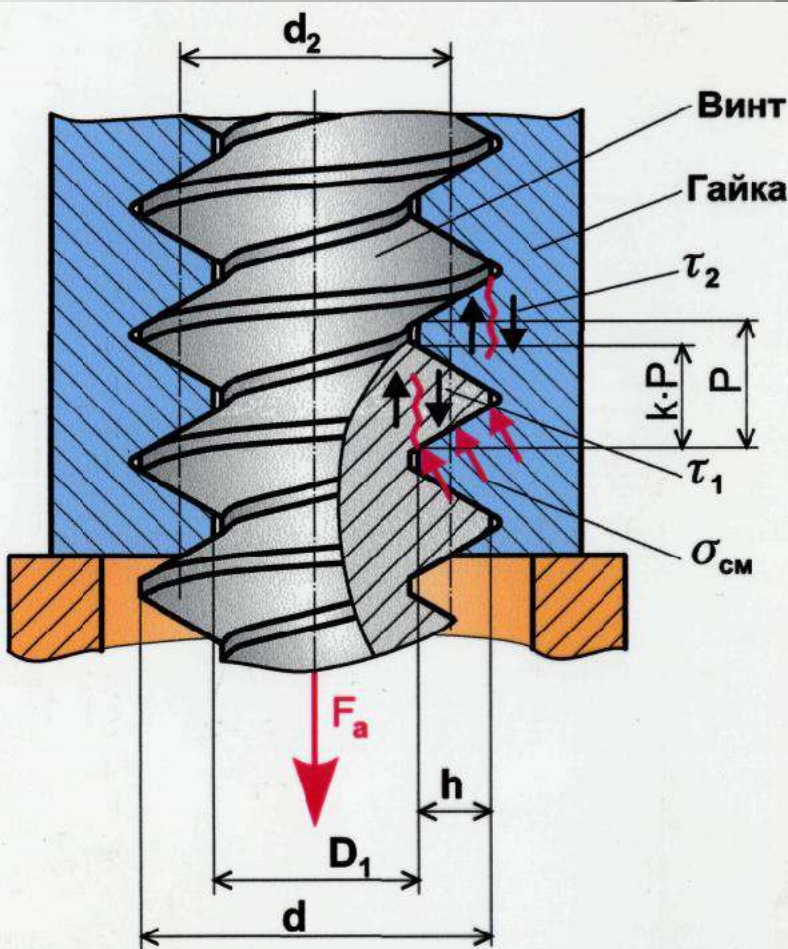
Условие прочности резьбы на смятие

$$\sigma_{см} = F / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{см}],$$

где F – расчетная осевая сила, действующая на винт;
 d_2 – средний диаметр резьбы; h – рабочая высота профиля:
для трапециидальной и прямоугольной резьбы равной $0.5P$,
для упорной $0.75P$, для треугольной метрической резьбы $0.54P$,

где P шаг резьбы;

$z = H/P$ – число витков резьбы на высоте гайки H .



Профиль резьбы	Коэффициент полноты резьбы k
Прямоугольная	0,5
Трапециидальная	0,65
Упорная	0,75
Треугольная	0,87

Высота гайки и глубина завинчивания. *Равнопрочность резьбы и стержня винта* является одним из условий назначения высоты стандартных гаек.

Т.е. для крепежных резьб напряжения среза по виткам резьбы должны равняться напряжениям растяжения.

Так, например, приняв в качестве предельных напряжений пределы текучести материала на растяжение и сдвиг и учитывая, что $\tau_T = 0.6\sigma_T$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) \quad \sigma = 4F / (\pi d_1^2)$$

$$F / (\pi d_1 H K K_m) = 0.6 F / (\pi d_1^2)$$

$$\text{при } K = 0.87 \text{ и } K_m \approx 0.6$$

$$H \approx 0.8 d_1.$$

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек принимают **$H \approx 0.8d$** .

Кроме *нормальных* стандартом предусмотрены *высокие* **$H \approx 1.2d$** и *низкие* гайки **$H \approx 0.5d$** .

Так как **$d > d_1$** (например, для крепежной резьбы **$d \approx 1.2d_1$**), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта.

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные **$H_1 \approx d$** ; в чугунные и силуминовые **$H_1 \approx 1.5d$** .

Стальные болты, винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759–70 изготавливают 12 классов прочности. Класс прочности обозначается двумя числами. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), второе, деленное на 10, указывает отношение предела текучести к пределу прочности, а следовательно, их произведение, умноженное на 10 представляет собой предел текучести.

КЛАССЫ ПРОЧНОСТИ ВИНТОВ И ГАЕК ПО ГОСТ 1759 - 82

Механические свойства болтов, винтов и шпилек

Класс прочности	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.6	6.8	6.9	8.8	10.9	12.9	14.9
Твердость НВ, не менее	90	110		140		170			225	280	330	390
Примеры марок сталей	Ст 3, 10	20	10	30, 35	10, 20	35, 45, 40Г	20		35Х, 45Г	40Х, 30ХГСА	30ХГСА	40ХНМА

Механические свойства гаек

Класс прочности	4	5	6	8	10	12	14
Твердость НВ, не менее	302				353		375
Примеры марок сталей	Ст 3	10; 20	Ст 3; 15; 35	20; 35; 45	35Х	40Х; 30ХГСА	35ХГСА; 40ХНМА

Примеры расшифровки обозначений классов:

болтов

Класс 5.8: $\sigma_b \geq 500 \text{ МПа}$, $\sigma_T / \sigma_b = 0,8$

гаек

класс 5: $\sigma_b \geq 500 \text{ МПа}$.



ПОЛЯ ДОПУСКОВ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ ПО ГОСТ 16093- 81

Класс точности резьбы	Поле допусков резьб	
	болтов	гаек
Точный	4h	4H5H
Средний	6h; 6g*; 6e; 6d	5H6H; 6H*; 6G
Грубый	8h; 8g*	7H*; 7G

Примечание. * - поля допусков предпочтительного применения.

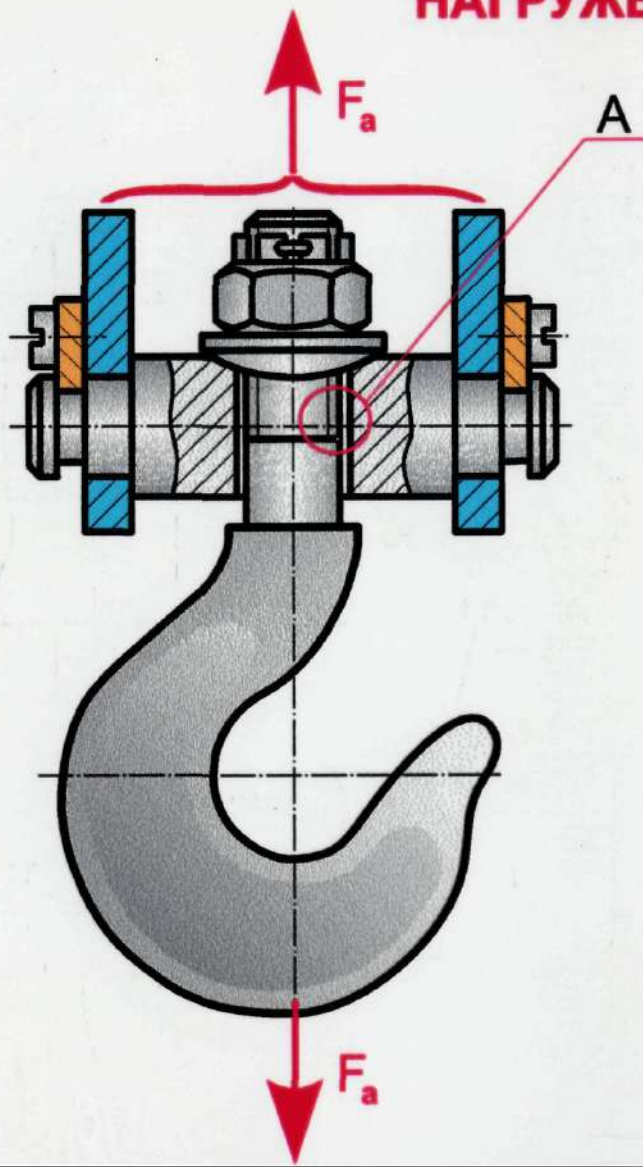
Гайка М16 - 7Н. 5. 065 ГОСТ 5915 - 70

Примеры:

Болт 2 М12 1,25 6g 40 5.8 С 02 9 ГОСТ 7696 - 70

[illegible]

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ



Напряжения в стержне болта

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi \cdot d_1^2) \leq [\sigma]_p$$

Внутренний диаметр болта определяют из расчета на растяжение

$$d_1 \geq \sqrt{4F_a / (\pi \cdot [\sigma]_p)}$$

ЗАТЯНУТОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

При затяжке соединения болт испытывает сложное напряженное состояние - растяжение с кручением.

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_p.$$

Напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_p = 4F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2).$$

Напряжения кручения при затяжке соединения моментом

$$\tau_k = T / W_p,$$

$$\text{где } T = 0,5 F_{\text{зат}} \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho');$$

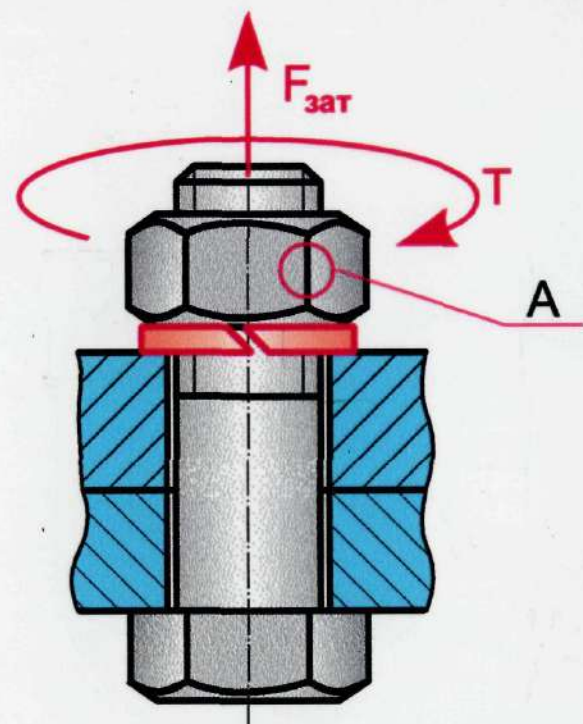
$$W_p = \pi \cdot d_1^3 / 16;$$

ψ - угол подъема витка винтовой линии резьбы, °;
 ρ' - приведенный угол трения в резьбе, °.

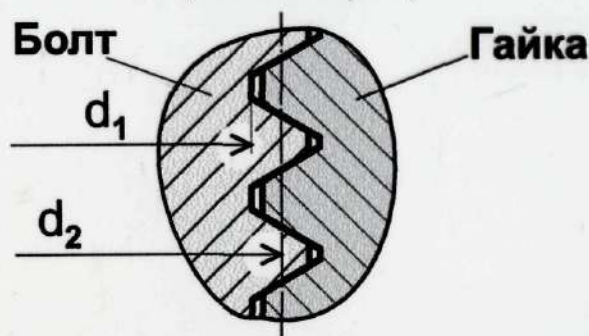
Для геометрически подобных резьб

$$\sigma_3 = \beta \cdot \sigma_p,$$

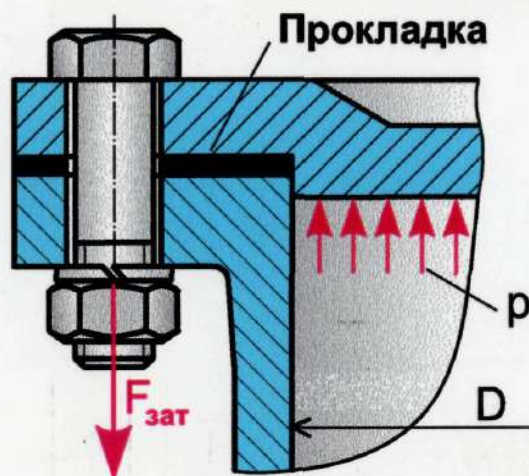
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



А (Увеличено)



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ, РАСКРЫВАЮЩЕЙ СТЫК ДЕТАЛЕЙ



Внешняя нагрузка на болт

$$F = p \cdot \pi \cdot D^2 / (4z),$$

где p - давление в резервуаре; z - число болтов.

Наибольшая нагрузка на болт

$$F_{\max} = F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

где $\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей стыка; λ_b - податливость болта. Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки.

Расчетная нагрузка болта

$$F_p = \beta \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

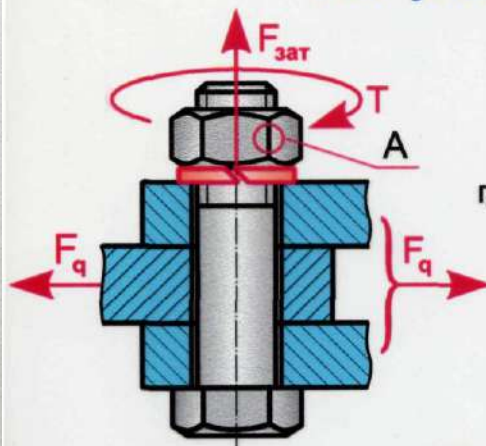
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Диаграмма сил в болтовом соединении



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ПОПЕРЕЧНОЙ СИЛОЙ

Болт установлен с зазором



Потребная сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = k \cdot F_q / f \cdot i,$$

где $k = 1,5 \dots 2,0$ - запас сцепления;
 f - коэффициент трения в стыке;
 $i = 2$ - число стыков в соединении.

Внутренний диаметр болта

из расчета на растяжение с учетом
 скручивания при затяжке

$$d_1 \geq \sqrt{4\beta \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma]_p)},$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент,
 учитывающий скручивание
 болта при затяжке.

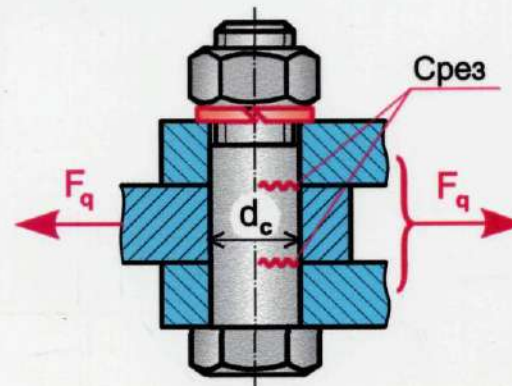


Болт установлен без зазора

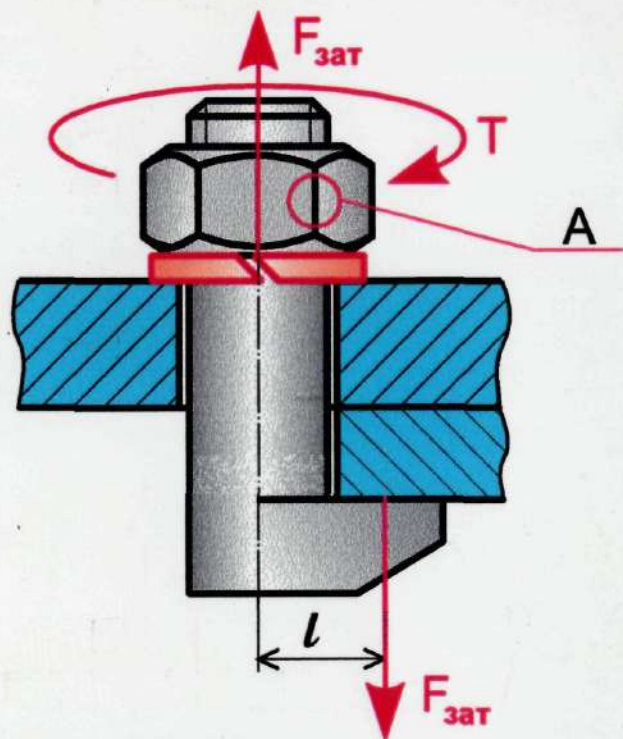
Диаметр стержня болта

из расчета на срез

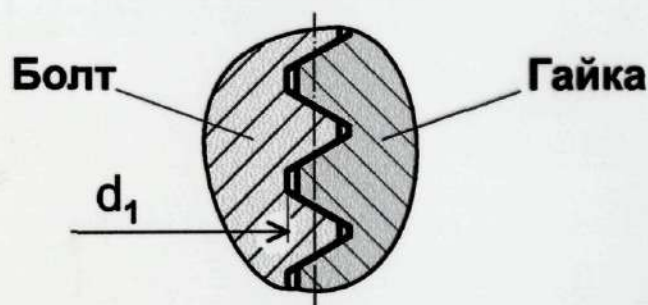
$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi \cdot [\tau]_c \cdot i)}$$



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЭКСЦЕНТРИЧНОЙ НАГРУЗКОЙ



А (Увеличено)



Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = \beta \cdot \sigma_p + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma]_p;$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке;

σ_p - напряжения растяжения от силы затяжки;

$\sigma_{\text{и}}$ - напряжения изгиба от действия эксцентричной нагрузки.

Напряжения растяжения

$$\sigma_p = 4F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2).$$

Напряжения изгиба

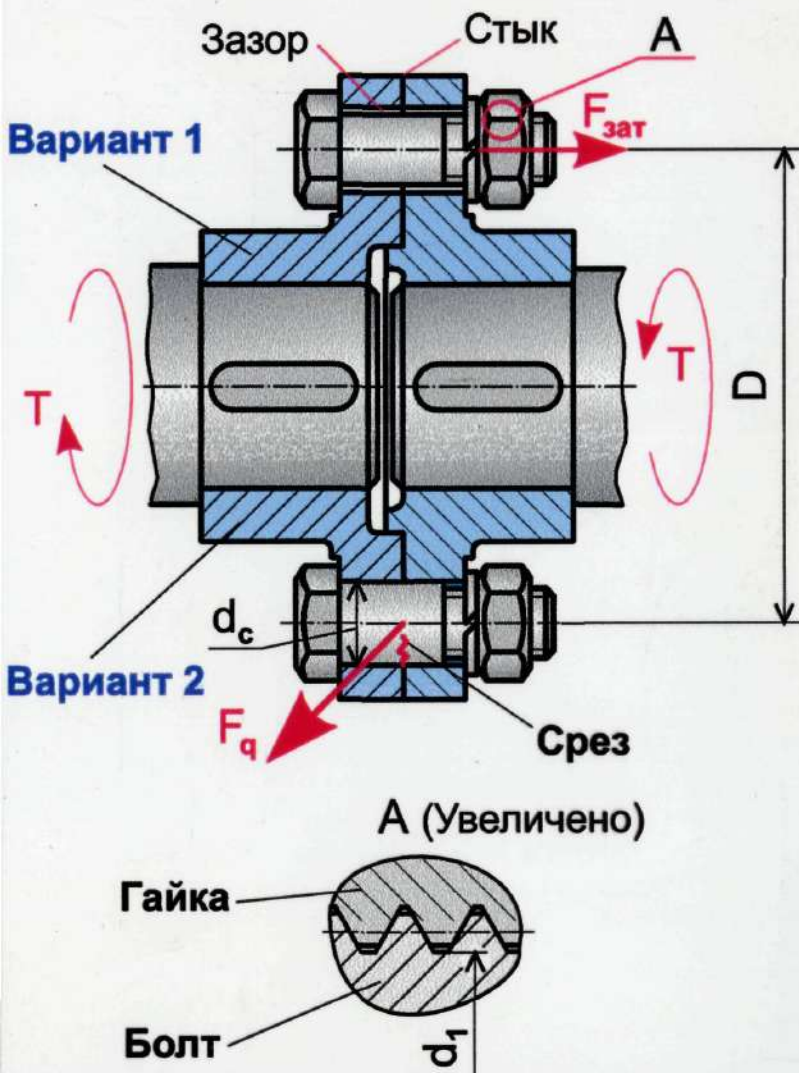
$$\sigma_{\text{и}} = M / W_x = F_{\text{зат}} \cdot l / (\pi \cdot d_1^3 / 32).$$

При $l = d_1$ $\sigma_{\text{и}} = 8 \cdot \sigma_p$, $\sigma_{\text{э}} = \sigma_p(\beta + 8)$;

$$\sigma_{\text{э}} \gg \sigma_p.$$

РАСЧЕТ ГРУПП БОЛТОВ

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА



Вариант 1 - болт в отверстие установлен с зазором

В соединении с зазором момент передается силами трения в стыке

$$T = 0,5F_{\text{зат}} \cdot f \cdot z / (k \cdot D),$$

откуда усилие затяжки

$$F_{\text{зат}} = 2k \cdot T / (D \cdot f \cdot z)$$

и диаметр болта из расчета на растяжение

$$d_1 \geq \sqrt{4\beta \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma]_p)},$$

где $k = 1,5 \dots 2,0$ - запас сцепления;

f - коэффициент трения в стыке;

z - число болтов;

$\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Вариант 2 - болт в отверстие установлен без зазора

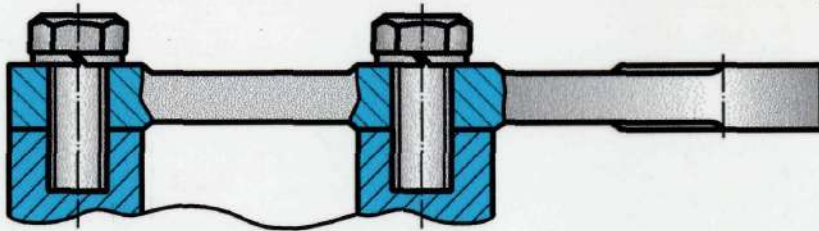
В соединении без зазора болт воспринимает поперечную (срезающую) нагрузку

$$F_q = 0,5T / (D \cdot z).$$

Диаметр стержня болта определяют из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi \cdot [\tau]_c)}.$$

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА



Действие силы F на плече L заменяют сдвигающей силой F_q , приложенной в центре масс стыка, и моментом $T = F \cdot L$.

Сдвигающая сила, действующая на i -й болт

$$F_{qi} = F_q / z,$$

где z - количество болтов;

i - номер болта.

Условие равновесия стыка от момента

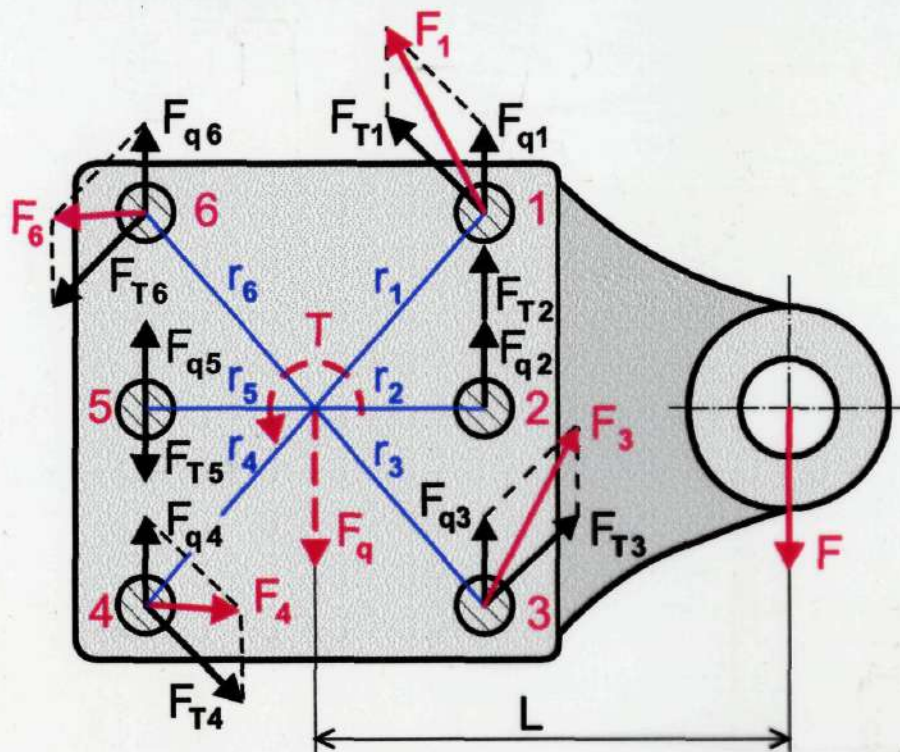
$$T = \sum_{i=1}^z F_{Ti} \cdot r_i.$$

Сила, действующая на i -й болт от момента

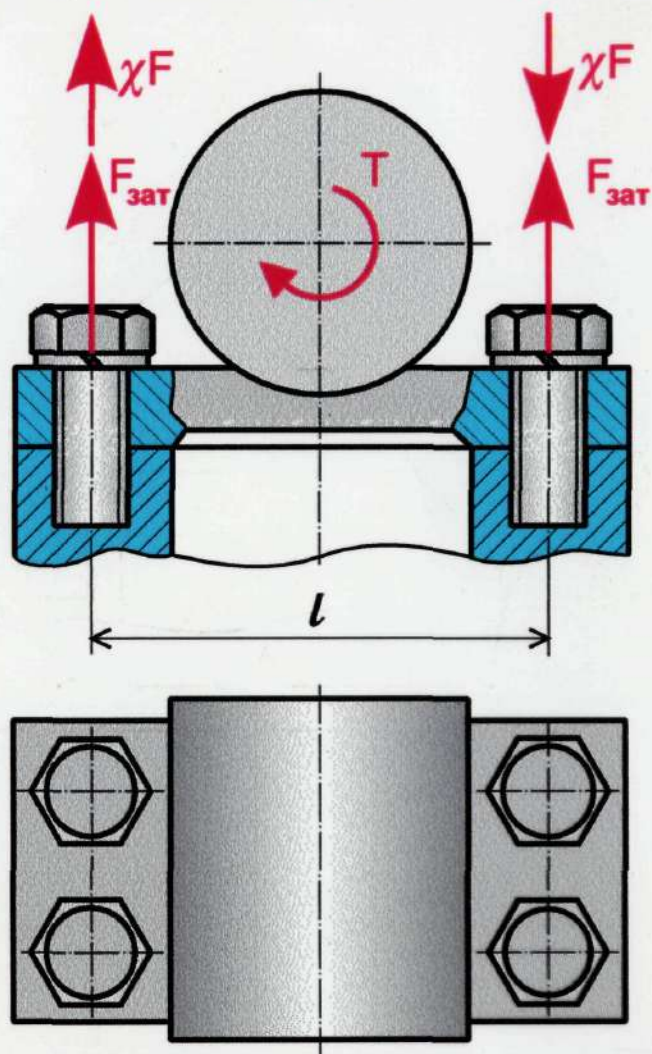
$$F_{Ti} = T \cdot r_i / \sum_{i=1}^z r_i^2.$$

**Суммарная нагрузка на каждый болт
(в векторной форме)**

$$\bar{F}_i = \bar{F}_{qi} + \bar{F}_{ti}.$$



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОПРОКИДЫВАЮЩИМ МОМЕНТОМ



Внешняя нагрузка на болт

$$F = T/(2l).$$

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k \cdot (1 - \chi) \cdot F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки;

$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}})$ - коэффициент внешней нагрузки;

$\lambda_{\text{д}}$ - податливость деталей стыка;

$\lambda_{\text{б}}$ - податливость болта.

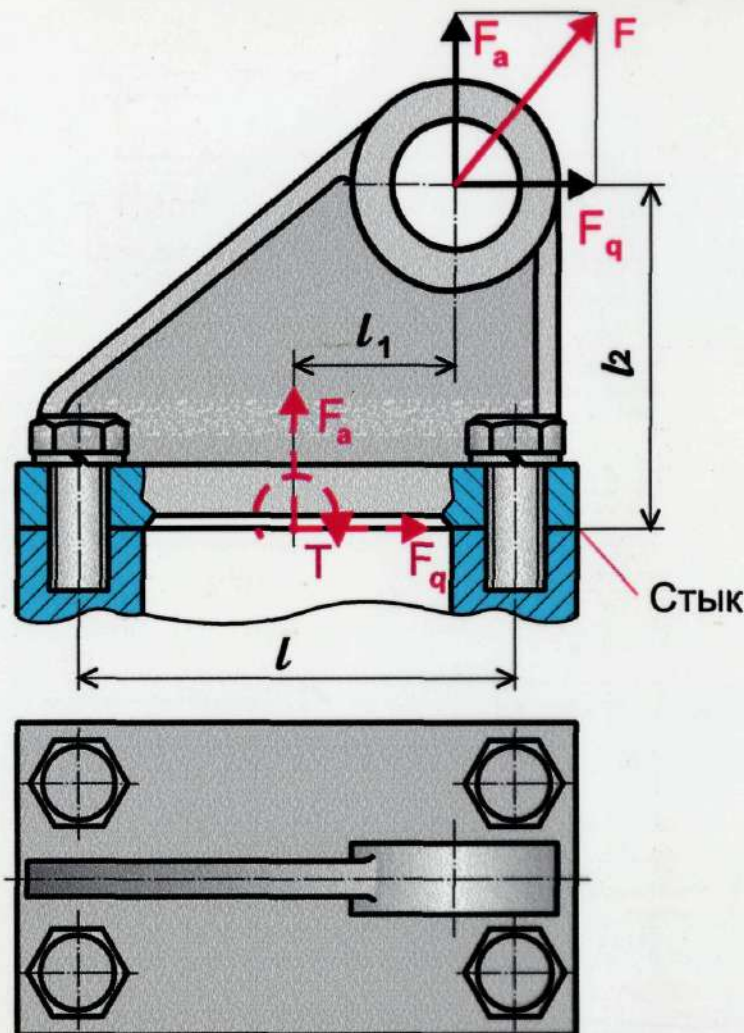
Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Расчетная нагрузка на болт

$$F_{\text{р}} = \beta \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F,$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ, РАСКРЫВАЮЩИМИ СТЫК



Внешняя осевая нагрузка на каждый из четырех болтов крепления кронштейна:

от отрывающей силы

$$F_{ai} = F_a / 4,$$

от опрокидывающего момента

$$F_{Ti} = T / (2l),$$

$$\text{где } T = F_q \cdot l_2 - F_a \cdot l_1.$$

**Усилие затяжки болта
из условия нераскрытия стыка**

$$F_{зат} = k \cdot (1 - \chi) \cdot (F_{ai} + F_{Ti}),$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки;

$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей

стыка; λ_b - податливость болта.

Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Расчетная осевая нагрузка на болт

$$F_p = \beta \cdot F_{зат} + \chi (F_{ai} + F_{Ti}),$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

**СПАСИБО
ЗА
ВНИМАНИЕ**