

ИЗН

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ
НИЗКОТЕМПЕРАТУРНЫХ И ПИЩЕВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ**



Кафедра технической механики и прочности

РАСЧЕТ ВАЛА НА СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Методические указания к практическим занятиям
и самостоятельной работе по дисциплинам
«Механика материалов и конструкций»,
«Сопротивление материалов»
для студентов специальностей
140504, 190603, 260601, 260602
и направлений 140500, 150400

Второе издание, исправленное



Санкт-Петербург 2008

Деменчук Н.П., Радченко Е.А. Расчет вала на сложное сопротивление: Метод. указания к практическим занятиям и самостоятельной работе по дисциплинам «Механика материалов и конструкций», «Сопротивление материалов» для студентов спец. 140504, 190603, 260601, 260602 и направлений 140500, 150400. 2-е изд., испр. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2008. – 16 с.

Рассмотрены нагрузки, действующие на валы редукторов. Изложена методика статистического расчета валов на прочность. Приведен пример определения прочных размеров поперечного сечения вала.

Рецензент
Профессор Д.П. Малявко

Рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета

- © Ленинградский технологический институт холодильной промышленности, 1988
- © Санкт-Петербургский государственный университет низкотемпературных и пищевых технологий, 2008

В курсе "Сопротивление материалов" расчет валов приводится как пример расчета деталей, работающих при сложном сопротивлении.

Расчет валов на статическую прочность сводится к определению напряжений в опасных точках опасных сечений и обеспечению условия прочности (либо вычислению коэффициента запаса прочности).

Для расчета на прочность необходимо прежде всего составить расчетную схему вала. При этом вал обычных конструктивных форм может быть без больших погрешностей представлен как балка, лежащая на опорах и нагруженная расчетными нагрузками (рис. I). Вали нагружаются усилиями, передающимися на них через промежуточные элементы. При составлении расчетной схемы вала для усилий, распределенных по длине зубьев зубчатых колес, пальцев упругих муфт, вкладышей подшипников скольжения и прочему, обычно принимаются сосредоточенные силы, приложенные в середине длины указанных элементов. Скручивающие моменты обычно принимаются за сосредоточенные, приложенные посередине длины передающих элементов (шлицы, шпонки, и т.п.). Восприятие части изгибающего момента насаженными на вал деталями и опорами скольжения обычно в расчете вала на прочность не учитывается.

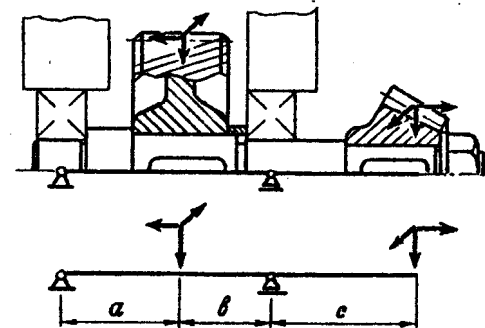


Рис. I

В процессе работы машины на вал действуют нагрузки, определяемые условиями эксплуатации, назначением машины, которые могут меняться во времени. При конструировании валов должна быть обеспечена их статическая прочность, жесткость и выносливость, помимо иных специальных требований, если последние предъявляются.

В соответствии с этим в качестве расчетных следует принимать такие из действующих нагрузок, которые в основном определяют

статическую несущую способность и выносливость детали.

Расчет ведется по наибольшей кратковременной нагрузке, в которой учтены наиболее тяжелые условия работы машины.

При выяснении внутренних силовых факторов, возникающих у валов, необходимо выявить причины, вызывающие появление внутренних сил.

Передача валам мощности осуществляется посредством закрепленных на нем зубчатых колес, шкивов и других элементов. При этом момент, передаваемый валом, определяется по заданным величинам мощности N и частоте вращения вала n

$$M = \frac{N}{\omega} ; \quad \omega = \frac{\pi n}{30} , \quad (I)$$

где ω - угловая скорость вала.

На шестерни зубчатого зацепления действует вращающий момент, создающий распределенную по контактной линии зуба нагрузку. Обычно эту нагрузку заменяют равнодействующей, приложенной в полюсе зацепления P и направленной по нормали к линии зацепления.

Эта равнодействующая нагрузка раскладывается на три составляющие (рис. 2):

- окружную P , направленную по касательной к делительной окружности диаметром D ;
- радиальную T , направленную по радиусу колеса к его центру;
- осевую A , направленную параллельно оси вала.

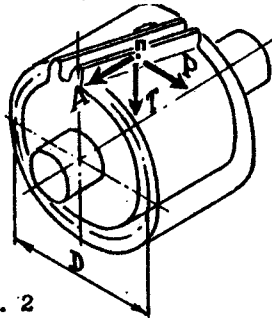


Рис. 2

Окружная сила P на ведомом и ведущем колесах всегда направлена против действия соответствующих вращающих моментов и определяется для всех видов зубчатых колес следующим образом:

$$P = \frac{2M}{D}$$

Радиальная сила T направлена к оси вращения колеса и создает "распор" в передаче.

Силы T и A определяются силой P и кинематическими параметрами конкретной зубчатой передачи. У цилиндрической прямозубой передачи осевая сила A отсутствует. Формулы для вычисления перечисленных сил приведены в таблице I. В формулах принято стандартизованное значение угла зацепления $\alpha = 20^\circ$ ($tg \alpha = 0,346$).

В ременных передачах мощность передается силами трения, создаваемыми предварительным натяжением ремня. Окружная сила P' , передаваемая ремнем и равная разности сил натяжения ветвей ремня, определяется по формуле

$$P = \frac{2M}{D}$$

где M - вращающий момент ;
 D - диаметр шкива.

Сила T , действующая на вал и нагружающая подшипники, является равнодействующей сил натяжения ветвей ремня. Обычно сила давления на вал T в 2 - 3 раза больше окружной силы. В наших расчетах принимаем

$$T = 3P .$$

Таблица I

Вид передачи (условное обозначение)	Сила			Примечание		
	окружная P	осевая A	радиальная T			
Зубчатая	Цилиндрическая (ЦК)	$\frac{2M}{D}$	$P \operatorname{tg} \beta$	$0,364 P$	$\beta = 8 \dots 20^\circ$ - угол наклона зуба	
	Коническая (КК)	$\frac{2M}{D}$	$0,364 \cdot P \operatorname{Sin} \delta$	$0,364 P \operatorname{Cos} \delta$	$\delta = 0 \dots 90^\circ$ - угол наклона образующей	
	Червячная	Червяк (Ч)	$\frac{2M}{D}$	$\frac{P}{\operatorname{tg} \lambda}$	$\frac{0,364 P}{\operatorname{tg} \lambda}$	$\lambda = 5 \dots 25^\circ$ - угол подъема винтовой линии
		Червячное колесо	$\frac{2M}{D}$	$P \operatorname{tg} \lambda$	$0,364 P$	
Ременная	Шкив (Ш)	$\frac{2M}{D}$	-	$3P$	-	

Примечание. D - диаметр соответствующей детали.

Рассмотрим виды деформирования вала, вызываемые каждой силой.

Приведение окружной силы P к центру тяжести сечения вала (рис. 3, а) образует пару сил

$$m = P \frac{D}{2},$$

расположенную в плоскости сечения вала XOY , которая вызывает кручение последнего. Сила, направленная вдоль оси X , вызывает изгиб и сдвиг.

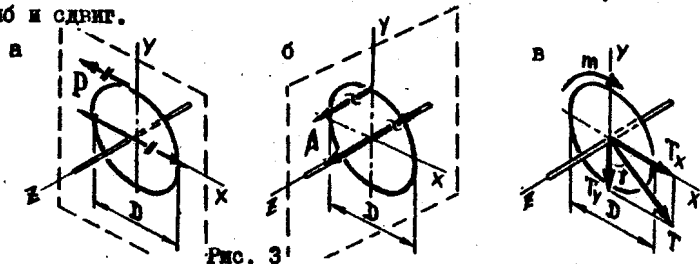


Рис. 3

Осевая сила A при переносе в центр тяжести сечения вала (рис. 3, б) образует пару сил в плоскости ZOY и силу в направлении оси Z . Момент m_x вызывает изгиб вала в плоскости YOZ , а продольная сила — осевое растяжение (сжатие)

$$m_x = A \frac{D}{2}.$$

Радиальная сила T проходит через центр тяжести сечения вала и вызывает изгиб в соответствующей плоскости и сдвиг.

Сила давления на вал T в ременной передаче (рис. 3, в) проходит через центр тяжести сечения вала и вызывает сдвиг и изгиб, плоскость действия которого в общем случае не совпадает с выбранными координатными осями. Поэтому силу T необходимо разложить по направлению выбранных осей. Каждая составляющая силы давления

$$T_x = T \sin \gamma, \quad T_y = T \cos \gamma$$

вызывает изгиб и сдвиг в соответствующей плоскости. Момент на шкиве, вызванный окружной силой P , лежит в плоскости нормального сечения и вызывает кручение вала.

Силы, действующие на вал, уравновешиваются реакциями в подшипниковых опорах.

Таким образом, в общем случае вал подвержен кручению, изгибам в двух плоскостях, осевому растяжению-сжатию и сдвигу. Касательные напряжения, возникающие при наличии поперечных сил, обычно невелики, и их можно не принимать во внимание. Поэтому поперечными силами будем пренебрегать.

Для упрощения решения задачи в первом приближении оставим без внимания продольные силы. Тогда изгиб с кручением представляют собой частный случай сложного сопротивления, когда внешние силы, действующие на вал, вызывают в его поперечных сечениях крутящий момент $M_k = M_z$ и изгибающие моменты M_x, M_y . В этом случае в поперечных сечениях такого стержня возникает касательные напряжения от кручения и нормальные от изгиба в двух плоскостях.

Поскольку общая формула для σ справедлива только в главных центральных осях (учитывая, что для круга любая центральная ось — главная), имеет смысл сложить (геометрически) изгибающие моменты, действующие в ортогональных плоскостях, и рассматривать изгиб под действием этого суммарного момента

$$M_{\mu} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (2)$$

Опасным по σ следует полагать сечение, где возникает наибольший M_{μ} .

Для выяснения влияния M_{μ} на характеристику опасного сечения необходимо рассмотреть опасную точку произвольного сечения. Опасными точками являются точки, лежащие на контуре сечения и наиболее удаленные от нейтральной оси, поскольку в них возникает наибольшее нормальное напряжение от наибольшего момента M_{μ} и наибольшее касательное от крутящего момента M_k (рис. 4, а). Элемент в опасной

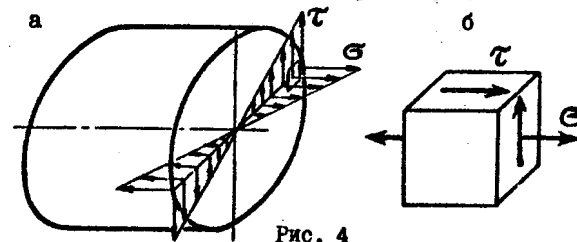


Рис. 4

точке (рис. 4, б) находится в плоском напряженном состоянии, для которого эквивалентное напряжение в соответствии с третьей гипотезой прочности

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (3)$$

или четвертой гипотезой прочности:

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (4)$$

$$\sigma = \frac{M_n}{W_x}, \quad \tau = \frac{M_k}{W_p} \quad (5)$$

Учитывая соотношение между моментами сопротивления круга при изгибе и кручении ($W_p = 2W_x$), условие прочности в опасной точке записывается:

$$\sigma_{э\text{кв}} = \frac{M_{э\text{кв}}}{W_x} = [\sigma] \quad (6)$$

Арифметическое значение корней в числителе называется эквивалентным моментом, соответствующим третьей гипотезе прочности

$$M_{э\text{кв}} = \sqrt{M_n^2 + M_k^2} \quad (7)$$

либо четвертой гипотезе прочности

$$M_{э\text{кв}} = \sqrt{M_n^2 + 0,75M_k^2} \quad (8)$$

Таким образом, опасное сечение вала определяется максимальным эквивалентным моментом, для установления которого необходимы эпюры M_n и M_k .

Обычно построение эпюры M_n производят, вычисляя по формуле (2) суммарный изгибающий момент в тех сечениях, где исходные эпюры M_x и M_y имеют перемены. Направление вектора M_n может быть различным в разных сечениях, и поэтому эпюра M может иметь криволинейное очертание даже при отсутствии распределенных нагрузок.

Опасные сечения устанавливают при анализе эпюр M_n и M_k . Если при этом возникают сомнения, то вычисляются значения $M_{э\text{кв}}$ в характерных сечениях вала и строится эпюра эквивалентного момента, по которой устанавливается его наибольшее значение.

Максимальное значение $M_{э\text{кв}}$ подставляется в условие прочности, из которого определяется момент сопротивления и диаметр вала. Полученный размер округляют до ближайшего большего в соответствии с ГОСТ 6636 - 69, устанавливающим ряды чисел для выбора градаций и величин номинальных размеров диаметров и длин в машиностроении:

в интервале:

- 12 - 25 мм кратные 0,5
- 25 - 50 мм целые числа
- 60 - 160 мм кратные 5, затем оканчивающиеся на 2 и на 8
- 160 - 500 мм кратные 10, затем кратные 5

При наличии продольных сил делается проверка прочности установленного диаметра вала, для чего строится эпюра нормальных сил. Анализируя эпюры M_n , M_k и N , устанавливают опасное сечение, в котором эти усилия принимают одновременно большие значения. В опасном сечении вычисляются нормальные напряжения

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_n}{W_x} \quad (9)$$

и касательные напряжения

$$\tau = \frac{M_k}{W_p},$$

через которые определяется эквивалентное напряжение по соответствующей гипотезе прочности (3), (4).

Эквивалентное напряжение сравнивается с допускаемым напряжением и делается вывод о статической прочности вала.

Таким образом, схема расчета вала редуктора на статическую прочность представляется в виде:

1. Определение вращающего момента по заданной мощности и частоте вращения вала;
2. Определение сил в зацеплении;
3. Составление расчетной схемы;
4. Построение эпюры M_k ;
5. Построение эпюр изгибающих моментов M_x и M_y ;
6. Вычисление суммарного M_n в вероятных опасных сечениях (при необходимости построение эпюры M_n);
7. Установление опасного сечения и вычисление эквивалентного момента $M_{э\text{кв}}$;
8. Составление условия прочности и определение диаметра вала;
9. Проверка прочности с учетом осевых сил;
10. При напряжении, превышающем более чем на 5% допускаемое напряжение, необходимо увеличить диаметр вала и снова произвести проверку.

Пример расчета

Определить диаметр вала редуктора (рис. 5, а), передающего мощность $N = 75$ кВт при частоте вращения 147 оборотов в минуту с ведущим цилиндрическим косозубым колесом диаметром $D_1 = 200$ мм, с углом наклона зуба $\beta = 12^\circ$ и ведомым коническим колесом диаметром $D_2 = 120$ мм, с углом наклона образующей $\delta = 40^\circ$. Вал изготовлен из стали 40Х. Требуемый коэффициент запаса прочности $n = 1,7$. При расчете применять гипотезу наибольших касательных напряжений.

Решение:

1. Нахождение момента, передаваемого валом и приложенного к цилиндрическому колесу, исходя из того, что задана мощность при частоте вращения, соответствующей угловой скорости $\omega = \pi n / 30$:

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{N \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{75 \cdot 30}{3,14 \cdot 147} = 4,87 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Этот момент уравновешивается моментом на коническом колесе.

2. Определение сил, возникающих в зацеплении (табл. I). Цилиндрическое колесо:

$$P_1 = \frac{M \cdot 2}{D_1} = \frac{4,87 \cdot 2}{0,2} = 48,7 \text{ кН};$$

$$T_1 = 0,364 P_1 = 0,364 \cdot 48,7 = 17,7 \text{ кН};$$

$$A_1 = P_1 \operatorname{tg} 12^\circ = 48,7 \cdot 0,213 = 10,3 \text{ кН}.$$

Коническое колесо:

$$P_2 = \frac{M \cdot 2}{D_2} = \frac{48,7 \cdot 2}{0,12} = 81,1 \text{ кН};$$

$$T_2 = 0,364 P_2 \cos \delta = 0,364 \cdot 81,1 \cdot 0,766 = 22,6 \text{ кН};$$

$$A_2 = 0,364 P_2 \sin \delta = 0,364 \cdot 81,1 \cdot 0,643 = 18,9 \text{ кН}.$$

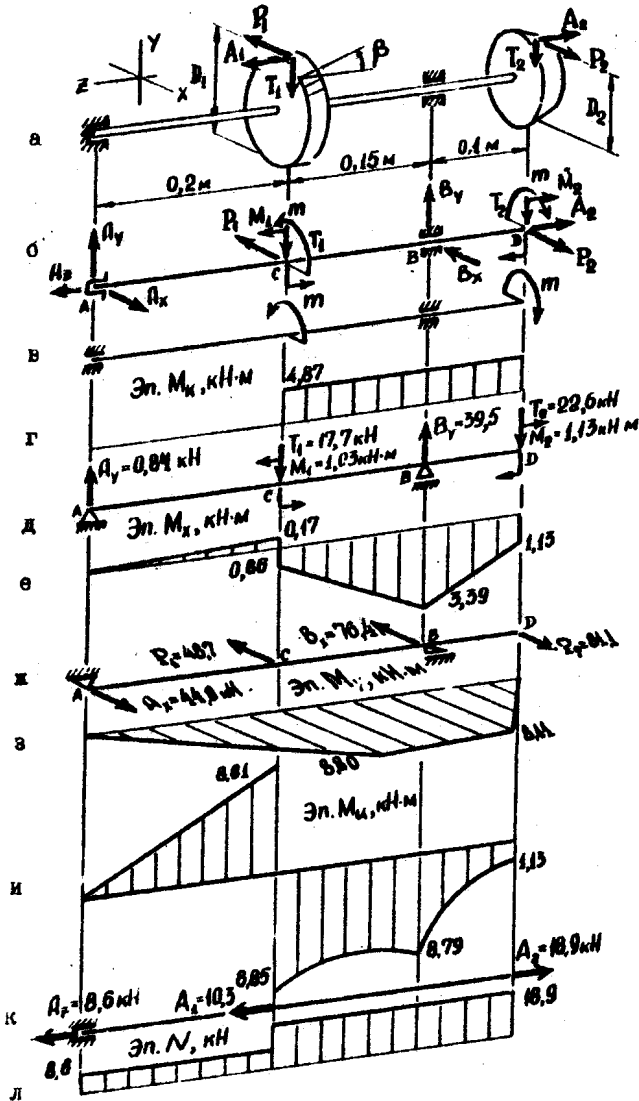


Рис. 5

3. Составление расчетной схемы вала (рис. 5, б).

Для этого приведем силы P_1 , A_1 и P_2 , A_2 к центру тяжести вала, при этом моменты, вызываемые силами P_2 относительно оси Z , равны вращающему моменту, передаваемому валом: $m = M = 4,87 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Силы A_1 создают моменты относительно оси X :

$$M_1 = A_1 \frac{D_1}{2} = 10,3 \frac{0,2}{2} = 1,03 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_2 = A_2 \frac{D_2}{2} = 18,9 \frac{0,12}{2} = 1,13 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Освободим вал от опор, заменив их действие реакциями в горизонтальной (A_x , B_x) и вертикальной (A_y , B_y) плоскостях. В месте посадки цилиндрического колеса (точка С) на вал действует сила в направлении оси X - P_1 , в направлении оси Y - T_1 , в направлении оси Z - A_1 . Моменты относительно оси Z - m и оси X - M_1 . Аналогичные силы действуют в точке D.

Для выявления опасного сечения построим эпюры возникающих усилий.

4. Определение крутящего момента.

Приложим к валу только вращающие моменты $M = 4,87 \text{ кН}\cdot\text{м}$ (рис. 5, в). Эпюра M_x показана на рис. 5; г.

5. Определение изгибающих моментов.

Рассмотрим изгиб в плоскости YOZ , вызванный силами T_1 , T_2 , M_1 , M_2 (рис. 5, д).

Определение опорных реакций

$$\sum M_A = 0, \quad T_1 \cdot 0,2 + T_2 \cdot 0,45 - M_1 + M_2 - B_y \cdot 0,35 = 0,$$

$$B_y = \frac{17,7 \cdot 0,2 - 22,6 \cdot 0,45 - 1,03 - 1,13}{0,35} = 39,5 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0, \quad T_1 \cdot 0,15 - T_2 \cdot 0,1 - M_1 - M_2 - A_y \cdot 0,35 = 0,$$

$$A_y = \frac{17,7 \cdot 0,15 - 22,6 \cdot 0,1 - 1,03 - 1,13}{0,35} = 0,81 \text{ кН}.$$

Проверка:

$$\sum Y = 0, \quad A_y + B_y - T_1 - T_2 = 0,$$

$$0,81 + 39,5 - 17,7 - 22,6 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях:

$$A \quad M_x = 0;$$

$$C \text{ (слева)} \quad M_x = A_y \cdot 0,2 = 0,84 \cdot 0,2 = 0,17 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{(справа)} \quad M_x = A_y \cdot 0,2 - M_1 = 0,84 \cdot 0,2 - 1,03 = 0,86 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$D \quad M_x = -M_2 = -1,13 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$B \quad M_x = -M_2 - T_2 \cdot 0,1 = -1,13 - 22,6 \cdot 0,1 = -3,39 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра M_x показана на рис. 5, е.

Рассмотрим изгиб в плоскости XOZ , вызванный силами P_1 , P_2 (рис. 5, ж).

Определение опорных реакций:

$$\sum M_A = 0, \quad P_2 \cdot 0,45 - P_1 \cdot 0,2 - B_x \cdot 0,35 = 0,$$

$$B_x = \frac{81,1 \cdot 0,45 - 48,7 \cdot 0,2}{0,35} = 76,4 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0, \quad P_2 \cdot 0,1 - P_1 \cdot 0,15 - A_x \cdot 0,35 = 0,$$

$$A_x = \frac{81,1 \cdot 0,1 - 48,7 \cdot 0,15}{0,35} = 44,0 \text{ кН}.$$

Проверка:

$$\sum X = 0, \quad A_x + P_2 - B_x - P_1 = 0,$$

$$44,0 + 81,1 - 76,4 - 48,7 = 0.$$

Определяем изгибающие моменты в сечениях:

$$A \quad M_y = 0;$$

$$C \quad M_y = A_x \cdot 0,2 = 44,0 \cdot 0,2 = 8,8 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$D \quad M_y = 0;$$

$$B \quad M_y = P_2 \cdot 0,1 = 81,1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра M_y показана на рис. 5, з.

6. Построение эпюры суммарного изгибающего момента:

$$M_n = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}.$$

$$\text{Сечение A} \quad M_n = 0;$$

$$\text{Сечение C} \quad M_n = \sqrt{0,17^2 + 8,81^2} = 8,81 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_n = \sqrt{0,86^2 + 8,81^2} = 8,85 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

Сечение В $M_{и} = \sqrt{3,39^2 + 8,11^2} = 8,79 \text{ кН}\cdot\text{м}$;

Сечение Д $M_{и} = \sqrt{1,13^2 + 0} = 1,13 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Эпюра $M_{и}$ показана на рис. 5, и.

7. Определение опасного сечения.

Рассматривая эпюры $M_{и}$ и $M_{к}$, устанавливаем, что опасным сечением является сечение С (справа), где $M_{к} = 4,87 \text{ кН}\cdot\text{м}$,

$M_{и} = 8,85 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Эквивалентный момент в этом сечении в соответствии с третьей теорией прочности равен:

$$M_{экв} = \sqrt{M_{и}^2 + M_{к}^2} = \sqrt{8,85^2 + 4,87^2} = 10,1 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

8. Определение диаметра вала из условия прочности:

$$\sigma_{экв} = \frac{M_{экв}}{W_x} = [\sigma].$$

Для стали 40Х предел текучести $\sigma_T = 650 \text{ МПа}$.

При заданном коэффициенте запаса $n = 1,7$:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{650}{1,7} = 382 \text{ МПа},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экв}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10,1 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 382 \cdot 10^6}} = 0,064 \text{ м}.$$

Принимаем в соответствии с ГОСТ 6636-69

$$d = 65 \text{ мм}.$$

9. Проверка прочности вала с учетом продольных сил.

Приложим к валу осевые силы A_1 и A_2 (рис. 5, к). Эти силы уравновешиваются реакцией A_3 упорного подшипника. Построим эпюру нормальных сил (рис. 5, л). Для проверки прочности установим опасное сечение, анализируя эпюры $M_{и}$, $M_{к}$, N . Опасное сечение С (справа), в котором:

$M_{и} = 8,85 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $M_{к} = 4,87 \text{ кН}\cdot\text{м}$, $N = 18,9 \text{ кН}$.

Определяем напряжение в опасной точке сечения:

$$\sigma = \frac{N}{F} + \frac{M_{и}}{W_x} = \frac{N \cdot 4}{\pi \cdot d^2} + \frac{M_{и}}{0,1 \cdot d^3} =$$
$$= \frac{18,9 \cdot 4 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,065^2} + \frac{8,85 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 0,065^3} = 328 \text{ МПа},$$

$$\tau = \frac{M_{к}}{W_p} = \frac{M_{к}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{4,87 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,065^3} = 88,6 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение в соответствии с третьей гипотезой прочности

$$\sigma_{экв} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} = \sqrt{328^2 + 4 \cdot 88,6^2} = 373 \text{ МПа}.$$

Сравнивая $\sigma_{экв} = 373 \text{ МПа}$ с допускаемой величиной напряжений $[\sigma] = 382 \text{ МПа}$, заключаем, что условие прочности вала выполняется (эквивалентное напряжение меньше допускаемого на 2,4%). Размер вала, удовлетворяющий ГОСТу и обеспечивающий условие прочности, равен $d = 65 \text{ мм}$.

Примечание: окончательные размеры вала устанавливаются после проверочного расчета на усталостную прочность.

Деменчук Николай Павлович
Радченко Евгений Александрович

РАСЧЕТ ВАЛА НА СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Методические указания к практическим занятиям
и самостоятельной работе по дисциплинам
«Механика материалов и конструкций»,
«Сопротивление материалов»
для студентов специальностей
140504, 190603, 260601, 260602
и направлений 140500, 150400

Второе издание, исправленное

Редакторы

Т.В. Белянкина, Н.М. Бахметьева

Корректор

Н.И. Михайлова

Подписано в печать 03.03.08. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 0,93. Печ. л. 1,0. Уч.-изд. л. 0,88
Тираж 400 экз. Заказ № 60. С 55

СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9
ИИК СПбГУНиПТ. 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9