

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО  
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

КУЙБЫШЕВСКИЙ ордена ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ  
АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ имени АКАДЕМИКА С. П. КОРОЛЕВА

# РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

Методические указания  
к курсовому проектированию

Составители: А. Г. Керженков, М. И. Курушин

УДК 621.824(075)

*Расчет валов и осей на прочность и жесткость: Метод. указания/Сост. А. Г. Керженков, М. И. Курушин; Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1990. 30 с.*

Представлены основы проверочного расчета валов и осей на прочность и жесткость. Даны рекомендации по составлению расчетных схем. Изложена уточненная методика определения прогибов и углов поворота упругой линии вала. Приведены необходимые сведения для выполнения расчетов с применением ЭВМ. В методических указаниях представлен необходимый справочный материал, даны примеры подготовки исходных данных для ЭВМ.

Методические указания предназначены для студентов механических специальностей вузов.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Куйбышевского ордена Трудового Красного Знамени авиационного института имени академика С. П. Королева.

Рецензенты: К. А. Жуков, В. И. Цейтлин

## 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Вращающиеся детали машин (зубчатые колеса, шкивы, муфты и т. д.) устанавливаются на валах или осях, осуществляющих геометрическую ось вращения. Оси предназначены только для поддержания вращающихся деталей, они могут быть неподвижными или вращающимися. Валы, в отличие от осей, служат как для поддержания деталей, так и для передачи крутящего момента вдоль своей геометрической оси.

При работе валы и оси воспринимают нагрузки от установленных на них деталей передач и консольные нагрузки от муфт, вызванные несоосностью соединяемых валов. Нагрузки от собственного веса и дисбаланса, существенные лишь для тяжелых быстро вращающихся валов, при расчетах обычно не учитываются.

Действующие нагрузки вызывают изгиб неподвижных и вращающихся осей, в валах, помимо напряжений от изгиба, возникают также касательные напряжения от кручения. Расчет осей может рассматриваться как частный случай расчета валов при отсутствии крутящего момента.

Для оценки работоспособности валов наряду с величинами нагрузок большее значение имеют характер и продолжительность их действия. Нагрузки, не вращающиеся по отношению к валу, создают в нем постоянные напряжения (рис. 1,а). Постоянная по величине и направлению нагрузка вызывает во вращающемся вале напряжения, изменяющиеся по симметричному циклу с частотой, равной частоте вращения вала (рис. 1,б). При совместном действии вращающихся и невращающихся нагрузок в сечениях вала возникают напряжения, изменяющиеся по асимметричному циклу (рис. 2,а). Средние напряжения  $\sigma_m$  вызываются неподвижными относительно вала нагрузками, амплитуда  $\sigma_a$  — вращающимися. Симметрия цикла может быть также нарушена действием осевых сил, вызывающих напряжения растяжения или сжатия.

Касательные напряжения пропорциональны передаваемому и переменному моменту можно выделить

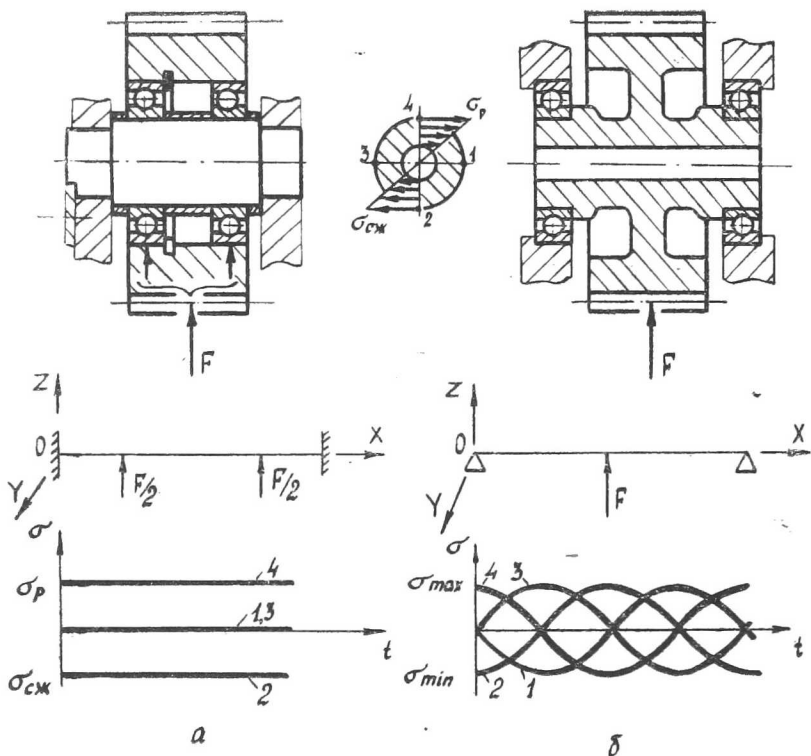


Рис. 1. Расчетная схема и цикл изменения напряжений в точках 1, 2, 3, 4 оси (а) и вала (б)

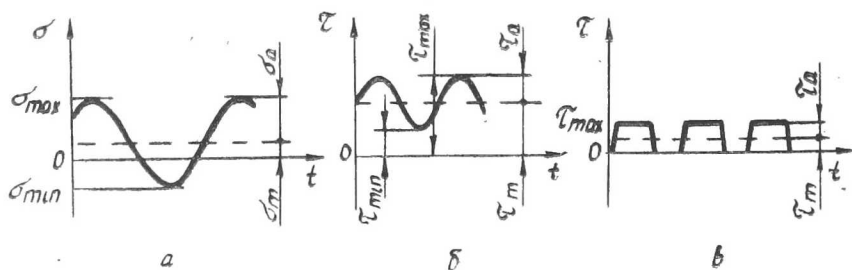


Рис. 2. Асимметричные циклы изменения нормальных (а) и касательных (б, в) напряжений

средние напряжения цикла  $\tau_m$ , соответствующие среднему значению момента  $T_m$ , и амплитуду  $\tau_a$  (см. рис. 2,б,в). Амплитуда крутящего момента  $T_a$ , связанная с переменным характером передаваемой мощности или наличием крутильных колебаний, задается в долях среднего момента  $T_a = \alpha_T T_m$ , где  $\alpha_T$  — коэффициент, учитывающий переменность нагрузки. При отсутствии данных о характере изменения крутящего момента цикл касательных напряжений можно принять отнулевым, что соответствует изменению мощности от нуля при выключенном двигателе до номинального значения.

При длительном действии переменных нагрузок в местах повышенной концентрации напряжений возможно появление усталостных трещин, развитие которых приводит к разрушению валов. Разрушение может произойти и вследствие потери статической прочности под действием кратковременных пиковых нагрузок. Таким образом, валы при расчетах прежде всего должны быть проверены на *прочность*.

Однако прочность не является единственным критерием работоспособности валов. Для нормальной работы опорных узлов и деталей, установленных на валах, необходимо ограничить наибольшие деформации валов. Упругие перемещения вызывают взаимный наклон зубчатых колес при несимметричной их установке относительно опор, снижение коэффициентов перекрытия и плавности зацепления, ухудшение условий работы подшипников вплоть до защемления вала в опорах. Поэтому спроектированный вал обязательно должен быть проверен по критерию *жесткости*.

Для быстроходных валов опасными могут оказаться также поперечные и крутильные колебания, что вынуждает проводить для них расчеты на *виброустойчивость*. В механических передачах общего машиностроения валы, как правило, обладают значительной жесткостью, и их расчет по критерию виброустойчивости не производится. Для быстроходных валов, в частности валов ряда авиационных механизмов, расчет на колебания излагается в специальных курсах.

## 2. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

В качестве расчетной схемы вала принимается двухопорная балка, нагруженная сосредоточенными силами и моментами. Положение опор и точек приложения нагрузок рекомендуется задавать в системе координат  $OXYZ$  (см. рис. 1), начало которой совпадает с левым концом балки.

Если действующие нагрузки после приведения их к оси вала — в плоскостях  $OXY$  и  $OYZ$  — расположены в различных плоскостях, то следует разложить их

на составляющие, лежащие в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$ . В каждой из них определить составляющие опорных реакций  $R_Y$  и  $R_Z$  и построить эпюры изгибающих моментов  $M_Y$  и  $M_Z$ , после чего реакции в левой ( $A$ ) и правой ( $B$ ) опорах определяются по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}; \quad (1)$$

а изгибающие моменты в сечениях вала

$$M = \sqrt{M_Y^2 + M_Z^2}. \quad (2)$$

При проверке прочности и жесткости валов рекомендуется придерживаться следующего *правила знаков*:

силы, направление действия которых совпадает с положительным направлением соответствующей оси выбранной системы координат, считаются положительными; в противном случае — отрицательными;

изгибающие моменты, стремящиеся развернуть балку на схеме в направлении, противоположном ходу часовой стрелки, считаются положительными; по ходу часовой стрелки — отрицательными;

крутящие моменты, подводимые к валу, считаются положительными; отводимые — отрицательными.

Для валов, установленных на подшипниках качения, положение опор на расчетной схеме определяется в соответствии с рисунком 3. У радиальных подшипников опоры располагают под серединой подшипника (рис. 3,а); у радиально-упорных — в точке пересечения оси вала с прямой, проведенной через центр шарика или середину линии контакта ролика с наружным кольцом подшипника под углом контакта  $\alpha$  к плоскости, перпендикулярной оси вала (рис. 3,б). Для радиально-упорного подшипника с четырехточечным контактом положение опоры на схеме зависит еще и от направления осевой силы  $F_a$ , воспринимаемой подшипником (рис. 3,в). В случае, когда подшипниковый узел включает два и более подшипника, опоры на расчетной схеме располагают под серединой внутреннего подшипника (рис. 3,г) [1].

Силы и моменты предполагаются сосредоточенными в середине несущих поверхностей (рис. 4). При составлении расчетной схемы силы приводятся к оси балки. Для детали, насаженной на вал, нагрузки должны быть также приведены к середине длины ступицы

Если линии действия сил не проходят через точку приведения, возникают сосредоточенные изгибающие моменты  $M_a = F_a d/2$  от силы  $F_a$  (рис. 4,б,в,г),  $M_r = F_r c$ ,  $M_t = F_t c$  (рис. 4,г). От силы  $F_t$  при приведении ее к оси балки возникает также крутящий момент  $T = F_t d/2$ .

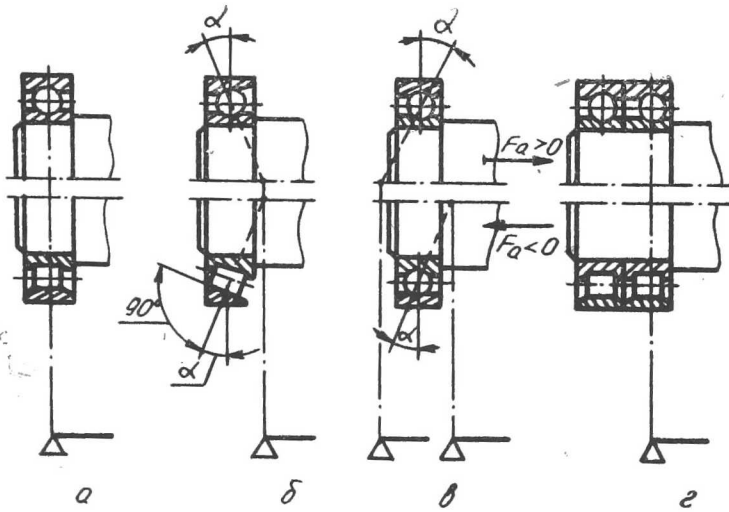


Рис. 3. Расположение опор на расчетной схеме

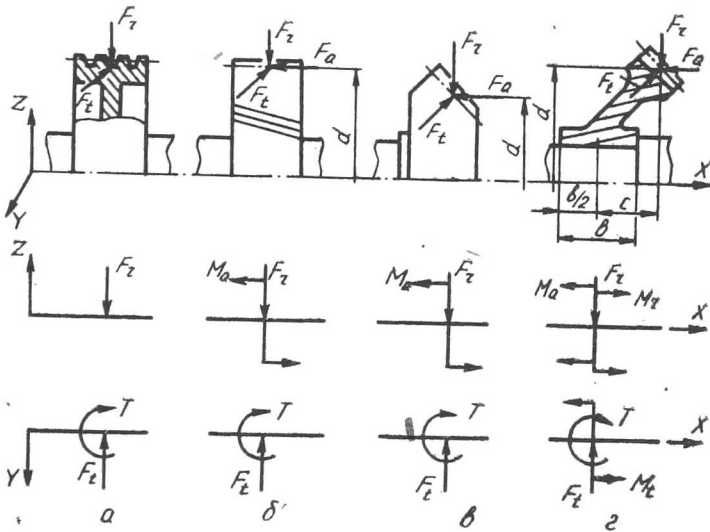


Рис. 4. К определению точек приложения нагрузок на расчетной схеме

Пример составления расчетной схемы для промежуточного вала редуктора представлен на рис. 5. На схеме указано положение сечений, в которых приложены нагрузки ( $X_1, X_2$ ), и сечений, в которых предполагается проводить проверочный расчет (см., например,  $X_I, \dots, X_{IV}$ ).

### 3. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВАЛОВ И ОСЕЙ

О прочности деталей можно судить по соотношению предельных ( $\sigma_{lim}, \tau_{lim}$ ) и действующих ( $\sigma, \tau$ ) напряжений, выражаемому коэффициентами запаса прочности

$$S_\sigma = \sigma_{lim}/\sigma, \quad S_\tau = \tau_{lim}/\tau. \quad (3)$$

Запас прочности для каждого сечения вала должен быть не менее установленного значения — условие прочности:

$$S \geq [S]. \quad (4)$$

В зависимости от характера и продолжительности действия нагрузок в качестве предельных напряжений принимаются:

предел текучести для валов, изготовленных из достаточно пластичных материалов при постоянных или кратковременных нагрузках;

предел выносливости при переменных длительно действующих нагрузках.

При одновременном действии нормальных и касательных напряжений (сложное напряженное состояние) коэффициенты безопасности в сечениях вала оцениваются по формуле [2]

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}}. \quad (5)$$

Преобладающим видом повреждения валов и вращающихся осей является их усталостное разрушение.

#### 3.1. РАСЧЕТ ВАЛА (ОСИ) НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

Данный расчет сводится к проверке условия (4) для всех предположительно опасных (расчетных) сечений, в которых действуют значительные изгибающие и крутящие моменты, а также имеются концентраторы напряжений. Обычно такие сечения выбираются в местах установки на вал зубчатых колес, подшипников, в местах изменения диаметра вала. Коэффициенты запаса проч-



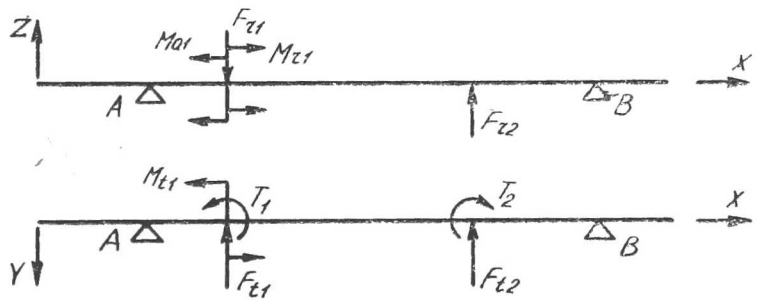
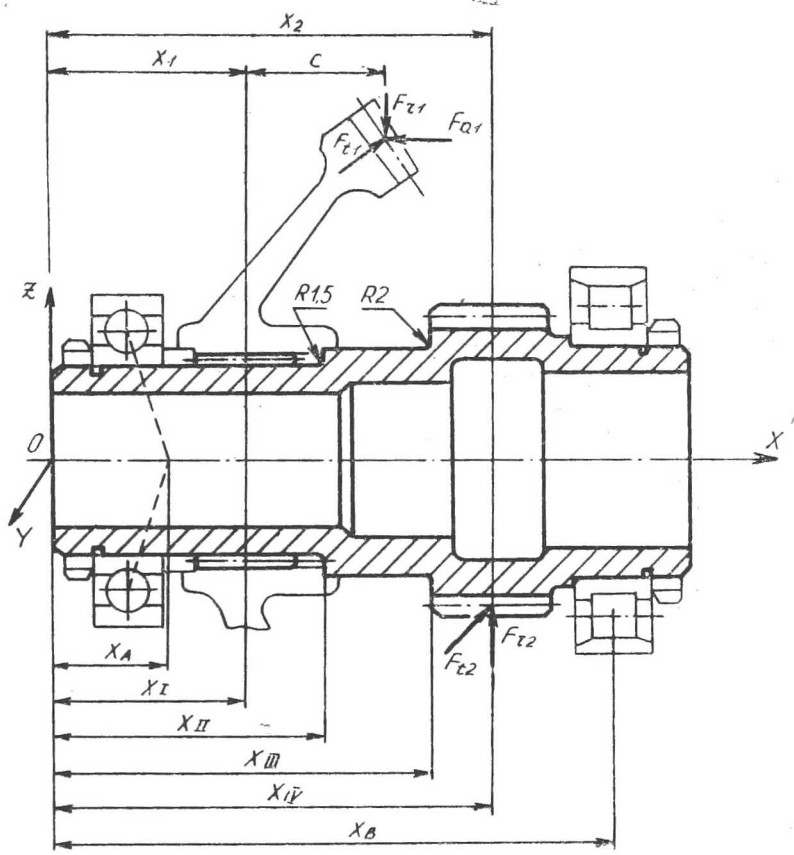


Рис. 5. Эскиз и расчетная схема промежуточного вала редуктора

ности  $S_\sigma$  и  $S_\tau$ , входящие в (5), определяются по известным формулам [2]

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \cdot K + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a \cdot K + \Psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (6)$$

Здесь  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  — пределы выносливости гладких образцов при изгибе и кручении для симметричного цикла напряжений;

$\sigma_a$ ,  $\tau_a$  — амплитуды циклов напряжений при изгибе и кручении;

$\sigma_m$ ,  $\tau_m$  — средние напряжения цикла;

$K$  — коэффициент снижения пределов выносливости детали;

$\Psi_\sigma$ ,  $\Psi_\tau$  — коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла нормальных и касательных напряжений.

При оценке  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  по формулам (6) предполагается, что все нагрузки возрастают вплоть до разрушения пропорционально некоторому параметру, например, крутящему моменту на валу (простое нагружение). Для сложного нагружения коэффициенты запаса прочности определяются в соответствии с приложением 1.

Коэффициенты снижения предела выносливости  $K$  определяются в соответствии с ГОСТ 25.504-82:

для нормальных напряжений —  $K = \left( \frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}$  ;

для касательных напряжений —  $K = \left( \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_V}$  .

Значения параметров в формулах (6) приведены в приложениях 2 и 3. В местах посадки деталей концентрация напряжений учитывается комплексными показателями  $\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}}$  и  $\frac{K_\tau}{K_{d\tau}}$  . При наличии в сечении двух концентраторов в расчет принимается тот, для которого это отношение является бóльшим.

Амплитудные и средние значения напряжений цикла в формулах (6) без учета действия растягивающих напряжений определяются следующим образом [1]:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{M_a}{W}, & \sigma_m &= \frac{M_m}{W}; \\ \tau_a &= \frac{T_a}{W_p}, & \tau_m &= \frac{T_m}{W_p}. \end{aligned} \quad (7)$$

Здесь  $M_a$  — амплитуда изгибающего момента, вызываемая нагрузками, вращающимися относительно вала (см. рис.1,б);

$M_m$  — среднее значение изгибающего момента, связанное с неподвижными относительно вала нагрузками;

$M_a$  и  $M_m$  — амплитуда и среднее значение крутящего момента (см. рис. 2, б, в).

Значения  $M_a$  и  $M_m$  рассчитываются путем геометрического суммирования моментов  $M_Y$  и  $M_Z$  по формуле (2).

Моменты сопротивления  $W$  и  $W_p$  зависят от особенностей конструкции вала (рис. 6) и определяются в соответствии с табл. 1.

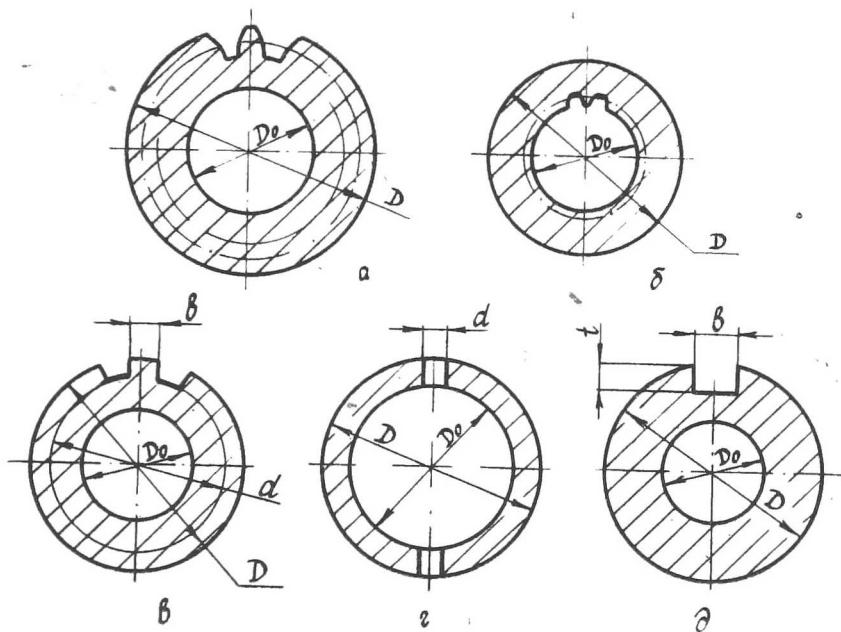


Рис. 6. Конструктивные особенности сечений вала

Рассчитанные по формуле (5) значения  $S$  в опасных сечениях вала не должны быть меньше минимально допустимых запасов прочности, приведенных в табл. 2.

Если диаметры валов определяются условиями жесткости, то значения коэффициентов запаса могут быть существенно большими.

### 3.2. РАСЧЕТ ВАЛА (ОСИ) НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

Запас статической прочности при совместном действии изгиба и кручения так же, как для расчета на усталость, определяется по формуле (5), в которой  $S_\sigma$  и  $S_\tau$  — коэффициенты запаса статической прочности по нормальным и касательным напряжениям.

## Моменты сопротивления сечений вала

№ п/п	Особенности конструкции	Осевой момент сопротивления, W	Примечания
1	Гладкий вал, канавка, галтель	$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \beta^4)$	
2	Зубья, нарезанные на поверхности вала (рис. 6,а)	$W = \frac{\pi (D - 2,25 m)^4}{32 (D - 4,5 m)} \left[ 1 - \left( \frac{D_0}{D - 2,25 m} \right)^4 \right]$	$\beta = D_0/D$ , где $D_0$ и $D$ — внутренний и наружный диаметры вала
3	Наружные эвольвентные шлицы (рис. 6,а)	$W = \frac{\pi (D - 1,2 m)^4}{32 (D - 2,4 m)} \left[ 1 - \left( \frac{D_0}{D - 1,2 m} \right)^4 \right]$	$m$ — модуль зацепления
4	Внутренние эвольвентные шлицы (рис. 6,б)	$W = \frac{\pi D^3}{32} \left[ 1 - \left( \frac{D_0 + 1,2 m}{D} \right)^4 \right]$	$m$ — модуль соединения
5	Прямоугольные шлицы (рис. 6,в)	$W = \frac{\pi d^3}{32} (1 - \beta^4) + \frac{b z (D - d) (D + d)^2}{32 d}$	$m$ — модуль соединения $\beta = D_0/D$ $z$ — количество зубьев
6	Поперечное отверстие (рис. 6,г)	$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - 1,7 (d/D)) (1 - \beta^4)$	$\beta = D_0/D$
7	Шпоночный паз (рис. 6,д)	$W = \frac{\pi D^3}{32} (1 - \beta^4) - \frac{bt (D - t)^2}{2 D}$	$\beta = D_0/D$

Примечание: при расчетах полярный момент сопротивления принимается равным  $W_p = 2 W$

Минимально допустимые запасы прочности при расчете на сопротивление усталости в общем машиностроении [3]

Характеристика достоверности расчетов, технологических и эксплуатационных факторов	[S]
Высокая достоверность определения напряжений и механических характеристик, жесткие требования к технологии изготовления, наличие контроля за состоянием вала в эксплуатации	1,3—1,5
Приближенная расчетная схема, отсутствие тщательной экспериментальной проверки усилий, напряжений и механических характеристик	1,5—1,8
Низкая точность расчета, ориентировочная оценка механических свойств, пониженная однородность материала (литье)	1,8—2,5

Предельным напряжением для валов из достаточно пластичных материалов (углеродистая и легированная высокоотпущенная сталь) является предел текучести. С увеличением диаметра вала предел текучести уменьшается. Это снижение характеризуется отношениями  $\sigma_{ат}/\sigma_T$  и  $\tau_{ат}/\tau_T$ , где  $\sigma_{ат}$ ,  $\tau_{ат}$  и  $\sigma_T$ ,  $\tau_T$  — пределы текучести вала диаметром  $d$  и стандартного образца, выполненных из одного материала. При расчетах коэффициенты влияния абсолютных размеров на пределы текучести будем принимать одинаковыми для нормальных и касательных напряжений  $K_{ат} = \sigma_{ат}/\sigma_T = \tau_{ат}/\tau_T$ . Значения  $K_{ат}$  приведены в приложении 3.

С учетом  $K_{ат}$  предельные напряжения при расчете на статическую прочность определяются по формулам

$$\sigma_{lim} = \sigma_{ат} = K_{ат} \sigma_T, \quad \tau_{lim} = \tau_{ат} = K_{ат} \tau_T.$$

Максимальные значения действующих напряжений  $\sigma$  и  $\tau$  определяются для каждого из расчетных сечений:

$$\sigma = M_{max}/W, \quad \tau = T_{max}/W_p. \quad (8)$$

Здесь  $M_{max}$  и  $T_{max}$  — максимальные изгибающий и крутящий моменты, вычисленные по наибольшим кратковременным нагрузкам (при числе циклов  $N \leq 5 \cdot 10^4$ ). Формулы для определения моментов сопротивления  $W$  и  $W_p$ , соответствующие наиболее часто встречающимся сечениям, приведены в табл. 1.

Если наибольшие кратковременные нагрузки, воспринимаемые валом, пропорциональны крутящему моменту, то наибольшие на-

пряжения могут быть определены по формулам

$$\sigma = (\sigma_a + \sigma_m) K_n, \quad \tau = (\tau_a + \tau_m) K_n,$$

где  $K_n = T_{\max}/T$  — коэффициент перегрузки.

Полученные по расчету величины коэффициентов запаса статической прочности  $S_T$  в опасных сечениях не должны быть меньше значений, приведенных в табл. 3.

Таблица 3

*Минимально допустимые запасы при расчете на статическую прочность в общем машиностроении [3]*

Характеристика свойств материалов и достоверности расчетов	[ $S_T$ ]
Весьма пластичный материал ( $\sigma_T/\sigma_b \leq 0,6$ ), высокая точность определения усилий и напряжений	1,2—1,4
Пластичный материал ( $\sigma_T/\sigma_b = 0,6 - 0,8$ ), приближенная расчетная схема, отсутствие тщательной экспериментальной проверки усилий, напряжений и механических характеристик	1,4—1,6
Материал умеренной и малой пластичности ( $\sigma_T/\sigma_b = 0,8 - 0,9$ ) при пониженной точности расчетов	1,6—2,2

#### 4. РАСЧЕТ НА ЖЕСТКОСТЬ

Суть расчета заключается в определении прогибов  $f$  и углов поворота упругой линии  $\Theta$  вала в местах установки на нем деталей в сравнении их с допустимыми значениями:

$$f \leq [f], \quad \Theta \leq [\Theta]. \quad (9)$$

Величины  $f$  и  $\Theta$  определяются в соответствии с известными методами сопротивления материалов, например, методом Верещагина. Однако высокая их трудоемкость побуждает применять более простые приближенные методы, основанные на замене реального вала переменного сечения, имеющего выступы, канавки, пазы, отверстия и т. п., гладким эквивалентным.

Выполнение такой замены может быть проведено в два этапа. На первом — реальный вал заменяется ступенчатым. При этом участки вала с нарезанными на них шлицами и зубьями заменяются гладкими с диаметрами, равными соответствующим делительным (средним). Для резбовых участков диаметр принимается равным среднему диаметру резьбы, канавки и выступы протяженностью менее 10—15% общей длины вала не рассматриваются, конические участки заменяются ступенчатыми цилиндрическими.

Соседние участки вала, отличие диаметров которых не превышает 10—15%, могут быть заменены одним со средним значением диаметра (рис. 7).

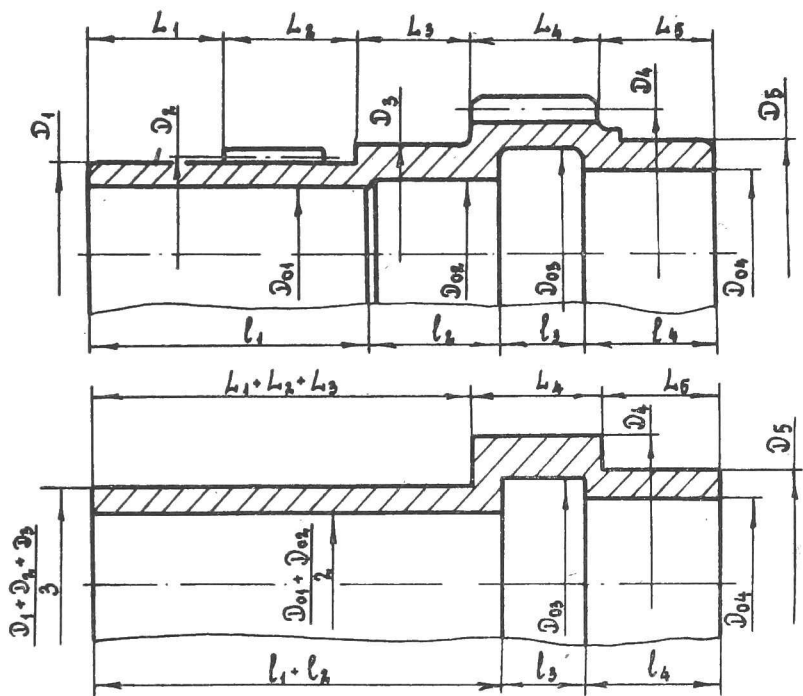


Рис. 7. Замена реального вала ступенчатым при проверке жесткости

На втором этапе ступенчатый вал заменяется гладким эквивалентным с диаметром, рассчитанным по формуле [2],

$$D_3 = L \sqrt[4]{1/\Sigma (\lambda_i/\delta_i)}. \quad (10)$$

Здесь  $\lambda_i = L_i/L$ ,  $\delta_i = D_i/L_i$ , где  $D_i$  и  $L_i$  — диаметр и длина  $i$ -го участка вала;  $L$  — общая длина вала.

Для вала, имеющего внутреннюю полость, определяется также эквивалентный внутренний диаметр  $D_{03}$ .

При определении прогибов и углов поворота упругой линии полученного таким образом эквивалентного вала используются расчетная схема и правило знаков, принятые ранее в ходе проверки вала на сопротивление усталости. Величины прогибов  $f$  и углов поворота  $\Theta$  в сечениях с абсциссами  $X_i$  могут быть най-

дены с помощью метода начальных параметров [4] по формулам

$$f(X_i) = f_0 + \Theta_0 X_i + \frac{1}{EI} \left[ M_0 \frac{X_i^2}{2} + Q_0 \frac{X_i^3}{6} + \sum M \frac{(X_i - X_M)^2}{2} + \sum F \frac{(X_i - X_F)^3}{6} \right], \quad (11)$$

$$\Theta(X_i) = \Theta_0 + \frac{1}{EI} \left[ M_0 X_i + Q_0 \frac{X_i^2}{2} + \sum M (X_i - X_M) + \sum F \times \frac{(X_i - X_F)^2}{2} \right].$$

Здесь  $f_0$  и  $\Theta_0$  — прогиб и поворот в начале координат (геометрические начальные параметры);

$Q_0$  и  $M_0$  — сила и изгибающий момент в начале координат (статические начальные параметры);

$F$  и  $M$  — силы и изгибающие моменты, действующие на вал (включая реакции в опорах);

$X_F$  и  $X_M$  — координаты точек приложения сил и моментов;

$E$  — модуль упругости материала вала.

Момент инерции  $I = (\pi D_3^4/64) (1 - \beta_3^4)$ , где  $\beta_3 = D_{03}/D_3$ .

В уравнения (11) подставляют только те нагрузки, которые расположены слева от рассматриваемого сечения. Таким образом, выражения в скобках  $(X_i - X_M)$  и  $(X_i - X_F)$  оказываются только положительными величинами. Геометрические начальные параметры  $f_0$  и  $\Theta_0$  определяются из условий на опорах

$$\begin{cases} f(X_A) = 0, \\ f(X_B) = 0. \end{cases}$$

Прогибы и углы поворота определяются отдельно в вертикальной  $f_Z(X_i)$ ,  $\Theta_Z(X_i)$  и горизонтальной  $f_Y(X_i)$ ,  $\Theta_Y(X_i)$  плоскостях под действием соответствующих нагрузок. Полные перемещения (прогибы) и углы поворота находятся по формулам

$$\begin{aligned} f(X_i) &= \sqrt{[f_Y(X_i)]^2 + [f_Z(X_i)]^2}, \\ \Theta(X_i) &= \sqrt{[\Theta_Y(X_i)]^2 + [\Theta_Z(X_i)]^2}. \end{aligned} \quad (12)$$

Полученные величины  $f$  и  $\Theta$  не должны превышать допустимых значений, приведенных в табл. 4 и 5.

Таблица 4

Допустимые величины прогибов вала в месте установки зубчатых колес в долях модуля зацепления  $m$ , мм, [5]

Тип зубчатого колеса	$[f]$ , мм
Цилиндрическое	0,01 $m$
Коническое	0,005 $m$



Допустимые величины углов поворота сечений вала  
в месте установки деталей, в радианах

Наименование детали	[ $\theta$ ], рад (мин)
Подшипники качения [6]:	
радиальный шариковый	0,00233 (8')
радиально-упорный шариковый	0,00145 (5')
радиальный с цилиндрическими роликами (с модифицированным контактом)	0,00175 (6')
роликовый конический (с небольшим модифицированным контактом)	0,00115 (4')
Зубчатое колесо [5]	0,00145 (5')

## 5. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА ЭВМ

Применение ЭВМ позволяет резко сократить затраты времени, провести многовариантные расчеты с целью определения оптимальных размеров валов и осей, выявить влияние на их прочность и жесткость тех или иных параметров.

### 5.1. ПОДГОТОВКА ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Данные для выполнения проверочных расчетов вала на сопротивление усталости, статическую прочность и жесткость разделены на общие для всех видов расчета и дополнительные, специфические для каждого из них.

Общие исходные данные приведены в табл. 6.

Таблица 6

Параметры	Единицы измерения	Наименование
$N_F$	—	Количество сил, $N_F \leq 5$
$X_{Fi}$	мм	Абсциссы точек приложения сил
$F_i$	кН	Величины сил
$N_M$	—	Количество изгибающих моментов, $N_M \leq 5$
$X_{Mi}$	мм	Абсциссы точек приложения изгибающих моментов
$M_i$	кН·мм	Величины изгибающих моментов
$N_T$	—	Количество крутящих моментов, $N_T \leq 5$
$X_{Ti}$	мм	Абсциссы точек приложения крутящих моментов
$T_i$	кН·мм	Величины крутящих моментов
$X_A$	мм	Абсцисса левой опоры
$X_B$	мм	Абсцисса правой опоры

При подготовке данных необходимо придерживаться следующих правил:

для вертикальной  $XOZ$  и горизонтальной  $XOY$  (см. рис. 5) плоскостей нагрузки задаются раздельно;

линейные размеры задаются в миллиметрах, силы — в кН, моменты — в кН·мм;

абсциссы точек приложения нагрузок должны быть упорядочены по возрастанию, т. е.  $X_{F1} \leq X_{F2} \leq \dots \leq X_{FN}$ ;  $X_{M1} \leq X_{M2} \leq \dots \leq X_{MN}$ ;  $X_{T1} \leq X_{T2} \leq \dots \leq X_{TN}$ .

Дополнительные исходные данные для расчета вала на сопротивление усталости представлены в табл. 7.

Таблица 7

Параметры	Единицы измерения	Наименование
$\sigma_{-1}$	МПа	Предел выносливости по нормальным напряжениям
$\tau_{-1}$	МПа	Предел выносливости по касательным напряжениям
$\Psi_{\sigma}$	—	Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нормальных напряжений
$\Psi_{\tau}$	—	Коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений
$\alpha_T$	—	Коэффициент крутильных колебаний
[S]	—	Минимально допустимый запас усталостной прочности (см. табл. 2)
$N_p$	—	Количество расчетных сечений, $N_p \leq 5$
$X_i$	мм	Абсциссы расчетных сечений
$D_i$	мм	Наружные диаметры вала
$D_{oi}$	мм	Внутренние диаметры вала (для сплошного вала $D_o = 0$ )
$K_{\sigma i}$	—	Эффективные коэффициенты концентрации нормальных напряжений
$K_{\tau i}$	—	Эффективные коэффициенты концентрации касательных напряжений
$K_{di}$	—	Коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения на предел выносливости
$K_{Fi}$	—	Коэффициенты влияния шероховатости поверхности
$K_{Vi}$	—	Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения
$PR_i$	—	Признаки конструкции (см. табл. 1)

Величины нагрузок задаются для расчетного режима. При действии постоянного крутящего момента ( $\alpha_T = 0$ ) цикл изменения касательных напряжений считается отнулевым (см. рис. 2), причем  $\tau_{\max}$  соответствует номинальному значению  $T$ . Если имеют место крутильные колебания, то  $T_a = \alpha_T \cdot T_m$ . Величина  $\alpha_T$  обычно составляет 0,1—0,25.

Значения  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$ ,  $\Psi_{\sigma}$ ,  $\Psi_{\tau}$ ,  $K_{\sigma i}$  и т. д. выбираются из приложений 2 и 3. При расчетах будем считать, что  $K_{d\sigma} = K_{d\tau} = K_d$ . Абсциссы расчетных сечений должны быть упорядочены по возрастанию, т. е.  $X_{p1} \leq X_{p2} \leq \dots \leq X_{pN}$ . Особенности конструкции вала в расчетном сечении задаются признаком  $PR$ , который принимается равным номеру соответствующей строки в табл. 1. Параметры  $X_{pi}$ ,  $D_i$ ,  $D_{0i}$ ,  $K_{\sigma i}$  и др. задаются для каждого из расчетных сечений.

Дополнительные исходные данные для расчета вала на статическую прочность представлены в табл. 8.

Таблица 8

Параметры	Единицы измерения	Наименование
$K_n$	—	Коэффициент перегрузки
$\sigma_T$	МПа	Предел текучести по нормальным напряжениям
$\tau_T$	МПа	Предел текучести по касательным напряжениям
$[S_T]$	—	Минимально допустимый запас статической прочности
$K_{d\tau}$	—	Коэффициент влияния абсолютных размеров на предел текучести

Расчет на статическую прочность ведется по максимальным кратковременным (пиковым) нагрузкам. Если они пропорциональны нагрузкам на расчетном режиме, то достаточно задать лишь дополнительные данные. Величины нагрузок при этом автоматически будут увеличены в  $K_n$  раз. При отсутствии пропорциональности между кратковременными и длительно действующими нагрузками должны быть заданы как общие, так и дополнительные исходные данные.

Количество и положение расчетных сечений  $N_{pi}$  и  $X_{pi}$  (а следовательно, и значения  $D_i$ ,  $D_{0i}$ ,  $PR_i$ ) сохраняются такими же, как при расчетах на сопротивление усталости.

Дополнительные исходные данные для расчета на жесткость представлены в табл. 9.

Исходные данные содержат размеры схематизированного ступенчатого вала (см. рис. 7), которым заменяется реальный. Преобразование ступенчатого вала в гладкий эквивалентный осуществляется в программе для ЭВМ в соответствии с формулой (10).

Количество и положение расчетных сечений при проверке прочности и жесткости вала в общем случае не совпадают. Про-

Параметры	Единицы измерения	Наименование
$N_{DL}$	—	Количество участков вала с постоянным наружным диаметром (см. рис. 7)
$D_i$	мм	Наружные диаметры вала
$L_i$	мм	Длина участков наружной поверхности вала
$N_{di}$	—	Количество участков вала с постоянным внутренним диаметром (см. рис. 7)
$D_{0i}$	мм	Внутренние диаметры вала
$l_i$	мм	Длина участков внутренней поверхности вала
$N_{p i}$	—	Количество расчетных сечений
$X_{p i}$	мм	Абсциссы расчетных сечений
$[f]_i$	мм	Допустимые прогибы упругой линии вала в расчетных сечениях
$[\Theta]_i$	рад (мин)	Допустимые углы поворота расчетных сечений вала

гибы и углы поворота упругой линии вала, как правило, определяются в местах установки опор и зубчатых колес. Допустимые значения  $[f]_i$  и  $[\Theta]_i$  для каждого из расчетных сечений задаются отдельно в соответствии с табл. 4 и 5.

Модуль упругости принимается постоянным  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ .

Прогибы и углы поворота определяются для номинальных длительно действующих нагрузок, которые задаются в общих исходных данных. Если проверка жесткости вала выполняется после расчета его на сопротивление усталости, величины нагрузок могут быть сохранены.

## 5.2. РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Параметры, определяемые в результате проверочного расчета вала на прочность и жесткость, представлены в табл. 10.

Для расчетных сечений, в которых имеются скачки-изгибающих или крутящих моментов, печатаются большие по абсолютной величине значения моментов.

При проверочном расчете вала на статическую прочность значения реакций в опорах и изгибающих моментов соответствуют максимальным нагрузкам.

## Результаты расчета

Параметры	Единицы измерения	Наименование	
$R_{AZ}$	кН	Реакции в левой и правой опорах: в вертикальной плоскости;	
$R_{BZ}$	»		
$R_{AY}$	»		в горизонтальной плоскости;
$R_{BY}$	»		
$R_A$	»		суммарные
$R_B$	»		
$X_{p_i}$	мм	Абсциссы расчетных сечений	
$F_{ct}$	мм <sup>2</sup>	Площади поперечных сечений вала	
$M_Z$	кН·мм	Изгибающие моменты: в вертикальной плоскости;	
$M_Y$	»		в горизонтальной плоскости;
$M$	»		суммарные
$W$	мм <sup>3</sup>	Осевой момент сопротивления изгибу	
$W_p$	мм <sup>3</sup>	Полярный момент сопротивления кручению	
$T_a$	кН·мм	Амплитуда крутящего момента	
$T_m$	кН·мм	Среднее значение крутящего момента	
$\sigma_a$	МПа	Амплитуда нормальных напряжений	
$\sigma_m$	»	Среднее значение нормальных напряжений	
$\tau_a$	»	Амплитуда касательных напряжений	
$\tau_m$	»	Среднее значение касательных напряжений	
$S_\sigma$	—	Коэффициенты запаса прочности: по нормальным напряжениям;	
$S_\tau$	—		по касательным напряжениям;
$S$	—		суммарные
$T_{\max}$	кН·мм	Максимальное значение крутящего момента	
$\sigma_{\max}$	МПа	Максимальные нормальные напряжения	
$\tau_{\max}$	МПа	Максимальные касательные напряжения	
$D_\varepsilon$	мм	Наружный диаметр гладкого эквивалентного вала	
$D_{0\varepsilon}$	»	Внутренний диаметр гладкого эквивалентного вала	
$f_i$	»	Прогибы упругой линии вала	
$\theta_i$	рад	Углы поворота расчетных сечений вала	

## 5.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Выполним проверочный расчет на прочность и жесткость промежуточного вала редуктора (см. рис. 5). Номинальный крутящий момент  $T = 1970$  кН·мм подводится к коническому колесу первой ступени (модуль зацепления  $m = 5$  мм) и передается по валу к цилиндрической прямозубой шестерне. Возникающие в зацеп-

лении силы

$$F_{t1} = 14,9 \text{ кН}, \quad \bar{F}_{r1} = 3,3 \text{ кН}, \quad F_{a1} = 4,1 \text{ кН}, \\ F_{t2} = 43,8 \text{ кН}, \quad F_{r2} = 15,8 \text{ кН}.$$

Средний делительный диаметр конического колеса  $d_1 = 264$  мм, делительный диаметр шестерни  $d_2 = 90$  мм.

Так как плоскость действия окружной и осевой сил, приложенных к коническому колесу, не проходит через середину длины ступицы ( $c = 55$  мм), приведем их к середине ступицы, добавив изгибающие моменты

$$M_{t1} = F_{t1} c = 14,9 \cdot 55 = 819,5 \text{ кН} \cdot \text{мм},$$

$$M_{r1} = F_{r1} c = 3,3 \cdot 55 = 181,5 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Осевая сила  $F_{a1}$  создает относительно оси вала сосредоточенный момент

$$M_{a1} = F_{a1} \frac{d_1}{2} = 4,1 \cdot \frac{264}{2} = 541,2 \text{ кН} \cdot \text{мм}.$$

Расчетная схема вала с нагрузками, приведенными к его оси, представлена на рис. 5. Осевыми силами, вызывающими растяжение (сжатие), пренебрегаем.

Совместим начало системы координат  $OXYZ$  с левым концом балки. Тогда абсциссы опор и точек приложения нагрузки

$$X_A = 50 \text{ мм}, \quad X_B = 240 \text{ мм}, \quad X_1 = 85 \text{ мм}, \quad X_2 = 190 \text{ мм}.$$

Для вала-шестерни, изготовленного из стали 12Х2Н4А (см. приложение 1),

$$\sigma_{-1} = 500 \text{ МПа}, \quad \tau_{-1} = 250 \text{ МПа}, \quad \Psi_\sigma = 0,15, \quad \Psi_\tau = 0,1.$$

Переменный крутящий момент от крутильных колебаний в системе будем считать равным 0,2 от номинального ( $\alpha_T = 0,2$ ).

Учитывая приближенный характер расчета, устанавливаем  $[S] = 1,8$  (см. табл. 2).

Примем в качестве расчетных следующие сечения, в которых имеются концентраторы напряжений:

$$X_{p1} = X_I = 85 \text{ мм (эвольвентные шлицы с модулем } m = 2 \text{ мм, } PR = 3, \text{ см. табл. 1);}$$

$$X_{p2} = X_{II} = 120 \text{ мм (галтель радиусом } r_1 = 1,5 \text{ мм, } PR = 1);$$

$$X_{p3} = X_{III} = 170 \text{ мм (галтель радиусом } r_2 = 2,5 \text{ мм, } PR = 1);$$

$$X_{p4} = X_{IV} = 190 \text{ мм (зубья шестерни с модулем } m = 4 \text{ мм, } PR = 2).$$

Диаметры  $D_i$  и  $D_{oi}$  определяются в результате разработки конструкции вала,

Значения коэффициентов  $K_{\sigma_i}$ ,  $K_{\tau_i}$  и др. назначаются в соответствии с приложением 3. При выполнении расчетов они могут определяться автоматически и, таким образом, отпадает необходимость в их предварительной подготовке.

При оценке запасов статической прочности примем, что наибольшие кратковременные нагрузки в два раза больше номинальных ( $K_n=2$ ). В этом случае для выполнения расчетов достаточно задать лишь дополнительные исходные данные (см. табл. 8).

Учитывая соотношение для стали 12Х2Н4А  $\sigma_T/\sigma_b = 850/1100 = 0,78$ , назначаем  $[S_T] = 1,6$  (см. табл. 3). Значения  $K_{dT}$  для наружных диаметров вала в расчетных сечениях выбираем в соответствии с приложением 3.

При проверочном расчете на жесткость сохраняем общие исходные данные и готовим дополнительные в соответствии с табл. 9. После схематизации реальный вал заменяем ступенчатым (см. рис. 7) с тремя участками по наружной поверхности ( $N_{DL} = 3$ ) и тремя — по внутренней ( $N_{dl} = 3$ ).

В качестве расчетных выбираем сечения:  $X_{p1} = X_A = 50$  мм,  $X_{p2} = X_I = 85$  мм,  $X_{p3} = X_{IV} = 190$  мм,  $X_{p4} = X_B = 240$  мм. Допустимые прогибы и углы поворота упругой линии вала в расчетных сечениях назначаются в соответствии с табл. 4 и 5.

Порядок подготовки исходных данных должен быть представлен в расчетно-пояснительной записке. Рекомендуемая форма их подготовки приведена в приложении 4.

## 6. ПРЕДСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТА И ИХ АНАЛИЗ

В результате проверочного расчета вала (оси) на прочность и жесткость становятся известны значения запасов усталостной и статической прочности, а также соотношения действительных и допустимых прогибов и углов поворота в выбранных расчетных сечениях. Полученные результаты должны быть представлены и прокомментированы в расчетно-пояснительной записке к курсовому проекту. В записке приводится схема вала с указанием расчетных сечений, эпюры изгибающих моментов в двух взаимно-перпендикулярных плоскостях, эпюры суммарных изгибающих и крутящих моментов (рис. 8).

Следует привести перечень расчетных сечений, найденные и допустимые значения запасов прочности, прогибов и углов поворота в сечениях (см., например, табл. 11 и 12), сделать необходимые выводы.

Возможные выводы представляются после таблиц. Распечатки с ЭВМ подшиваются в приложении расчетно-пояснительной записки.

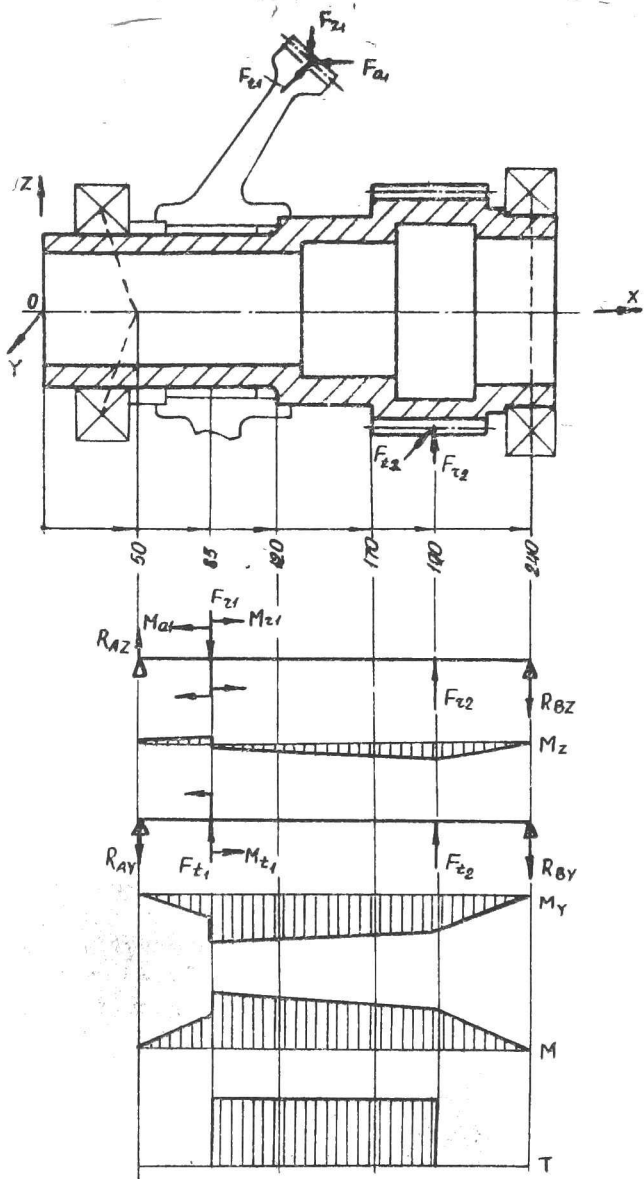


Рис. 8. Пример построения эпюр изгибающих и крутящего моментов



Результаты проверочного расчета вала на прочность

Номер сечения	Расчетные сечения	S	[S]	S <sub>T</sub>	[S <sub>T</sub> ]
1	X <sub>p1</sub> = 85 мм (по шлицам)	2,24		5,16	
2	X <sub>p2</sub> = 120 мм (по галтели)	2,37		4,62	
			1,8		1,6
3	X <sub>p3</sub> = 170 мм (по галтели)	2,46		5,98	
4	X <sub>p4</sub> = 190 мм (по зубьям вала-шестерни)	2,73		15,92	

Возможные выводы:

1. Усталостная и статическая прочность во всех расчетных сечениях вала обеспечена.

2. Первоначально полученные коэффициенты запаса усталостной прочности в сечениях ... (X = ... мм) и ... (X = ... мм) оказались недостаточны. Чтобы обеспечить условия прочности: в сечении ... введено поверхностное упрочнение (закалка с нагревом ТВЧ);

в сечении ... увеличена толщина стенки вала за счет уменьшения внутреннего диаметра D<sub>0</sub> с ... до ... мм (увеличения наружного диаметра);

уменьшено расстояние между опорами и т. д.

3. Первоначально полученные коэффициенты запаса усталостной прочности в сечениях ... (X = ... мм) и ... (X = ... мм) оказались избыточными. С целью уменьшения массы вала уменьшена толщина стенки вала за счет увеличения внутреннего диаметра вала с ... до ... мм. Дальнейшее уменьшение толщины стенки (β > 0,9) не рекомендуется в связи с возможной деформацией вала при посадке зубчатого колеса (подшипника).

4. Уменьшить запасы усталостной прочности не удастся по условиям жесткости.

Таблица 12

Результаты проверочного расчета вала на жесткость

Номер сечения	Расчетные сечения	f, мм	[f], мм	θ, мин	[θ], мин
1	X <sub>p1</sub> = 50 мм (под левой опорой)	0	0	3,0	5
2	X <sub>p2</sub> = 85 мм (под коническим зубчатым колесом)	0,021	0,025	2,1	5
3	X <sub>p3</sub> = 190 мм (под цилиндрическим зубчатым колесом)	0,028	0,04	2,4	5
4	X <sub>p4</sub> = 240 мм (под правой опорой)	0	0	3,3	6

### Возможные выводы:

1. Жесткость вала во всех расчетных сечениях обеспечена.
2. Первоначальный угол поворота (прогиб) оси вала в ... сечении превышал допустимое значение ( $f = \dots$ ,  $\Theta = \dots$ ). С целью повышения жесткости:
  - увеличена толщина стенки вала в сечении ... за счет уменьшения внутреннего диаметра  $D_0$  с ... до ... мм (увеличения наружного диаметра);
  - заменен роликовый подшипник в опоре на шариковый;
  - уменьшено расстояние между опорами и т. д.

### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Циприн А. М., Курушин М. И., Жильников Е. П. Оси, валы и опоры качения: Учеб. пособие / Куйбышев. авиац. ин-т. Куйбышев, 1976. 72 с.
2. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие. 3-е изд., перераб. и доп. / Под ред. С. В. Серенсена. М.: Машиностроение, 1975. 488 с.
3. Серенсен С. В. и др. Валы и оси. Конструирование и расчет. М.: Машиностроение, 1970. 320 с.
4. Сопrotивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. Г. С. Писаренко. 4-е изд., перераб. и доп. Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. 696 с.
5. Биргер И. А. и др. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
6. ГОСТ 3325—85 (СТ СЭВ 773—77). Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки. М.: Изд-во стандартов, 1986. 95 с.
7. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: Учеб. пособие для вузов / Н. А. Алексеева, Л. А. Бонч-Осмоловский, В. В. Волгин и др.; Под ред. В. Н. Кестельмана, Г. И. Рощина. М.: Машиностроение, 1989. 456 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗАПАСОВ ПРОЧНОСТИ  
ПРИ СЛОЖНОМ НАГРУЖЕНИИ**

В некоторых случаях условия нагружения валов характеризуются непропорциональным изменением амплитуд и средних напряжений цикла. При этом отношение  $\sigma_a / \sigma_m$  ( $\tau_a / \tau_m$ ) не остается постоянным. Такой характер нагружения называется сложным. 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  $\tau_a$  и от изгиба при постоянных средних напряжениях  $\tau_m = \text{const}$  и  $\sigma_m = \text{const}$ . В этом случае коэффициенты запаса прочности будут определяться по формулам

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} - \Psi_\sigma \sigma_m}{\sigma_a K}, \quad S_\tau = \frac{\tau_{-1} - \Psi_\tau \tau_m}{\tau_a K}.$$

Параметры, входящие в эти формулы, определяются по зависимостям, приведенным в разделе 3.

*Механические характеристики основных материалов валов и осей [1]*

Марка стали	Диаметр заготовки, мм (не более)	$\sigma_b$	$\sigma_T$	$\tau_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	Коэффициенты	
		в МПа						$\Psi_\sigma$
45	120	800	550	300	350	210	0,1	0
	80	900	650	390	380	230	0,1	0,05
40X	200	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	900	750	450	410	240		
40XH	200	920	750	450	420	250	0,1	0,05
12XH3A	120	950	700	490	420	210	0,1	0,05
12X2H4A	120	1100	850	600	500	250	0,15	0,1
18XГТ	60	1150	950	665	520	280	0,15	0,1
30XГТ	120	1150	950	665	520	310	0,15	0,1
	60	1500	1200	840	650	330	0,2	0,1

ПАРАМЕТРЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ СНИЖЕНИЯ ПРЕДЕЛА ВЫНОСЛИВОСТИ

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в галтелях [7] приведены на рис. ПЗ.1.

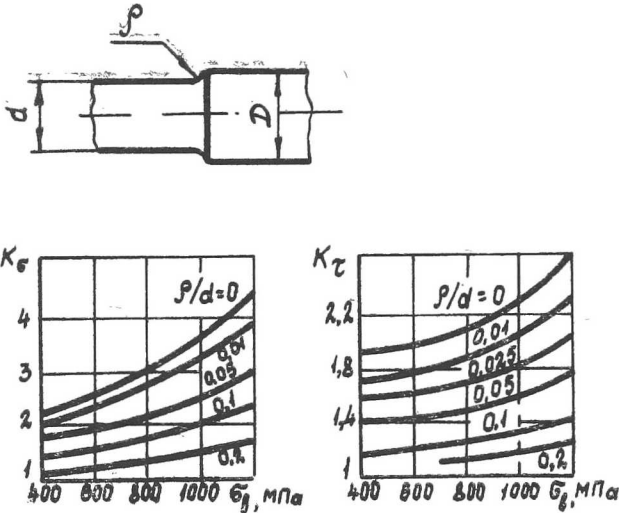


Рис. ПЗ.1.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений валов со шлицами, шпоночной канавкой, с резьбой и поперечным отверстием [5] представлены в табл. ПЗ.1.

Таблица ПЗ.1

$\sigma_b$ , МПа	Шлицы, зубья		Шпоночная канавка		Резьба		Поперечное отверстие	
	$K_\sigma$	$K_\tau^*$	$K_\sigma^{**}$	$K_\tau$	$K_\sigma$	$K_\tau$	$K_\sigma$	$K_\tau$
600	1,55	2,36/1,46	1,46/1,76	1,54	1,96	1,54	2,05	1,80
800	1,65	2,55/1,52	1,62/2,01	1,88	2,20	1,71	2,10	1,90
1000	1,72	2,70/1,58	1,77/2,26	2,22	2,61	2,22	2,20	1,95
1200	1,75	2,80/1,60	1,92/2,5	2,39	2,90	2,39	2,30	2,00

\* В числителе данные для прямобочных шлицев, в знаменателе — для эвольвентных.

\*\* В числителе данные для канавок, полученных пальцевой фрезой, в знаменателе — дисковой.

Коэффициенты концентрации для валов с посаженными деталями [7] представлены в табл. ПЗ.2.

Таблица ПЗ.2

Диаметр вала, мм	Посадка	$\sigma_b$ , МПа					
		800	1000	1200	800	1000	1200
		$K_\sigma / K_{d\sigma}$			$K_\tau / K_{d\tau}$		
30	С натягом	3,25	3,75	4,25	2,35	2,65	2,95
	Переходная	2,44	2,82	3,19	1,86	2,09	2,31
	Типа $H/h$	2,11	2,44	2,76	1,67	1,86	2,06
50	С натягом	3,96	4,60	5,20	2,78	3,26	3,62
	Переходная	2,97	3,45	3,90	2,28	2,57	2,74
	Типа $H/h$	2,57	3,00	3,40	1,95	2,20	2,42
100 и более	С натягом	4,25	4,90	5,60	2,95	3,34	3,76
	Переходная	3,20	3,98	4,20	2,32	2,80	2,92
	Типа $H/h$	2,76	3,18	3,64	2,06	2,31	2,58

Примечание: для посадки колец подшипников следует принимать значение (1 — для углеродистых сталей, 2 — для легированных сталей)

*для, соответствует вращение посадке с натягом.*

Коэффициенты влияния абсолютных размеров [7] приведены на рис. ПЗ.2 (1 — для углеродистых сталей, 2 — для легированных сталей)

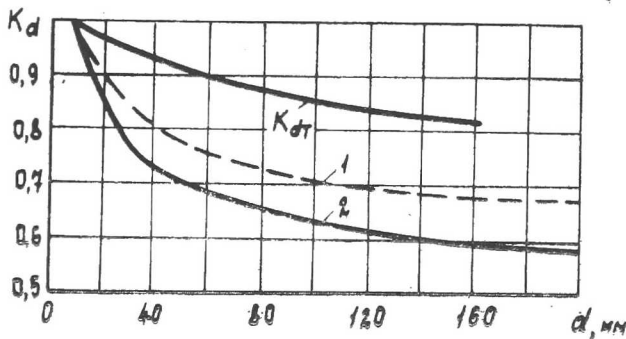


Рис. ПЗ.2.

Коэффициенты влияния шероховатости поверхности  $K_F$  (при изгибе и кручении) [1] представлены в табл. ПЗ.3.

Таблица ПЗ.3

Вид обработки	$\sigma_b$ , МПа		
	400	800	1200
Шлифование	1,0	1,0	1,0
Токарная	0,95	0,9	0,8

Коэффициенты влияния поверхностного упрочнения [1] представлены в табл. ПЗ.4.

Таблица ПЗ.4

Вид упрочнения	$\sigma_b$ , МПа	$K_V$		
		для гладких валов	для валов с $K_\sigma \leq 1,5$	для валов с $K_\sigma > 1,5$
Закалка с нагревом ТВЧ	600—800	1,5—1,7	1,6—1,7	2,4—2,8
	800—1200	1,3—1,5	1,6—1,7	2,4—2,8
Дробеструйный наклеп	600—1500	1,1—1,25	1,5—1,6	1,7—2,1
Накатка роликом	600—1500	1,1—1,3	1,3—1,5	1,6—2,0

Приложение 4

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ФОРМА ПОДГОТОВКИ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

Общие исходные данные

Вертикальная плоскость				Горизонтальная плоскость			
$N_F = 2$		$N_M = 2$		$N_F = 2$		$N_M = 1$	
$X_F$	$F$	$X_M$	$M$	$X_F$	$F$	$X_M$	$M$
85	-3,3	85	-181,5	85	-14,9	85	819,5
190	15,8	85	541,2	190	-43,8		

$N_T = 2$   $T = 1970; -1970$   
 $X_T = 85; 190$   $X_B = 240$   
 $X_A = 50$

Дополнительные исходные данные для расчета на сопротивление усталости

$\sigma_{-1} = 500$  МПа  $\tau_{-1} = 250$  МПа  $\Psi_\sigma = 0,15$   $\Psi_\tau = 0,1$   
 $\alpha_T = 0,2$   $[S] = 1,8$   $N_p = 4$

$X_p$	$D$	$D_0$	$K_\sigma$	$K_\tau$	$K_d$	$K_F$	$K_V$
85	60	42	1,73	1,59	0,67	0,8	1
120	55	42	3,1	1,85	0,7	0,8	1
170	65	46	3,0	1,75	0,65	0,8	1
190	98	60	1,73	1,59	0,62	0,8	1

Дополнительные исходные данные для расчета на статическую прочность

$K_{II} = 2$   $\sigma_T = 850$  МПа  $\tau_T = 600$  МПа  
 $[S] = 1,6$   $\sigma_b = 1100$  МПа  $N_p = 4$   
 $X_p = 85; 120; 170; 190$   $K_{dT} = 0,9; 0,91; 0,89; 0,86$

Дополнительные исходные данные для расчета на жесткость

$N_{DL} = 3$   $N_{d1} = 3$   $N_p = 4$   
 $D = 60, 90, 60$   $L = 170, 40, 60$   $D_0 = 44, 60, 46$   $l = 180, 25, 65$   
 $X_p = 50; 85; 190; 240$   
 $[\Theta] = 5; 5; 5; 6$   
 $[f] = 0; 0,025; 0,04; 0$

## СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие сведения. Критерии работоспособности валов и осей . . . . .	1
2. Расчетные схемы и расчетные нагрузки . . . . .	3
3. Проверка прочности валов и осей . . . . .	6
3.1. Расчет вала (оси) на сопротивление усталости . . . . .	6
3.2. Расчет вала (оси) на статическую прочность . . . . .	9
4. Расчет на жесткость . . . . .	12
5. Расчет валов и осей на ЭВМ . . . . .	15
5.1. Подготовка исходных данных . . . . .	15
5.2. Результаты расчета . . . . .	18
5.3. Пример расчета . . . . .	19
6. Представление результатов расчета и их анализ . . . . .	21
Библиографический список . . . . .	24
Приложение 1 . . . . .	25
Приложение 2 . . . . .	25
Приложение 3 . . . . .	26

## РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

Составители: Керженков Александр Григорьевич,  
Курушин Михаил Иванович

Редактор Л. Я. Чегодаева  
Техн. редактор Н. М. Каленюк  
Корректор Н. С. Куприянова

Сдано в набор 20.04.90 г. Подписано в печать 06.06.90 г.  
Формат 60×90 1/16. Бумага оберточная.  
Гарнитура литературная. Печать высокая.  
Усл. п. л. 1,86. Усл. кр.-отт. 1,9. Уч.-изд. л. 1,8.  
Тираж 1500 экз. Заказ 398.

Куйбышевский ордена Трудового Красного Знамени  
авиационный институт имени академика С. П. Королева.  
443086, Куйбышев, Московское шоссе, 34.

---

Тип. ЭОЗ Куйбышевского авиационного института,  
443001, Куйбышев, ул. Ульяновская, 18.