

Находят коэффициент влияния асимметрии цикла в сечении:

$$\Psi_{\tau D} = \frac{\Psi_{\tau}}{K_{\tau D}}.$$

Далее производят вычисление коэффициентов запаса S_{σ} и S_{τ} по формулам (44).

Общий коэффициент запаса сопротивления усталости в сечении определяют по формуле

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}. \quad (45)$$

Усталостная прочность считается обеспеченной, если выполняется условие

$$S \geq [S],$$

где допускаемое значение $[S]$ принимают в диапазоне $[S] = 1,5 \dots 2,5$.

Если условие усталостной прочности не выполняется, принимают конструктивные меры по уменьшению концентрации напряжений в сечении или увеличивают диаметры участков вала.

10 Расчет подшипников

Предварительный подбор подшипников производят на этапе проектирования валов передач. После проведения проверочных расчетов валов необходимо также проверить и подшипники. Подшипники качения проверяют на заданную долговечность по их динамической грузоподъемности, а для подшипников скольжения проводят две проверки – по величине среднего давления в контакте и по величине удельного энерговыделения.

10.1 Расчет подшипников качения

Проверочный расчет подшипников качения выполняют в следующей последовательности [1, 10, 12, 13]:

10.1.1 Принимают тип и размеры подшипников в зависимости от особенностей нагружения вала и диаметра цапф (см. п. 7.6).

10.1.2 Определяют нагрузки на подшипниковую пару, установленную в опорах, условно, A и B .

Радиальную нагрузку вычисляют по формулам

$$F_{rA} = \sqrt{Y_A^2 + Z_A^2}; \quad F_{rB} = \sqrt{Y_B^2 + Z_B^2}, \quad (46)$$

где Y_A, Z_A, Y_B, Z_B – опорные реакции по результатам п. 9.1.

Осевую нагрузку на подшипники радиального типа, не имеющие наклона дорожек качения, находят как сумму проекций на ось x вала осевых сил, действующих со стороны установленных на валу деталей:

$$F_a = \sum (F_{ak})_x. \quad (47)$$

В зависимости от знака результата и схемы установки подшипников (с фиксированной опорой, враспор или врастажку) делают вывод о том, какой из подшипников пары ограничивает осевое перемещение вала. Осевая нагрузка на этот подшипник собствен-

но и будет равна F_a , а осевая нагрузка на парный ему подшипник будет нулевой.

Осевая нагрузка на подшипники радиально-упорного типа определяется несколько сложнее. Здесь необходимо дополнительно учитывать ту долю осевой нагрузки, которая обусловлена наклоном дорожек качения и возникает при приложении к подшипникам только радиальных сил (рис. 42):

$$S_A = e' F_{rA}; \quad S_B = e' F_{rB}. \quad (48)$$

В формулах (48) e' – коэффициент минимальной осевой силы, зависящий от значения параметра осевой нагрузки e , приводимого в каталогах подшипников (см. табл. П9 и П10). При этом

$$e' = ke,$$

где $k = 0,83$ для конических подшипников и $k = 1$ для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$. Если же угол контакта радиально-упорных шариковых подшипников $\alpha < 18^\circ$, коэффициент e' вычисляют для каждого из подшипников пары по эмпирической формуле

$$e' = 0,58 \left(\frac{F_r}{C_{0r}} \right)^{0,14},$$

в которую входят радиальная нагрузка F_r и статическая грузоподъемность C_{0r} подшипника.

Определив S_A и S_B , находят тот из подшипников, который ограничивает осевое перемещение вала. С этой целью вычисляют силу R , удерживающую вал от смещения вдоль оси x :

$$R = S_{Ax} + S_{Bx} + \sum (F_{ak})_x,$$

где через $\sum (F_{ak})_x$, как и раньше, обозначена сумма проекций на ось x внешней нагрузки на вал (осевых сил в зацеплении зубчатых колес и т. п.). Знаки всех проекций учитываются.

Если $R > 0$, вал стремится переместиться по направлению оси x , если же $R < 0$, то в обратном направлении. Соответственно этому по схеме установки подшипников определяется тот из них, который препятствует такому перемещению.

Осевая нагрузка на подшипник, препятствующий смещению вала,

$$F_a = \left| \sum (F_{ak})_x \right| + S_{\text{пар}}, \quad (49)$$

Осевая нагрузка на парный ему подшипник

$$F_a = S_{\text{пар}}. \quad (50)$$

В формулах (49) и (50) величина $S_{\text{пар}}$ определяется формулами (48) применительно к подшипнику, не препятствующему смещению вала.

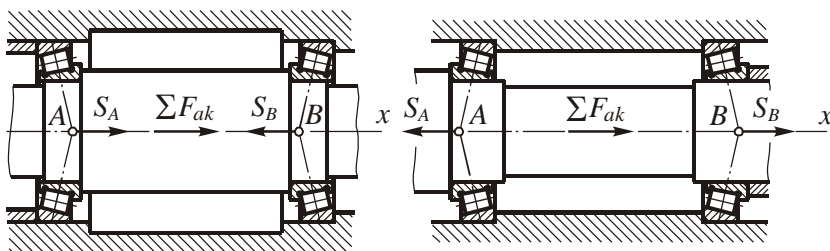


Рис. 42. Установка радиально-упорных подшипников
враспор (слева) и встряжку (справа)

10.1.3 Вычисляют эквивалентную динамическую нагрузку:

$$P_r = (XVF_r + YF_a)K_6K_T, \quad (51)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, принимаемые по табл. П8 – П10 в зависимости от соотношения величин $F_a / (VF_r)$ и e ; коэффициент вращения $V = 1$ при вращении внутреннего кольца подшипника и $V = 1,2$ при вращении внешнего кольца; коэффициент безопасности K_6 и температурный коэффициент K_T выбирают из табл. 47 и 48.

Таблица 47

№ п/п	Машины, оборудование и условия эксплуатации	K_6
1	Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации: бытовое оборудование, строительные и монтажные краны и машины, тракторы	1,0 ... 1,1
2	Машины того же назначения, что и в п. 1, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника	1,1 ... 1,2
3	Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой; стационарные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели	1,2 ... 1,3
4	Машины того же назначения, что и в п. 3, но работающие с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздухоудвки, грейферные краны	1,3 ... 1,4
5	Машины для круглосуточной работы; приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы	1,5 ... 1,7
6	Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы	1,7 ... 2,0
7	Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздухоудвки, коренные подшипники судовых двигателей	2,0 ... 2,5

Таблица 48

Рабочая температура подшипника, °C	<100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4	1,6	2,0

10.1.4 Проверяют долговечность подшипниковой пары по подшипнику с бóльшим значением эквивалентной динамической нагрузки P_r . Проверку ведут по условию

$$L_h = a_1 a_2 \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \frac{10^6}{60n} \geq L_{h\text{тр}}, \quad (52)$$

где L_h – расчетная долговечность подшипника (час); C_r – паспортная динамическая грузоподъемность (Н); показатель $p = 3$ для шариковых и $p = 3,33$ для роликовых подшипников; n – частота вращения вала; $L_{h\text{тр}}$ – требуемая долговечность подшипника; a_1 – коэффициент надежности, табл. 49; a_2 – коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации, табл. 50.

Требуемую долговечность $L_{h\text{тр}}$ подшипников качения принимают равной 10000 час для зубчатых и 5000 час для червячных редукторов; коэффициент надежности a_1 принимают равным единице (при 90% вероятности безотказной работы).

Таблица 49

Значения коэффициента надежности a_1 в зависимости от требуемой надежности S

S	90%	95%	96%	97%	98%	99%
a_1	1,00	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Таблица 50

Значения коэффициента a_2 совместного влияния качества металла и условий эксплуатации при обычных условиях применения

Тип подшипника	a_2
Шарикоподшипники (кроме сферических)	0,7 ... 0,8
Роликоподшипники цилиндрические, шарикоподшипники сферические двухрядные	0,5 ... 0,6
Роликоподшипники конические	0,6 ... 0,7
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,3 ... 0,4

10.2 Расчет подшипников скольжения

Подшипники тихоходных валов открытых механизмов в большинстве случаев работают в условиях полужидкостного трения. Для таких подшипников проводят два упрощенных инженерных расчета: расчет по величине среднего давления p в контакте цапфы вала с вкладышем и расчет по удельному энерговыделению pv .

10.2.1 При проверке подшипников радиального типа предварительно находят скорость скольжения в контакте:

$$v = \frac{\pi n d_{\Pi}}{60 \cdot 10^3}, \quad (53)$$

где d_{Π} – диаметр цапфы, мм; а n – частота вращения вала.

Также необходимо определиться с длиной l цапфы (вкладыша). При выборе стандартного подшипника по табл. П11 принимают $l \approx B_1$, мм.

Работоспособность подшипника обеспечена, если выполняются следующие два условия:

$$p = \frac{F_r}{d_n l} \leq [p]; \quad (54)$$

$$pv \leq [pv], \quad (55)$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, Н; $[p]$ и $[pv]$ – допускаемые значения среднего давления и удельного энерговыделения. Значения параметров $[p]$ и $[pv]$, а также предельной скорости относительного скольжения для различных материалов вкладышей приведены в табл. 51.

Таблица 51

Допускаемые режимы работы подшипников скольжения, работающих при полусухом и полужидкостном трении

Материал вкладыша	$\leq v$, м/с	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Чугун серый СЧ-36	0,5 1,0	4 2	— —
Чугун антифрикционный:			
АВЧ-2	5	0,5	2,5
АКЧ-1	1	12	12
Бронза:			
Бр0Ф10-1	10	15	15
БрАЖ9-4	4	15	12
Латунь ЛКС80-3-3	2	12	10
Баббит:			
Б16	12	15	10
Б6	6	5	5
Металлокерамика:			
бронзографит	2	4	—
железографит	2	5,5	—
Капрон АК-7	4	15	15
Пластифицированная древесина (смазка водой)	1	10	—
Резина (смазка водой)	—	2 ... 6	—

Если материал вкладыша заранее не выбран, то данные табл. 51 позволяют это сделать.

10.2.2 Упорные подшипники скольжения, или подпятники, рассчитывают по аналогичным формулам:

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p]; \quad (56)$$

$$pv \leq [pv], \quad (57)$$

где F_a – осевая нагрузка на подпятник; A – площадь опорной поверхности; v – средняя скорость скольжения.

Для круговой опорной поверхности с диаметром d принимают

$$A = \varphi \frac{\pi d^2}{4}; \quad v = \frac{\pi n d}{90 \cdot 10^3}.$$

Для кольцевой опорной поверхности

$$A = \varphi \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4}; \quad v = \frac{\pi n(d^3 - d_0^3)}{90(d^2 - d_0^2) \cdot 10^3}.$$

В записанных формулах $\varphi = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий уменьшение опорной поверхности за счет наличия на поверхностях трения смазочных канавок; множитель 10^3 необходим, если диаметры заданы в мм; d_0 – внутренний диаметр кольца. Обычно $d_0 = (0,6 \dots 0,8) d$.

11 Расчет шпоночных и шлицевых соединений

11.1 Соединения призматическими или сегментными шпонками (рис. 43 и 44, соответственно) рассчитывают на смятие рабочих граней соединения по условию

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{dl_p K} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (58)$$

где T – вращающий момент на валу (Н·м); d – диаметр посадочного участка вала (мм); l_p – расчетная длина шпонки (мм); K – высота площадки смятия (мм); допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ (МПа) выбирают обычно по материалу ступицы из табл. 52.

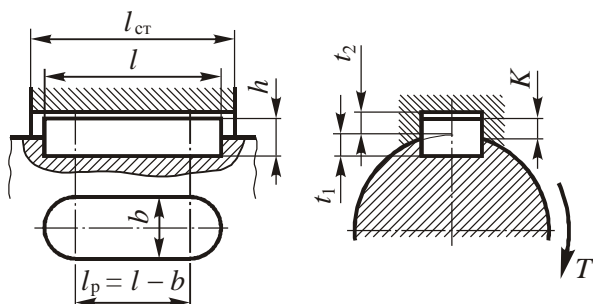


Рис. 43. Соединение призматической шпонкой

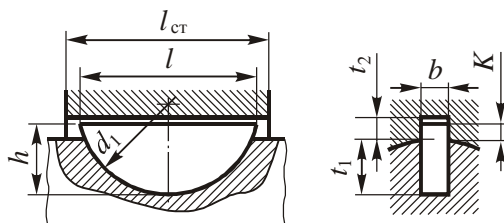


Рис. 44. Соединение сегментной шпонкой

Таблица 52

**Допускаемые напряжения смятия
для шпоночных соединений $[\sigma_{\text{см}}]$, МПа**

Вид соединения	Материал ступицы	Характер нагрузки		
		Спокойная	Со слабыми толчками	Ударная
Неподвижное	Сталь	150	100	50
	Чугун	80	53	27
Подвижное	Сталь	50	40	30

При проектном расчете призматической шпонки с помощью формулы (58) находят ее расчетную длину:

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3}{dK[\sigma_{\text{см}}]},$$

где высоту площадки смятия K , равно как и другие размеры шпонки, представленные на рис. 43, принимают по табл. П19 приложений в зависимости от диаметра вала.

Далее находят габаритную длину шпонки

$$l = l_p + b$$

и уточняют ее значение по стандартному ряду:

$l = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400$ (мм)

По длине l шпонки рассчитывают длину $l_{\text{ст}}$ ступицы, которая должна быть больше l на 5...10 мм. Если в результате расчета длина ступицы зубчатого колеса превысит 1,5 диаметра вала, что

11 Расчет шпоночных соединений

В отсутствие особых требований по нагрузочной способности и центрированию деталей на валах применяем наиболее простой вид соединений – призматическими шпонками. Размеры шпонок назначаем по найденным в разд. 7 диаметрам соответствующих участков валов:

Вал	Диаметры участков вала, мм						
	d	d_m	d_n	$d_{\delta n}$	d_k	$d_{\delta k}$	d_e
1	32	40	40	48	–	–	–
2	–	–	40	48	42	48	–
3	60	70	75	90	80	90	–
4	60	–	70	80	80	90	–
5	67	–	80	90	–	–	–

Вал 1. $d = 32$ мм. $T = 31,24$ Н·м. Сечение шпонки принимаем по табл. П19 приложений: $b = 10$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм; $K = 3,5$ мм.

Длина шпонки в данном случае определяется длиной ступицы муфты МУВП 250-36-1-32-1 УЗ ГОСТ 21424-93, которая составляет 80 мм (табл. П4). Принимаем $l = 70$ мм. Расчетная длина шпонки $l_p = l - b$; $l_p = 70 - 10 = 60$ мм.

Допускаемое напряжение смятия назначаем из табл. 52 (сталь, неподвижное соединение, нагрузка со слабыми толчками): $[\sigma_{см}] = 100$ МПа.

недопустимо, следует поставить две призматические шпонки по разные стороны оси вала либо заменить шпоночное соединение шлицевым. Минимальная длина ступиц зубчатых колес также имеет ограничение: 0,8 посадочного диаметра вала для закрытых передач и 1,0 диаметра – для открытых.

Расчет сегментных шпонок по условию (58) носит проверочный характер, поскольку длина сегментной шпонки не варьируется. При невыполнении условия прочности с целью увеличения несущей способности соединения по длине ступицы ставят две шпонки в одну линию.

При расчете размеры сегментных шпонок в зависимости от диаметра вала принимают по табл. П20. Высоту площадки смятия определяют как разность высоты шпонки h и глубины t_1 паза в валу: $K = h - t_1$. Расчетная длина сегментной шпонки $l_p \approx l$.

11.2 Соединения клиновыми шпонками (рис. 45) относят к напряженным соединениям, в которых вращающий момент передается благодаря силам трения, возникающим при запрессовке шпонки вследствие распорного давления на широких гранях. При этом на боковых гранях предусматривают зазор.

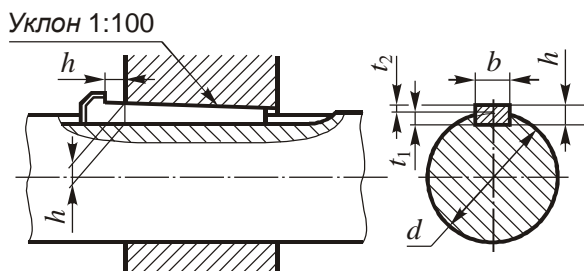


Рис. 45. Соединение клиновой шпонкой

Расчет клиновых шпонок ведут по напряжениям смятия на рабочих гранях. Соответствующее условие прочности имеет вид:

Проверка на прочность:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p K} \leq [\sigma_{см}];$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 31,24 \cdot 10^3}{32 \cdot 60 \cdot 3,5} = 9,298 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 10×8×70
ГОСТ 23360-78.

Вал 2. $d = 42$ мм. $T = 157,9$ Н·м. Сечение шпонки:
 $b = 12$ мм; $h = 8$ мм; $t_1 = 5$ мм; $t_2 = 3,3$ мм; $K = 3,6$ мм.

Ищем требуемую длину шпонки.

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d K [\sigma_{см}]};$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 157,9 \cdot 10^3}{42 \cdot 3,6 \cdot 100} = 20,89 \text{ мм}.$$

$$l = l_p + b; \quad l = 20,89 + 12 = 32,89 \text{ мм}.$$

Поскольку ширина зубчатого венца колеса 2, расположенного на этом участке, составляет 45 мм, есть возможность увеличить длину шпонки до 40 мм, что пойдет в запас прочности, а длину ступицы колеса принять равной ширине зубчатого венца: $l_{см} = 45$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 12×8×40
ГОСТ 23360-78.

Вал 3. На валу имеются две шпонки. С целью облегчения технологии изготовления вала обычно сечения шпонок берут одинаковыми, рассчитанными по меньшему из диаметров соответствующих участков:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{12T \cdot 10^3}{l_{\text{ст}} b (b + 6f_{\text{тр}} d)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (59)$$

где $f_{\text{тр}}$ – коэффициент трения между ступицей и шпонкой. Обычно принимают $f_{\text{тр}} = 0,15$; $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \dots 150$ МПа для стальной ступицы и $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \dots 80$ МПа – для чугунной.

При проектном расчете находят длину ступицы:

$$l_{\text{ст}} = \frac{12T \cdot 10^3}{b (b + 6f_{\text{тр}} d) [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Длину l клинового участка шпонки (без головки) выбирают по тому же ряду, что и длину призматической шпонки (п. 11.1). Необходимые для расчета геометрические параметры соединения приведены в табл. П21.

11.3 Шлицевые соединения по сравнению со шпоночными обладают повышенной несущей способностью и более точным центрированием ступицы на валу. На рис. 46 показаны основные геометрические параметры прямобочных и эвольвентных шлицевых соединений.

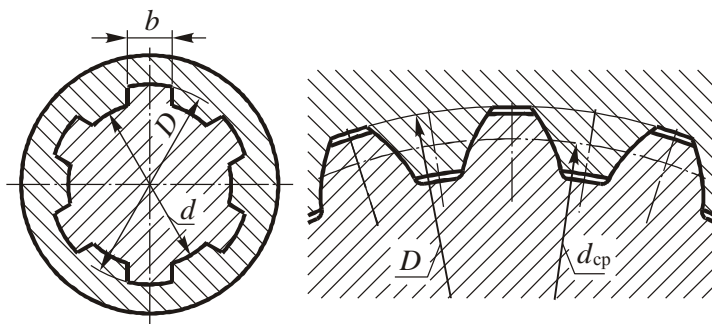


Рис. 46. Прямобочное (слева) и эвольвентное (справа) шлицевые соединения

$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм};$
 $K = 4,8 \text{ мм}.$

Вращающий момент на валу $T = 720,1 \text{ Н·м}.$

На концевом участке вала диаметром $d = 60 \text{ мм}$ установлена муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93 с длиной ступицы, равной 140 мм (табл. П5).

Длину шпонки принимаем по стандартному ряду равной $l = 125 \text{ мм}.$ Расчетная длина шпонки $l_p = l - b;$
 $l_p = 125 - 18 = 107 \text{ мм}.$

Проверка на прочность:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3}{d l_p K} \leq [\sigma_{см}];$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 720,1 \cdot 10^3}{60 \cdot 107 \cdot 4,8} = 46,74 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}.$$

Проверка выполняется.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×125 ГОСТ 23360-78.

Для участка вала диаметром $d = 80 \text{ мм}$ под колесом 4 ищем требуемую длину шпонки:

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{d K [\sigma_{см}];}$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 720,1 \cdot 10^3}{80 \cdot 4,8 \cdot 100} = 37,51 \text{ мм}.$$

$$l = l_p + b; \quad l = 37,51 + 18 = 55,51 \text{ мм}.$$

По стандартному ряду принимаем $l = 56 \text{ мм}.$

Длина ступиц зубчатых колес закрытых передач ограничена пределами $l_{см} = (0,8 \dots 1,5) d_b$, где d_b – посадочный диаметр вала под колесом.

Шлицевые соединения широко используют в машиностроении для высоконагруженных валов и при больших частотах вращения. Расчет на прочность ведут по условию смятия боковых поверхностей шлицев:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{\psi d_{\text{ср}} z h l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (60)$$

где z – число шлицев; $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр соединения; h – рабочая высота шлицев; l – длина соединения (ступицы); коэффициент $\psi = 0,7 \dots 0,8$ учитывает неравномерность распределения нагрузки по шлицам.

При проектном расчете находят длину соединения:

$$l = \frac{2T \cdot 10^3}{\psi d_{\text{ср}} z h [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Средний диаметр соединения и рабочая высота шлицев зависят от вида соединения:

- для прямобочных шлицев

$$d_{\text{ср}} = (D + d) / 2, \quad h = (D - d) / 2 - 2f;$$

- для эвольвентных шлицев

$$d_{\text{ср}} = mz, \quad h = (0,9 \dots 1)m.$$

В последней формуле множитель 0,9 берут при центрировании соединения по наружному диаметру, а множитель 1 – при центрировании по боковым поверхностям шлицев.

Значения номинальных диаметров d и D , числа шлицев z , фаски f , модуля m приведены в табл. П22 и П23.

Допускаемые напряжения принимают по табл. 53.

В нашем случае минимальная длина ступицы составляет 64 мм. Назначаем длину ступицы $l_{ст} = 70$ мм, что позволяет увеличить длину шпонки до $l = 63$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×63 ГОСТ 23360-78.

Вал 4. На валу имеются две шпонки. Сечения шпонок берем одинаковыми, принятыми по меньшему диаметру:

$$b = 18 \text{ мм}; h = 11 \text{ мм}; t_1 = 7 \text{ мм}; t_2 = 4,4 \text{ мм};$$

$$K = 4,8 \text{ мм}.$$

Вращающий момент на валу $T = 705,6 \text{ Н·м}$.

На концевом участке вала диаметром $d = 60$ мм установлена муфта кулачково-дисковая 1600-60-1 УЗ ГОСТ 20720-93 с длиной ступицы, равной 140 мм, как и на предыдущем валу, а поскольку вращающий момент несколько ниже, прочность соединения будет обеспечена, если длина шпонки $l = 125$ мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×125 ГОСТ 23360-78.

На участке диаметром $d = 80$ мм под шестерней 5 прочность также будет обеспечена, если длина шпонки не менее $l = 63$ мм. Длина ступиц зубчатых колес открытых передач ограничена пределами $l_{ст} = (1,0 \dots 1,5) d_B$ и минимальная длина ступицы в нашем случае $l_{ст} = 80$ мм. С такой ступицей появляется возможность увеличить длину шпонки до 70 мм.

Обозначение принятой шпонки: Шпонка 18×11×70 ГОСТ 23360-78.

Таблица 53

**Допускаемые напряжения смятия
для шлицевых соединений $[\sigma_{см}]$, МПа**

Вид соединения	Условия эксплуатации	Поверхность шлицев	
		Без термообработки	С термообработкой
Неподвижное	Тяжелые	42	55
	Средние	80	120
	Легкие	100	160
Подвижное не под нагрузкой	Тяжелые	17	27
	Средние	25	45
	Легкие	32	55
Подвижное под нагрузкой	Тяжелые	—	7
	Средние	—	10
	Легкие	—	15

П р и м е ч а н и е . Условия эксплуатации: тяжелые – знакопеременная нагрузка с ударами в обоих направлениях; средние – слабые толчки; легкие – спокойная нагрузка.

Вал 5. На валу имеются две шпонки, обе на концевых участках диаметром $d = 67$ мм.

$b = 20$ мм; $h = 12$ мм; $t_1 = 7,5$ мм; $t_2 = 4,9$ мм;

$K = 5,2$ мм.

Вращающий момент на валу $T = 1330$ Н·м.

Определяем требуемую длину шпонок:

$$l_p \geq \frac{2T \cdot 10^3}{dK[\sigma_{сш}]};$$

$$l_p \geq \frac{2 \cdot 1330 \cdot 10^3}{67 \cdot 5,2 \cdot 100} = 76,35 \text{ мм.}$$

$$l = l_p + b; \quad l = 76,35 + 20 = 96,35 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду $l = 100$ мм. Шпонки такой длины с трудом уместятся под ступицами колес, максимальная длина которых составляет

$$l_{ст} = 1,5 d_{в} = 1,5 \cdot 67 \approx 100 \text{ мм.}$$

Наиболее простой выход из ситуации состоит в применении на концевых участках шпонок исполнения 3 – с закруглением только на одном конце. Длина таких шпонок при одинаковой нагрузочной способности несколько меньше:

$$l = l_p + b/2; \quad l = 76,35 + 10 = 86,35 \text{ мм.}$$

По стандартному ряду принимаем $l = 90$ мм.

*Обозначение принятых шпонок: Шпонка 3-20×12×90
ГОСТ 23360-78. Эскиз соединения шпонкой исполнения 3:*

