

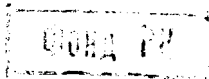
ИЗДАНИЕ
ОБЪЕДИНЕННЫХ
ИЗДАТЕЛЬСТВ
ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСТВО
ИЗДАТЕЛЬСТВО

А. М. ЦИПРИН,
М. И. КУРУШИН,
Е. П. ЖИЛЬНИКОВ

**ОСИ,
ВАЛЫ
И ОПОРЫ
КАЧЕНИЯ**

Министерство высшего и среднего специального
образования Р С Ф С Р

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени
авиационный институт имени академика С.П.Королева

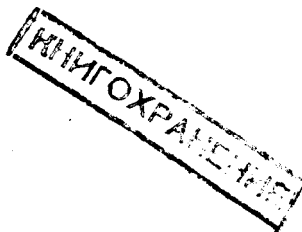
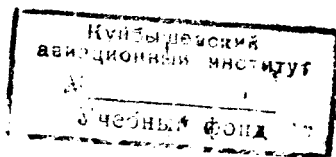


А.М.Циприя, М.И.Курушин,
Е.П.Жильников

О С И, В А Л Ы
И О П О Р Ы К А Ч Е Н И Я

Пособие по расчету на прочность

У т в е р ж д е н о
редакционным советом института 4/XI-75 г.



Куйбышев I 9 7 6

Данное пособие составлено с учетом современных методов расчета валов, осей и подшипников качения на прочность [1], [2], [3], [8], [10], [11], учебной литературы по курсу "Детали машин" [4]; [5], [7], [9], а также опыта практической работы авторов по расчету и доводке валов и подшипников авиационных изделий.

Следуя традициям учебной литературы, вместо критериев необходимости расчета валов на статическую или усталостную прочность [2], [3], [8] авторами предлагается методика проектировочного расчета валов и осей с учетом характера изменения нагрузки и приближенной оценки концентрации напряжений. Кроме того, в проверочном расчете наряду с определением запасов статической прочности вводится определение запасов усталостной прочности при сложном нагружении, для случая постоянного значения среднего напряжения цикла, как наиболее часто встречающегося в валах турбовинтовых и газотурбинных двигателей.

В связи с тем, что в опорах валов и осей авиационных редукторов используются преимущественно подшипники качения, авторы сочли возможным не вводить материал по методике расчета опор скольжения.

В пособии сосредоточен необходимый материал для расчета на прочность валов, осей и подшипников качения с необходимыми справочными данными и примерами расчетов.

Под редакцией А.М.Циприца

© Куйбышевский авиационный институт, 1975

Глава I. ВАЛЫ И ОСИ

§ I. Общие сведения о валах и осях

Вращающиеся детали машин (зубчатые колеса, шкивы, блоки, барабаны и т.д.) устанавливают на валах или осях, осуществляющих геометрическую ось их вращения.

Оси предназначены только для поддержания вращающихся деталей, при этом они могут быть неподвижными (невращающимися) относительно установленных на них деталей или вращающимися вместе с ними. В обоих случаях усилия, действующие на вращающиеся детали, воспринимаются осью как изгибающие нагрузки. На рис. I, а изображен спутник I на опорах качения 2, вращающийся относительно неподвижной оси 3. Эта ось неподвижная или невращающаяся. На рис. I, б спутник I закреплен штифтом 4 на оси 3, и, следовательно, ось 3 вращается вместе с спутником I. Эта ось подвижная или вращающаяся.

Валы в отличие от осей предназначены не только для поддержания вращающихся деталей, но и для участия в передаче крутящего момента вдоль своей геометрической оси, следовательно, валы нагружены не только изгибающими усилиями, но и крутящими моментами по всей длине или на отдельных участках вала.

На рис. 2 изображен промежуточный вал I зубчатого соосного редуктора главного привода вертолета. Очевидно, что участок вала *a - б* передает крутящий момент, одновременно вал нагружен изгибающими усилиями P_1 , P_{12} , P_{1a} , P_a , P_{22} , P_{2a} .

Валы всегда вращаются, и в этом также состоит их особенность. По форме геометрической оси различают прямые, колеччатые и гибкие валы. Наибольшее распространение получили прямые валы.

Колеччатые и гибкие валы не являются типовыми деталями машин и поэтому не рассматриваются в настоящем пособии.

Опорные участки осей и валов называются цапфами. Цапфы, воспринимающие опорные реакции осевого направления, называются пятнами. Участки осей и валов, на которых устанавливают (крепят) вращающиеся детали, называются подступичными частями или головками.

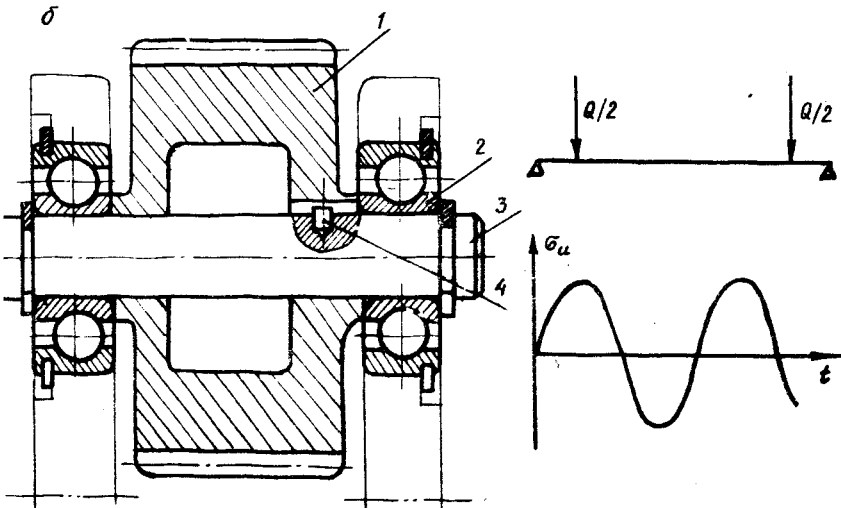
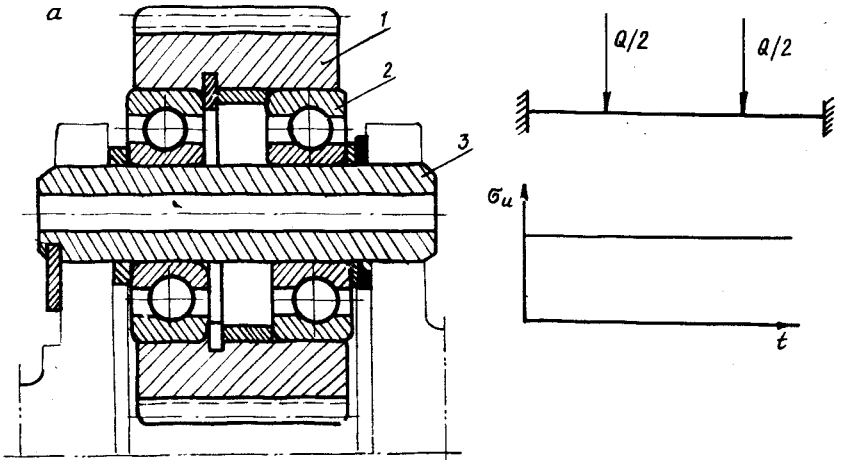
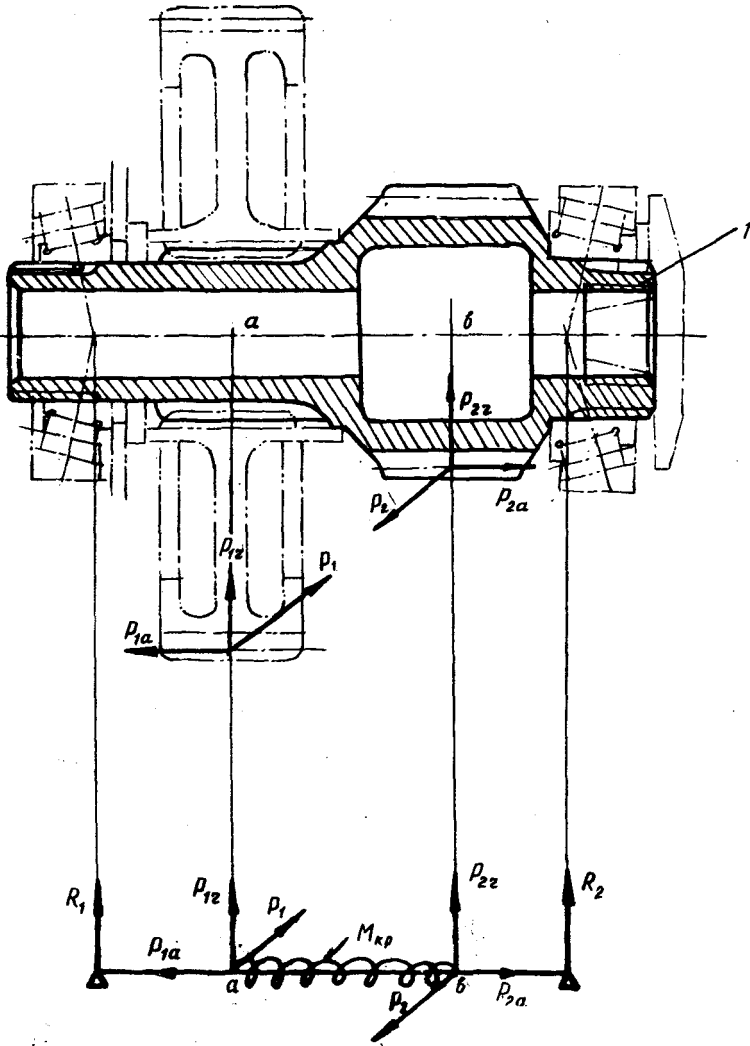


Рис. I



2-2871

FIG. 2

§ 2. Элементы конструкции осей и валов

Конструктивная форма вала или оси определяется распределением нагрузок по их длине, способом закрепления насаженных деталей, условиями технологии изготовления и сборки. Оси и валы изготавливают в виде цилиндрических стержней обточкой заготовки из круглого проката или поковки с последующей шлифовкой посадочных мест (участков). Эпюры моментов по длине вала или оси, как правило, неравномерны, и, следовательно, из условия прочности и уменьшения веса целесообразно конструировать валы и оси переменного сечения, приближающиеся к телам равного сопротивления. Поэтому валы и оси выполняют ступенчатыми, хотя с технологической точки зрения простейшими являются оси и валы постоянного диаметра. Ступенчатая форма осей и валов приемлема еще и по соображениям, связанным с монтажом и ремонтом. При этом упрощаются процессы сборки и разборки, а также фиксации насаживаемых деталей на оси и валы и последних относительно опор.

Во избежание повреждения поверхностей и ослабления посадок конструировать оси и валы необходимо так, чтобы каждая насаживаемая неразъемная деталь проходила по валу или по оси до своего посадочного места без натяга.

Диаметры посадочных мест должны выбираться в соответствии с ГОСТ 6636-60 на нормальные линейные размеры в машиностроении. Для участков осей и валов, не несущих деталей, разрешается назначение диаметров с отступлением от стандарта.

Валы и оси могут быть полыми. Применение полых валов и осей существенно влияет на уменьшение веса и потому они находят применение в машинах с особо жесткими требованиями к весу (например, в авиамоторостроении, самолетостроении и т.д.). Они также применяются в тех случаях, где необходим пропуск сквозь валы или размещения внутри валов других деталей.

Цапфы осей и валов, работающих в подшипниках скольжения выполняются: цилиндрическими (рис. 3, а, б) и коническими (рис. 3, в). Благодаря простоте конструкции, изготовления и монтажа самыми распространенными являются цилиндрические цапфы.

Конические цапфы применяют в тех случаях, когда в процессе эксплуатации необходимо регулировать величину радиального зазора в подшипниках. Регулирование зазора достигается осевыми смеще-

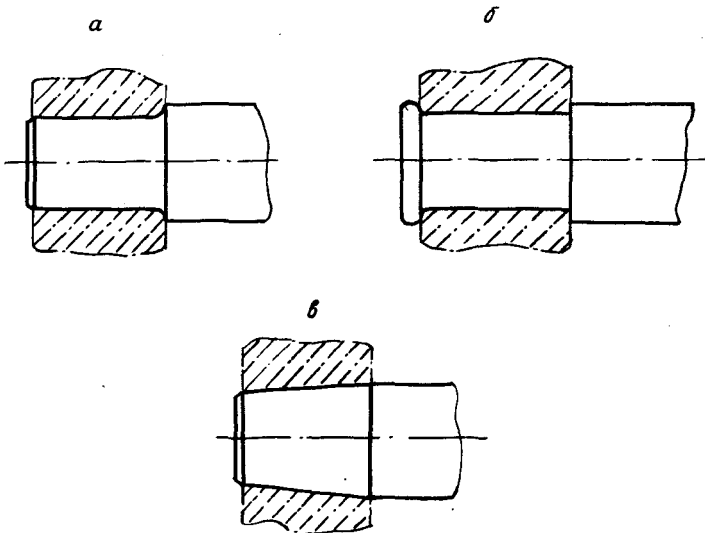


Рис.3

ниями вала или вкладыша подшипника. Редко применяются конические цапфы для осевого фиксирования вала или оси.

Цапфы осей и валов для подшипников качения, как правило, выполняются цилиндрическими. В редких случаях применяют конические цапфы с малым углом конусности (для регулирования зазоров в подшипниках упругим деформированием колец. Для фиксирования подшипников качения на цапфах последние выполняются с резьбой для установочных гаек (рис.4) или другими средствами для закрепления колец подшипника.

Пяты трения, скольжения бывают сплошными (рис.5,а) и кольцевыми (рис.5,б). Рабочей поверхностью сплошной пяты является плоский торец вала или оси. Давления на торце сплошной пяты, как показывает анализ и опыт эксплуатации, распределены неравномерно. Кольцевая пята обеспечивает более благоприятное распределение нагрузки по торцевой кольцевой поверхности.

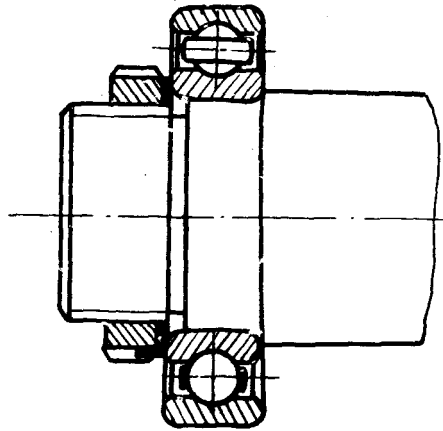


Рис.4.

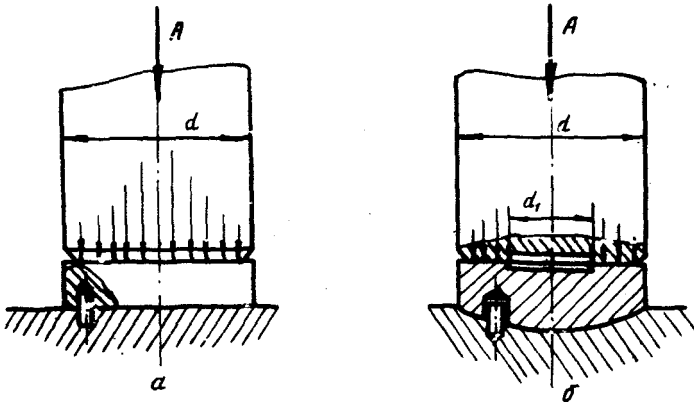


Рис.5.

§3. Критерии работоспособности и расчета осей и валов

Одним из основных факторов, определяющих прочность любой детали является, как известно, характер изменения напряжений. Изменение напряжений может быть вызвано как изменением нагрузок, действующих на деталь, так и условиями работы при действии постоян

ных по величине и направлению нагрузок. Как правило, валы работают в условиях переменных режимов нагрузок. Расчет таких валов по максимальным нагрузкам в предположении их постоянного действия естественно приводил бы к ненужному утяжелению конструкции. Однако с целью уменьшения веса расчет ведется по максимальной рабочей нагрузке, а переменность режимов нагружения учитывается коэффициентом режима K_p . В этом случае предельные напряжения (ограниченные пределы усталости) определяются по формуле

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_{-1})_{np} &= \sigma_{-1} K_p \\ (\tau_{-1})_{np} &= \tau_{-1} K_p \end{aligned} \right\}, \quad (I)$$

где σ_{-1}, τ_{-1} - пределы длительной выносливости соответственно при изгибе и кручении;

$$K_p = \sqrt{\frac{10^7}{N_s}} \quad (2)$$

N_s - эквивалентное число циклов изменения напряжений,

$$N_s = 60 n T \sum \frac{n_i}{n} \frac{T_i}{T} \left(\frac{M_i}{M} \right)^9. \quad (3)$$

Здесь n, T, M - число оборотов в минуту, число часов работы и момент максимального режима нагружения;

n_i, T_i, M_i - число оборотов в минуту, число часов работы и момент i -го режима.

Уравнение (2) применимо в пределах $10^4 \leq N_s \leq 10^7$.

Если $N_s > 10^7$, то в уравнение (2) следует подставлять $N_s = 10^7$. Если $N_s < 10^4$, то расчет следует вести по статической прочности.

Оси, как указывалось в § I, нагружаются только поперечными силами, которые вызывают их изгиб. При этом в сечениях осей возникают нормальные напряжения, постоянные по знаку и по величине в неподвижных осях (рис. I, а), а в подвижных осях нормальные напряжения, оставаясь постоянными по величине, изменяются по знаку вследствие вращения оси относительно сил (рис. I, б). Следовательно, характер изменения нормальных напряжений для неподвижных осей соответствует статическому циклу, для подвижных - знакопеременному (симметричному циклу).

В общем случае валы нагружаются поперечными, осевыми силами и крутящими моментами. Вследствие того, что валы всегда вращаются, важным, для определения характера изменения напряжений является положение усилия относительно вала при расчете его на прочность.

Если постоянная по величине нагрузка, вызывающая изгиб, неподвижна в пространстве, а вал вращается, то в этом случае нормальные напряжения от изгиба, как и для подвешенных осей, изменяются по закопеременному (симметричному) циклу. К таким нагрузкам относятся нагрузки от передач, весовые нагрузки и др. Если постоянная внешняя нагрузка, вызывающая изгиб, вращается вместе с валом, (т.е. неподвижна относительно вала), то напряжения, вызываемые ею, постоянны. К таким нагрузкам относятся, в частности, нагрузки от дебалансов и др. При совместном действии на вал вращающихся и невращающихся относительно вала нагрузок изгибающий момент от первых дает амплитуду напряжений, а от вторых - среднее напряжение цикла. В соответствии с этим момент от вращающихся относительно вала нагрузок можно назвать амплитудным значением изгибающего момента M_{ua} , а момент от невращающихся нагрузок - средним значением изгибающего момента M_{ucp} .

Касательные напряжения при переменном крутящем моменте от передаваемой мощности или при наличии крутильных колебаний в системе изменяются по асимметричному циклу. При этом выделяют среднее M_{kcp} и амплитудное M_{ka} значения крутящего момента. При отсутствии данных принято считать, что касательные напряжения в валах изменяются по пульсирующему циклу, т.е. амплитуда крутящего момента принимается равной половине номинального значения крутящего момента $M_{ka} = 0,5 M_k$.

Оси и валы вследствие сложного очертания имеют многочисленные концентраторы напряжений (шпоночные пазы, галтели, напрессовки деталей и т.д.), и, следовательно, при действии переменных напряжений в местах концентрации возникают усталостные трещины, приводящие к разрушению осей и валов.

Таким образом, основным критерием работоспособности осей и валов является прочность. Подвижные оси и валы рассчитываются, как правило, на усталостную прочность, а при наличии кратковременных перегрузок - на усталостную и статическую прочность.

Работоспособность осей и валов не определяется только прочностью. Для обеспечения нормальной работы деталей, сидящих на осях или валах (зубчатых колес), равно как и для нормальной работы опорных узлов осей и валов (при чрезмерном изгибе поворот цапфы на опоре изменяет величину зазора, следовательно, и толщину масляного слоя вплоть до его разрыва) недопустимы значительные деформации осей и валов. Превышение допустимых деформаций

приводит к выходу из строя узла вала или оси (вала или оси и сидящих на них деталей). Таким образом, валы и оси должны удовлетворять не только критерию прочности, но и критерию жесткости.

Валы и оси с насаженными на них деталями представляют собой упругие системы, в которых при действии переменных нагрузок возникают поперечные и крутильные колебания. Наличие колебаний при определенных условиях может привести к разрушению осей и валов, поэтому расчет валов и осей на колебания (на виброустойчивость) во многих случаях (для быстроходных тяжелонагруженных валов, связанных с деталями, обладающими массами) является обязательным. (Расчет осей и валов на колебания излагается в специальных курсах).

Следовательно, валы и оси рассчитываются; на прочность в соответствии с характером изменения напряжений, на жесткость по допускаемым деформациям, на виброустойчивость.

§4. Материалы для осей и валов

Выбор материала осей и валов определяется критериями их работоспособности, в том числе и условием обеспечения износостойкости цапф, работающих в подшипниках скольжения. В соответствии с указанными условиями материалы, применяемые для изготовления осей и валов, должны обладать достаточно высокими механическими (прочностными) характеристиками, малой чувствительностью к концентрации напряжений, способностью подвергаться термической и термомеханической обработке и хорошей обрабатываемостью. Исходя из этих требований, применяют следующие материалы для осей и валов:

Для осей и валов без термообработки применяют углеродистые стали 25, 30, 40, 45. Оси и валы, к которым предъявляют повышенные требования в отношении их несущей способности, долговечности шлицев и цапф, выполняют из средне-углеродистых и легированных сталей марок 35, 40, 45, 40X и др. с улучшением. Чаще других применяют сталь 45, отличающуюся хорошей обрабатываемостью.

Для увеличения износостойкости цапф, вращающихся в подшипниках скольжения, изготавливают валы из сталей 20, 20X, 12X2H4A и других с последующей цементацией и закалкой цапф. Для высоконапряженных валов ответственных машин, например, авиационных двигателей, применяют многокомпонентные легированные стали 40XH, 40XHMA, 30XГСА и др. Валы и оси из этих сталей обычно подверга-

ются улучшению, закалке с высоким отпускком и поверхностной закалке ТВЧ с низким отпускком.

В табл. 4 приведены некоторые, необходимые для расчета механические характеристики марок сталей, наиболее употребляемых для изготовления валов.

§5. Расчет осей и валов на прочность

При расчете осей и валов необходимо тщательно учитывать факторы, влияющие на их прочность. Однако их учет затруднителен, поскольку неизвестна окончательная конструктивная форма (геометрическая) вала и оси. В связи с этим процесс конструирования и расчета осей и валов состоит из следующих трех этапов:

1. Проектировочный (предварительный) расчет

В процессе проектировочного расчета приближенно определяют размеры вала (оси) по наиболее нагруженному сечению, т.е. по сечению с наибольшим изгибающим и крутящим моментами.

2. Конструирование вала или оси

В процессе конструирования разрабатывают конструкцию всего узла вала (оси) со всеми деталями, находящимися в соединении с ним. Вычерчивают отдельно вал (ось) и проставляют все необходимые размеры.

3. Проверочный или уточненный расчет

В процессе проверочного расчета определяют расчетные запасы прочности в опасных сечениях, которыми обычно являются сечения с концентрацией напряжений, и их сопоставление с допустимыми значениями. По результатам проверочного расчета уточняются конструкция и размеры сечений вала (оси).

Основными расчетными нагрузками для осей и валов являются изгибающие M_u и крутящие M_k моменты, вызывающие деформации изгиба и кручения. Влияние растягивающих сил (а также нагрузки встречаются) незначительно и, как правило, не учитывается.

Методика расчета осей и валов на прочность идентична. Расчет осей является частным случаем расчета валов при $M_k = 0$.

а) Методика проектировочного расчета. Целью проектировочного расчета является определение диаметра вала в наиболее нагруженном сечении (либо определение диаметров вала в расчетных или любых интересующих конструктора сечениях). Расчет при этом ведется по

допускаемым напряжениям, соответствующим режиму измерения напряжений рассчитываемого вала или оси.

При проектировочном расчете имеют место два случая:

Первый случай. Расположение опор и места приложения нагрузок заданы или могут быть определены до разработки конструкции вала (оси);

Второй случай. Расположение опор и места приложения нагрузок не заданы и не могут быть установлены до разработки конструкции вала.

В первом случае для расчета оси или вала необходимо прежде всего составить расчетную схему.

Расчетная схема осей или валов аналогична схеме балки на шарнирных опорах. Для валов и вращающихся осей, установленных на подшипниках качения по одному в опоре (рис.6,а), условные шарнирные опоры располагают в середине подшипника (такая схема достаточно точно соответствует действительности). В случае, когда валы

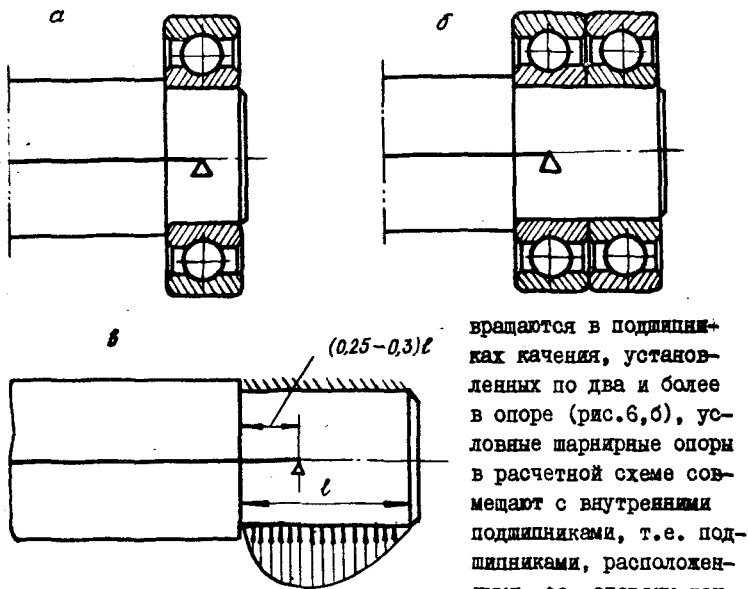


Рис.6

руженного пролета. Для валов и вращающихся осей, установленных на радиально-упорных подшипниках (рис.7,а, б), опору помещают в точку пересечения нормалей, проведенных к серединам контактных площадок тел качения.

У валов, вращающихся в подшипниках скольжения (рис.6,в) условную шарнирную опору следует располагать на расстоянии $0,25-0,3$ длины подшипника от кромки подшипника со стороны нагруженного пролета (вследствие несимметричного распределения давления по длине подшипника).

Подшипники, воспринимающие одновременно осевые и радиальные нагрузки, принимаются в расчетной схеме вала (оси) в виде шарнирно-неподвижных опор, а подшипники, воспринимающие только радиальные нагрузки - в виде шарнирно-подвижных опор.

Нагрузки (силы и моменты) предполагаются приложенными по середине несущих или опорных поверхностей. В этом случае нагрузки принимаются сосредоточенными.

Собственным весом валов или осей, весом насаженных деталей (за исключением тяжелых деталей, например, маховиков и т.п.), а также силами трения и моментами трения в опорах пренебрегают.

На рис.2 изображена расчетная схема промежуточного вала зубчатого соосного редуктора главного привода вертолета.

Составленная расчетная схема дает возможность определить диаметры любых сечений вала (оси) по известным расчетным формулам из курса "Сопротивление материалов". При этом если на вал (ось) действуют нагрузки, расположенные в различных плоскостях, их следует разложить на составляющие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, общих для всех нагрузок.

По составленной расчетной схеме строят эпюры изгибающих моментов в каждой из плоскостей, а по ним строят эпюру изгибающих моментов M_u путем геометрического сложения изгибающих моментов в горизонтальной M_2 и вертикальной M_6 плоскостях.

$$M_u = \sqrt{M_2^2 + M_6^2} \quad (4)$$

Далее строят эпюру крутящих моментов M_k .

При расчете вала на статическую прочность эпюры M_u и M_k строятся по наибольшим кратковременным значениям нагрузок, повторяемость которых настолько мала, что не может вызвать усталостного разрушения. При назначении расчетной величины этой нагрузки

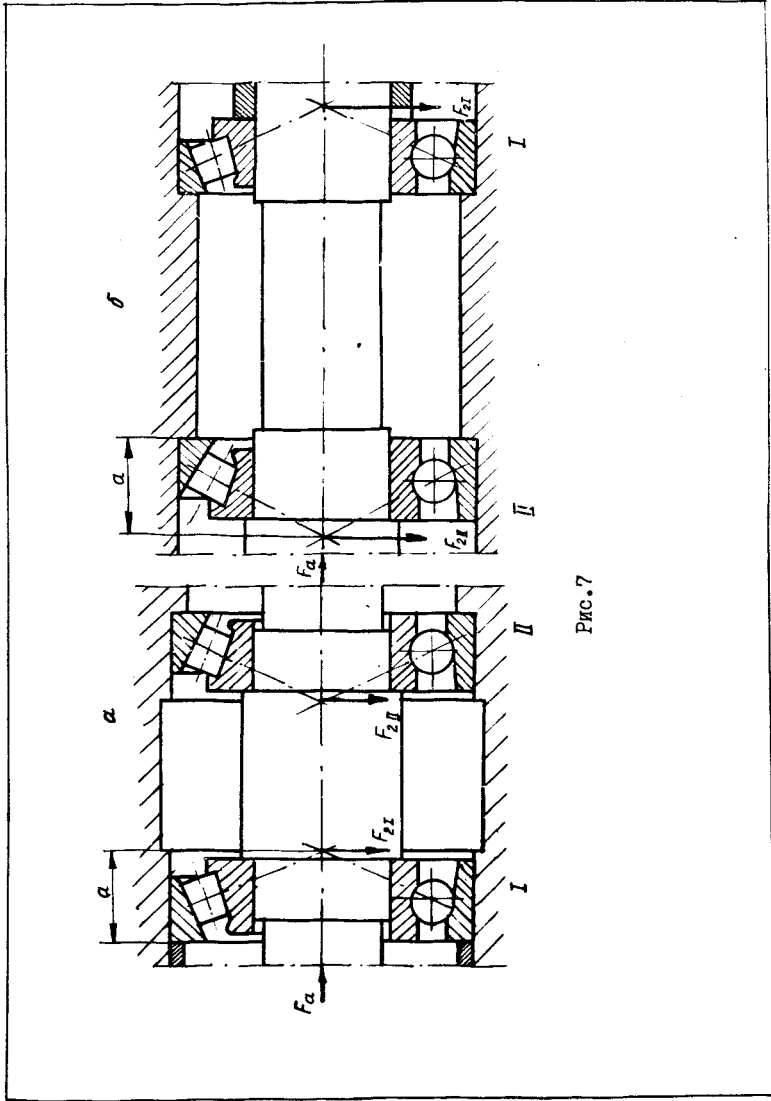


Рис. 7

следует исходить из наиболее тяжелых реально возможных условий работы машины, учитывая при этом динамические и ударные нагрузки. По суммарной эпюре M_u и эпюре M_k для любого сечения вала (оси) строится эпюра приведенного момента M_{np} .

Приведенный момент M_{np} определяется обычно по III теории прочности:

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} \quad (5)$$

Условием статической прочности будет

$$\sigma_{np} = \frac{M_{np}}{W} \leq [\sigma_u]_I \quad (6)$$

Так как момент сопротивления сечения полого вала при изгибе

$$W_u = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4),$$

где $\beta = \frac{d_0}{d}$ - отношение внутреннего диаметра d_0 полого вала к наружному d ,

диаметр вала получим из формулы (6) в виде

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{np}}{\pi (1 - \beta^4) [\sigma_u]_I}}; \quad (7)$$

для вала сплошного сечения ($\frac{d_0}{d} = 0$)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{np}}{\pi [\sigma_u]_I}} \quad (8)$$

Статическая несущая способность вала определяется предельными нагрузками, которые еще могут быть восприняты валом без нарушения его работы в узле. Обычно остаточные деформации вала недопустимы, и предельные нагрузки соответствуют напряжению, несколько меньшему предела текучести σ_T в наиболее напряженном сечении вала. Поэтому значения допускаемых напряжений при расчете на статическую прочность $[\sigma_u]_I$ определяются по формуле

$$[\sigma_u]_I = \frac{\sigma_T}{[n]_I} \quad (9)$$

где σ_T - предел текучести материала вала при изгибе;

$[n]_I$ - допускаемый запас прочности по статической несущей способности.

Для пластичных материалов величины допускаемых запасов прочности не должны быть менее величин, указанных в табл. 6.

Расчет валов на усталостную прочность производится по длительно действующим нагрузкам с учетом характера изменения напряжений. (Повторяемость длительно действующих нагрузок должна быть не менее $10^3 - 10^4$ циклов).

В проектировочном расчете можно пренебречь влиянием средних напряжений циклов, изменений нормальных (от изгиба) и касательных (от кручения) напряжений и расчет валов проводить в предположении действия только амплитудных значений изгибающего $M_{\text{и}a}$ и крутящего $M_{\text{к}a}$ моментов. В этом случае по аналогии со статической прочностью при совместном действии нормального $\sigma_{\text{л}a}$ и касательного $\tau_{\text{к}a}$ напряжений вводят значение эквивалентного приведенного амплитудного напряжения

$$(\sigma_{\text{нр}})_a = \sqrt{\sigma_{\text{л}a}^2 + 4\tau_{\text{к}a}^2} \quad (10)$$

и вытекающего отсюда значения амплитуды приведенного момента

$$(M_{\text{нр}})_a = \sqrt{M_{\text{и}a}^2 + M_{\text{к}a}^2} \quad (11)$$

Если между наибольшими кратковременными нагрузками, по которым рассчитывают вал на статическую прочность, и длительно действующими, по которым вал рассчитывают на выносливость, нет пропорциональности, то заново строят эпюры амплитудных моментов, а при наличии пропорциональности используют ранее построенные эпюры.

Часто амплитуда крутильных колебаний $M_{\text{к}a}$ задается в долях осевого крутящего момента $M_{\text{к}}$,

т.е. $M_{\text{к}a} = \alpha M_{\text{к}}$.

Условие усталостной прочности

$$(\sigma_{\text{нр}})_a = \frac{(M_{\text{нр}})_a}{W_{\text{и}}} \leq [\sigma_{\text{и}}]_{\text{в}} \quad (12)$$

Отсюда определяется диаметр полого вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(M_{\text{нр}})_a}{\pi(1-\beta^4)[\sigma_{\text{и}}]_{\text{в}}}} \quad (13)$$

и диаметр сплошного вала

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32(M_{\text{нр}})_a}{\pi[\sigma_{\text{и}}]_{\text{в}}}} \quad (14)$$

Значения допускаемых напряжений устанавливаются по формуле

$$[\sigma_{\text{и}}]_{\text{в}} = \frac{\sigma_{-1}}{[n]_{\text{в}} K_{\sigma}} \quad (15)$$

Масштабные факторы ϵ_{σ} , ϵ_{τ} и коэффициент качества поверхности ϵ_n неизвестны и принимаются равными единице, а величина эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} ориентировочно устанавливается по табл.7. Величины допускаемых запасов прочности $[n]_{\text{в}}$ не должны быть ниже установленных опытом эксплуатации и конструирования валов аналогичных машин. Если отсут-

ствуют соответствующие данные, то значение минимально допускаемого запаса прочности можно принимать

$$[n]_{\bar{n}} = 1,7 - 2,5$$

Большие значения для валов диаметром $d > 100 \text{ мм}$ и из материала пониженной пластичности.

По результатам расчетов на статическую и усталостную прочность для диаметра вала выбирают большее из двух полученных значений.

Во втором случае, как было сказано выше, расстояние между опорами неизвестно, неизвестны также расстояния от мест приложения нагрузок до опор, и, следовательно, эпюра изгибающих моментов не может быть построена. В этом случае проекционный расчет ведется с учетом лишь действия крутящего момента M_k .

Все расчетные зависимости, приведенные для первого случая, сохраняются и во втором.

При расчете на статическую прочность приведенный момент

$$M_{np} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2} = (1 + \alpha) M_k \quad (16)$$

(т.к. $M_u = 0$, а расчетный крутящий момент равен $M_k (1 + \alpha)$, т.е. с учетом динамического момента αM_k);
условие статической прочности

$$\sigma_{np} = \frac{M_{np}}{W_u} = \frac{(1 + \alpha) M_k}{W_u} \leq [\sigma_u]_I; \quad (17)$$

диаметр полого вала из условия статической прочности

$$d \geq \sqrt{\frac{32 (1 + \alpha) M_k}{\pi (1 - \beta^4) [\sigma_u]_I}} \quad (18)$$

и диаметр вала сплошного сечения

$$d \geq \sqrt{\frac{32 (1 + \alpha) M_k}{\pi [\sigma_u]_I}}; \quad (19)$$

допускаемые статические напряжения

$$[\sigma_u]_I = \frac{\sigma_T}{[n]_I} \quad (20)$$

Значения допускаемых запасов прочности можно принять по данным табл.2. Однако вследствие того, что влияние изгибающего момента не учитывается в рассматриваемом случае, для допускаемых запасов прочности следует принять более высокие значения, а именно:

для пластичных материалов $[n]_I \geq 2,2$;

для малопластичных и хрупких материалов $[n]_I \geq 3,0$;

При расчете на усталостную прочность амплитуда приведенного момента

$$(M_{np})_a = \sqrt{M_{aa}^2 + M_{ka}^2} = \alpha M_k \quad (21)$$

$$(m.k. M_{ua} = 0) \quad ;$$

условие усталостной прочности

$$(\sigma_{np})_a = \frac{(M_{np})_a}{W_u} = \frac{\alpha M_k}{W_u} \leq [\sigma_u]_{\text{н}} ; \quad (22)$$

диаметр полого вала из расчета на усталостную прочность

$$d > \sqrt[3]{\frac{32 \alpha M_k}{\pi (1 - \beta^4) [\sigma_u]_{\text{н}}}} \quad (23)$$

и диаметр вала сплошного сечения

$$d > \sqrt{\frac{32 \alpha M_k}{\pi [\sigma_u]_{\text{н}}}} ; \quad (24)$$

допускаемые напряжения при расчете на усталостную прочность

$$[\sigma_u]_{\text{н}} = \frac{\sigma_{-1}}{[n]_{\text{н}} K_{\sigma}} \quad (25)$$

Величина эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} определяется по табл. 3.

Величину минимального допустимого запаса прочности можно принимать

$$[n]_{\text{н}} \geq 2,5.$$

Для исполнения принимают больший из двух значений диаметров вала, полученных расчетами на статическую и усталостную прочность.

б) Методика проверочного или уточненного расчета. Проверочный или уточненный расчет осей и валов заключается в том, что для каждого предположительно опасного сечения определяют действительный коэффициент запаса прочности n и сравнивают его с допусκαемым значением $[n]$. При этом в отличие от проекровочного (приближенного) расчета, учитывают все факторы, влияющие на усталостную прочность, а именно: характер изменений напряжений, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров и состояние поверхности.

Запас усталостной прочности в любом сечении определяется по формуле [2]

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} , \quad (26)$$

где n_{σ} - коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям;

n_{τ} - коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям.

Величины запасов прочности n_{σ} , n_{τ} и n необходимо определять из конкретных условий работы валов и осей.

При простом нагружении, т.е. когда среднее напряжение (σ_{cp} , τ_{cp}) и амплитуда цикла (σ_a , τ_a) изменяются пропорционально ($\frac{\sigma_{cp}}{\sigma_a} = const$, $\frac{\tau_{cp}}{\tau_a} = const$), разрушающий цикл остается подобно рабочему. Такое нагружение обычно происходит в валах, где нагрузки возрастают пропорционально передаваемому моменту. В этом случае запасы прочности определяются по максимальным напряжениям [2]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \epsilon_n} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_{cp}} ; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \epsilon_n} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_{cp}} \quad (27)$$

В некоторых случаях работы валов возможно и непропорциональное изменение составляющих цикла - так называемое сложное нагружение. Например, вал винта турбовинтового двигателя, передающий постоянный крутящий момент и тягу, может подвергаться крутильным колебаниям и изгибу от эволюционных перегрузок. Усталостное разрушение такого вала возможно в результате повышения переменных напряжений от крутильных колебаний τ_a и от изгиба σ_a при постоянных средних напряжениях $\tau_{cp} = const$ и $\sigma_{cp} = const$. В этом случае запасы прочности определяются по амплитудам [2]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1} - \psi_{\sigma} \sigma_{cp}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \epsilon_n} \sigma_a} ; \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \tau_{cp}}{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \epsilon_n} \tau_a} \quad (28)$$

В формулах (27) и (28)

- σ_{-1} и τ_{-1} - пределы длительной выносливости материала вала (оси) соответственно при изгибе и кручении;
- σ_a и τ_a - переменные составляющие (амплитуды) циклов напряжений соответственно при изгибе и кручении;
- σ_{cp} и τ_{cp} - постоянные составляющие (средние напряжения) циклов напряжений соответственно при изгибе и кручении;
- K_{σ} и K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации напряжений соответственно при изгибе и кручении;
- ϵ_{σ} и ϵ_{τ} - коэффициенты влияния абсолютных размеров (масштабный фактор) соответственно при изгибе и кручении;

ε_n - коэффициент качества (состояния) поверхности (при изгибе и кручении);

ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла напряжений на прочность соответственно при изгибе и кручении.

Составляющие циклов напряжений для любого i -го расчетного сечения в общем случае определяются следующим образом:

$$\sigma_{ai} = \frac{M_{ui} a_i}{W_{ui}(\text{нетто})}; \quad \sigma_{срi} = \frac{M_{усрi}}{W_{ui}(\text{нетто})} + \frac{A}{F};$$

$$\tau_{ai} = \frac{M_{kai}}{W_{ki}(\text{нетто})}; \quad \tau_{срi} = \frac{M_{ксрi}}{W_{ki}(\text{нетто})};$$

Здесь M_{ui} ; M_{kai} - амплитуды изгибающего и крутящего моментов в i -м сечении;

$M_{усрi}$; $M_{ксрi}$ - средние значения изгибающего и крутящего моментов в i -м сечении;

A - осевая сила, действующая в сечении;

$W_{ui}(\text{нетто})$; - моменты сопротивления действительного сечения вала (соответственно экваториальный и полярный) в i -м расчетном сечении.

$W_{ki}(\text{нетто})$

Значения $W_u(\text{нетто})$ и $W_k(\text{нетто})$ для некоторых сечений приведены в табл. 4-7.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для некоторых концентраторов можно принимать по табл. 8-13.

При наличии напессованной на вал детали коэффициент состояния поверхности в месте посадки не учитывается, а влияние абсолютных размеров носит специфический характер; в связи с этим в табл. 14 для напессованных деталей приведены значения $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$ и

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}.$$

Если в одном и том же сечении вала имеется несколько концентраторов напряжений, то в расчет принимается тот, у которого больше эффективный коэффициент концентрации K_σ или K_τ .

Значения масштабного фактора ε_σ , ε_τ и фактора состояния (качества) поверхности ε_n приведены соответственно в табл. 14 и 15.

Значения коэффициентов ψ_σ и ψ_τ приведены в табл. 16.

Сопrotивление усталости валов в ряде случаев может быть существенно повышено за счет технологического упрочнения материала вала путем химико-термической обработки (азотирования, цементации, цианирования), поверхностной закалки, наклепка поверхностного слоя, обкатки роликами, обдувки дробью и т.д. Экспериментальные данные по влиянию поверхностного упрочнения на усталость приведены в табл. 17, где даны значения коэффициента $\epsilon_n = \frac{\sigma_{\text{упр}}}{\sigma_1}$, представляющего собой отношение предела выносливости детали, определенного при наличии упрочнения, к пределу выносливости детали без упрочнения. Коэффициенты даны для валов диаметром 30-40 мм при наличии концентрации и без нее. Для валов больших диаметров следует принимать промежуточные значения величины ϵ_n . Влиянием предшествующей механической обработки при упрочненном поверхностном слое можно пренебречь.

Так как уточненный расчет осей и валов является по сути проверочным расчетом, то, очевидно, необходимо обеспечить условие, чтобы расчетный (действительный) коэффициент запаса прочности n был большим или равным допустимому значению запаса прочности $[n]$, т.е.

$$n \geq [n].$$

В качестве минимально допустимого значения запаса прочности $[n]$ можно принимать $[n] = 1,3 - 1,5$ если точно определены нагрузки и напряжения.

При других условиях в зависимости от степени ответственности конструкции, точности расчетных данных и т.д. $[n] = 1,5 - 2,5$ и больше. Если диаметры валов (осей) определяются условиями жесткости (например, шпиндель токарного станка), то значения могут быть существенно большими.

Запас статической прочности при совместном действии изгиба и кручения также определяется по формуле (26)

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}$$

Здесь n_σ - коэффициент запаса статической прочности по нормальным напряжениям;

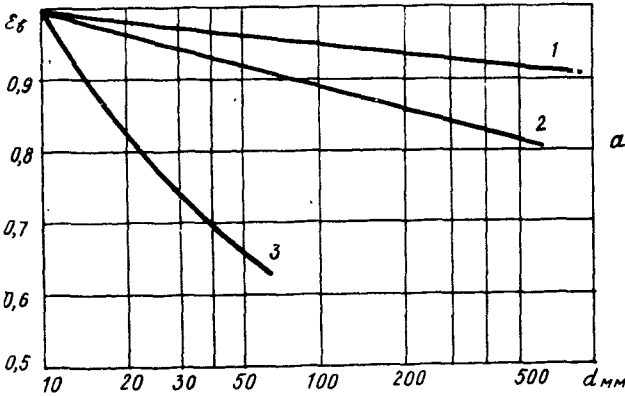
n_τ - коэффициент запаса статической прочности по касательным напряжениям.

Статическая прочность вала зависит от его абсолютных размеров, так как с увеличением диаметра снижаются пределы прочности σ_1 ,

τ_{δ} и пределы текучести σ_{τ} , τ_{τ} материала вала. Понижение пределов прочности характеризуется коэффициентом (рис.8,а)

$$\epsilon_{\delta} = \frac{(\sigma_{\delta})d}{(\sigma_{\delta})_{10}} ; \quad \epsilon_{\tau} = \frac{(\tau_{\delta})d}{(\tau_{\delta})_{10}} ;$$

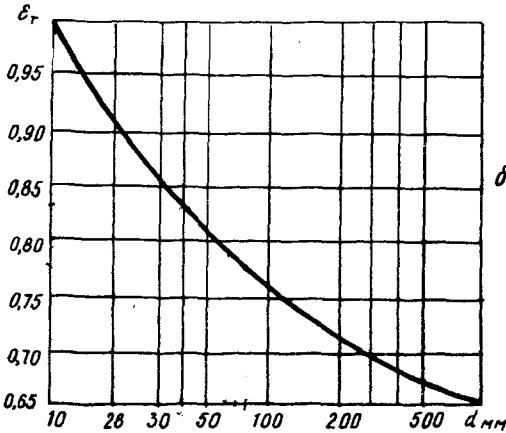
а понижение предела текучести -- коэффициентом (рис.8,б)



$$\epsilon_{\tau} = \frac{(\sigma_{\tau})d}{(\sigma_{\tau})_{10}} ;$$

$$\epsilon_{\tau} = \frac{(\tau_{\tau})d}{(\tau_{\tau})_{10}} ;$$

а



б

Рис.8. Графики влияния диаметра заготовки на предел прочности (а) и на предел текучести (б):
1-углеродистая и марганцовистая стали, 2-легированная сталь, 3-серый чугун

где $(\sigma_s)d$; $(\tau_s)d$ - предел прочности и предел текучести стандартного образца, вырезанного из поверхностного слоя поковки диаметром d ;

$(\sigma_s)_{10}$; $(\tau_s)_{10}$ - предел прочности и предел текучести стандартного образца при $d = 10\text{мм}$.
 $(\sigma_r)_{10}$; $(\tau_r)_{10}$

При использовании в расчетах данных табл. 5 по механическим характеристикам σ_s , τ_s и σ_r , τ_r следует определять предел прочности или предел текучести вала диаметром d по формулам:

$$\left. \begin{aligned} (\sigma_s)d &= \varepsilon_s \sigma_s ; & (\sigma_r)d &= \varepsilon_r \sigma_r \\ (\tau_s)d &= \varepsilon_s \tau_s ; & (\tau_r)d &= \varepsilon_r \tau_r \end{aligned} \right\} \quad (29)$$

Статическая несущая способность валов, выполненных из пластичной стали, определяется отсутствием пластической деформации в сечениях. Это соответствует предельной нагрузке, при которой наибольшие номинальные приведенные напряжения в сечении вала достигают значения предела текучести.

Для валов из малопластичных материалов разрушение может наступить раньше, чем появятся сколько-нибудь заметные пластические деформации. Расчет таких валов на статическую прочность следует вести по пределу прочности. Но если учесть, что для малопластичных материалов предел текучести весьма близок к пределу прочности, то расчет в этих случаях можно вести по пределу текучести, как для пластичных материалов.

Концентрация напряжений на статическую несущую способность вала из пластичного материала существенного влияния не оказывает, так как при пластическом деформировании распределение напряжений выравнивается, а пластическая область занимает весьма малую долю сечения и длины вала.

Поэтому для валов из пластичных материалов частный коэффициент запаса прочности от действия на вал нормальных напряжений в данном i - м сечении

$$n_\sigma = \frac{(\sigma_r)d}{\sigma_i} \quad (30)$$

и от действия на вал касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{(\tau_r)d}{\tau_i} \quad (31)$$

Здесь максимальное значение номинальных нормальных σ_i и касательных τ_i напряжений в данном i - м сечении определяется по формулам:

$$\sigma_i = \frac{M_{ii}(\max)}{W_{ii}(\text{нетто})} ; \tau_i = \frac{M_{ki}(\max)}{W_{ki}(\text{нетто})} . \quad (32)$$

где $M_{ii}(\max)$ - максимальные значения изгибающего и крутящего моментов в i -м сечении при расчете на статическую прочность.
и $M_{ki}(\max)$

Полученные по расчету величины запасов прочности n в опасных сечениях не должны быть менее минимально допустимых значений, приведенных в табл.2.

Глава II. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

§1. Типы подшипников качения, используемых в авиационном редукторостроении

В авиационных редукторах находят применение большинство типов подшипников качения, стандартизованных ГОСТ. Необходимо отметить лишь преимущественное использование в высокоскоростных опорах подшипников легких, особо легких и сверхлегких серий. Кроме того, конструктивное оформление внутренних элементов (профили желобов, конструкции сепараторов и т.п.) многих стандартных авиационных подшипников отличается от общепринятого, что изменяет качественную характеристику подшипников.

Шарикоподшипники радиальные однорядные типа 000 (рис.9) широко применяются в различных узлах авиационных редукторов и служат для восприятия радиальных нагрузок. Они могут воспринимать осевые нагрузки до 70% неиспользованной радиальной нагрузки, а при увеличенных внутренних зазорах и наличии массивных точечных сепараторов могут применяться при скоростях вращения выше предельных, указанных в каталогах, и при чисто осевых нагрузках.

При скоростях вращения, не превышающих предельных, в узлах некоторых агрегатов при смазке консистентными смазками применяются разновидности однорядных радиальных шарикоподшипников: шарикоподшипники с одной (тип 60000) или двумя (тип 80000) защитными шайбами и шарикоподшипники с односторонним (тип 160000) или двусторонним (тип 180000) уплотнением. Применение этих подшипников позволяет в ряде случаев более удачно оформить подшипниковый узел.

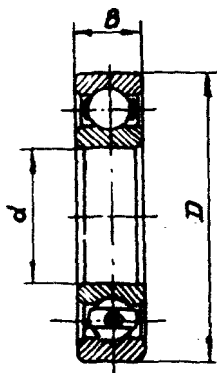


Рис.9

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные (самоустанавливающиеся) типа 1000 применяются при небольших скоростях вращения в тех случаях, когда в процессе работы имеют место значитель-

ные перекосы колец. Эти подшипники могут фиксировать вал от перемещения в осевом направлении и способны воспринимать небольшие осевые нагрузки.

Роликоподшипники радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами способны воспринимать большие радиальные нагрузки, чем шариковые однорядные тех же габаритов. В изделиях авиационной техники наиболее широко применяются роликоподшипники с массивными беззаклепочными сепараторами. Эти подшипники могут работать при скоростях вращения, превышающих предельные, установленные каталогами.

В редукторах и агрегатах ТРД, где скорости вращения весьма значительны, применяются роликоподшипники типа 32000 с безбортовым внутренним кольцом, реже-типа 2000 с безбортовым наружным кольцом (рис.10). Эти подшипники не фиксируют вал в осевом направлении. В редукторах вертолетов и в опорах некоторых приводов ТРД

при скоростях вращения, не превышающих предельные, указанные в каталоге, применяются подшипники с одним бортом на наружном (типа 12000) или внутреннем (типа 42000) кольце (рис.11).

Эти подшипники могут воспринимать небольшие односторонние осевые силы. В редукторах вертолетов применяют также роликоподшипники типа 92000 с одним бортом на внутреннем кольце и с плоским упорным

кольцом (рис.11). Этот подшипник может воспринимать небольшие осевые силы в двух направлениях и фиксируют вал в осевом направлении.

В редукторах ТРД находят применение подшипники типа 292000 без внутреннего и типа 502000 без наружного кольца. Преимущество этих подшипников - меньшие габариты подшипникового узла. В качестве отсутствующего кольца в этом случае используются поверхности вала или корпуса, соответственным образом обработанные.

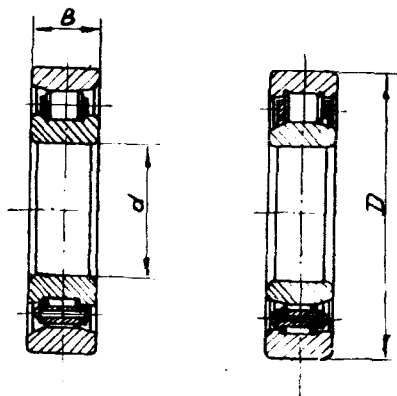


Рис.10

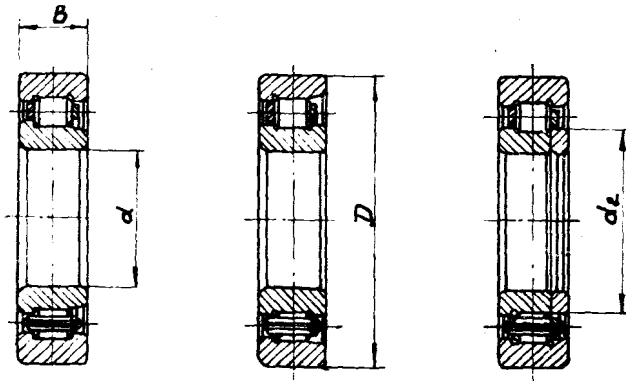


Рис.11

Роликподшипники игольчатые предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Они обладают значительно большей грузоподъемностью при тех же радиальных размерах, чем другие типы подшипников. Наиболее часто применяются в опорах сателлитов планетарных редукторов при скоростях вращения, не превышающих предельных, игольчатые подшипники типа 74000 с массивными кольцами, типа 24000 без внутреннего кольца и типа 940 с одним штампованным наружным кольцом (рис.12).

Шарикоподшипники радиально-упорные применяются при комби-

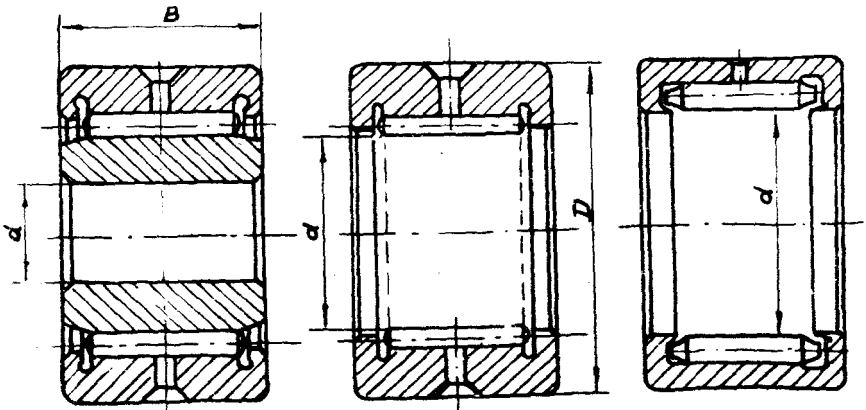


Рис.12.

нированных нагрузках часто с преобладающей осевой. При высоких скоростях вращения они применяются при чисто осевой нагрузке. При скоростях вращения, превосходящих предельные, указанные в каталогах, они применяются с массивными точечными сепараторами. В коробках приводов ТРД используются однорядные шарикоподшипники типа 36000, 46000, 66000 (рис.13). Преимущественно используются подшипники типа 46000 с углом контакта $\alpha \approx 26^\circ$. Эти подшипники воспринимают осевые силы в одном направлении.

В редукторах ТРД, реже в редукторах вертолетов используются однорядные шарикоподшипники с разъемным внутренним или наружным кольцом, с четырех, трех - и двухточечным контактом (рис.14). Эти подшипники используются при преобладающих осевых нагрузках, действующих в обе стороны, обладают повышенной грузоподъемностью и фиксируют вал в осевом направлении.

В редукторах вертолетов широко применяются sdвоенные шарикоподшипники типа 446000, а также двухрядные радиально-упорные шарикоподшипники с предварительным натягом типа 56000 и 86000 (рис.15). Эти подшипники обладают повышенной грузоподъемностью

и фиксируют вал в осевом направлении.

Роликоподшипники конические однорядные типа 7000 и типа 27000 (рис.16) обладают большей грузоподъемностью, чем шариковые радиально-упорные подшипники тех же габаритов. Они воспринимают односторонние осевые нагрузки и используются в редукторах вертолетов при скоростях вращения, не выше указанных в каталогах.

Шарикоподшипники упорные типов 8000 и 38000 находят ограниченное применение в главных редукторах вертолетов. Применяются при больших осевых нагрузках и небольших скоростях вращения.

§2. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности

При выборе подшипников качения в качестве критерия работоспособности обычно принимается усталостная прочность поверхностных слоев колец или тел качения. На основе экспериментальных исследова-

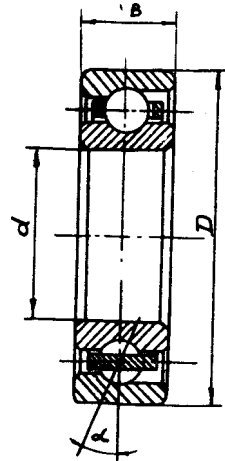


Рис.13

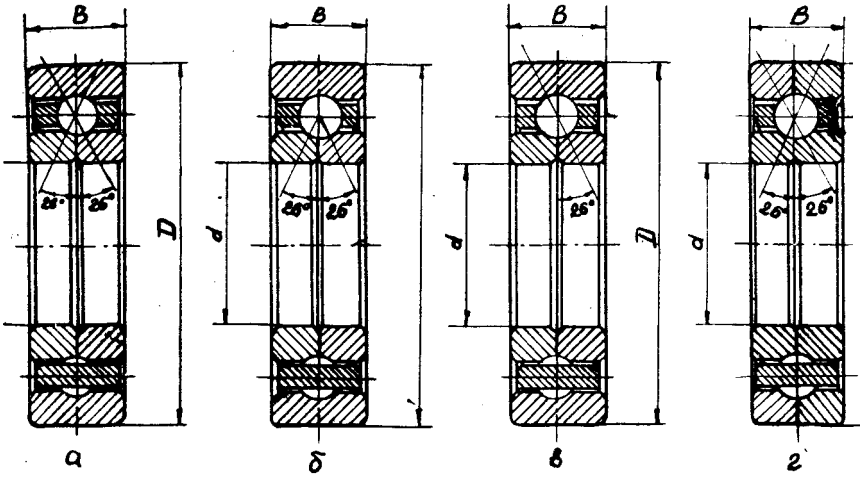


Рис.14

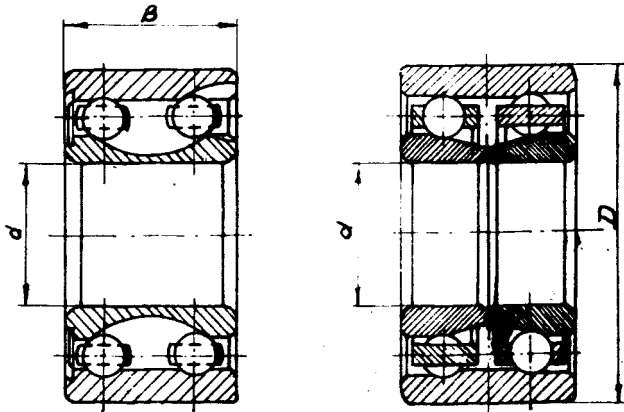


Рис.15

ний установлена связь между номинальной долговечностью L (в млн. оборотов), приведенной динамической нагрузкой P (в кгс) и динамической грузоподъемностью C (в кгс):

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (33)$$

где $m = 3$ - для шарикоподшипников
и $m = 10/3$ - для роликоподшипников.
Номинальная долговечность может быть выражена и в часах:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} \quad \text{часов} \quad (34)$$

Здесь n - число оборотов в минуту подшипника относительно неподвижного вектора радиальной нагрузки.

Подшипники качения одного типоразмера в одинаковых условиях имеют значительный разброс долговечностей. Поэтому при подборе подшипников за номинальную долговечность принимается такое число часов работы, которое выдерживает 90% всех подшипников.

Динамическая грузоподъемность авиационных подшипников качения

Динамическая грузоподъемность всех типов стандартных подшипников общего машиностроения, выпускаемых промышленностью, приводится в справочниках по подшипникам качения. В то же время подшипники, применяемые в авиационных изделиях, имеют повышенную динамическую грузоподъемность. Это обеспечивается установленными для них специальными требованиями на поставку: более жестким контролем качества, повышенными требованиями к точности всех деталей и к чистоте поверхностей, применением специальных видов термообработки колец, изготовлением внутренних колец из трубной, раскатанной заготовки; применением сталей вакуумной выплавки и электрошлакового переплава, введением специальных конструктивных мероприятий.

Подшипниковая промышленность выпускает подшипники качения пяти основных классов точности: нормального - 0, повышенного - 6,

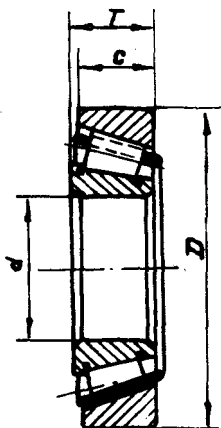


Рис.16

высокого - 5, особо высокого - 4 и сверхвысокого - 2. Обозначения классов точности указываются впереди цифровой части условного обозначения подшипника. В авиационных редукторах при высоких скоростях вращения применяются подшипники 5, 4, и 2 классов.

Таким образом, динамическую грузоподъёмность авиационных подшипников стандартных типов можно определить как

$$C_{ав} = C K_{кач} \quad (35)$$

Здесь C - каталожное значение динамической грузоподъёмности;

$K_{кач}$ - коэффициент повышения грузоподъёмности авиационного подшипника.

На основе исследований ВНИИПА и ЦИАМа для некоторых случаев могут быть рекомендованы следующие коэффициенты:

1) при применении бомбинированных роликов в цилиндрических и конических роликоподшипниках:

$K_{кач} = 1,2$ - для конических роликоподшипников;

$K_{кач} = 1,4$ - для цилиндрических роликоподшипников;

2) при применении цилиндрических роликоподшипников с внутренними зазорами, оптимальными для данных условий эксплуатации

$K_{кач} = 1,1 - 1,2$

3) при применении подшипников высоких классов точности:

$K_{кач} = 1,0$ - для шариковых и роликовых подшипников класса точности 0;

$K_{кач} = 1,05$ - для шариковых и роликовых подшипников класса точности 6;

$K_{кач} = 1,15$ - для шариковых и $K_{кач} = 1,10$ для роликовых подшипников классов точности 5, 4 и 2;

4) при применении особо чистых подшипниковых сталей:

$K_{кач} = 1,1 - 1,2$ - для подшипников из стали электрошлакового переплава;

$K_{кач} = 1,3$ - для подшипников из стали вакуумно-дугового переплава;

$K_{кач} = 1,5$ - для подшипников из стали двойного (электрошлакового + вакуумно-дугового) переплава;

5) применение оптимальных условий смазки

$K_{кач} = 1,1 - 2,0$

Приведенная динамическая нагрузка

Приведенной динамической нагрузкой P для радиальных и радиально-упорных подшипников называется такая постоянная по величине и направлению радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимися внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Формулы для определения приведенной динамической нагрузки для однорядных радиальных шарикоподшипников и однорядных радиально-упорных шарико- и роликоподшипников имеют вид:

$$\text{при } \frac{F_a}{V F_2} > e \quad P = (X V F_2 + Y F_a) K_\sigma K_T \quad (36)$$

$$\text{при } \frac{F_a}{V F_2} \leq e \quad P = V F_2 K_\sigma K_T \quad (37)$$

Приведенная нагрузка для двухрядных радиально-упорных подшипников определяется по формуле

$$P = (X V F_2 + Y F_a) K_\sigma K_T \quad (38)$$

для однорядных и двухрядных подшипников с короткими цилиндрическими роликами по формуле

$$P = V F_2 K_\sigma K_T \quad (39)$$

для упорных подшипников

$$P = F_a K_\sigma K_T \quad (40)$$

Здесь F_2 - радиальная нагрузка;

F_a - осевая нагрузка, X - коэффициент радиальной нагрузки;

Y - коэффициент осевой нагрузки;

V - коэффициент вращения;

K_σ - коэффициент безопасности;

K_T - температурный коэффициент;

e - постоянная, зависящая от типа подшипника и величины осевой нагрузки.

Числовые значения коэффициентов X и Y приводятся в справочниках для соответствующих типов стандартных подшипников при условии, что $K_\sigma = K_T = V = 1$. Значение коэффициента V принимается равным единице при вращении внутреннего кольца относи-

тельно нагрузки, и $V = 1,2$ в случае вращения наружного кольца при неподвижном внутреннем (кроме радиального шарикового сферического и упорных подшипников, для которых всегда $V = 1,0$). Коэффициенты K_s и K_r выбираются согласно табл. I и 2.

Таблица I

Характер нагрузки на подшипники	Примеры использования	K_s	
Спокойная нагрузка	Механизмы управления, приборы и их приводы	1,0	
Легкие толчки, небольшие вибрационные перегрузки	Механизмы управления, редукторы приборов агрегатов и насосов	1,05	1,10
Умеренные толчки и вибрации	Главные редукторы вертолетов и газотурбинных двигателей	1,15	1,20
Значительные толчки и вибрации	Опоры вала винта, электроагрегаты	1,25	1,35
Нагрузки с сильными ударами и высокими вибрационными перегрузками	Авиаколеса	1,35	1,60

Таблица 2

Рабочая температура подшипника, $^{\circ}\text{C}$	175	200	225	250
K_r	1,0	1,03	1,07	1,15

Осевые нагрузки, действующие на однорядные радиально-упорные подшипники, определяются по формулам табл. 3 с учетом схемы расположения подшипников и действия внешних сил (рис. 7).

Таблица 3

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_I \gg S_{II}$ $F_a \gg 0$	$F_{aI} = S_I$

Условия нагружения	Осевые нагрузки
$S_I < S_{II}$ $F_a > (S_{II} - S_I)$	$F_{aI} = S_I$ $F_{aII} = S_{II} + F_a$
$S_I < S_{II}$ $F_a < (S_{II} - S_I)$	$F_{aI} = S_{II} - F_a$ $F_{aII} = S_{II}$

Здесь S_I и S_{II} - осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам I и II (рис.7). Их величины определяются по формулам:

для конических роликоподшипников $S = 0,83 e F_2$ ✓ (41)

для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников $S = e F_2$ (42)

радиальная реакция подшипника принимается приложенной к валу в точке пересечения нормалей к серединам контактных площадок с осью вала. Расстояние a (рис.7) между этой точкой и торцом подшипника может быть определено по формулам:

для радиально-упорных шарикоподшипников $a = 0,5 [B + (d + D) \operatorname{tg} \alpha]$ (43)

для двухрядных радиально-упорных шарикоподшипников $a = 0,5 [1,5B + (d + D) \operatorname{tg} \alpha]$ (44)

для однорядных конических роликоподшипников $a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{3}$ ✓ (45)

для двухрядных конических роликоподшипников $a = \frac{3T}{4} + \frac{(d + D)e}{3}$ (46)

Здесь B , T , d , D - габаритные размеры подшипников, определяемые из справочников,

α - угол контакта.

Статическая грузоподъемность

Под допустимой статической нагрузкой понимается такая нагрузка на подшипник, под действием которой в нем не возникает остаточных деформаций, ощутимо влияющих на работу подшипника. Приведенной

статической нагрузкой называется радиальная нагрузка, вызывающая такие же деформации, как при действительных условиях нагружения.

Приведенная статическая нагрузка для радиальных и радиально-упорных подшипников определяется как наибольшая из двух величин, полученных расчетом по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \rho_0 &= X_0 F_2 + Y_0 F_c \\ \rho_0 &= F_2 \end{aligned} \right\} \quad (47)$$

Для упорных подшипников $\rho_0 = F_a$ (48)

Здесь X_0, Y_0 - коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок. Значения коэффициентов X_0 и Y_0 и допустимой статической нагрузки указываются в каталогах.

Выбор подшипников при повышенном коэффициенте надежности

Надежность подшипника - это его свойство выполнять свои функции в соответствии с предъявленными требованиями в течение заданного времени при данных условиях эксплуатации. Надежность подшипника наиболее часто оценивается вероятностью безотказной работы его. Пользуясь приведенной выше методикой расчета гарантируется 90% вероятность безотказной работы подшипника. В то же время большинство подшипников авиационных двигателей и редукторов должно иметь 100% вероятность безотказной работы. Однако принятие вероятности безотказной работы свыше 98% не целесообразно, так как приводит к чрезмерному утяжелению подшипника и невозможности использования его при высоких скоростях вращения.

При 98% вероятности безотказной работы долговечность может быть определена приближенно по формулам:

для роликовых подшипников

$$L_{98\%} = \left(\frac{0,7C}{P} \right)^{10/3} \quad (49)$$

для шариковых подшипников

$$L_{98\%} = \left(\frac{0,75C}{P} \right)^3 \quad (50)$$

§3. Особенности расчета подшипников некоторых специальных узлов

Конструкции подшипниковых узлов авиационных изделий могут отличаться от общепринятых в связи со специфическими требованиями изготовления, сборки и эксплуатации. В этой связи имеются и некоторые особенности их расчета.

Часто в авиационных конструкциях встречается установка подшипников по схеме, приведенной на рис.17. Здесь радиально-упорный

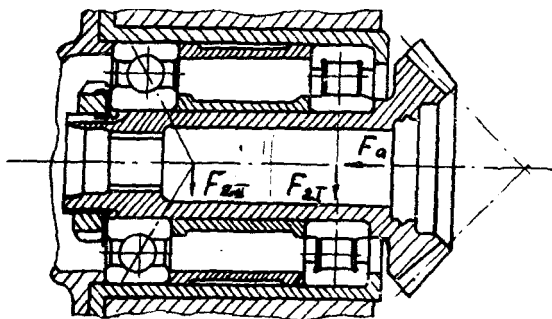


Рис.17

подшипник зафиксирован по наружному и по внутреннему кольцам, а второй подшипник, роликовый или шариковый, является "плавающим". В этом случае "плавающий" подшипник воспринимает только радиальную нагрузку.

В качестве радиально-упорных подшипников в таких схемах рекомендуется применять шарико- и роликоподшипники, воспринимающие осевую нагрузку в обе стороны (типов 000, 116000, 176000, 246000, 346000, 56000, 97000 и др.).

Приведенные нагрузки на подшипники такого вала определяются по формулам:

для "плавающего" радиально-упорного подшипника

$$P_I = V F_{2r} K_\sigma K_T \quad (51)$$

для зафиксированного радиально-упорного подшипника

$$P_{II} = (X V F_{2r} + Y F_a) K_\sigma K_T, \quad (52)$$

если $F_a > S_{II}$

$$P_{II} = V F_{2r} K_\sigma K_T, \quad (53)$$

если $F_a \leq S_{II}$

Здесь F_a - результирующая внешних осевых сил, действующих на вал, без учета осевой составляющей S_{II} радиальной нагрузки.

При больших нагрузках и ограниченных радиальных габаритах опоры для повышения ресурса применяются сдвоенные и многорядные подшипники, как показано на рис.18. В этом случае динамическая грузоподъёмность стандартного комплекта сдвоенных подшипников (типов 436000, 446000 и т.п.) приводится в справочниках. Для нестандартного комплекта подшипников, подобранных таким образом, чтобы осевая и радиальная нагрузки делились между ними равномерно,

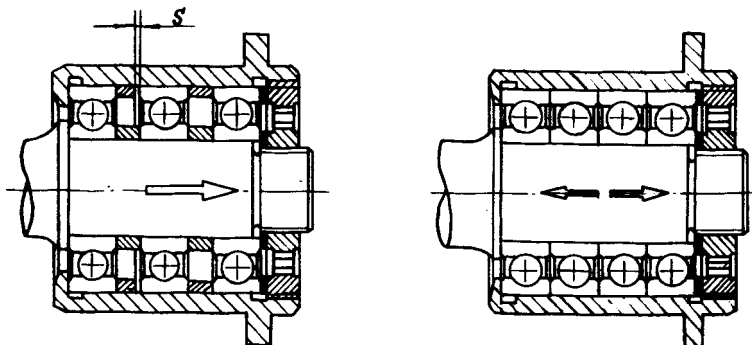


Рис.18

динамическая грузоподъёмность может быть определена по формуле

$$C_{общ} = C i^{0,7} \quad (54)$$

Здесь C - динамическая грузоподъёмность одного подшипника;

i - число подшипников в комплекте.

При определении точки приложения радиальной реакции опоры с несколькими подшипниками внешние подшипники условно отбрасываются (рис.6). Таким образом, расчет комплекта сдвоенных и строенных подшипников производится как расчет одного подшипника данного типа, но обладающего динамической грузоподъёмностью $C_{общ}$.

В отдельных конструкциях опор валов в процессе работы вращаются и наружное, и внутреннее кольца. В этом случае периодичность нагружения любой точки кольца и число циклов нагружения в единицу времени зависят от соотношения скоростей вращения колец. Для расчета приведенной нагрузки ρ и номинальной долговечности L_h в формулы (33), (34) следует подставлять значения n и V из табл.4.

Таблица 4

Направления вращения	Соотношения скоростей	n	V
В одну сторону	$n_g = n_n$	$\frac{2n_g}{(1 + \frac{D_r}{d_g} \cos \alpha) z}$	I, 2
	$n_g > n_n; n_g - n_n > 1$	$n_g - n_n$	I, 0
	$n_g = 0; n_n > 1$	n_n	I, 2
	$n_g < n_n; n_n - n_g > 1$	$n_n - n_g$	I, 0
В противоположные стороны	Любые	$n_n + n_g$	I, 0

Если кольца вращаются в одну сторону, и $0 < (n_g - n_n) \leq 1$ или $0 < (n_n - n_g) \leq 1$, то расчет долговечности не производится, а подшипник подбирается по статической грузоподъемности.

При расчете долговечности L_h подшипников сателлитов планетарных передач, участвующих одновременно в двух движениях, следует подставлять n , равное числу оборотов сателлита при остановленном водиле.

§4. Порядок подбора и расчета подшипников

При подборе типа подшипника должны быть прежде всего учтены конструктивно-эксплуатационные требования: необходимость восприятия осевых сил и самоустановления, возможность монтажа подшипника в сборе или отдельными вальцами, регулирования осевого натяга или зазора и т.п. Очень существенным для рационального подбора подшипников является правильное назначение срока службы. Для машин со сроком службы менее 2500 часов срок службы подшипников назначается равным сроку службы машины. Для машин с большими сроками службы срок службы подшипников назначается в два, три и т.д. раз меньше срока службы машины так, чтобы он не превышал 10000 часов.

При известных нагрузках на подшипник по вычисленной приведенной нагрузке P и расчетному ресурсу L определяют требуемую динамическую грузоподъемность $C = PL^{1/m}$. По динамической грузоподъемности, пользуясь каталогом или справочником, выбирают подшипник.

Однако подбор подшипников таким способом возможен не всегда, так как от типа и размера подшипника зависят положения точек приложения к валу радиальных реакций подшипников и, следовательно, величина нагрузок на них. Кроме того, в шариковых радиальных однорядных и радиально-упорных подшипниках с углом контакта $\alpha \leq 18^\circ$ положение точки радиальной реакции и величина коэффициента Y осевой нагрузки зависят от отношения F_a/c_0 .

Поэтому значительно чаще подшипники выбирают предварительно по конструктивным соображениям, исходя из диаметра вала в месте посадки. Затем определяют точки приложения и величины радиальных реакций подшипников, вычисляют приведенные динамические нагрузки P и проверяют расчетом их ресурс L_h .

Глава III. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТОВ

§1. Расчет вала

Расчитать промежуточный вал (рис.19) двухступенчатого зубчатого редуктора турбовинтового двигателя по следующим данным:

Номинальный крутящий момент на промежуточном валу при установленном режиме работы двигателя $M_k = 4000 \text{ кгс см}$.
Переменный крутящий момент от крутильных колебаний в системе составляет 25% ($\alpha = 0,25$).

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса 1 $D_1 = 231 \text{ мм}$, диаметр делительной окружности шестерни 2 $D_2 = 91 \text{ мм}$, диаметр $d_2 = 84 \text{ мм}$.

Материал шестерни вала - сталь 20Х2Н4А, предел прочности $\sigma_s = 125 \text{ кгс/мм}^2$, пределы текучести $\sigma_T = 107 \text{ кгс/мм}^2$, $\tau_T = 75 \text{ кгс/мм}^2$, пределы выносливости $\sigma_{-1} = 63 \text{ кгс/мм}^2$, $\tau_{-1} = 32 \text{ кгс/мм}^2$ (табл.5).

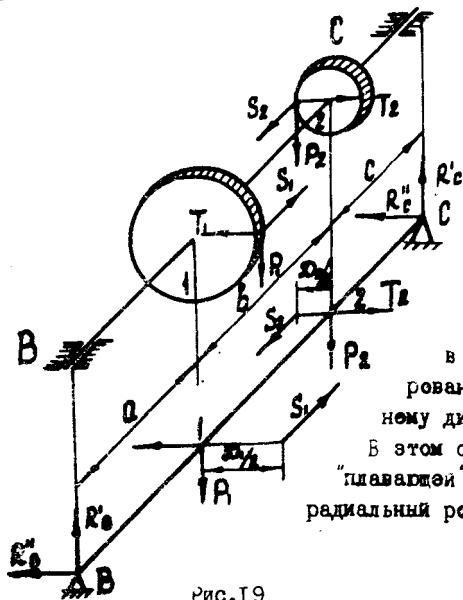


Рис.19

Оба косозубых колеса для уменьшения осевого усилия на опоры имеют одинаковое направление винтовой линии. Угол наклона зубьев по делительному цилиндру $\beta = 8^\circ 06' 34''$.

В связи с небольшой величиной осевой силы, действующей на подшипники, в опоре B установлен зафиксированный по наружному и внутреннему диаметрам радиальный подшипник. В этом случае опора C должна быть "плавающей". В этой опоре устанавливаем радиальный роликоподшипник.

Проектировочный расчет

Расчетная схема представлена на рис.19. Направления и точки приложения сил, действующих на вал, берем из предварительно разработанной схемы редуктора (эскизный проект).

Диаметр вала из расчета на статическую прочность определяем по максимальному значению усилий:

максимальное значение крутящего момента

$$M_{kmax} = (1 + \alpha) M_k = (1 + 0,25) 4000 = 5000 \text{ кгс см};$$

амплитудное значение крутящего момента

$$M_{ka} = \alpha M_k = 0,25 \cdot 4000 = 1000 \text{ кгс см}.$$

Определяем максимальное значение сил, приложенных к зубчатому колесу I (рис.19):

Окружное усилие

$$P_1 = \frac{2 M_{kmax}}{D_1} = \frac{2 \cdot 5000}{23,1} = 433 \text{ кгс},$$

радиальное

$$T_1 = \frac{P_1}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha = \frac{433}{\cos 8^\circ 06' 34''} \operatorname{tg} 20^\circ = 159 \text{ кгс},$$

осевое

$$S_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta = 433 \operatorname{tg} 8^\circ 06' 34'' = 62 \text{ кгс}.$$

Определяем максимальное значение сил, приложенных к шестерне 2 (рис.19):

окружное усилие

$$P_2 = \frac{2 M_{kmax}}{D_2} = \frac{2 \cdot 5000}{9,1} = 1100 \text{ кгс}$$

радиальное

$$T_2 = \frac{P_2}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1100}{\cos 8^\circ 06' 34''} \operatorname{tg} 20^\circ = 402 \text{ кгс}$$

осевое

$$S_2 = P_2 \operatorname{tg} \beta = 1100 \operatorname{tg} 8^\circ 06' 34'' = 156 \text{ кгс}.$$

Определяем реакции опор и изгибающие моменты, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях. (Схема нагрузок в вертикальной плоскости приведена на рис.20,а).

Реакции опор

$$R'_a = \frac{P_1(b+c) + P_2c}{l} = \frac{433(15+20) + 1100 \cdot 20}{47} = 790 \text{ кгс};$$

$$R_c = \frac{P_2(a+b) + P_1a}{l} = \frac{1100(12+15) + 433 \cdot 12}{47} = 746 \text{ кгс},$$

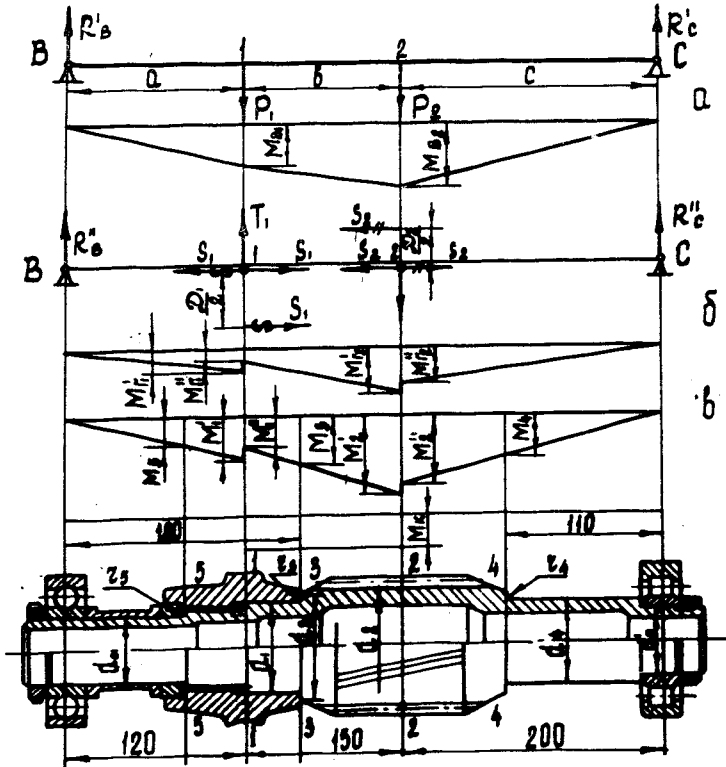


Рис.20

ИЗГИБАЮЩИЕ МОМЕНТЫ

$$M_{B1} = R'_B a = 790 \cdot 12 = 9480 \text{ кгссм};$$

$$M_{B2} = R'_C c = 746 \cdot 20 = 14920 \text{ кгссм}.$$

(Схема нагрузок в горизонтальной плоскости приведена на рис.20,б).

Реакции опор

$$R'_B = \frac{S_1 \frac{D_1}{2} + T_2 c + S_2 \frac{D_2}{2} - T_1 (b+c)}{l} =$$

$$\begin{aligned} &= \frac{62 \frac{23,1}{2} + 402 \cdot 20 + 156 \frac{9,1}{2} - 159(15+20)}{47} = 83 \text{ кгс}; \\ R_c'' &= \frac{T_2(a+b) - S_2 \frac{D_2}{2} - T_1 a - S_1 \frac{D_1}{2}}{l} = \\ &= \frac{402(12+15) - 156 \frac{9,1}{2} - 159 \cdot 12 - 62 \frac{23,1}{2}}{47} = 162 \text{ кгс}; \end{aligned}$$

$$A = S_2 - S_1 = 156 - 62 = 94 \text{ кгс}.$$

Здесь А — реакция опоры В. (Точка приложения осевой реакции зависит от того, какая из опор фиксирует вал в осевом направлении).

Изгибающие моменты

$$\begin{aligned} M_{r_1}' &= R_B'' a = 83 \cdot 12 = 996 \text{ кгс см}; \\ M_{r_1}'' &= R_B'' a - S_1 \frac{D_1}{2} = 83 \cdot 12 - 62 \frac{23,1}{2} = 280 \text{ кгс см}; \\ M_{r_2}' &= R_C'' c = 162 \cdot 20 = 3240 \text{ кгс см}; \\ M_{r_2}'' &= R_B''(a+b) + T b - S_1 \frac{D_1}{2} = 83(12+15) + \\ &+ 159 \cdot 15 - 62 \frac{23,1}{2} = 3432 \text{ кгс см}. \end{aligned}$$

Определяем:

суммарные реакции опор

$$\begin{aligned} R_B &= \sqrt{(R_B')^2 + (R_B'')^2} = \sqrt{790^2 + 83^2} = 795 \text{ кгс}; \\ R_C &= \sqrt{(R_C')^2 + (R_C'')^2} = \sqrt{746^2 + 162^2} = 763 \text{ кгс}, \end{aligned}$$

суммарные изгибающие моменты (рис.20,в)

$$M_1' = \sqrt{(M_{\theta 1})^2 + (M_{r1}')^2} = \sqrt{9480^2 + 996^2} = 9550 \text{ кгс см};$$

$$M_1'' = \sqrt{(M_{\theta 1})^2 + (M_{r1}'')^2} = \sqrt{9480^2 + 280^2} = 9485 \text{ кгс см};$$

$$M_2' = \sqrt{(M_{\theta 2})^2 + (M_{r2}')^2} = \sqrt{14920^2 + 3240^2} = 15360 \text{ кгс см};$$

$$M_2'' = \sqrt{(M_{\theta 2})^2 + (M_{r2}'')^2} = \sqrt{14920^2 + 3432^2} = 15400 \text{ кгс см}.$$

Как видно из рисунка 20, в, наиболее нагруженными являются сечения 1 и 2, поэтому определение диаметров вала производим именно в этих сечениях.

Приведенные моменты при расчете на статическую прочность в сечении 1

$$M_{пр1}'' = \sqrt{(M_1'')^2 + M_{к max}^2} = \sqrt{9485^2 + 5000^2} = 10730 \text{ кгс см};$$

в сечении 2

$$M_{пр2}'' = \sqrt{(M_2'')^2 + M_{к max}^2} = \sqrt{15400^2 + 5000^2} = 16200 \text{ кгс см}.$$

Амплитуда изгибающего момента при достаточно большом числе циклов нагружения принимается равной изгибающему моменту от неподвижной в пространстве нагрузки.

В сечении 1

$$M_{\theta a_1}'' = M_1'' = 9485 \text{ кгс см},$$

в сечении 2

$$M_{\theta a_2}'' = M_2'' = 15400 \text{ кгс см}.$$

Амплитуда приведенного момента:

в сечении 1

$$M_{пр a_1}'' = \sqrt{(M_{\theta a_1}'')^2 + (M_{ка})^2} = \sqrt{9485^2 + 1000^2} = 9540 \text{ кгс см};$$

в сечении 2

$$M_{пр a_2}'' = \sqrt{(M_{\theta a_2}'')^2 + (M_{ка})^2} = \sqrt{15400^2 + 1000^2} = 15450 \text{ кгс см}.$$

В нашем случае $\frac{\sigma_r}{\sigma_s} = \frac{107}{125} = 0,85$, поэтому значение запаса статической прочности принимаем $n_r = 2,0$ (Табл. 6).

Тогда допускаемое напряжение при расчете на статическую прочность

$$[\sigma]_r = \frac{\sigma_r}{n_r} = \frac{107}{2} = 53 \text{ кгс/мм}^2.$$

При проектировочном расчете минимальный запас усталостной прочности можно принять $n = 2,5$ (см. стр. 18).

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений принимаем (табл.3):

в сечении 1 $K_{\sigma} = 4,5$ (посадка ступицы зубчатого колеса на вал), $K_{\sigma} = 2,5$ (шлицы);

в сечении 2 $K_{\sigma} = 2,5$ (шестерня-вал).

Тогда допускаемые напряжения при расчете на усталостную прочность

в сечении I концентратор напряжений - посадка ступицы зубчатого колеса

$$[\sigma]_{\text{II}} = \frac{\sigma_{-1}}{n K_{\sigma}} = \frac{63}{2,5 \cdot 4,5} = 5,6 \text{ кгс/мм}^2,$$

концентратор напряжений - шлицы

$$[\sigma]_{\text{II}} = \frac{\sigma_{-1}}{n K_{\sigma}} = \frac{63}{2,5 \cdot 2,5} = 10 \text{ кгс/мм}^2;$$

в сечении 2

$$[\sigma]_{\text{II}} = \frac{\sigma_{-1}}{n K_{\sigma}} = \frac{63}{2,5 \cdot 2,5} = 10 \text{ кгс/мм}^2.$$

Задаемся коэффициентом $\beta = 0,7$ (см. стр. 14).

Определяем диаметр вала в сечении I.

Из расчета на статическую прочность

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{пр}1}^*}{\pi (1-\beta^4) [\sigma]_{\text{I}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 107300}{\pi (1-0,7^4) 53}} = 30,1 \text{ мм}.$$

Из расчета на усталостную прочность по месту посадки ступицы зубчатого колеса

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{пр}1}^*}{\pi (1-\beta^4) [\sigma]_{\text{II}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 95400}{\pi (1-0,7^4) 5,6}} = 61,1 \text{ мм},$$

по шлицам

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{пр}1}^*}{\pi (1-\beta^4) [\sigma]_{\text{II}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 95400}{\pi (1-0,7^4) 10}} = 50,4 \text{ мм}.$$

Определяем диаметр вала в сечении 2.

Из расчета на статическую прочность

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{пр}2}^*}{\pi (1-\beta^4) [\sigma]_{\text{I}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 162000}{\pi (1-0,7^4) 53}} = 34,5 \text{ мм};$$

из расчета на усталостную прочность

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{пр}2}^*}{\pi (1-\beta^4) [\sigma]_{\text{II}}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 154500}{\pi (1-0,7^4) 10}} = 59,2 \text{ мм}.$$

Разработка конструкции вала

При разработке конструкции вала пользуемся размерами, полученными при его предварительном расчете и выборе подшипников.

Диаметр вала d_o (рис.20) принимаем равным внутреннему диаметру шарикоподшипника ($d_o = 50$ мм).

Для того, чтобы ступица зубчатого колеса во время сборки прошла этот участок свободно, без натяга, диаметр вала между шарикоподшипником и посадочным местом принимаем равным также 50 мм с постановкой при этом распорной втулки.

Шлицы принимаются эвольвентными [3] : модуль $m = 2$ мм, число шлицев $z = 28$, наружный диаметр $D = 58$ мм, диаметр делительной окружности $d_g = m z = 2 \cdot 28 = 56$ мм, диаметр окружности впадин $d_s = 53,2$ мм. Длина шлиц определена из расчета на смятие.

Диаметр посадочного места вала под ступицу зубчатого колеса $d_1 = 62$ мм. Радиус закругления галтели r_5 берем по нормали свободных поверхностей круглых деталей $r_5 = 2,5$ мм (табл.23). Длина посадочного места выбирается в соответствии с длиной ступицы колеса. При переходе посадочного места к большому диаметру имеется галтель. Радиус галтели r_3 выбираем по нормали для деталей при неподвижном соединении $r_3 = 1,5$ мм (табл.22). Диаметр буртика $d_3 = 74$ мм.

Диаметр вала d_2 , полученный по расчету, округляем до размера, соответствующего диаметру окружности впадин шестерни $d_2 = 84$ мм.

Диаметр вала d'_o принимаем равным внутреннему диаметру роликоподшипника $d'_o = 50$ мм. Задлечик на валу выбираем по табл.20, $h_1 = 5$ мм для роликоподшипника средней серии.

Тогда

$$d_n = d'_o + 2h_1 = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм.}$$

Радиус галтели в сечении 4 берем по нормали для свободных поверхностей круглых деталей $r_4 = 3$ мм (табл.19).

Проверочный расчет вала на прочность

Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении I, которое проходит одновременно через посадочное место для ступицы зубчатого колеса и шлицы.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений при наличии эвольвентных шлицев для вала, изготовленного из стали, имеющей $\sigma_s = 125 \text{ кгс/мм}^2$, находим по табл. 11: $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,60$.

Значения масштабных факторов при изгибе и кручении для вала диаметром $d = 53,2 \text{ мм}$ - по табл.14:

$$\epsilon_\sigma \approx \epsilon_\tau = 0,70.$$

Поверхности вала будут обработаны с чистотой не ниже 6 класса по ГОСТ 2789-59. Коэффициент качества поверхности, согласно табл.15, при тонком точении $\epsilon_n = 0,8$. Тогда искомые коэффициенты концентрации напряжений в вале соответственно при изгибе и кручении

$$\left(\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n} \right) = \frac{1,76}{0,70 \cdot 0,8} = 3,14; \quad \left(\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n} \right) = \frac{1,60}{0,70 \cdot 0,8} = 2,86.$$

По табл.13 определяем коэффициенты концентрации напряжений в вале, вызванной посадкой ступицы зубчатого колеса по напряженной посадке:

$$\text{при изгибе } \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} = 3,98,$$

$$\text{при кручении } \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau} = 2,83.$$

С учетом влияния чистоты обработки после шлифовки 7 класса при $\sigma_s = 125 \text{ кгс/мм}^2$, коэффициент качества поверхности $\epsilon_n = 0,8$ (табл. 15).

Тогда

$$\text{при изгибе } \frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n} = \frac{3,98}{0,8} = 4,97,$$

$$\text{при кручении } \frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n} = \frac{2,83}{0,8} = 3,54.$$

Принимаем коэффициент $\beta = 0,7$ и определяем моменты сопротивления изгибу и кручению.

В сечении по шлицам (по впадинам шлицев)

$$W_u = \frac{\pi d^4 (1 - \beta^4)}{32 d_s} = \frac{\pi 5,6^4 (1 - 0,7^4)}{32 \cdot 5,32} = 13,8 \text{ см}^3;$$

$$W_k = 2 W_u = 2 \cdot 13,8 = 27,6 \text{ см}^3.$$

в гладкой части

$$W_u = \frac{\pi d_s^4 (1 - \beta^4)}{32} = \frac{\pi 6,2^4 (1 - 0,7^4)}{32} = 17,8 \text{ см}^3;$$

$$W_k = 2 W_u = 2 \cdot 17,8 = 35,6 \text{ см}^3.$$

Так как действующая нагрузка неподвижна относительно корпуса, дисбалансная нагрузка отсутствует, а осевую нагрузку вследствие малости не принимаем в расчет, среднее напряжение цикла можно принять равным нулю, т.е. $\sigma_{cp} = 0$.

Определяем запас усталостной прочности в сечении I по шлицам. \checkmark

Амплитуда изгибных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = \frac{M_1}{W_{изг}} = \frac{9485}{17,8} = 688 \text{ кгс/см}^2;$$

номинальное (среднее) напряжение кручения

$$\tau_{cp} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4000}{27,6} = 145 \text{ кгс/см}^2;$$

амплитуда напряжений кручения

$$\tau_a = \frac{M_{ка}}{W_k} = \frac{1000}{27,6} = 36,2 \text{ кгс/см}^2.$$

Коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла при кручении, принимаем по табл. 16. $\psi_\tau = 0,15$.

Коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n}\right) \sigma_a} = \frac{6300}{3,14 \cdot 688} = 2,92.$$

Коэффициент запаса прочности при кручении с учетом возможности разрушения от крутильных колебаний ($\tau_{cp} = const$)

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_{cp}}{\left(\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n}\right) \tau_a} = \frac{3200 - 0,15 \cdot 145}{2,86 \cdot 36,2}$$

Запас прочности по усталости в сечении I по шлицам

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,92 \cdot 30,7}{\sqrt{2,92^2 + 30,7^2}} = 2,91.$$

Определяем запас прочности в сечении I по посадочной части. \checkmark

Амплитуда изгибных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{изг}}{W_{изг}} = \frac{M_1}{W_{изг}} = \frac{9485}{17,8} = 534 \text{ кгс/см}^2;$$

среднее напряжение кручения

$$\tau_{cp} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4000}{35,6} = 113 \text{ кгс/см}^2;$$

амплитуда напряжений кручения

$$\tau_a = \frac{M_{ка}}{W_k} = \frac{1000}{35,6} = 28,2 \text{ кгс/см}^2;$$

коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n}\right) \sigma_a} = \frac{6300}{4,97 \cdot 534} = 2,38;$$

коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_{cp}}{\left(\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n}\right) \tau_a} = \frac{3200 - 0,15 \cdot 113}{3,54 \cdot 28,2} = 31,9;$$

Запас прочности по усталости в сечении I по посадочной части

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,38 \cdot 31,9}{\sqrt{2,38^2 + 31,9^2}} = 2,37.$$

Запасы усталостной прочности в сечении I как по шлицам, так и по посадочной части можно считать достаточными.

Определяем запас прочности по пределу выносливости в сечении 2.

Моменты сопротивления изгибу и кручению определяем по диаметру окружности впадин зубьев шестерни вала, что несколько идет в запас прочности.

Момент сопротивления изгибу

$$W_u = \frac{\pi d_2^3 (1 - \beta^4)}{32} = \frac{\pi 8,4^3 (1 - 0,1^4)}{32} = 44,2 \text{ см}^3,$$

кручению

$$W_k = 2 W_u = 2 \cdot 44,2 = 88,4 \text{ см}^3.$$

Эффективные коэффициенты концентрации принимаем как и для эвольвентных шлицев по табл.11: $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,60$.

Масштабные факторы для $d_2 = 84$ мм по табл.14: $\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau = 0,64$.

Средние напряжения цикла при изгибе принимаем $\sigma_{cp} = 0$.

Амплитуда изгибных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_{изг}}{W_u} = \frac{M_2''}{W_u} = \frac{15400}{44,2} = 349 \text{ кгс/см}^2;$$

коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \epsilon_n \sigma_a} = \frac{8300}{1,76 \cdot 0,64 \cdot 0,8 \cdot 349} = 5,26;$$

средние напряжения кручения

$$\tau_{cp} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4000}{88,4} = 453 \text{ кгс/см}^2;$$

амплитуда цикла при кручении

$$\tau_a = \frac{M_{ка}}{W_k} = \frac{1000}{88,4} = 11,4 \text{ кгс/см}^2;$$

коэффициент запаса прочности при кручении

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1} - \psi_\tau \tau_{cp}}{K_\tau \epsilon_n \tau_a} = \frac{3200 - 0,15 \cdot 453}{1,60 \cdot 0,64 \cdot 0,8 \cdot 11,4} = 88;$$

общий запас прочности по усталости в сечении 2

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{5,26 \cdot 88}{\sqrt{5,26^2 + 88^2}} = 5,25,$$

больше минимально допустимых.

Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении 3, где концентраторами напряжений являются галтель радиуса $r_3 = 1,5$ мм и край ступицы зубчатого колеса, насаженной на вал по напряженной посадке.

Значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений в галтели находим по табл. 19.

$$d_3 = 74 \text{ мм}; \quad d_1 = 62 \text{ мм}; \quad r_3 = 1,5 \text{ мм};$$

$$h = \frac{d_3 - d_1}{2} = \frac{74 - 62}{2} = 6 \text{ мм}; \quad \frac{h}{r_3} = \frac{6}{1,5} = 4; \quad \frac{r_3}{d_3} = \frac{1,5}{74} = 0,0204;$$

$$k_\sigma = 2,59; \quad k_\tau = 2,12,$$

масштабный фактор при изгибе и кручении для вала диаметром $d_1 = 62$ мм - по табл. 14 : $\epsilon_\sigma = \epsilon_\tau = 0,67$.

Коэффициент качества поверхности при чистоте обработки 6 класса, согласно табл. 15, принимаем $\epsilon_n = 0,8$.

Среднее напряжение цикла равно нулю $\sigma_{cp} = 0$.

Тогда коэффициенты концентрации в галтели вала при изгибе и кручении будут равны

$$\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n} = \frac{2,59}{0,67 \cdot 0,8} = 4,83; \quad \frac{k_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n} = \frac{2,12}{0,67 \cdot 0,8} = 3,96.$$

Для расчета принимаем максимальные значения коэффициентов концентрации:

при изгибе

$$\frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma \epsilon_n} = 4,97 \quad - \text{ по влиянию напряженной посадки}$$

при кручении

$$\frac{k_\tau}{\epsilon_\tau \epsilon_n} = 3,96 \quad - \text{ по влиянию галтели.}$$

Амплитуда изгибных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M_3}{W_u} = \frac{11855}{17,8} = 668 \text{ кгс/см}^2,$$

где $M_3 = 11855 \text{ кгс см}$ - суммарный изгибающий момент в сечении 3 (рис. 20, в)

Среднее напряжение кручения

$$\tau_{cp} = \frac{M_k}{W_k} = \frac{4000}{35,6} = 113 \text{ кгс/см}^2;$$

амплитуда напряжений кручения

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa a}}{W_{\kappa}} = \frac{1000}{35,6} = 28,1 \text{ кгс/см}^2;$$

коэффициент запаса прочности при изгибе

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{\kappa_{\sigma}}{\sigma_{\sigma} \epsilon_n}\right) \sigma_a} = \frac{6300}{4,97 \cdot 668} = 1,90,$$

коэффициент запаса прочности по кручению при $\tau_{cp} = const$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1} - \psi_{\tau} \tau_{cp}}{\left(\frac{\kappa_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \epsilon_n}\right) \tau_a} = \frac{3200 - 0,15 \cdot 113}{3,96 \cdot 28,1} = 28,7;$$

общий запас прочности по усталости в сечении 3

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,9 \cdot 28,7}{\sqrt{1,9^2 + 28,7^2}} = 1,89$$

находится на уровне минимально допустимых.

Повысить запас усталостной прочности можно:

- 1) увеличением номинального размера диаметра вала в данном сечении;
- 2) увеличением радиуса галтели;
- 3) поверхностным упрочнением с помощью дробеструйного наклепа или обкатки роликом.

В нашем случае более целесообразным является применение дробеструйного наклепа, так как это упрочняет одновременно и посадочное место под ступицу зубчатого колеса и галтель. При этом, согласно данных табл. 17, предел выносливости валов с малой концентрацией напряжений ($\kappa_{\sigma} > 1,5$) повысится в 1,5 раза, а валов с большой концентрацией напряжений, как в нашем случае ($\kappa_{\sigma} > 2,0$) - в 1,7 раза. Эти данные относятся к образцам диаметром $d = 30 - 40$ мм. С увеличением диаметров валов влияние упрочняющего эффекта наклепа несколько снижается. Если даже принять упрочняющий эффект обдувки дробью как для валов с малой концентрацией напряжений, то запасы усталостной прочности будут:

в сечении I (напряженная посадка ступицы зубчатого колеса

$$n = 2,37 \cdot 1,5 = 3,55$$

в сечении 3 (галтель $r_3 = 1,5$ мм).

$$n = 1,89 \cdot 1,5 = 2,83.$$

Эти запасы выше минимально допустимых.

Определяем в сечении 3 запас статической прочности по пределу текучести:

минимальные напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_z}{W_u} = \frac{11855}{17,8} = 668 \text{ кгс/см}^2;$$

максимальные напряжения кручения

$$\tau_{max} = \frac{M_{kmax}}{W_k} = \frac{5000}{35,6} = 141 \text{ кгс/см}^2,$$

коэффициенты запаса прочности составляют:

по нормальным напряжениям

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_u} = \frac{10700}{668} = 16,0,$$

по касательным напряжениям

$$n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{max}} = \frac{7500}{141} = 53,2;$$

запас статической прочности

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{16 \cdot 53,2}{\sqrt{16^2 + 53,2^2}} = 14,1,$$

что, согласно табл.2, значительно выше минимально допустимых.

Проверяем запас прочности по усталости в сечении 4.

Концентратор напряжений - галтель $z_4 = 3 \text{ мм}$.

Наружный диаметр буртика принимаем равным диаметру начальной окружности шестерни. Тогда

$$D_1 = 91 \text{ мм}; \quad d_4 = 60 \text{ мм};$$

$$h = \frac{D_1 - d_4}{2} = \frac{91 - 60}{2} = 15,5 \text{ мм}; \quad \frac{h}{z_4} = \frac{15,5}{3} = 5,16;$$

$$\frac{z_4}{d_4} = \frac{3}{60} = 0,05.$$

По табл. 9 $K_\sigma = 2,69$

По табл. I⁴ $\varepsilon_\tau = 0,67$.

Момент сопротивления изгибу (при коэффициенте $\beta = 0,7$)

$$W_u = \frac{\pi d_4^3}{32} (1 - \beta^4) = \frac{\pi 6^3}{32} (1 - 0,7^4) = 16,1 \text{ см}^3;$$

среднее напряжение изгиба $\sigma_{cp} = 0$;

амплитуда изгибающего момента, согласно рис.20, в,

$$M_u = 8440 \text{ кгссм};$$

амплитуда напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W_u} = \frac{8440}{16.1} = 524 \text{ кгс/см}^2.$$

Крутящий момент в данном сечении отсутствует.

Тогда запас усталостной прочности

$$n = n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \varepsilon_\sigma \varepsilon_n \sigma_a} = \frac{6300}{2,69 \cdot 0,67 \cdot 0,8 \cdot 524} = 2,39.$$

Это на уровне минимально допустимых запасов по усталости.

Проверяем запас прочности по усталости в сечении 5.

Концентратор напряжений - галтель $z_s = 2,5$ мм

Имеем: $d_p = 56$ мм (диаметр делительной окружности шлицев);

$$d_o = 50 \text{ мм}; \quad h = \frac{d_p - d_o}{2} = \frac{56 - 50}{2} = 3 \text{ мм};$$

$$\frac{h}{z_s} = \frac{3}{2,5} = 1,2; \quad \frac{z_s}{d_o} = \frac{2,5}{50} = 0,05;$$

по табл. 13 $k_\sigma = 2,0$;

по табл. 18 $\varepsilon_\sigma = 0,7$

Момент сопротивления изгибу при коэффициенте

$$W_u = \frac{\pi d_o^3}{32} (1 - \beta^4) = \frac{\pi 5^3}{32} (1 - 0,7^4) = 9,34 \text{ см}^3;$$

среднее напряжение изгиба $\sigma_{cp} = 0$;

амплитуда изгибающего момента, согласно рис.20, в, $M_s = 4$

амплитуда напряжений изгиба

$$\sigma_a = \frac{M_s}{W_u} = \frac{4775}{9,34} = 510 \text{ кгс/см}^2.$$

Крутящий момент в данном сечении практически отсутствует,

тогда запас усталостной прочности

$$n = n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \varepsilon_\sigma \varepsilon_n \sigma_a} = \frac{6300}{2 \cdot 0,7 \cdot 0,8 \cdot 510} = 3,45;$$

запас статической прочности по пределу текучести

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_a} = \frac{10700}{510} = 21.$$

Итак, все опасные сечения вала проверены. Максимальный запас усталостной прочности $n = 2,39$ имеет место в сечении 4. В этом сечении можно ввести упрочнение обдувкой дробью и тогда запас усталостной прочности будет $n = 2,39 \cdot 1,5 = 3,59$

За счет введения упрочняющей технологии обработки в местах с концентрацией напряжений появляется возможность облегчить вал. Это можно сделать за счет утонения стенки вала.

Если принять коэффициент $\beta = 0,8$ во всех сечениях вала, тогда запасы прочности по усталости будут:

в сечении I

по шлицам $n = 2,26$,

по посадке ступицы зубчатого колеса $n = 2,75$ (обдувка дробью);

в сечении 2

по зубу шестерни $n = 4,07$;

в сечении 3

по галтели $n = 2,2$ (обдувка дробью);

в сечении 4

по галтели $n = 2,78$ (обдувка дробью);

в сечении 5

по галтели $n = 2,69$.

К исполнению принимаем размеры и конструкцию вала с коэффициентом $\beta = 0,8$ и применением упрочняющей технологии.

§2. Проверочный расчет подшипников

Радиальный шарикоподшипник вала, указанного на рис.20, воспринимает радиальную нагрузку $F_{r2} = 795$ кгс и осевую $F_a = 94$ кгс.

По посадочному диаметру вала $d = 50$ мм выбираем подшипник средней серии № 310. Для него по [10] находим динамическую грузоподъемность $C = 4850$ кгс и статическую $C_0 = 3630$ кгс.

Вычисляем отношения

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{94}{3630} = 0,0259; \quad \frac{F_a}{VF_{r2}} = \frac{94}{1,795} = 0,118.$$

Здесь V - кинематический коэффициент для вращающегося внутреннего кольца и неподвижного наружного $V = 1$.

По [10] находим $e = 0,21$.

Так как $\frac{F_a}{VF_{r2}} < e$, динамическую приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P = VF_{r2} K_{\beta} K_T.$$

Здесь K_{β} - коэффициент безопасности, для редуктора двигателя

$$K_{\beta} = 1,2;$$

K_T - температурный коэффициент при температуре подшипника не выше 120° , $K_T = 1$.

$$P = 1,795 \cdot 1,2 = 954 \text{ кгс}$$

Долговечность подшипника

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{3,33} = \left(\frac{4850}{954} \right)^{3,33} = 132 \text{ млн. оборотов}$$

Долговечность в часах составит

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 132}{50 \cdot 950} = 2320 \text{ часов.}$$

Здесь $n = 950 \text{ об/мин}$ - скорость вращения вала.

Требуемая долговечность - 4000 часов, поэтому поставим в опору шарикоподшипник из стали электрошлакового переплава, изготовленный по высокому классу точности. В этом случае динамическая грузоподъемность будет равна

$$C_{ав} = C K_{кач}.$$

При указанных условиях $K_{кач} = 1,25$, тогда

$$C_{ав} = 4850 \cdot 1,25 = 6070 \text{ кгс.}$$

Долговечность такого подшипника $L_h = 4540$ часов, что выше требуемой долговечности. Окончательно принимаем подшипник № 5-310 из стали ШХ15Ш с размерами $d = 50 \text{ мм}$, $D = 110 \text{ мм}$, $B = 27 \text{ мм}$.

В "плавающей" опоре радиальный роликоподшипник воспринимает нагрузку $F_{zc} = 763 \text{ кгс}$. По диаметру вала $d = 50 \text{ мм}$ выбираем подшипник средней узкой серии № 32310. Для него по [10] находим динамическую грузоподъемность $C = 6520 \text{ кгс}$ и статическую $C_0 = 4750 \text{ кгс}$.

Динамическую приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P = V F_{zc} K_{\sigma} K_T$$

При значениях коэффициентов V , K_{σ} и K_T указанных выше получим

$$P = 1 \cdot 763 \cdot 1,2 = 915 \text{ кгс}$$

Долговечность подшипника составит

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} = \left(\frac{6520}{915} \right)^{10/3} = 696 \text{ млн. оборотов}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 696}{60 \cdot 950} = 12210 \text{ часов,}$$

что выше требуемой долговечности.

Окончательно принимаем в этой опоре подшипник № 6-32310 из стали ШХ15 с размерами $d = 50 \text{ мм}$; $D = 110 \text{ мм}$; $B = 27 \text{ мм}$.

Примечание. В случае невозможности получения подшипника № 310 из стали электрошлакового переплава возможны следующие варианты: установить радиально-упорный шарикоподшипник № 36310 узким торцом внутреннего кольца внутрь редуктора; установить двоянный радиально-упорный подшипник № 346310.

Расчет подшипника № 36310.

Для этого подшипника динамическая грузоподъемность $C = 5920 \text{ кгс}$, статическая грузоподъемность $C_0 = 4880 \text{ кгс}$.

Вычисляем отношения

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{94}{4880} = 0,0193; \quad \frac{F_a}{V F_2} = \frac{94}{1,795} = 0,118$$

По таблицам для данного отношения F_a/C_0 находим $e = 0,31$.
Так как $\frac{F_a}{V F_2} < e$, динамическую приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P_B = V F_2 e K_d K_T = 1,795 \cdot 1,2 \cdot 1 = 954 \text{ кгс.}$$

Долговечность подшипника

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{3920}{954} \right)^3 = 240 \text{ мин. оборотов}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 240}{60 \cdot 950} = 4210 \text{ часов}$$

что выше требуемой долговечности.

Габариты подшипника № 6-36310 из стали ШХ15: $d = 50$ мм;

$D = 110$ мм; $B = 27$ мм.

Расчет подшипника №346310

Для этого подшипника динамическая грузоподъемность $C = 9140$ кгс, статическая грузоподъемность $C_0 = 8970$ кгс.

Отношение $\frac{F_a}{V F_2} = \frac{94}{1,795} = 0,118 < 0,68$, поэтому динамическую приведенную нагрузку определяем по формуле

$$P_B = (V F_2 + 0,92 F_a) K_d K_T = (1,795 + 0,92 \cdot 94) 1,2 \cdot 1 = 1059 \text{ кгс.}$$

Долговечность подшипника

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 = \left(\frac{9140}{1059} \right)^3 = 643 \text{ мин. оборотов}$$

или

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 n} = \frac{10^6 \cdot 643}{60 \cdot 950} = 11250 \text{ часов,}$$

что выше требуемой долговечности и близко к долговечности роликового подшипника в "плавающей" опоре.

Габариты подшипника № 346310 из стали ШХ15: $d = 50$ мм;

$D = 110$ мм; $B = 54$ мм.

Основные характеристики механической прочности сталей для валов [3]

Марка стали	Диаметр заготовки мм до	Твердость не ниже НВ	Механические характеристики, кг/мм ²				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст 5	Любой	190	52	28	15	22	13
45	Любой	200	56	28	15	25	15
	120	240	80	55	30	35	21
	80	270	90	65	39	38	23
40ХН	Любой	200	73	50	28	32	20
	200	240	80	65	39	36	21
	120	270	90	75	45	41	24
	Любой	240	82	65	39	36	24
	200	270	92	75	45	42	25
20	60	145	40	24	12	17	10
20Х	120	197	65	40	24	30	16
12ХН3А	120	260	95	70	49	42	21
20Х2Н4А	120	300	125	107	75	63	38
18ХГТ	60	330	115	95	66,5	52	28
12Х2Н4А	60	300	110	85	60	54	27
	150	360	125	107	75	63	32
30ХГТ	Любой	270	95	75	52	45	26
		320	115	95	66,5	52	31
		415	150	120	64	65	33
20ХГБ	200	300	100	80	56	45	27
18ХНВА	150	340	115	85	58	54	30
40ХНМА	50	300	100	85	58	45	27

Таблица 2

$[n]$, - минимальные допускаемые запасы при расчете на статическую прочность

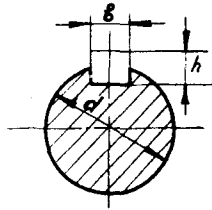
№ п/п		[n]
1	Для валов из весьма пластичных материалов ($\sigma_T/\sigma_B \leq 0,6$) при высокой точности определения усилий и напряжений	1,2-1,4
2	Для валов из пластичных материалов ($\sigma_T/\sigma_B = 0,6+0,8$) при приближенной расчетной схеме и отсутствии надлежащей экспериментальной проверки нагрузок и напряжений т.е. для большинства валов общего машиностроения	1,4-1,6
3	Для валов из материалов умеренной и малой пластичности ($\sigma_T/\sigma_B = 0,8+0,9$) при пониженной точности расчета	1,6-2,2
4	Для литых валов из хрупких материалов	2,0-3,0

Таблица 3

K_σ - коэффициент, характеризующий концентрацию напряжений при проекционном расчете валов на выносливость [3]

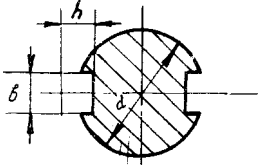
№ п/п		K_σ
1	Галтель $r/d \geq 0,02$, шпоночная канавка, скользящая посадка ступицы или кольца подшипника на вал	2,0
2	Поперечное отверстие	2,1
3	Шлицы, шестерня-вал	2,5
4	Прессовая посадка ступицы или кольца подшипника на вал	4,5
	Примечание. Для валов и осей из сталей с $\sigma_B > 80 \text{ кг/мм}^2$ значения K_σ увеличивают на 30%.	

Моменты сопротивления W_u, W_k и площади сечений F валов, ослабленных пазами для одной стандартной шпонки $\delta \times h$ [3]



d , мм	$\delta \times h$, мм	W_u , см ³	W_k , см ³	F , см ²	α , мм	$\delta \times h$, мм	W_u , см ³	W_k , см ³	F , см ²
20	6x6	0,655	1,440	2,96	80	24x14	44,7	95,0	48,6
24		1,192	2,55	4,34	85		54,3	114,6	55,1
25	8x7	1,275	2,81	4,62	90		65,1	136,7	61,9
28		2,32	4,97	6,79	95		75,3	159,4	68,6
32	10x8	2,73	5,94	7,64	100	28x16	88,7	186,9	76,3
35		3,66	7,87	9,22	105		103,7	217,0	84,4
38	12x8	4,66	10,04	10,86	110	32x18	117,4	248	92,2
40		5,51	11,79	12,09	120		154,8	342	110,2
42		6,45	13,72	13,37	125		172,7	364	119,1
45	14x9	7,80	16,74	15,27	130	36x20	195,8	412	129,1
48		9,62	20,50	17,47	135		221	462	139,5
50	16x10	10,65	22,90	18,84	140	40x22	248	517	150,3
55		14,51	30,80	23,0	150		303	634	172,3
60	18x11	18,76	40,0	27,3	160		372	774	196,7
65		24,3	51,2	32,2	170		450	932	223
70	20x12	30,2	63,8	37,3	180	45x25	529	1101	249
75		37,6	79,0	43,0	190		627	1300	278
78		42,6	89,2	46,6	200		736	1521	309

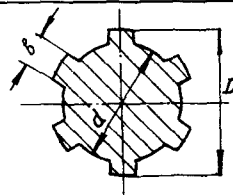
Таблица 5
 Моменты сопротивления W_u, W_k и площади сечений F валов
 ослабленных пазами для двух стандартных шпонок $b \times h$ [3]



d , мм	$b \times h$, мм	W_u , см ³	W_k , см ³	F , см ²	d , мм	$b \times h$, мм	W_u , см ³	W_k , см ³	F , см ²
20	6×6	0,525	1,31	2,78	80	24×14	39,1	89,4	46,9
24		1,027	2,39	4,16	85		48,3	108,6	53,4
25	8×7	1,116	2,55	4,35	90	28×16	58,7	130,3	60,3
28		1,555	3,71	5,60	95		66,3	150,5	66,4
32	10×8	2,24	5,45	7,24	100	32×18	79,2	177,4	74,1
35		3,11	7,32	8,82	105		93,7	207,0	82,1
38	12×8	3,93	9,31	10,38	110	36×20	104,1	235,0	89,3
40		4,73	11,01	11,61	120		140,0	328,0	107,3
42		5,62	12,9	12,89	125		153,7	345,0	115,3
45	14×9	6,65	15,59	14,64	130	40×22	175,9	392,0	125,5
48		8,38	19,24	16,84	135		199,9	441,0	135,9
50	16×10	9,03	21,3	18,03	140	45×25	226,0	496,0	146,7
55		12,69	29,0	22,2	150		275,0	606,0	167,9
60	18×11	16,31	36,5	26,3	160	45×25	341,0	743,0	192,3
65		21,6	48,5	31,2	170		417,0	899,0	218,0
70	20×12	26,7	60,3	36,1	180	45×25	485,0	1057,0	243,0
75		33,8	75,2	41,8	190		580,0	1253,0	272,0
78		38,6	85,2	45,4	200		687,0	1472,0	303,0

Таблица 6

Моменты сопротивления W_L, W_K и площади сечений F валов, ослабленных 2 прямобочными ялицами (зубьями) [3]

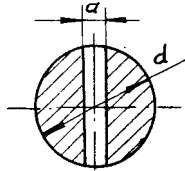


d, мм	Серия																	
	легкая					средняя					тяжелая							
	D, мм	b, мм	z	$W_L, \text{см}^3$	$W_K, \text{см}^3$	F, см^2	D, мм	b, мм	z	$W_L, \text{см}^3$	$W_K, \text{см}^3$	F, см^2	D, мм	b, мм	z	$W_L, \text{см}^3$	$W_K, \text{см}^3$	F, см^2
42	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	52	6	10	8,22	16,44	1685
46	50	9	8	10,46	20,92	18,00	54	9	8	11,47	22,94	19,5	56	7	10	11,91	23,82	2012
52	58	10	8	15,54	31,08	23,6	60	10	8	19,9	39,8	28,2	65	5	16	19,9	39,8	28,2
56	62	10	8	18,94	37,9	27,0	65	10	8	19,9	39,8	28,2	65	5	16	19,9	39,8	28,2
62	70	12	8	25,8	51,6	33,1	72	12	8	27,6	55,2	35	72	6	16	27,6	55,2	35,0
72	78	12	10	40,3	80,6	44,3	82	12	10	43,0	86,0	46,7	82	7	16	42,3	84,6	46,3
82	88	12	10	57,8	115,6	56,4	92	12	10	60,5	121,0	58,8	92	6	20	56,5	113,0	58,9
92	98	14	10	81,3	162,6	70,7	102	14	10	85,1	170,2	73,5	102	7	20	85,1	170,2	80,5
102	108	16	10	110,6	221,2	86,5	112	16	10	115,3	230,6	89,7	115	8	20	119,2	238,4	92,1
112	120	18	10	148,8	297,6	107,7	125	18	10	156,3	312,6	110,2	125	9	20	156,6	313,2	110,2

Примечание. Моменты сопротивления W_L, W_K и площади сечений F валов, ослабленных эвольвентными зубьями (ялицами) соответствует приблизительно значениям W_L, W_K и F легкой серии прямобочных зубьев

Т а б л и ц а 7

Коэффициенты снижения моментов сопротивления и площади сечения для валов ослабленных поперечным отверстием [3]



$\frac{a}{d}$	ζ	ζ_K	ζ_F	$\frac{a}{d}$	ζ	ζ_K	ζ_F
0,05	0,925	0,964	0,936	0,35	0,475	0,686	0,555
0,10	0,850	0,926	0,873	0,40	0,400	0,630	0,490
0,15	0,775	0,884	0,809	0,45	0,330	0,573	0,426
0,2	0,700	0,840	0,746	0,50	0,270	0,515	0,364
0,25	0,625	0,791	0,682	0,55	0,215	0,458	0,300
0,30	0,550	0,740	0,618	0,60	0,170	0,400	0,235

Т а б л и ц а 8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов с поперечными отверстиями (см. эскиз табл.8) [3]

$\sigma_B,$ кг/мм ²	$a/d =$ =0,05-0,15	$a/d =$ =0,15-0,25	$a/d =$ =0,05-0,25	$\sigma_B,$ кг/мм ²	$a/d =$ =0,05-0,15	$a/d =$ =0,15-0,25	$a/d =$ =0,05-0,25
	K_σ (изгиб)		K_τ (кручение)		K_σ (изгиб)		K_τ (кручение)
40	1,00	1,70	1,70	80	2,10	1,90	1,85
50	1,95	1,75	1,75	90	2,15	1,95	1,90
60	2,00	1,80	1,80	100	2,20	2,00	1,90
70	2,05	1,85	1,80	120	2,30	2,10	2,00

Таблица 10

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шпоночными пазом [3]

	σ_B , кг/мм ²	K_σ (изгиб)		K_τ
		α	β	
<p>а</p>	40	1,51	1,30	1,20
	50	1,64	1,33	1,37
	60	1,76	1,46	1,54
	70	1,83	1,54	1,71
<p>б</p>	80	2,01	1,62	1,88
	90	2,14	1,69	2,05
	100	2,26	1,77	2,22
	120	2,50	1,92	2,39

Обозначения: а — для шпоночных пазов, выполненных торцевой фрезой;
б — для пазов, выполненных дисковой фрезой

Таблица 11

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для валов со шлицами [3]

σ_B , кг/мм ²	K_σ	K_τ	
		прямо- боковые шлицы	звон- вентные шлицы и зубья валов шести- реш
40	1,35	2,10	1,40
50	1,45	2,25	1,43
60	1,55	2,36	1,46
70	1,60	2,45	1,49
80	1,65	2,55	1,52
90	1,70	2,65	1,55
100	1,72	2,70	1,58
120	1,75	2,80	1,60

Таблица 12

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе для валов с метрической резьбой [3]

	σ_B , кг/мм ²	K_σ	σ_B , кг/мм ²	K_σ
		40	1,45	80
50		1,78	90	2,47
60		1,96	100	2,61
70		2,20	120	2,90

Примечание: значение K_τ принимается равным единице

Таблица 13

Коэффициент концентрации $(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ для валов в месте напрессовки деталей $[(K_{\sigma})_D = \frac{K_{\sigma}}{C_{\sigma}}; (K_{\tau})_D = \frac{K_{\tau}}{C_{\tau}}]$ [3]

Диаметр, мм	Посадка	σ_B , кг/мм ²							
		40	50	60	70	80	90	100	120
Значения $(K_{\sigma})_D$ (изгиб)									
30	Пр	2,25	2,5	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25
	Н	1,69	1,83	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	С	1,46	1,63	1,75	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	Пр	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	3,20
	Н	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	С	1,80	1,52	2,18	2,38	2,57	2,78	3,00	3,40
100 и более	Пр	2,95	3,28	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,60
	Н	2,22	2,46	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	С	1,92	2,73	2,34	2,56	2,76	3,00	3,18	3,64
Значения $(K_{\tau})_D$ (кручения)									
30	Пр	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,63	2,95
	Н	1,44	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	С	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	Пр	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	Н	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,12	2,57	2,74
	С	1,48	1,00	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	Пр	2,17	2,37	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	Н	1,63	1,88	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	С	1,55	1,68	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечания. 1. Для посадки колец подшипников качения следует принимать $(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ по строке прессовой посадки (Пр).

2. Значения $(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ для промежуточных величин диаметров определяются интерполяцией

Таблица 14

Значения масштабного фактора (коэффициент влияния абсолютных размеров) [3]

Наименьший из при- мыкающих к зоне концентрации диа- метра b мм	Углеродистые стали		Легирован- ные стали
	ϵ_{σ}	ϵ_{τ}	ϵ_{σ}
Св 20 до 30	0,91	0,89	0,83
" 30 " 40	0,88	0,81	0,77
" 40 " 50	0,84	0,78	0,73
" 50 " 60	0,81	0,76	0,70
" 60 " 80	0,76	0,74	0,67
" 80 " 100	0,73	0,72	0,64
" 100 " 120	0,70	0,70	0,62
" 120 " 150	0,68	0,68	0,60

Примечание. Значения ϵ_{τ} для легированных сталей те же, что для углеродистых

Таблица 15

Значения коэффициентов качества поверхности [3]

Вид обработки	σ_b , кгс/мм ²		
	40	80	120
	Значения ϵ_p		
Шлифование $\nabla 9 \div \Delta 10$	1,0	1,0	1,0
Обточка $\nabla 6 \div \nabla 8$	0,95	0,90	0,80
Обдирка $\nabla 3 \div \nabla 5$	0,84	0,80	0,67
Необработанная поверх- ность (окалина и т.п.)	0,74	0,67	0,45

Таблица 16

Значения коэффициентов ψ_{σ} , ψ_{τ} [3]

Коэффициенты	σ_b , кгс/мм ²				
	35-55	52-75	70-100	100-120	120-140
ψ_{σ} (растяжение, изгиб)	0,00	0,05	0,10	0,20	0,25
ψ_{τ} (кручение)	0,00	0,00	0,05	0,10	0,15

Таблица 17

Повышение предела выносливости вала при различных видах поверхностного упрочнения 3

Вид поверхностной обработки	σ_s , средне-знач., кгс/мм	Гладкие вали	Вали с малой концентрацией, $K_\sigma < 1,5$	Вали с большой концентрацией, $K_\sigma > 2,0$
Закалка с нагревом Т.В.Ч. (толщина слоя 0,9-1,5 мм), чугуны	60 - 80 80 - 100	1,5 - 1,7 1,3 - 1,5 1,2	1,6 - 1,7 - 1,2	2,4 - 2,8 - -
Азотирование (толщина слоя 0,1 - 0,4 мм)	90 - 120	1,1 - 1,25	1,5 - 1,7	1,7 - 2,1
Цианирование (толщина слоя 0,2 мм)	-	1,8	-	-
Цементация и закалка (толщина слоя 0,2 - 0,6 мм)	40 - 60 70 - 80 100 - 120	1,8 - 2,0 1,4 - 1,5 1,2 - 1,3	3 - 2	- - -
Дресструйный напел	60 - 160	1,1 - 1,25	1,5 - 1,6	1,7 - 2,1
Обкатка роликом		1,2 - 1,3	1,5 - 1,6	1,8 - 2,0

Примечание. Приведенные величины повышения предела выносливости могут быть непосредственно использованы лишь при строгом соблюдении режимов упрочняющей обработки и надлежат дефектоскопическому контролю.

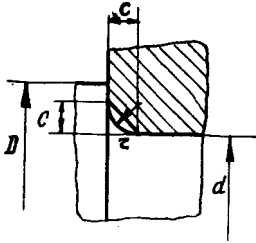
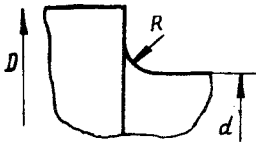


Таблица 18

Радиусы закруглений и скосы для деталей при неподвижном соединении, (мм) [7]

Диаметр вала d	от 10 до 15	от 15 до 30	от 30 до 45	от 45 до 70	от 70 до 100	от 100 до 150	от 150 до 200	от 200 до 260	от 260 до 350	от 350 до 420	Свыше 420
z	0,5	1	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8
c	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12

Таблица 19

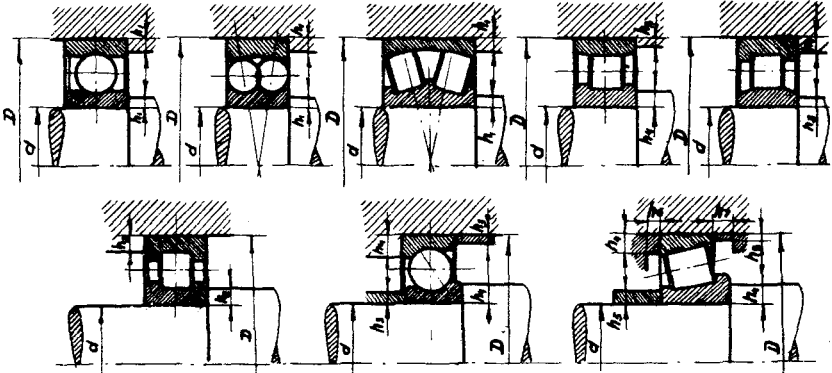


Радиусы закруглений для свободных поверхностей круглых деталей, мм

$D-d$	R	$D-d$	R	$D-d$	R	$D-d$	R	$D-d$	R	$D-d$	R
2	1	10	4	25	10	40	16	65	20	100	30
5	2	15	5	30	12	50	16	70	25	130	30
8	3	20	8	35	12	55	20	90	25	140	40

Таблица 20

Установочные размеры и высоты заплечиков деталей, сопрягаемых радиальными, радиально-упорными шариковыми и роликовыми подшипниками [7]



Г-координаты фасок подшипников

d	серия подшипника																						
	легкая и легкая широкая							средняя и средняя широкая							тяжелая								
	D	r	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	D	r	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄	h ₅	h ₆	h ₇	D	r	h ₁	h ₂	h ₃
30	62	15	3	35	2,5	5	3,5	3	4	72	2	35	5	3	4,5	4	3	6,5	90	2,5	5	7	5
35	72	2	35	4	2,5	5,5	4	4	5	80	2,5	4,5	5,5	3	6	4,5	5	7,5	100	2,5	5	8	5
40	80	2	35	5	2,5	6	4	4	5,5	90	2,5	4,5	6	4	7	5	5	6	110	3	5,5	8,5	5,5
45	85	2	35	5	2,5	6	4	4	5,5	100	2,5	4,5	6,5	4	7,5	5,5	5	8	120	3	5,5	9	6
50	90	2	35	5	2,5	6	4	4	5,5	110	3	5	7	4	9	6	5	9	130	3,5	6,5	9,5	6,7
55	100	2,5	4,5	5,5	3	6,5	4,5	5	5,5	120	3	5	8	4,5	10	6,5	5	10	140	3,5	6,5	10	7
60	110	2,5	4,5	6	4	7,5	5	5	5,5	130	3,5	6	8,5	5	10	7	5	11	150	3,5	6,5	11	7
65	120	2,5	4,5	6,5	4	7,5	5,5	6	5,5	140	3,5	6	9	5	11	7,5	6	11,5	160	3,5	6,5	11,5	7,5
70	125	2,5	4,5	6,5	4	7,5	5,5	6	6	150	3,5	6	9,5	5	12	8	6	11,5	180	4	7,5	13	9
75	130	2,5	4,5	6,5	4	7,5	5,5	6	6	160	3,5	6	10	5,5	13	8,5	6	12,5	190	4	7,5	14	9
80	140	3	5	7	4	9	6	6	7	170	3,5	6	11	5,5	13	9	6	13	200	4	7,5	15	9,5
85	150	3	5	7,5	5	10	6,5	7	8	180	4	7	11,5	6,5	14	9,5	12	14	210	5	9,5	15	10
90	160	3	5	8,5	5	10	7	7	8	190	4	7	12	6,5	15	10	12	14	225	5	9,5	16	11
95	170	3,5	6	9	6	11	7,5	7	10	200	4	7	12,5	7	16	10,5	12	14	240	5	17,5	18,5	11,5
100	180	3,5	6	9,5	6	12	8	7	10	215	4	7	14	7,5	17	11,5	12	16	250	5	18	12,5	12,5
105	190	3,5	6	10	6	13	8,5	7	10	225	4	7	15	8	18	12	12	17	260	5	18,5	12,5	12,5
110	200	3,5	6	11	6	14	9	9	10	240	4	7	16	9	19	13	14	17	280	5	20,5	13,5	13,5
120	215	3,5	6	11,5	6	14	9,5	10	11	260	4	7	17	10,5	20	13	14	18	310	6	22,5	15	15
130	230	4	7	12	7,5	15	10			280	5	9	18	12					340	6	25	17	17
140	250	4	7	13	7,5	16	11			300	5	9	19	13					360	6	26,5	17,5	17,5
150	270	4	7	14,5	8,5	18	12			320	5	9	20	13,5					380	6	27,5	18,5	18,5

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Бейзельман Р.Д. и др. Подшипники качения. Справочник. Издание 6-е, "Машиностроение", 1975.
2. Биргер И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. М., "Машиностроение", 1966.
3. Детали машин, расчет и конструирование. Справочник, т.1. Под ред. Ачеркана Н.С. М., "Машиностроение", 1968.
4. Дмитриев В.А. Детали машин. Л. "Судостроение", 1970.
5. Добровольский и др. Детали машин. М., "Машиностроение", 1972.
6. Коросташевский Р.В., Зайцев А.М., Авиационные подшипники. М., "Оборонгиз", 1963.
7. Решетов Д.Н. Детали машин. Издание 3-е. М., "Машиностроение", 1974.
8. Серенсен С.В. и др. Валы и оси. Конструирование и расчет. М., "Машиностроение", 1970.
9. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. Издание 4-е. М., "Машиностроение", 1974.
10. Спицын Н.А. и др. Подшипники качения. Каталог-справочник. М., "НИИНАвтопром", 1972.
11. Спицын Н.А. и др. Расчет и выбор подшипников качения. Справочник. М., "Машиностроение", 1974.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Глава 1. Вали и оси.....	3
§1. Общие сведения о валах и осях.....	3
§2. Элементы конструкции осей и валов.....	6
§3. Критерии работоспособности и расчета осей и валов.....	8
§4. Материалы для осей и валов.....	11
§5. Расчет осей и валов на прочность.....	12
Глава II. Подшипники качения.....	26
§1. Типы подшипников качения, используемых в авиационном редукторостроении.....	26
§2. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности.....	29
§3. Особенности расчета подшипников некоторых специальных узлов.....	36
§4. Порядок подбора и расчета подшипников.....	39
Глава III. Примеры расчетов.....	41
§1. Расчет вала.....	41
§2. Проверочный расчет подшипников.....	55
Приложения.....	58
Литература.....	71

Циприн Абрам Маркович, Курушин Михаил Иванович,
Ильников Евгений Петрович
ОСИ, ВАЛЫ И ОПОРЫ КАЧЕНИЯ. Пособие по расчету на прочность

Редактор Н. В. Касаткина
Технический редактор Н. М. Каленки
Корректор О. В. Удачина

EO 00139. Подписано в печать 10/3-1976 г. Формат 60x84/16.
Усл. п. л. - 4, 18. Уч. - изд. - 3, 92. Тираж 1000 экз. Цена 22 коп.

Ретапринт областной типографии им. В. П. Мяги. Куйбышев, Венцека 60.
Заказ № 2371