

ВАЛЫ И ОСИ



Общие сведения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах и осях.

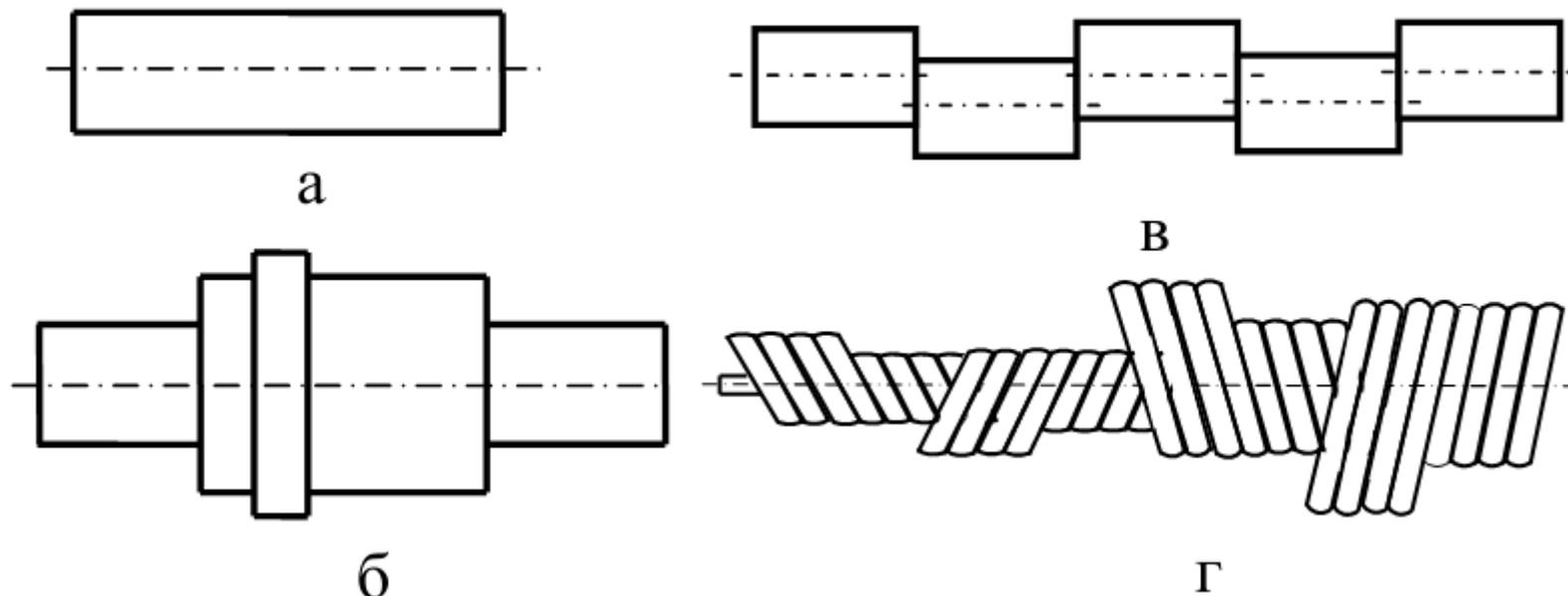
Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, а также для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на эти детали сил.

При работе вал испытывает действие напряжений изгиба и кручения, а в некоторых случаях дополнительно растяжения или сжатия.

Ось только поддерживает установленные на нее детали и воспринимает действующие на эти детали силы. В отличие от вала ось не передает вращающий момент и, следовательно, не испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными или могут вращаться вместе с насаженными на них деталями.

Вращающиеся оси обеспечивают лучшие условия работы подшипников; неподвижные – дешевле, но требуют встройки подшипников во вращающиеся на осях детали.

Валы по форме оси подразделяются на прямые (рис. а, б), коленчатые (рис. в) и гибкие валы (рис. г).

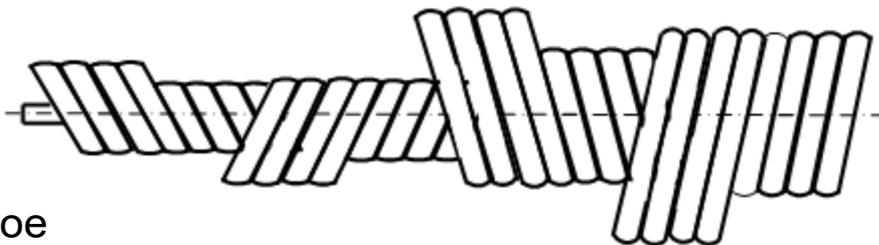


Коленчатый вал (рис. в) имеет ломаную ось и применяется для преобразования в машине возвратно-поступательного движения во вращательное или наоборот.

Большинство валов имеет неизменяемую номинальную геометрическую форму оси – жесткие валы.

Особую группу составляют гибкие валы с изменяемой формой геометрической оси.

Гибкие валы имеют изменяемую при работе форму геометрической оси и применяются для передачи крутящего момента между узлами машин или агрегатами, меняющими, при работе свое относительное положение.



Основные области их применения: механизированный инструмент, станки с переставными шпинделями, приборы дистанционного управления и контроля, следящие приводы.

Основным свойством является малая жесткость при изгибе и значительная жесткость при кручении.

Они состоят из нескольких плотно навитых слоев, каждый из которых состоит из нескольких проволок.

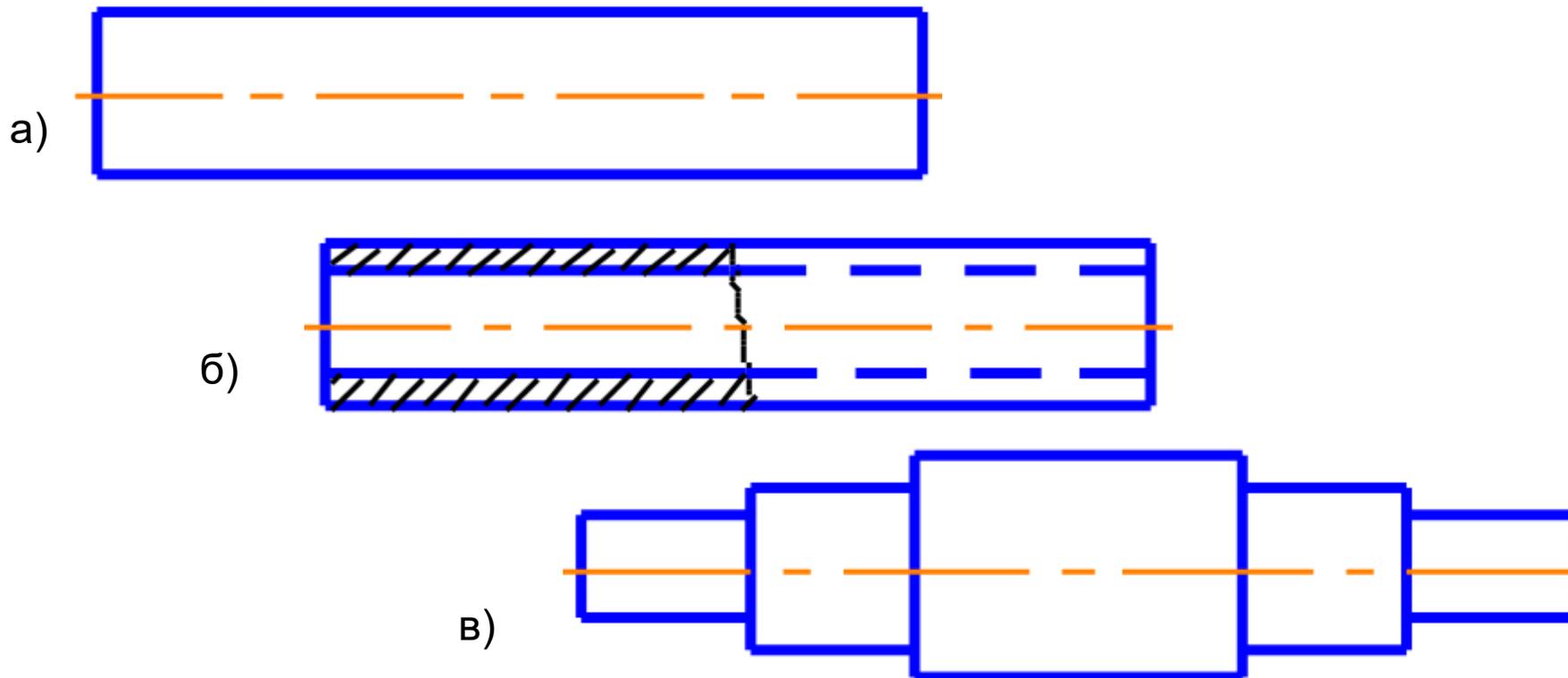
Таким образом, гибкие валы представляют собой многослойные многозаходные витые пружины кручения.

Толщина проволок наружных слоев больше, чем внутренних.

Соседние слои имеют противоположное направление навивки.

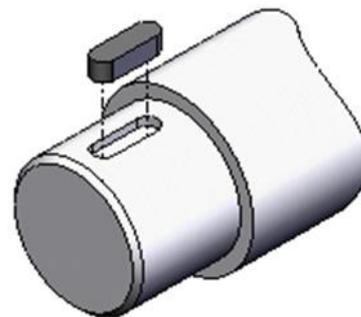
У валов правого вращения наружный слой навит в левую сторону, у валов левого вращения - в правую сторону, поэтому при передаче крутящего момента наружный слой уплотняет внутренние слои вала.

Оси, как правило, изготавливают прямыми. Прямые валы и оси имеют форму тел вращения и по конструкции мало отличаются друг от друга. Прямые валы и оси могут быть постоянного диаметра – гладкие (рис. а, б) или ступенчатые (большинство валов, рис. в).



По форме поперечного сечения валы и оси бывают сплошные и полые (с осевым отверстием, рис. б). Полые валы применяют для уменьшения массы, а также при необходимости пропуска сквозь валы или размещения внутри них деталей или материалов (масла, охлаждающих газов или жидкостей).

По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на шлицевые и шпоночные, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.



Валы классифицируют также по условным признакам, например, по относительной скорости вращения в узле (например, редукторе): быстроходный, среднескоростной, тихоходный, или по расположению в узле: входной (ведущий), промежуточный, выходной (ведомый).

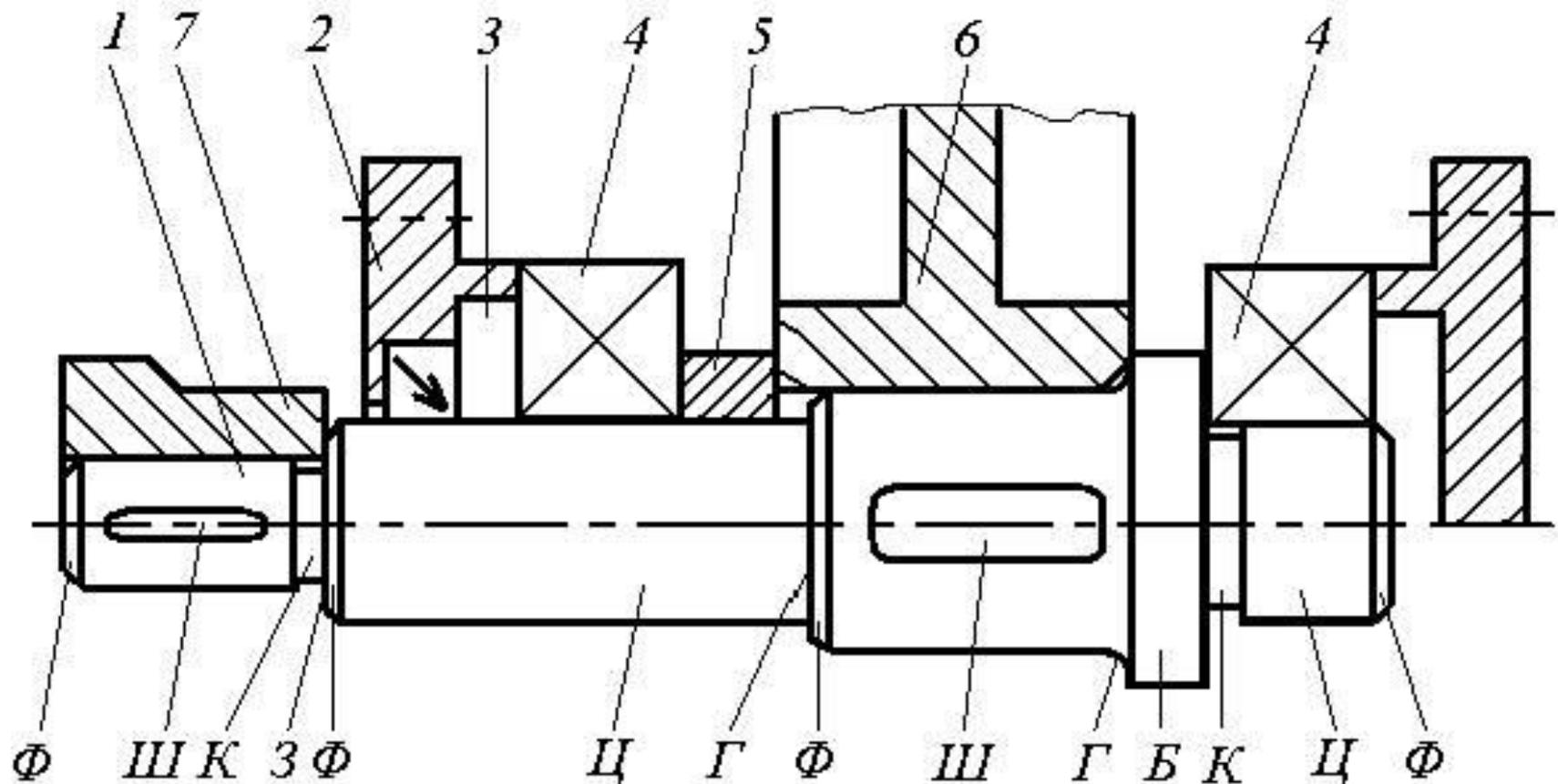
Форма вала по длине.

По условиям равнопрочности целесообразно конструировать валы в продольном сечении приближающимся к телам равного сопротивления изгибу – очерчиваемым кубической параболой. К форме тела равного сопротивления приближаются ступенчатые валы. Эта форма также упрощает изготовление и установку деталей на валу.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название.

Цапфа (Ц) – участок вала (оси), которым он опирается на подшипник.

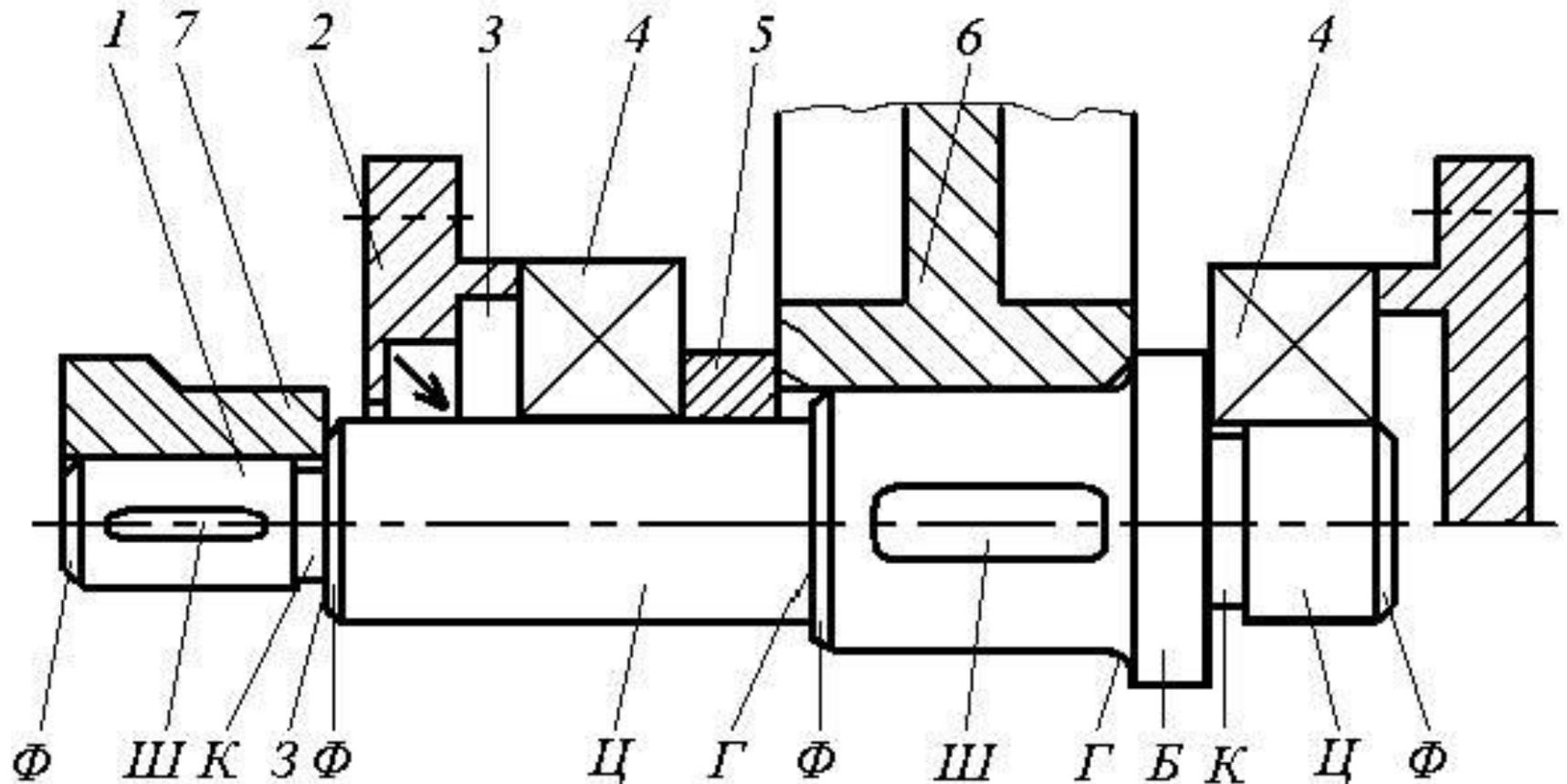
Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, радиальной нагрузки.



Пятой называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, осевой нагрузки.

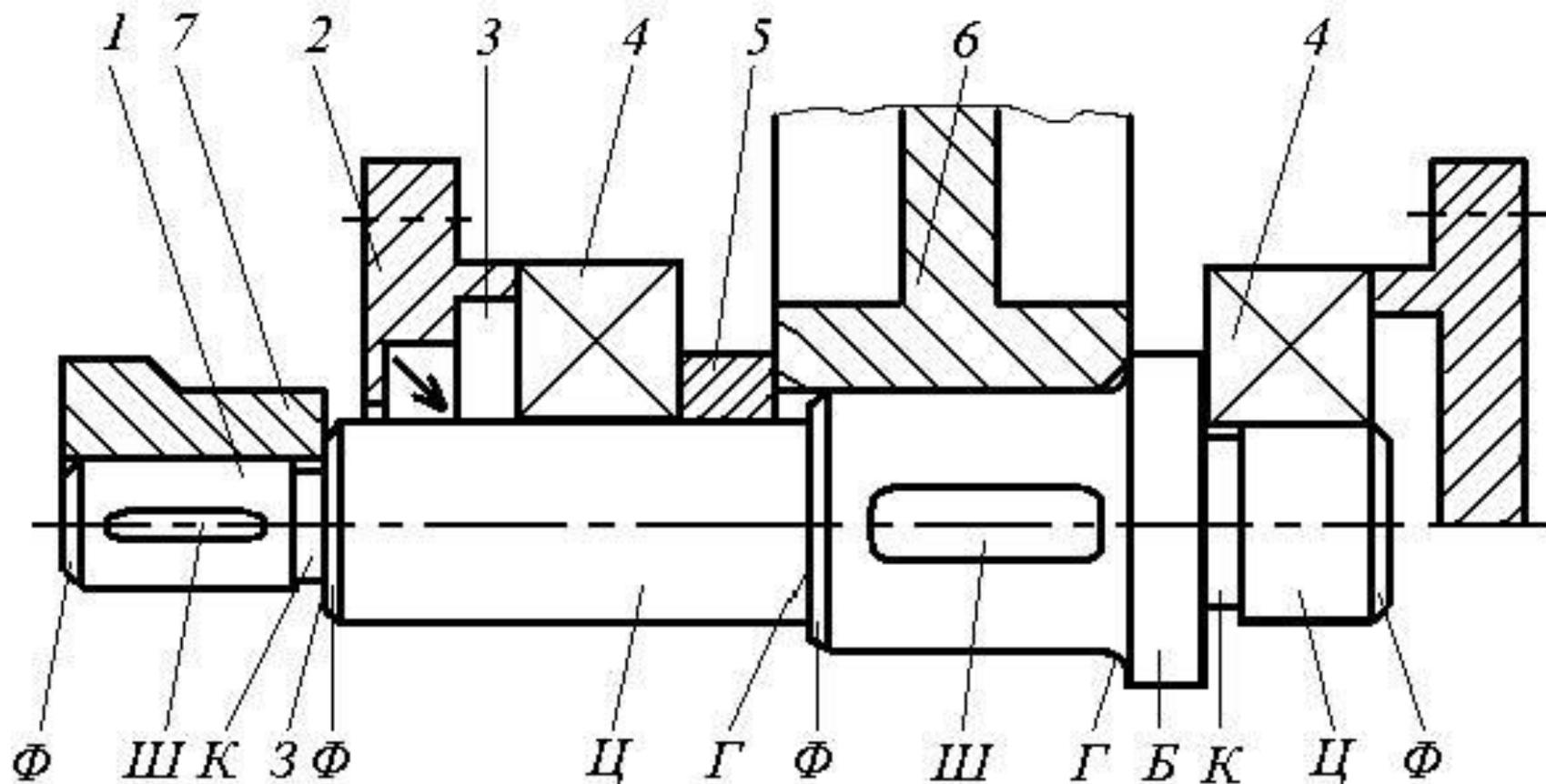
Шейкой называется промежуточная цапфа, расположенная в средней части вала (оси).

Заплечик (3) – переходная торцевая поверхность от одного сечения вала (оси) к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу или оси.



Буртик (Б) – кольцевые утолщения вала (оси), составляющее одно целое с валом (осью).

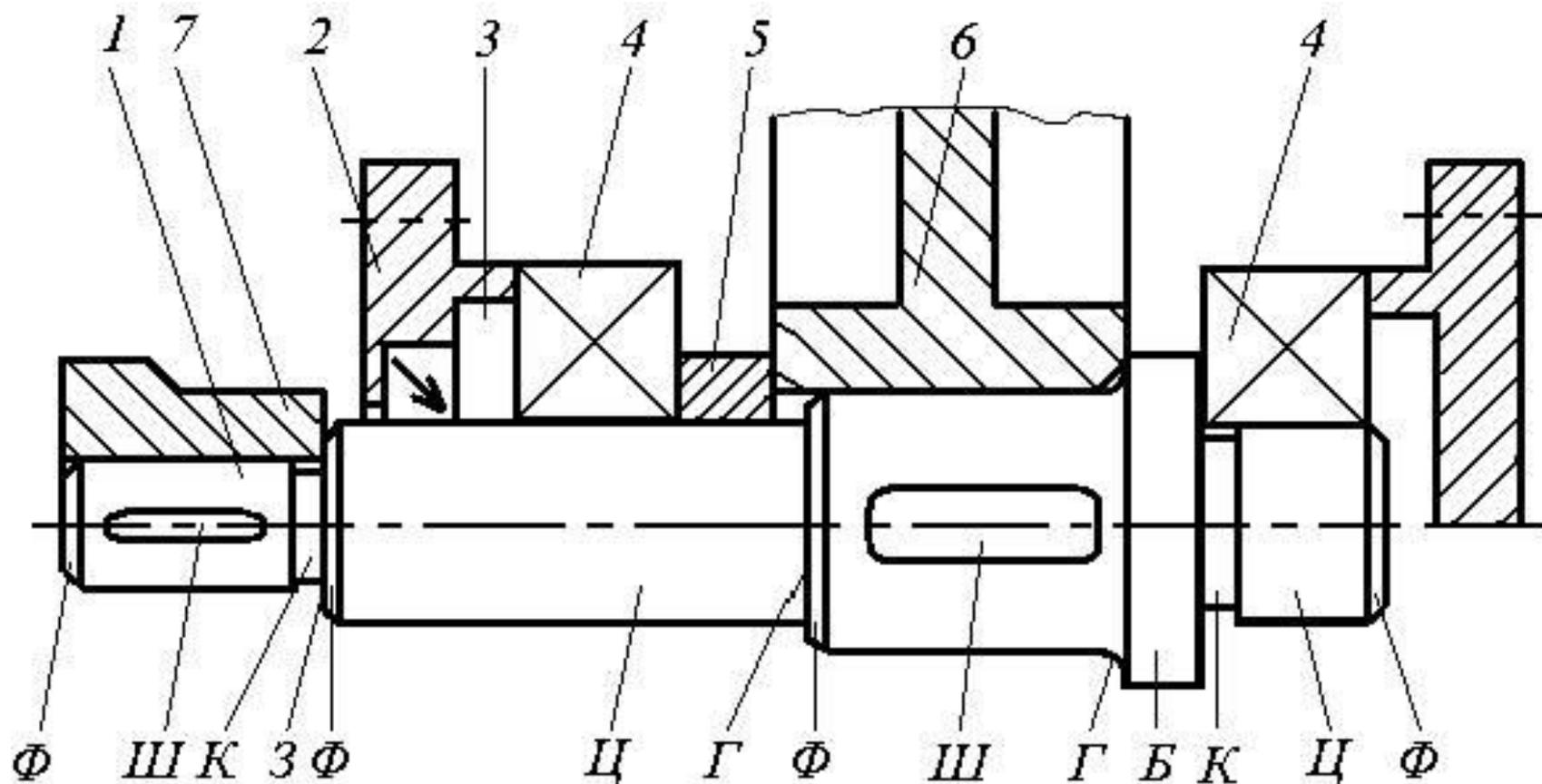
Канавка (К) – углубление на поверхности меньшего диаметра между соседними ступенями валов: предназначена для плотного прилегания насаживаемой детали к заплечичу (буртику), выхода шлифовального круга, при обработке поверхности меньшего диаметра, выхода резьбонарезного инструмента. Эти канавки повышают концентрацию напряжений.



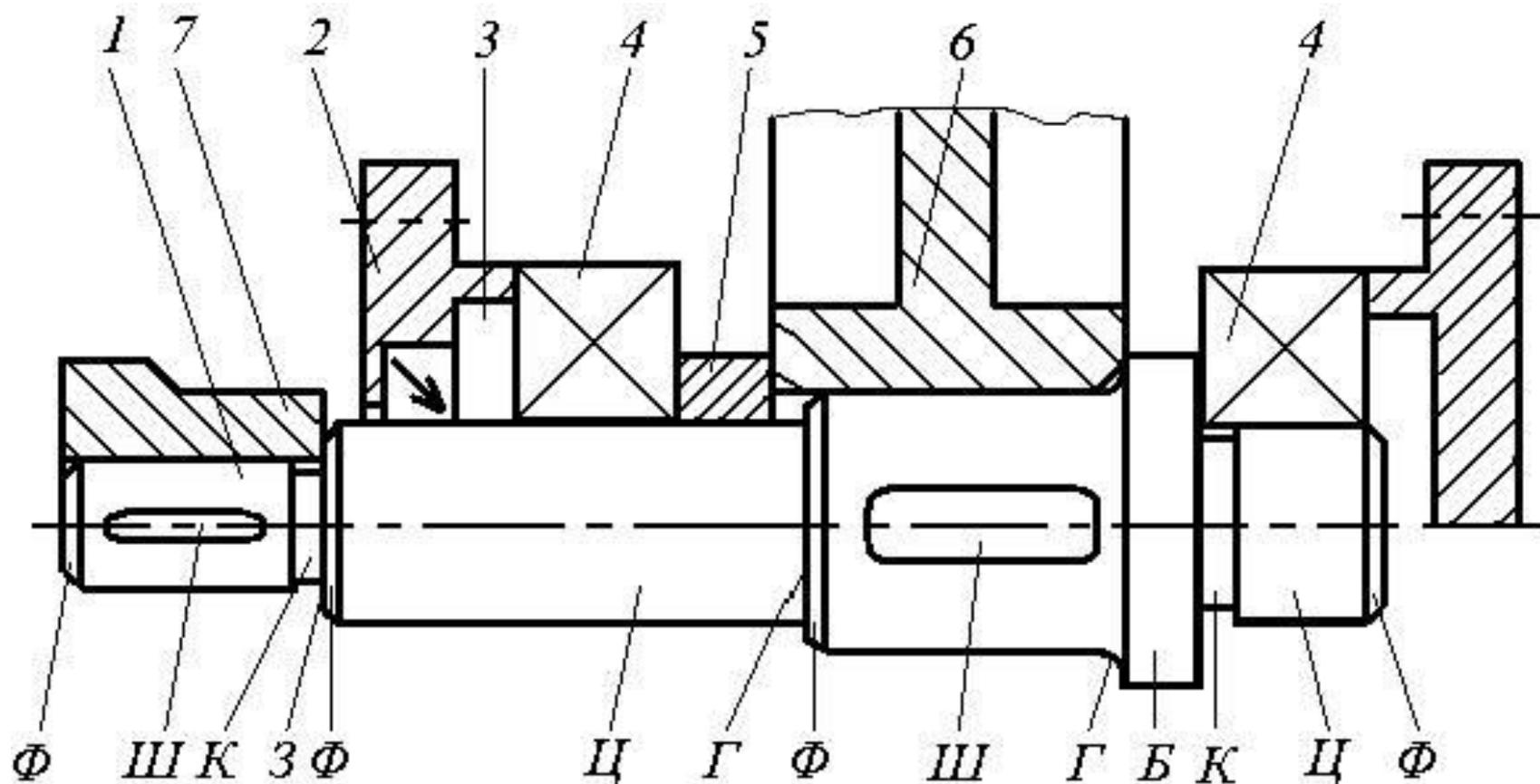
Галтель (Г) – криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала (оси), к плоской части заплечика или буртика.

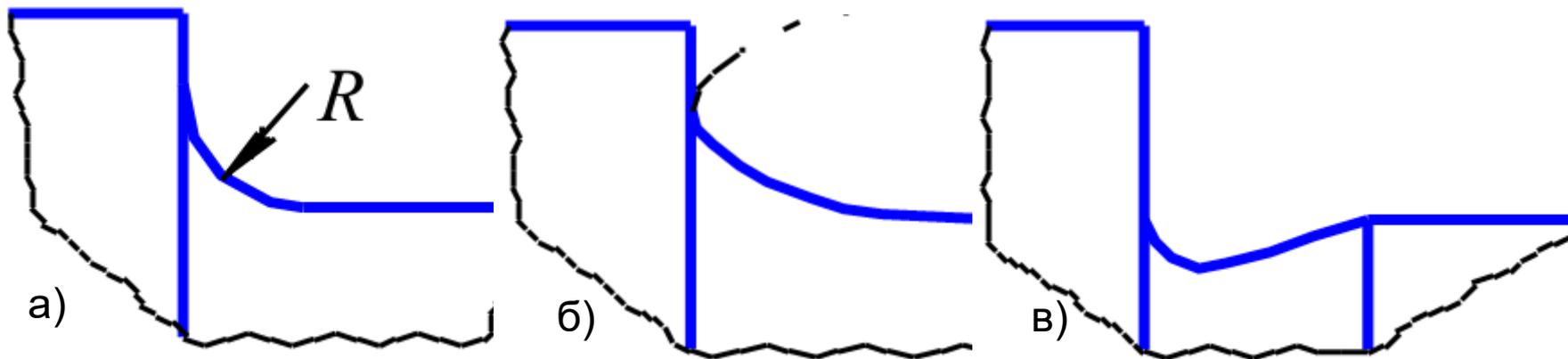
Фаска (Ф) – скошенная часть боковой поверхности вала (оси) у торца вала (оси), заплечика, буртика. Служит для облегчения сборки и предотвращения травмирования рук.

Радиусы закруглений галтелей, размеры фасок принимают по ГОСТ 12080-66 в зависимости от диаметра вала.

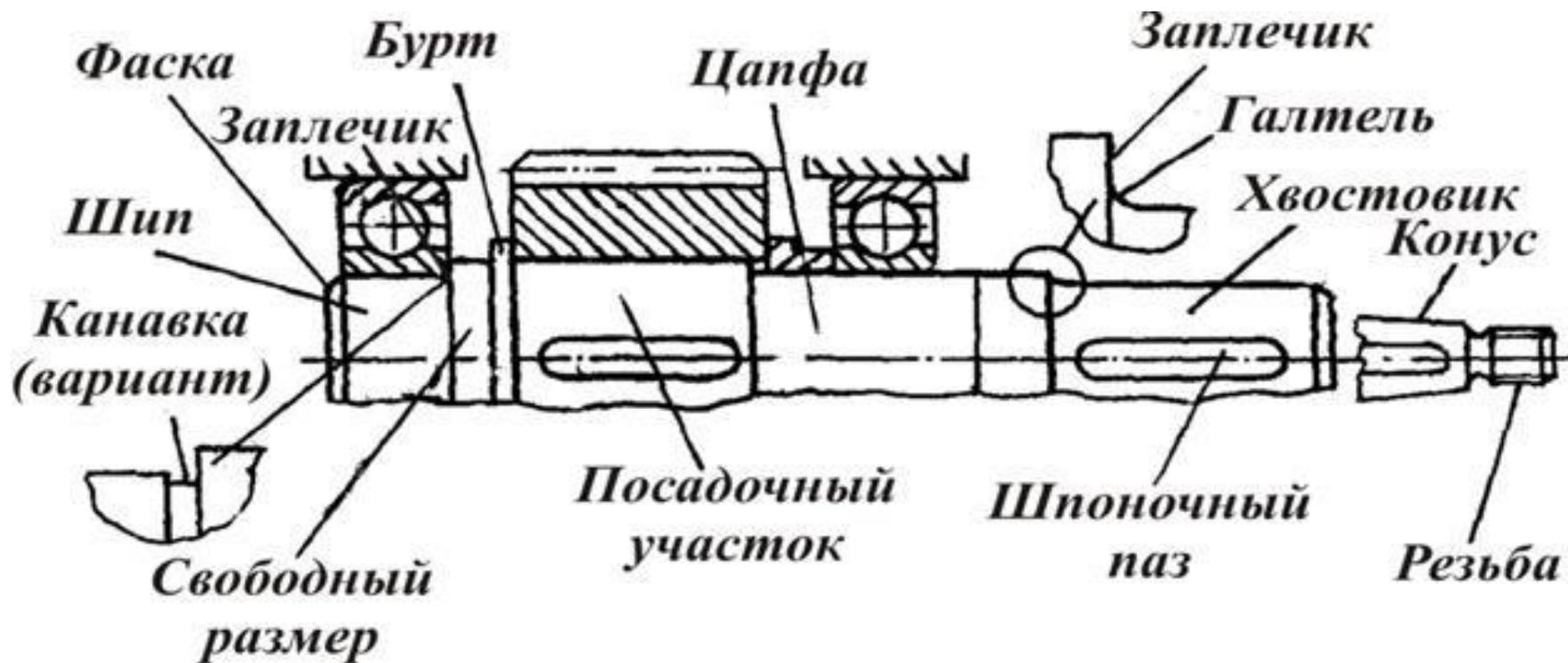
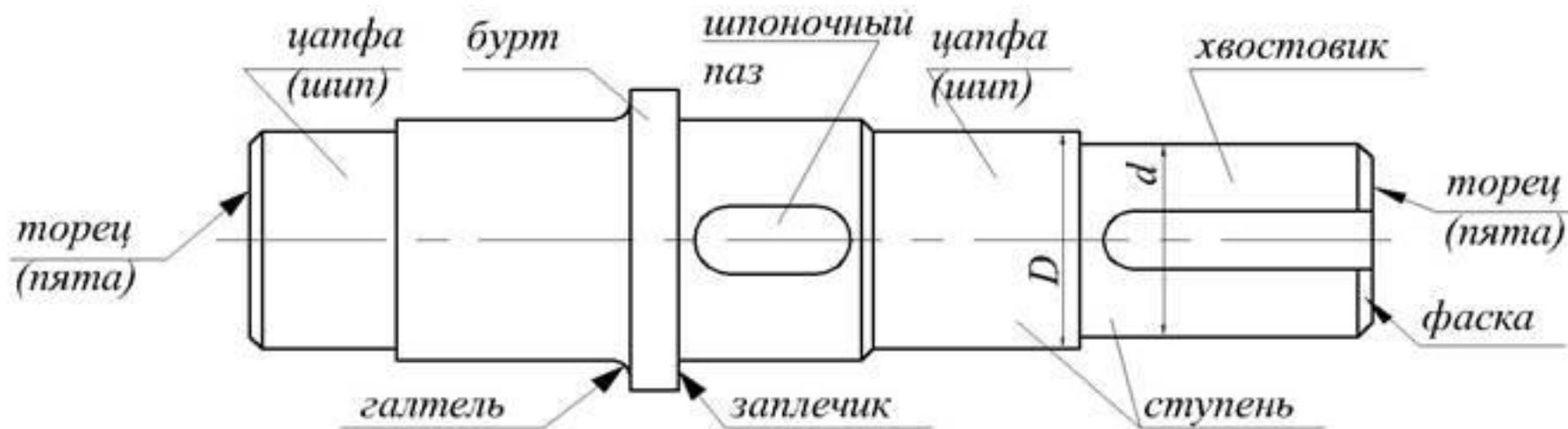


Шпоночный паз (Ш) – углубление в валах для установки шпонок.
Выполняют на участках крепления деталей, передающих вращающий момент.





Переходные участки находятся между двумя ступенями разных диаметров. Выполняют: с галтелью постоянного радиуса (рис. а) (галтель – поверхность плавного перехода от меньшего диаметра к большему); с галтелью переменного радиуса (рис. б); с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга (рис. в).



Переходные участки являются концентраторами напряжений. Эффективным средством для снижения концентрации напряжений в переходных участках является повышение их податливости (например, путем увеличения радиусов галтелей, выполнения разгрузочных канавок).

Деформационное упрочнение (наклеп) галтелей повышает несущую способность валов и осей.

Материалы валов и осей.

Основными материалами для валов и осей служат углеродистые и легированные стали ввиду их прочности, большого модуля упругости, способности к упрочнению и легкости получения требуемых цилиндрических заготовок путем прокатки.

Для валов, размеры которых определяют из условия жесткости, преимущественно применяют стали марок Ст5 и Ст6, не подвергая их термической обработке. Для большинства валов применяют термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали марок 45 и 40Х.

Для высоконапряженных валов ответственных машин – легированные стали марок 40ХН, 30ХГСА; валы из этих сталей обычно подвергают улучшению, закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке с нагревом ТВЧ и низким отпуском (шлицевые валы).

Способы передачи нагрузок на валы

Основными силами, действующими на валы, являются силы от передач.

Силы на валы передают через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и др.

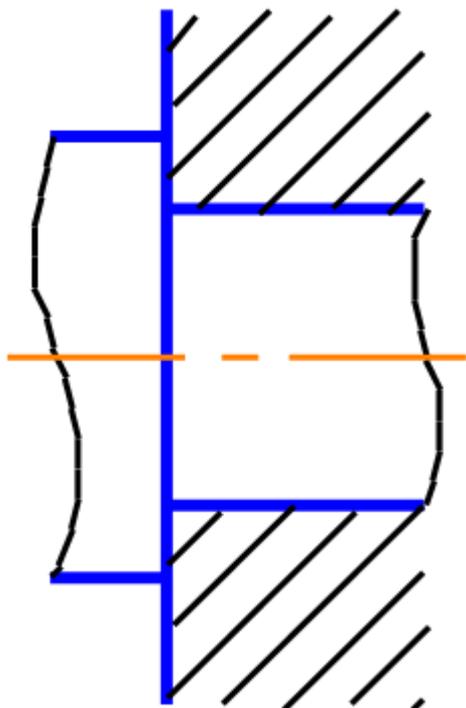
На расчетных схемах силы, а также моменты изображаются как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц. Влиянием силы тяжести валов и установленных на них деталей пренебрегают. Силы трения в опорах не учитывают.

Передачу вращающего момента осуществляют соединениями: с натягом, шлицевыми, шпоночными, фрикционными коническими кольцами и др.

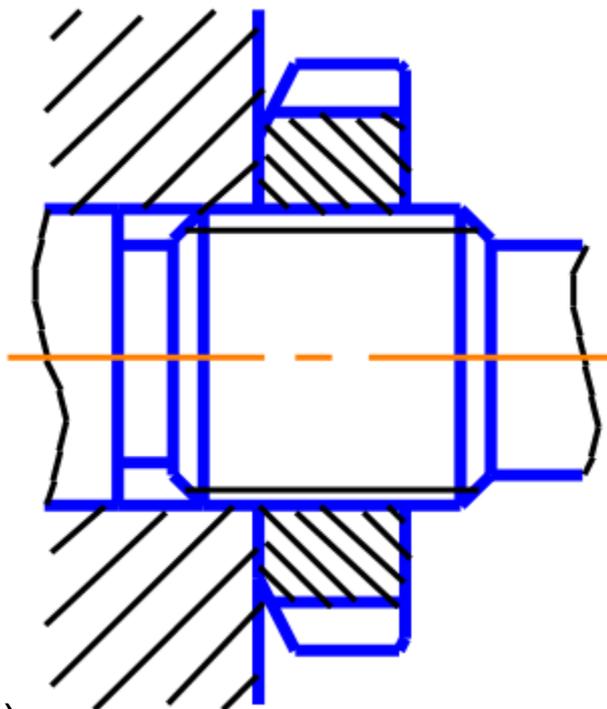
Радиальные силы передают либо непосредственным контактом ступицы, насаженной на вал (наиболее распространенный случай), либо через подшипники (шатунные шейки коленчатых валов).

Осевые силы передают:

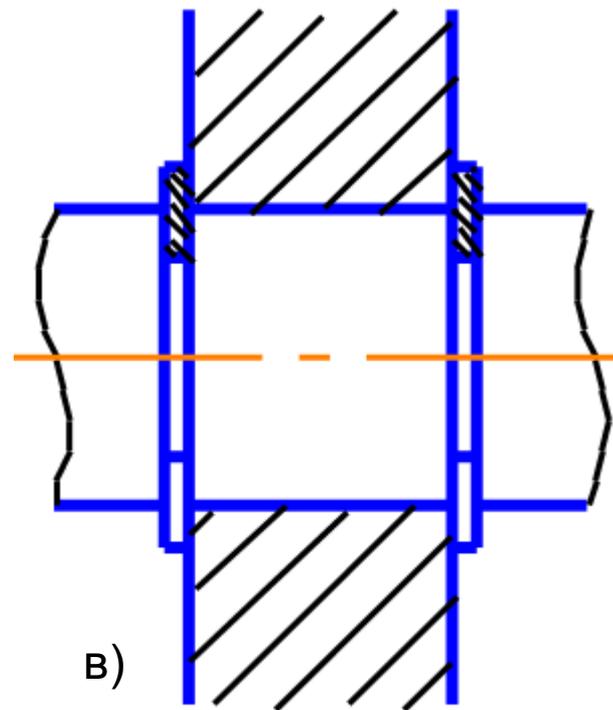
значительные по величине – упором деталей в уступы на валу (рис. а),
посадкой деталей с натягом;



a)



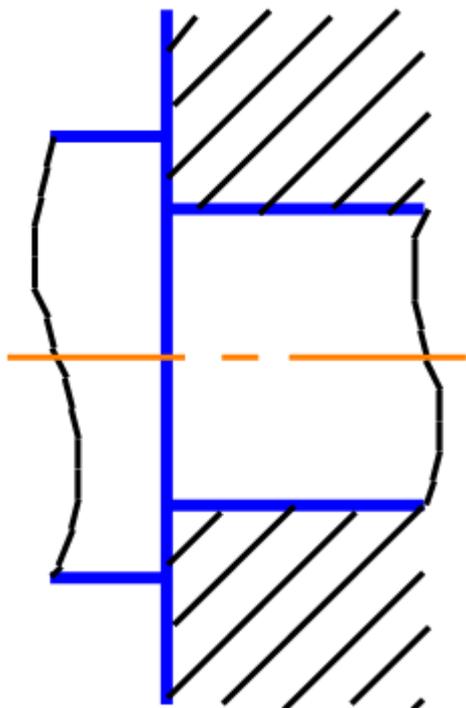
б)



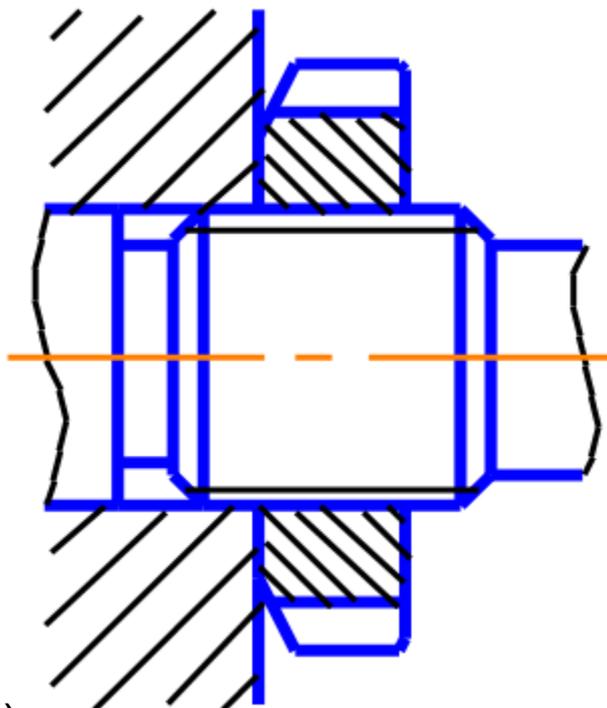
в)

Осевые силы передают:

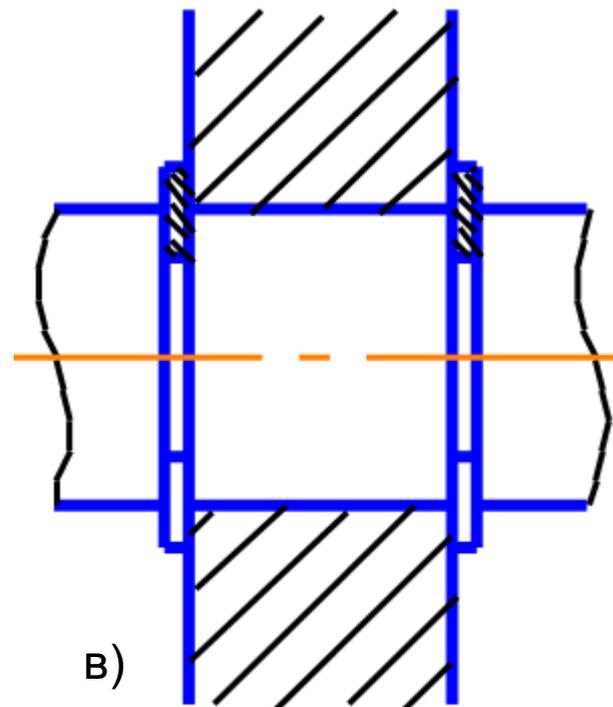
средние – гайками (рис. б), пружинными плоскими упорными кольцами (рис. в);



а)



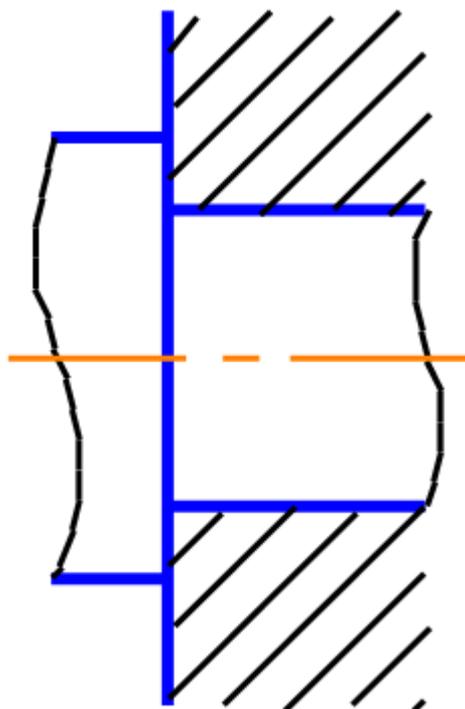
б)



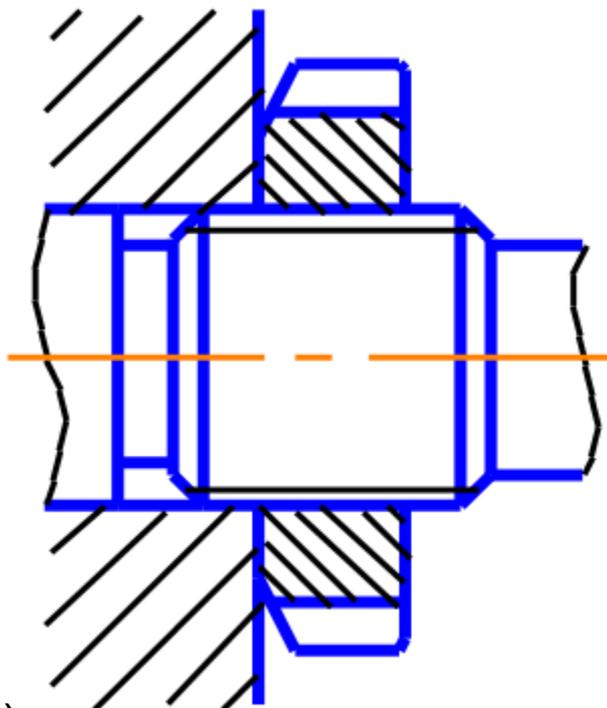
в)

Осевые силы передают:

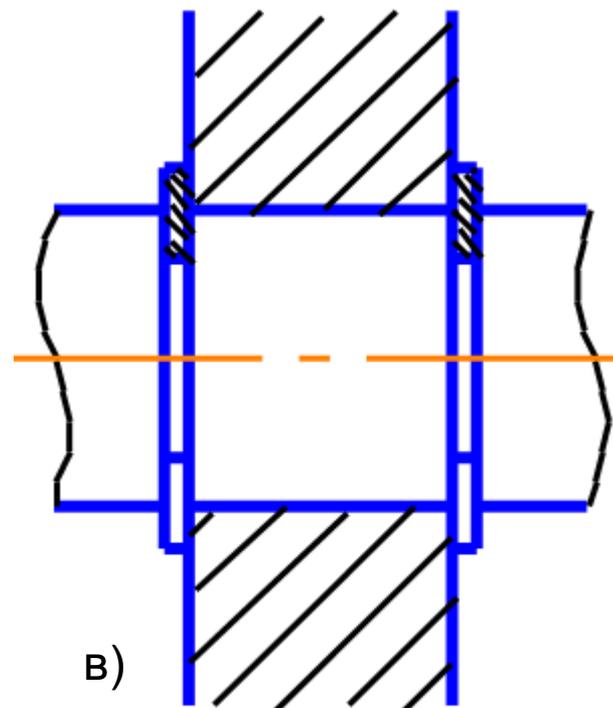
легкие – пружинными кольцами, стопорными винтами.



a)



б)



в)

Виды повреждений и критерии работоспособности

Характеристикой нагруженности вала являются эпюры изгибающих и вращающих моментов. Поломки валов в зоне концентраторов напряжений из-за действия циклически изменяющихся напряжений свидетельствуют о недостаточной их усталостной прочности.

Для валов, работающих с перегрузками, может оказаться более опасной недостаточная статическая прочность.

При нагружении вал испытывает линейные и угловые деформации (прогибы и углы поворота упругой линии, углы закручивания), определяющие его жесткость. Если эти деформации превышают допустимые, то жесткость вала не обеспечена.

При некоторых частотах вращения вала возможно их совпадение с частотой собственных колебаний, следствием чего является возникновение резонанса.

Следовательно, критериями работоспособности валов являются:

- усталостная прочность (выносливость);
- статическая прочность;
- жесткость;
- виброустойчивость.

У шеек валов, работающих в паре с подшипниками скольжения, необходимо обеспечить требуемую износостойкость.

Расчеты на прочность валов

Проектировочный расчет валов

Проектировочный расчет валов выполняют на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров отдельных ступеней.

В начале расчета известен только вращающий момент T . Изгибающие моменты M оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно общей компоновке выявляют его длину и места приложения действующих нагрузок.

Поэтому проектировочный расчет вала выполняют условно только на кручение, а влияние на прочность вала изгиба, концентрации напряжений и характера изменения нагрузки компенсируют понижением допускаемого напряжения $[\tau_k]$ на кручение.

При проектировочном расчете валов редуктора обычно определяют диаметр сечения характерного участка: конца входного (выходного) вала, места расположения зубчатого колеса на промежуточном валу. Диаметры других участков назначают при разработке конструкции вала с учетом их функционального назначения, технологии изготовления и сборки. Диаметр d (мм) расчетного сечения вала определяют из условия

$$d \geq 3 \sqrt{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_K]}} \quad (1)$$

где T – вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала, Н·мм;

$[\tau_K]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для валов из сталей марок Ст5 (30), Ст6, 45 принимают:

$[\tau_K] = 20 \dots 30$ МПа при определении диаметра конца входного (выходного) вала;

$[\tau_K] = 10 \dots 15$ МПа – диаметра участка промежуточного вала в месте посадки зубчатого колеса.

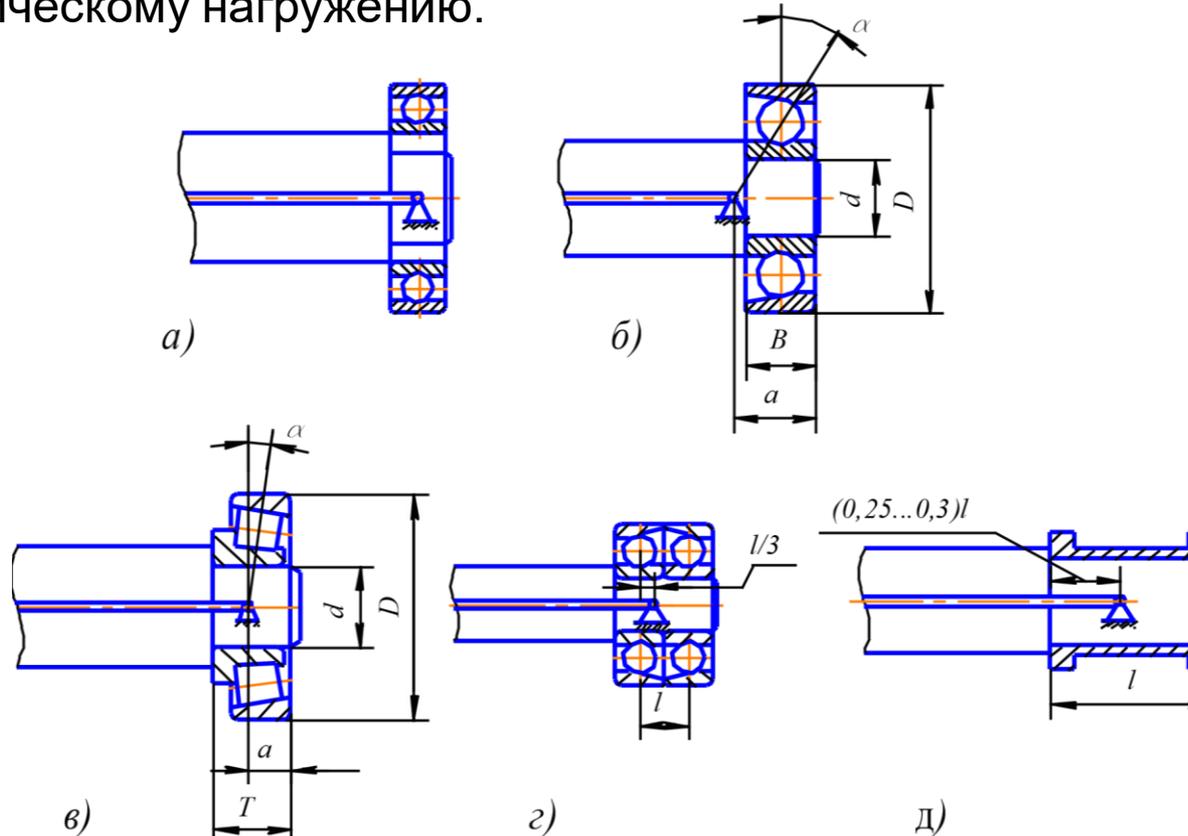
Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

При проектировании редукторов диаметр входного конца вала (быстроходного) согласовывают с диаметром вала электродвигателя.

Затем выполняют эскизную разработку конструкции вала, уточняя его форму и размеры после выбора и расчета подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающего момента.

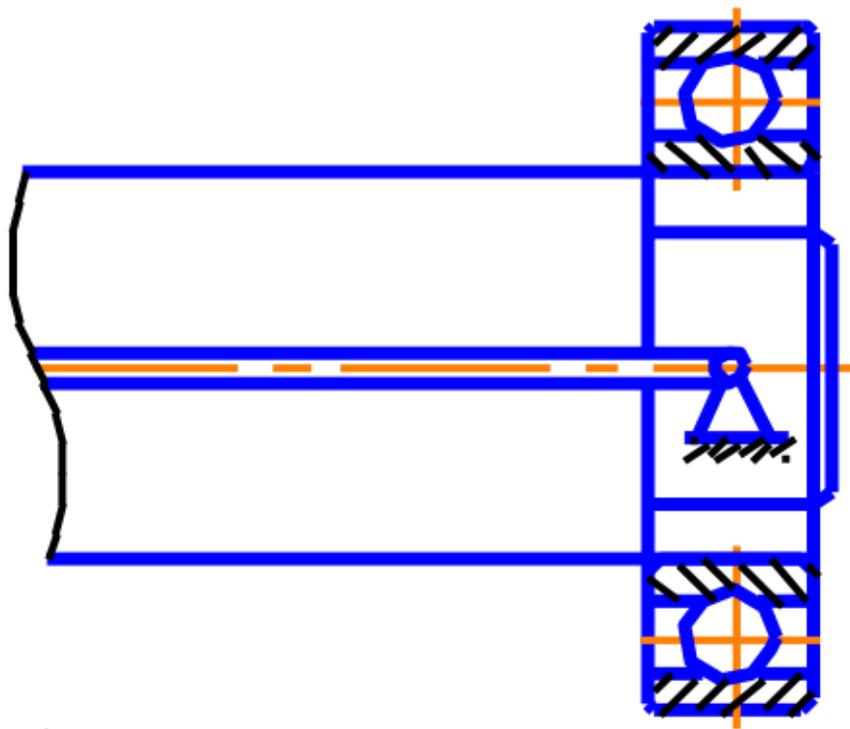
Проверочный расчет валов

Под воздействием внешних нагрузок вращающиеся валы подвержены периодическому нагружению.



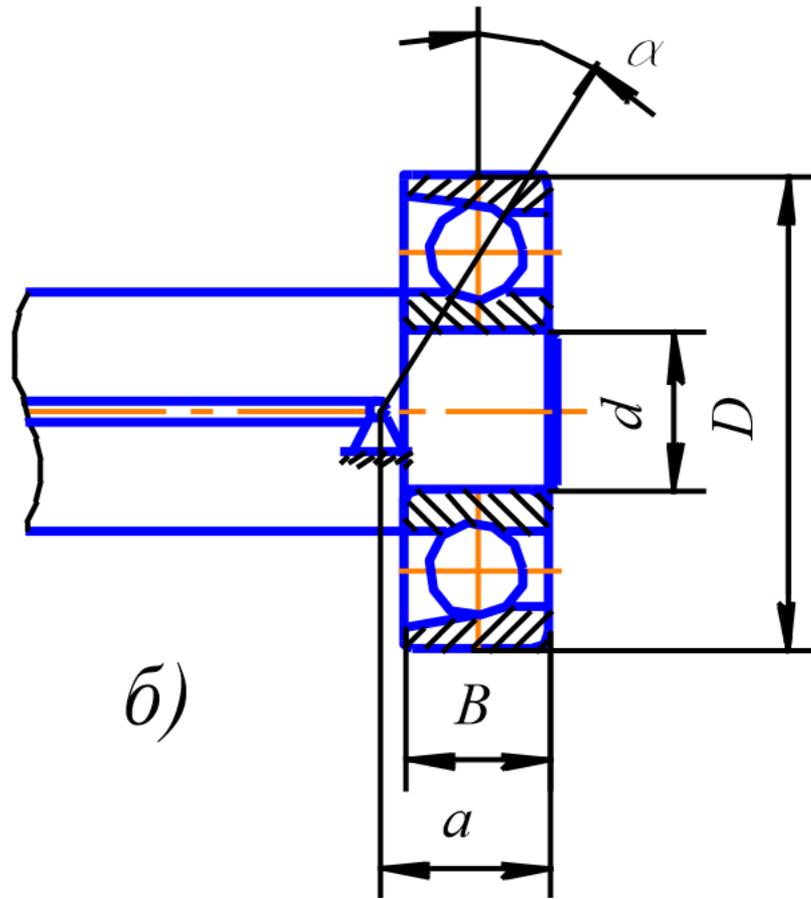
После полного конструктивного оформления вала выполняют проверочный расчет на статическую прочность, на сопротивление усталости и на жесткость. При расчетах валы рассматриваются как шарнирно-оперты балки (рис).

Для радиального подшипника опора балки совпадает с серединой ширины подшипника (рисунок а).

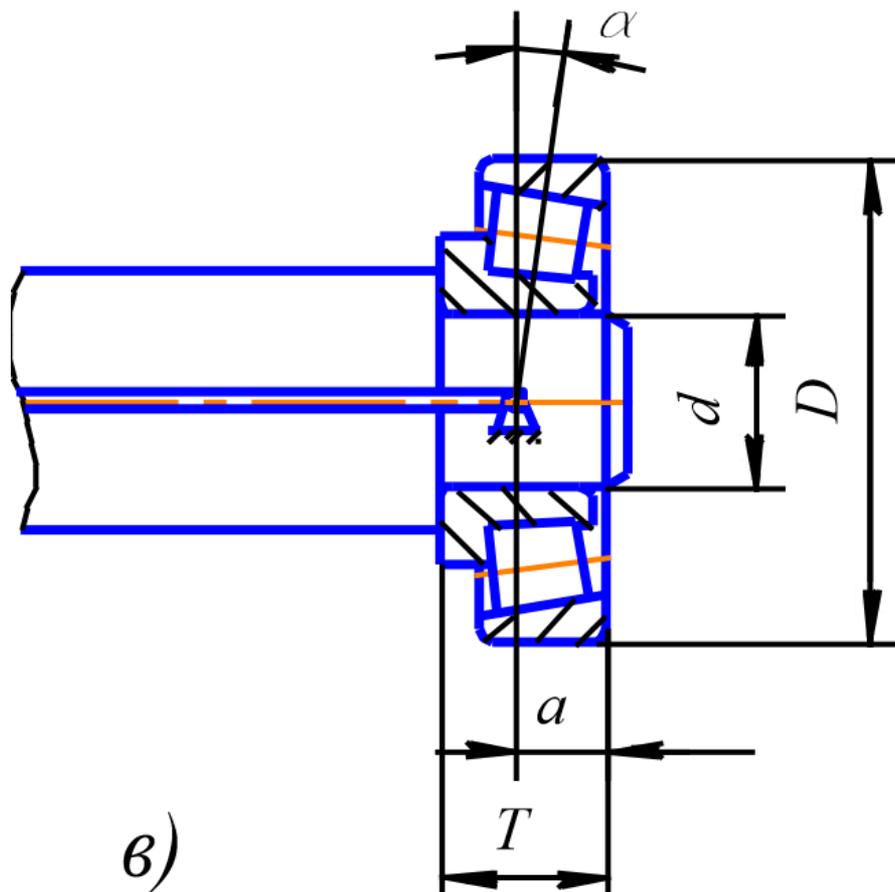


a)

Для радиально-упорного подшипника опора располагается на точке пересечения оси вала с линией, проходящей через точку контакта шарика с наружным кольцом (рисунок б)

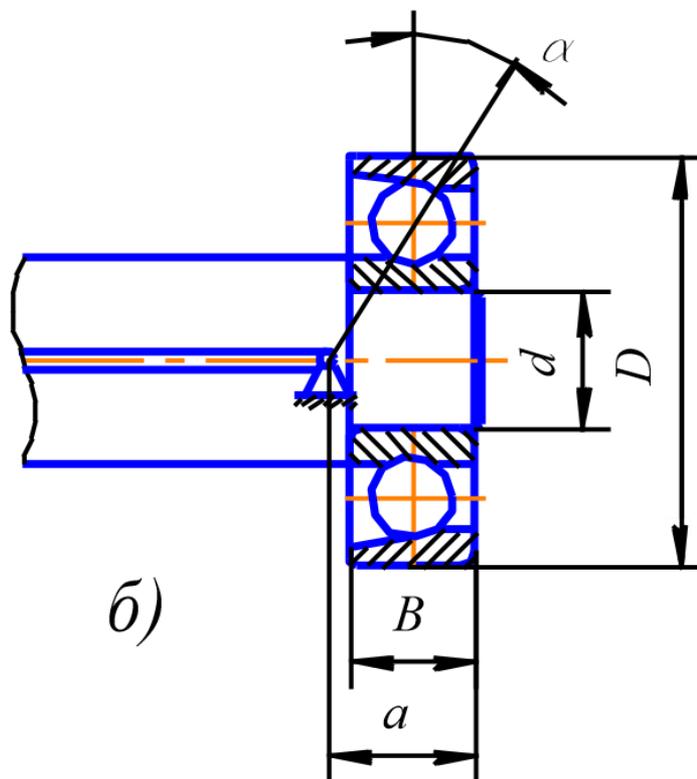


Или перпендикулярной к рабочей поверхности наружного кольца, проведенной через середину длины его ролика (рисунок в).



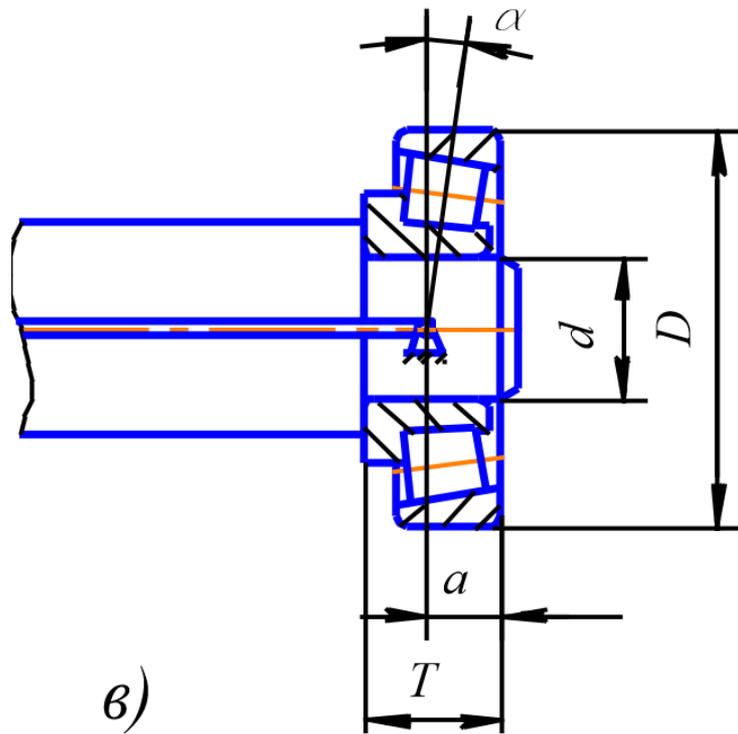
Эта линия располагается относительно вертикали под углом, равным углу контакта подшипника. Расстояние этой точки от торца подшипника:
– для однорядного радиально-упорного шарикоподшипника (рисунок б)

$$a = 0,5 \cdot \left(B + \frac{d + D}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (2)$$



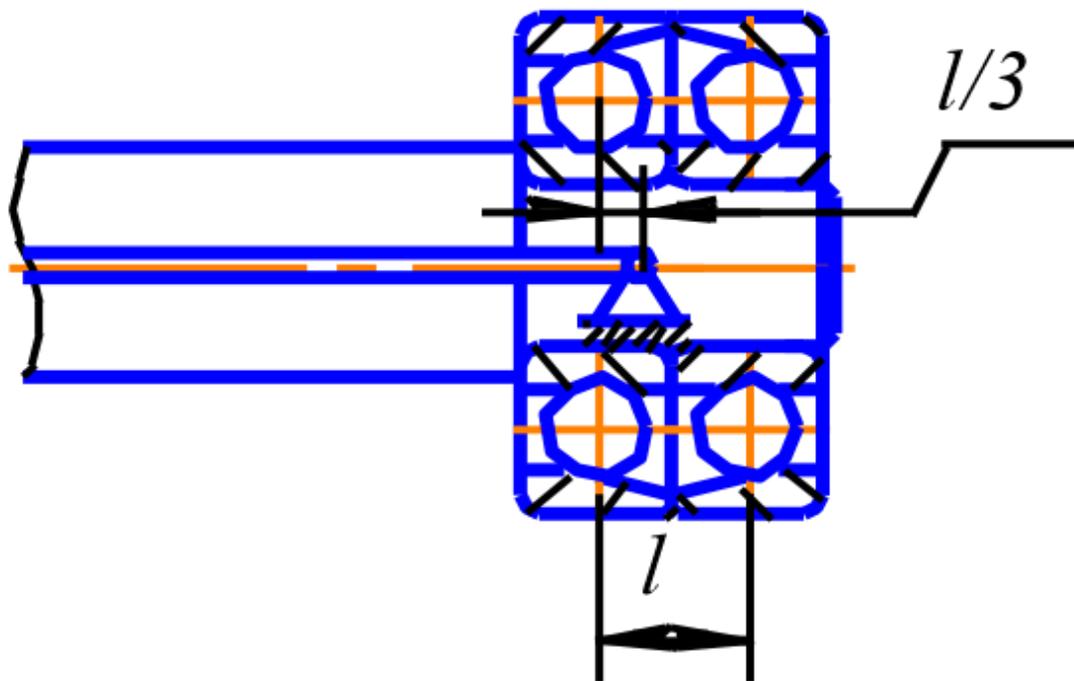
– для однорядного конического роликоподшипника (рисунок в)

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D) \cdot e}{6} \quad (3)$$



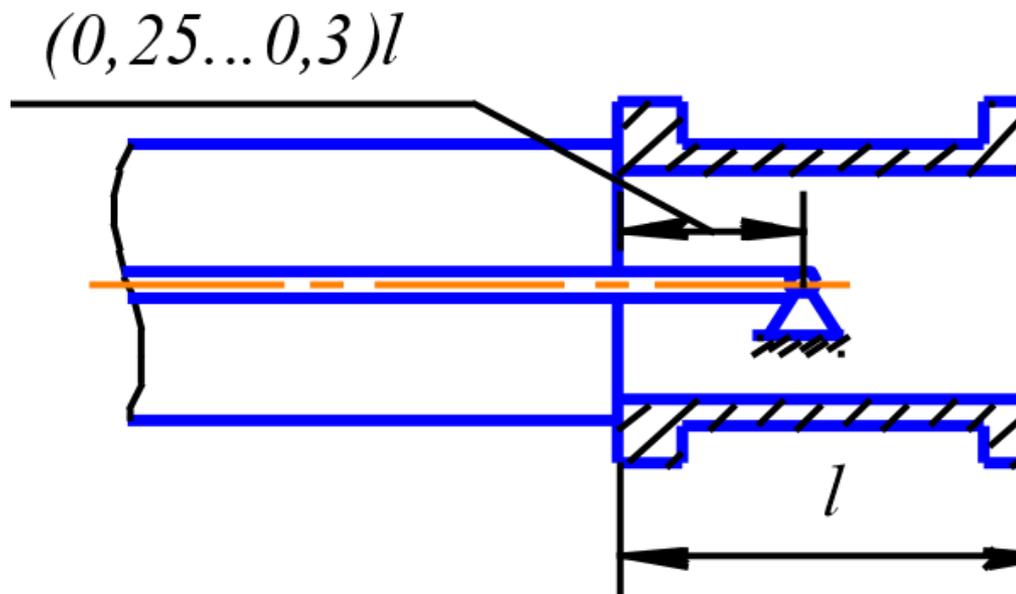
где B – ширина кольца, мм;
 T – монтажная высота, мм;
 e – коэффициент осевого нагружения;
 α – угол контакта;
 d, D – диаметры колец, мм.

Если подшипники качения установлены по два в опоре, то условно опора располагается на расстоянии одной трети расстояния между подшипниками от середины внутреннего (рисунок г).



г)

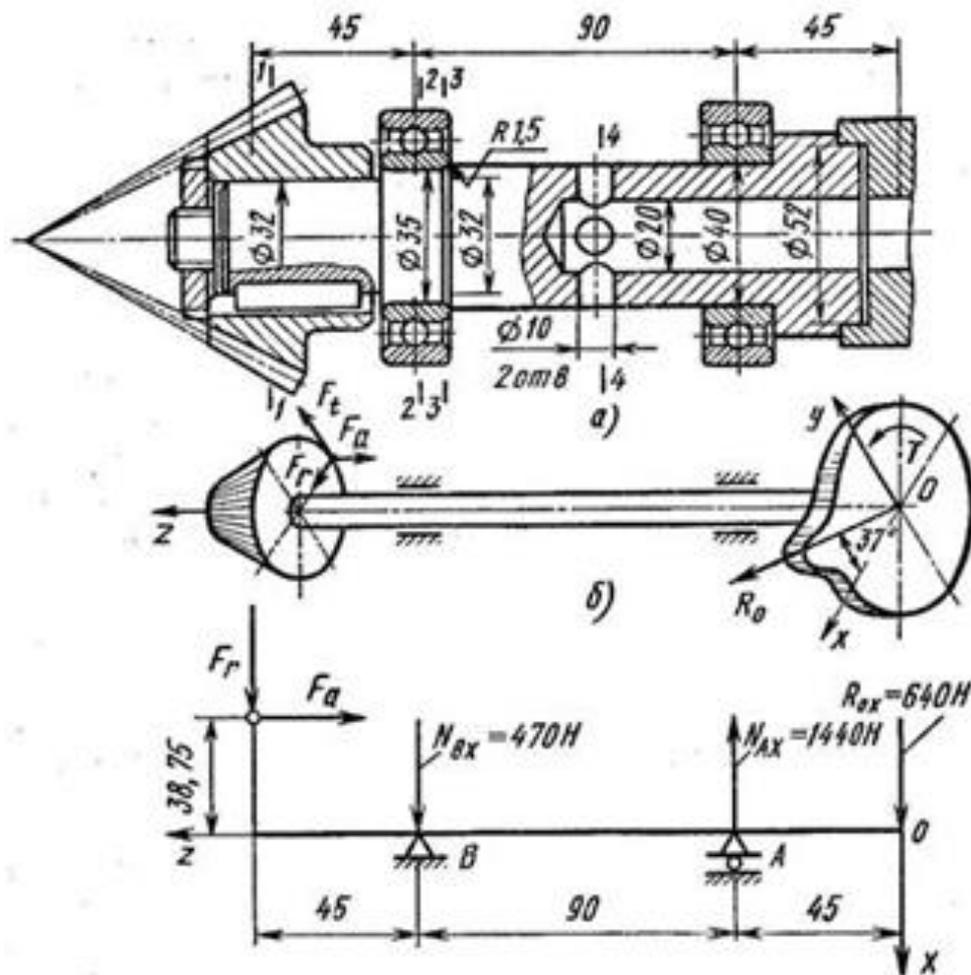
Для подшипников скольжения опора располагается на расстоянии, равном $(0,25...0,3) \cdot l$ от его конца со стороны пролета (рисунок д).



д)

При расчете валов силы и моменты, передаваемые ступицами смонтированных на них деталей, принимают за сосредоточенные, приложенные в среднем сечении длины посадочной поверхности.

Перечисленные параметры берутся из справочной литературы.



Порядок расчета

Расчет проводится в следующей последовательности:

по чертежу сборочной единицы вала составляют расчетную схему, на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной X и вертикальной Y).

Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y , отдельно эпюру крутящего момента $M_{кр}$. Консольный участок выходного (входного) вала может быть нагружен радиальной силой, а также силой от действия муфты F_m , направление которой неопределенно. Направление F_m принимается по направлению окружной силы на валу при подборе подшипников и противоположно ей при расчете вала на прочность.

По эпюрам определяют опасные сечения и проверяют прочность вала.

Расчет на статическую прочность

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок (например: при пуске, разгоне, реверсировании, торможении, срабатывании предохранительного устройства).

Величину перегрузки находят с учетом специфики работы машины: по пусковому моменту электродвигателя, предельному моменту при наличии предохранительной муфты, инерционным моментам при внезапном торможении.

В расчете используют коэффициент перегрузки

$$K_n = \frac{T_{\max}}{T}$$

где T_{\max} – максимальный кратковременно действующий вращающий момент (момент перегрузки);

T – номинальный (расчетный) вращающий момент. Для асинхронных электродвигателей $K_n = 2,2 \dots 2,9$.

В расчете определяют нормальные σ (МПа) и касательные τ (МПа) напряжения в рассматриваемом сечении вала при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = \frac{10^3 M_{\max}}{W} + \frac{F_{\max}}{A} \quad (4)$$

$$\tau = \frac{10^3 M_{кр \max}}{W_k} \quad (5)$$

где

$$M_{\max} = K_n \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad \text{– суммарный изгибающий момент, Н·м;}$$

$M_{кр \max} = T_{\max}$ – крутящий момент, Н·м;

$F_{\max} = K_n F$ – осевая сила, Н;

W, W_k – соответственно моменты сопротивления сечения вала при расчете на изгиб и кручение, мм³;

A – площадь поперечного сечения, мм².

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma} \quad S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} \quad (6)$$

где σ_T , τ_T – пределы текучести материала вала при изгибе и кручении, МПа.

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести при совместном действии нормальных и касательных напряжений

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}} \quad (7)$$

Статическая прочность обеспечена, если выполняется условие

$$S_T \geq [S_T] \quad (8)$$

где $[S_T]$ – минимально допустимый коэффициент запаса по пределу текучести; $[S_T] = 1,3 \dots 2,0$.

Расчет на сопротивление усталости

Вследствие вращения вала напряжения изгиба в различных точках его поперечного сечения изменяются по симметричному циклу. Напряжения кручения пропорциональны вращающему моменту и изменяются по отнулевому циклу.

Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что валы передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.

В расчете на сопротивление усталости параметры цикла рассчитывают по максимальной из длительно действующей нагрузке.

Расчет выполняют в форме проверки коэффициента S запаса прочности в предположительно опасных сечениях.

Прочность вала считается обеспеченной при условии

$$s \geq [s] \quad (9)$$

где $[s]$ – допускаемая величина коэффициента запаса прочности;
 $[s]=1,5 \dots 2,5$.

Значение из этого диапазона принимают в зависимости от степени достоверности определения действующих нагрузок, с учетом ответственности конструкции, на основе опыта предшествующих расчетов.

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \quad (10)$$

где s_{σ} – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (11)$$

σ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба;

$\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_B$ – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (70 \div 120)$ МПа – для легированных сталей;

k – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_n в рассматриваемом сечении;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

s_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжения

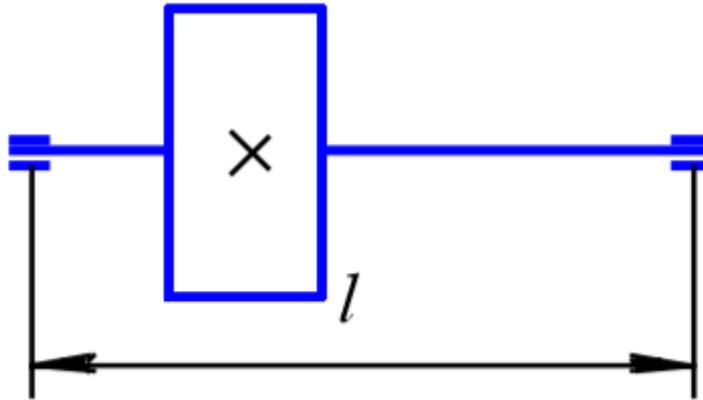
$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m} \quad (12)$$

τ_{-1} – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения;

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1}.$$

Остальные обозначения в формуле (12) имеют тот же смысл, что и в формуле (11), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Расчет валов на жесткость



Из рассмотрения перемещений при изгибе балок, проведенного в курсе по механике материалов, очевидно, что жесткость валов при такой деформации характеризуется двумя параметрами – максимальным прогибом y и углом поворота сечения θ (рисунок), величина которых не должна превышать допусковых значений y_p и θ_p

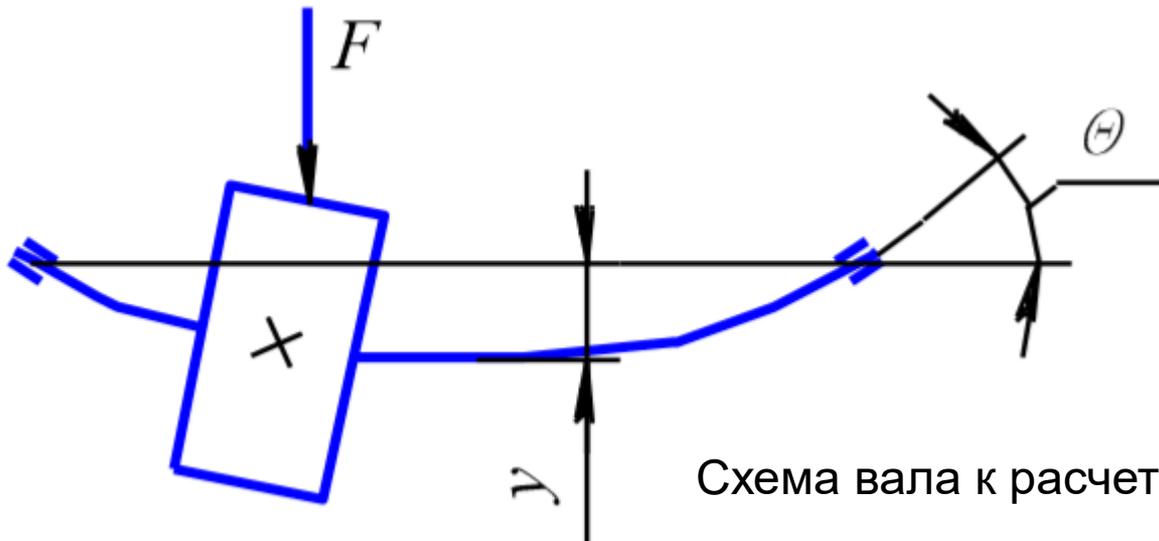


Схема вала к расчету на жесткость

Допустимые перемещения сечений вала зависят от требований, предъявляемых к конструкции, и особенностей ее работы. Допустимые значения углов поворота θ_p сечения вала в местах расположения подшипников приведены в таблице

Тип подшипника		θ_p
Подшипники качения	шариковые однорядные	0°17`
	шариковые сферические	2°50`
	роликовые цилиндрические	0°09`
	роликовые конические	0°05`
Подшипники скольжения		0°04`

Максимальный прогиб вала u_p , несущего зубчатые колеса, обычно принимают из диапазона $(0,0003...0,0002)l$, а допустимый прогиб под колесами составляет: 0,01m для цилиндрических и 0,005m для конических передач (m – модуль зацепления).

Деформации и перемещения при кручении валов рассмотрены в курсе по механике материалов.

Относительный угол закручивания валов Ψ определяется из условия:

$$\psi = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{T_k}{GJ_p} \leq [\psi_p] \quad (13)$$

где T_k – крутящий момент, Н·м;

G – модуль упругости второго рода, МПа;

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (14)$$

J – полярный момент инерции сечения, мм⁴; для круглого сплошного сечения:

$$J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

μ – коэффициент Пуассона.

Допускаемый относительный угол закручивания валов $[\Psi_p]$ зависит от требований и условий работы конструкции. Чтобы исключить рассогласование движения звеньев, для валов средних размеров рекомендуется принимать его равным $0,5^\circ$ на 1 м длины вала.