

С. М. Белов, Г. Ф. Бутусов

## ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ МАШИН

Одной из важнейших проблем машиностроения является проблема надежности и долговечности машин и механизмов. Систематическая работа по обеспечению необходимой долговечности, надежности и качества машин — обязательное условие современного технического прогресса.

В условиях бурного развития техники, увеличения скоростей, энергонасыщенности, высоких температур, давлений актуальность долговечности и надежности машин возрастает. Свидетельством того, что до настоящего времени этот вопрос не решен, является тот факт, что большинство машин выпускается не равнопрочными. В машине имеются детали, которые рассчитаны для работы на различное время. Такая практика создания машин приводит к их бесконечным ремонтам. При восстановлении работоспособности действующего парка машин ежегодно расходуются десятки миллионов рублей, а по многим группам машин этот расход больше, чем расход средств на выпуск новой годовой продукции.

Долговечность и надежность машин зависит от многих показателей. К числу этих показателей можно отнести совершенство конструкции, производственно-технологические и эксплуатационные условия. Следовательно, на долговечность машин и их надежность можно влиять с разных позиций. Так, часто выбранная конструктором схема узла или машины определяет нагруженность ее элементов и как следствие ее долговечность.

Технология изготовления деталей также часто является решающим фактором в долговечности машин. Последнее время этот фактор широко используется в технике для повышения долговечности машин. Появилась упрочняющая технология — накатка поверхностей роликами, дробеструйная обработка, выхаживание поверхностей деталей и т. д.

Условия эксплуатации машины тоже могут быть определяющим фактором ее долговечности.

Как было отмечено выше, надежность и долговечность машин включают в себя широкий круг вопросов. Настоящая статья ставит своей целью рассмотреть работу шлицевого соединения и шестерен с позиции надежности и долговечности машин.

1. *Виды шлицевых соединений, применяемых в машиностроении.* Практика мирового и отечественного машиностроения показывает, что шлицевые соединения как по виду, так и по параметрам (элемент посадки, посадка по наружному, внутреннему диаметру или боковым граням; твердость шлицев; зазор в шлицевом соединении; жесткость шлицев и ступицы и т. д.) имеют большое разнообразие.

Шлицевые соединения вал-ступица представляют собой соединения, образуемые выступами-зубьями на валу, входящими во

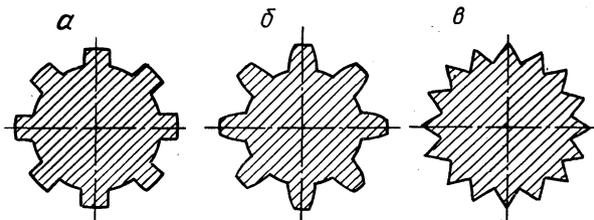


Рис. 1. Виды шлицевых соединений:  
а — прямоугольные; б — эвольвентные; в — треугольные

впадины соответствующей формы в ступице. По форме профиля зубьев различают следующие наиболее распространенные виды шлицевых цилиндрических соединений: прямоугольные, эвольвентные и треугольные (рис. 1, а, б, в).

Профиль зубьев прямоугольного шлицевого соединения обычно выполняется так, чтобы толщина зубьев в поперечном сечении вала приблизительно равнялась ширине впадин по дуге окружности диаметром  $D$  или  $d$ . Соединения выполняются с четным числом зубьев  $Z$  (6, 8, 10, 16, 20) и с центрированием по внешней  $D$  (рис. 2, б) или по внутренней  $d$  (рис. 2, в) цилиндрическим поверхностям или по боковым поверхностям  $b$  (рис. 2, а).

При выборе способа центрирования сопряженных деталей основными критериями служат: режим нагрузки, конструкция детали, эксплуатационные требования, особенности технологического процесса изготовления деталей и используемое при этом оборудование.

В конструкциях, требующих точного центрирования по кинематическим или динамическим условиям, применяется центрирование по наружному или внутреннему диаметру. Если ступица по отверстию термически не обрабатывается или обрабатывается до невысокой твердости, то из технологических соображений следует применять центрирование по наружному диаметру. Тогда центрирующие поверхности допускают точную и весьма производительную обработку: на ступице — протягиванием, а на валу — «круглым» шлифованием. Если ступица по отверстию имеет высокую

твердость, то следует применять центрирование по внутреннему диаметру, обрабатывая центрирующие поверхности вала и втулки шлифованием. По внутреннему диаметру можно обеспечить наиболее высокую точность центрирования. При центрировании по наружному диаметру на углах зубьев вала делаются фаски или скругления (см. рис. 2, б), а при центрировании по внутреннему

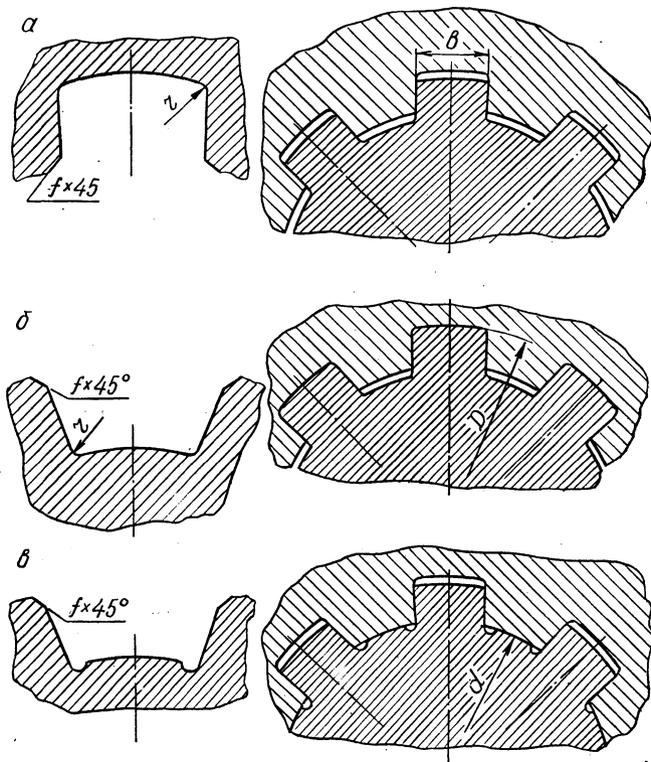


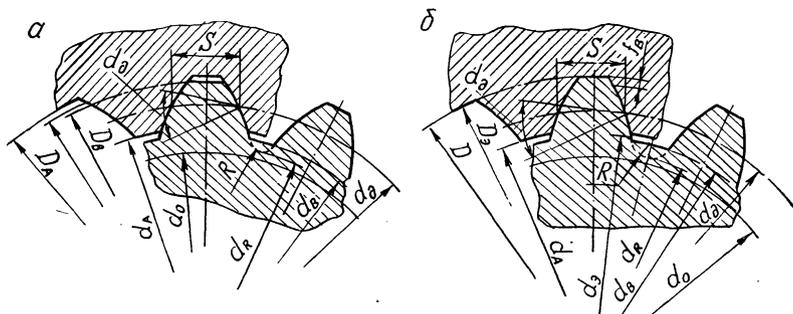
Рис. 2. Прямобоочные шлицевые соединения:  
а — центрирование по боковым граням  $b$ ; б — по наружному диаметру  $D$ ; в — по внутреннему диаметру  $d$

диаметру, а также в целях обеспечения контакта боковых сторон зубьев вала и впадин отверстия по большей поверхности в углах впадин шлицевого вала делаются канавки (см. рис. 2, в).

При любом способе центрирования на углах зубьев и впадин отверстия делаются фаски или скругления. Для условного обозначения прямобоочного зубчатого соединения используют обозначения поверхности центрирования  $D$ ,  $d$  или  $b$  числа зубьев, номинальных размеров  $d \times D$ , а также обозначения полей допусков (посадок)

по центрирующему диаметру и по боковым сторонам зубьев. Например,  $D8 \times 40 \times 36$  обозначает восьмишлицевое соединение с центрированием по наружному диаметру с размерами  $D=40$  мм и  $d=36$  мм.

Соединения эвольвентного профиля (рис. 3) являются весьма перспективными. Преимущества этих соединений по сравнению с прямобочным следующие: а) повышенная нагрузочная способность благодаря постепенному утолщению зубьев по мере приближения к основанию, уменьшению концентрации напряжений и возможности возникновения трещин у корней зубьев при термической



Р и с. 3. Эвольвентные шлицевые соединения:  
а — центрирование по эвольвенте; б — по наружному диаметру

обработке вследствие того, что при эвольвентном профиле зубьев можно обеспечить закругления во впадинах вала;

б) простота профиля режущего инструмента, исключающая искажение его при износе и позволяющая получить различную толщину нарезаемых зубьев лишь путем изменения расстояния между осями фрезы и вала;

в) возможность нарезания одной фрезой валов с различным числом зубьев данного модуля и шага, достижения высокой точности соединения, последующей отделки профилей зубьев, а в случае необходимости и возможность применения технологических процессов точной обработки зубьев: шевенгования, шлифования и т. д.

Испытания на скручивание валов с прямобочными зубьями и плоским дном впадины показали, что прочность такого вала эквивалентна прочности гладкого вала, диаметр которого несколько меньше внутреннего диаметра шлицевого вала. Прочность же вала с эвольвентными зубьями и полным закруглением во впадине оказывается эквивалентной прочности гладкого вала, диаметр которого несколько больше внутреннего диаметра вала с эвольвентными зубьями. Таким образом, полное закругление во впадине уменьшает концентрацию напряжения у корня зуба, и при

одинаковом внутреннем диаметре вал с зубьями эвольвентного профиля оказывается более прочным.

Перечисленные преимущества эвольвентного соединения позволяют рекомендовать его для передачи значительных крутящих моментов. Особенно желательно использование эвольвентного соединения, когда требуется высокая усталостная прочность валов, несущих большие нагрузки.

Для эвольвентного соединения принято число зубьев от 11 до 50; угол давления (профильный угол исходного контура рейки) на делительной окружности  $30^\circ$ ; дно впадин может быть плоским или закругленным.

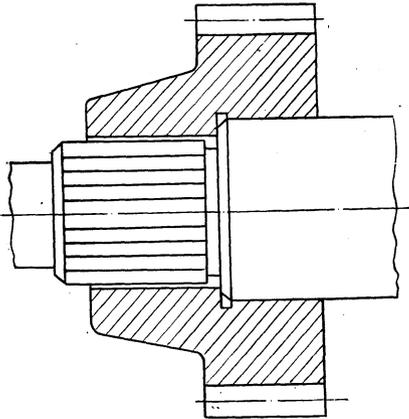


Рис. 4. Центрирование эвольвентного соединения по вспомогательной поверхности

Зубья эвольвентного соединения имеют укороченную высоту для того, чтобы создать достаточно прочную форму зуба с использованием части эвольвенты, далеко отстоящей от основной окружности даже при малом числе зубьев.

При принятом угле давления  $30^\circ$  и укороченной высоте подрез зуба наступает при семи зубьях, поэтому вал с минимальным стандартным числом зубьев (11) имеет зубья, форма которых с точки зрения прочности вполне удовле-

творительна. Касаясь выбора способа центрирования эвольвентного соединения, следует отметить, что чаще всего применяется центрирование по эвольвентному профилю (боковым сторонам) зубьев. Центрирование по диаметрам применяется реже (из-за малых размеров опорных площадок по вершинам и впадинам зубьев) и лишь в тех случаях, когда необходима особо высокая точность соединения вала с сопряженной деталью.

В тракторной промышленности для увеличения размеров опорных площадок по вершинам и впадинам зубьев применены шлицевые соединения с углом давления на делительной окружности  $20^\circ$  вместо стандартного профиля с углом давления  $30^\circ$ .

Иногда применяют центрирование эвольвентного соединения по вспомогательной цилиндрической поверхности большего диаметра (рис. 4).

Шлицевые соединения с треугольным профилем зуба используют для неподвижного соединения деталей, передающих незначительные крутящие моменты, а также при тонкостенных втулках. Эти соединения имеют наиболее мелкие зубья, модули которых

обычно не превышают 1 мм, а число зубьев изменяется от 15 до 70. Угол профиля характеризуется углом впадин вала. Наиболее часто встречаются углы впадин 60°, 72°, 90°. Широкое применение такие соединения находят в автотракторной промышленности.

Исходный профиль треугольных зубьев имеет форму треугольника (рис. 5).

В качестве расчетного диаметра соединения применяют чаще всего диаметр начальной окружности  $d_d$ , делящей пополам теоретическую высоту зуба:

$$d_d = \frac{D_B + d_A}{2}.$$

В треугольных шлицевых соединениях передача усилий и центрирование втулок осуществляется только боковыми сторонами зубьев, а между внутренними и наружными диаметрами соединений имеются зазоры. Однако величина этих зазоров ограничивается, так как они значительно уменьшают величину рабочей поверхности зубьев.

**2. Работа шлицевого соединения.** Эксплуатация машин, в которых применяются шлицевые соединения, показывает, что условия работы этих соединений должны определять конструкцию и параметры шлицев. Вместе с тем при конструировании и расчете соединений до настоящего времени делается много допущений, которые значительно отличают расчетные условия от действительных. Так, шлицевые соединения независимо от вида посадки, твердости и посадочных зазоров, как правило, рассчитываются на смятие и срез. Анализ же вышедших из строя деталей шлицевого соединения показывает, что фактически имеет место износ, смятие, срез и другие виды разрушения шлицевого соединения. Представляет интерес установить, при каких условиях происходит тот или другой вид разрушения и в каких случаях правомерен тот или иной расчет.

На примере работы шлицевого соединения шестеренчатых передач, работающих с перекосом, и шлицевого соединения шестерен, работающих без перекосов, покажем необходимость дифференцированного подхода к конструированию и расчету шлицевых соединений.

Известно, что основная нагрузка в шлицевом соединении передается боковыми гранями, а центрирующие диаметры ограничивают перекос детали на валу и воспринимают радиальную нагрузку, если таковая имеется. При расчете шлицевых соедине-

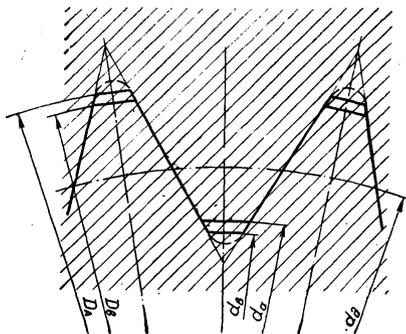


Рис. 5. Шлицевое соединение треугольного профиля

ний предполагается, что не все шлицы несут нагрузку (по причине неточности изготовления) и в формулу для расчета шлицевых соединений

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{M_{\text{кр. max}}}{\psi F Z r_{\text{ср}}}$$

вводится коэффициент неравномерности  $\psi = 0,7 - 0,8$ . Вместе с тем могут существовать условия работы шлицевого соединения, которые значительно отличаются от расчетных и определяют как характер, так и величину износа соединений. Так, если шестерня, установленная на шлицевом валу, имеет асимметричное расположение венца относительно ступицы и будет перекашиваться на валу, то зазор между боковыми гранями шлицев вала и шестерни не останется постоянным.

Рассмотрим закон изменения бокового зазора между шлицами шестерни и вала. Боковые зазоры при этом полагаем равномерно распределенными по всем шлицам, смещение сечения I—I шестерни при перекосе на угол  $\beta_{\text{ш}}$  считаем направленным вниз (рис. 6), а сечение II—II—вверх.

При смещении оси шестерни в сечении I—I на величину бокового зазора  $\Delta$  боковые поверхности шлицев, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, и шлицев, расположенных под углом  $\alpha_{\text{п}}$  к этой плоскости, сместятся также на величину  $\Delta$  (см. рис. 6). Так, точка шлица 4  $C_4$  сместится на величину  $\Delta$  и займет положение  $C'_4$ , но не дойдет до положения  $C''_4$ . Такое же перемещение получит каждая точка боковой поверхности любого шлица шестерни в сечении I—I. В то время как боковые поверхности шлицев шестерни, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, коснутся боковых поверхностей шлицев вала B—B, между боковыми поверхностями шлицев шестерни и вала, расположенными под углом  $\alpha_{\text{п}}$  к плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, будет существовать зазор  $\Delta_1$ .

Боковую поверхность шлица шестерни, расположенного под углом  $\alpha_{\text{п}}$  к плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, обозначим до перекоса A—A, а боковую поверхность шлица шестерни при перекосе шестерни на угол  $\beta_{\text{ш}}$  — A'—A'. Определим величину зазора  $\Delta_1$  (см. рис. 6).

Величина смещения точки C при перекосе равна  $C_4 - C'_4 = \Delta$ . Обозначим  $C_4 - C''_4 = K$ .

Из подобия треугольников  $C_4DC''_4$  и  $C'_4D_1C''_4$  выводим соотношение

$$\frac{\Delta_1}{\Delta} = \frac{K - \Delta}{K}.$$

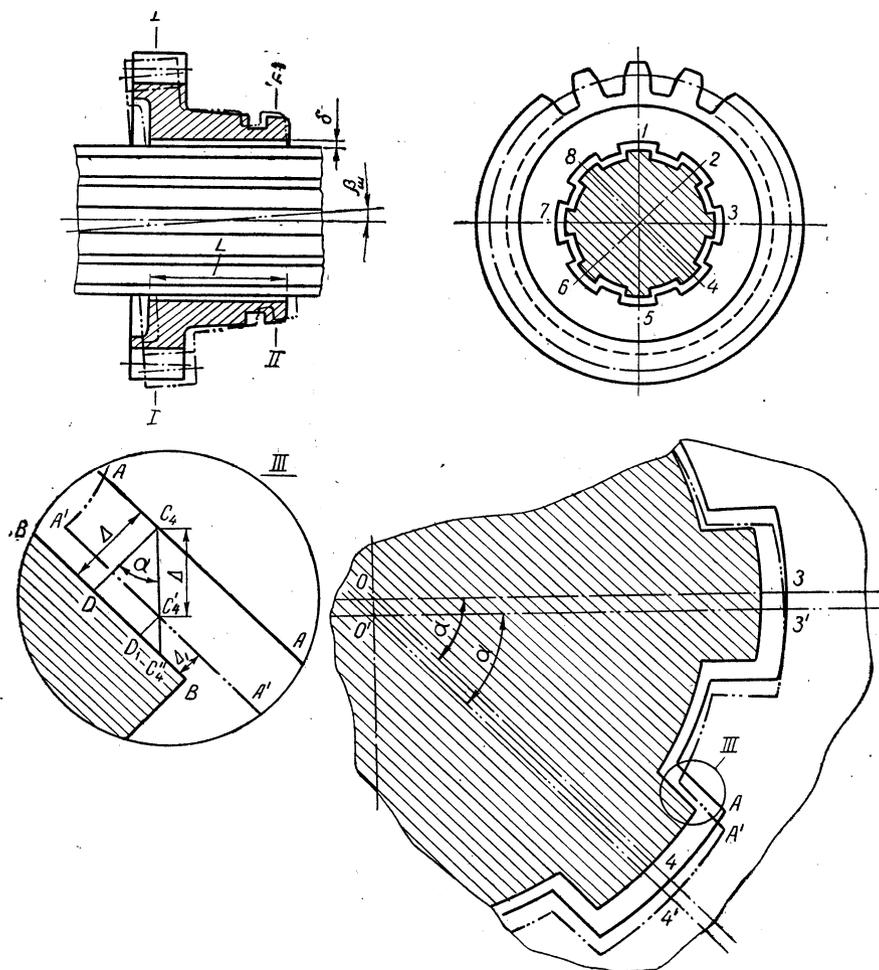


Рис. 6. Положение элемента шлицевого соединения при перекосе шестерни

Для решения задачи относительно  $\Delta_1$  определим  $K$  из треугольника  $C_4DC''_4$ :

$$\Delta = K \cos \alpha, \quad K = \frac{\Delta}{\cos \alpha},$$

$$\Delta_1 = \frac{\Delta \left( \frac{\Delta}{\cos \alpha} - \Delta \right)}{\frac{\Delta}{\cos \alpha}}, \quad \Delta_1 = \Delta (1 - \cos \alpha).$$

Таким образом, величина бокового зазора между шлицами вала и шестерни при перекосе шестерни на валу может быть определена из выражения

$$\Delta_1 = \Delta (1 - \cos \alpha_n).$$

Полученная формула показывает, что при  $\alpha_n = 0$ , т. е. для шлицев, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, боковой зазор равен 0, а для плоскости перекоса, когда  $\alpha_n = 90^\circ$ ,  $\Delta_1 = \Delta$ , т. е. зазор равен расчетному.

Сделанные выводы справедливы для случая, когда диаметральный зазор между посадочными поверхностями больше бокового зазора или равен ему.

Когда диаметральный зазор между посадочными поверхностями меньше бокового зазора в шлицевом соединении, последний определится из выражения

$$\Delta_1 = \Delta - \delta \cos \alpha_n,$$

где  $\Delta_1$  — фактический боковой зазор между шлицами при перекосе шестерни на валу и ограничении перекоса посадочным диаметром;  $\alpha_n$  — угол, определяющий положение шлица относительно плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса;  $\Delta$  — боковой зазор в шлицевом соединении;  $\delta$  — диаметральный зазор между посадочными поверхностями.

При перекосе скользящей шестерни на валу расчетный боковой зазор сохраняется всегда между шлицами шестерни и вала, расположенными в плоскости перекоса, независимо от величины диаметрального зазора.

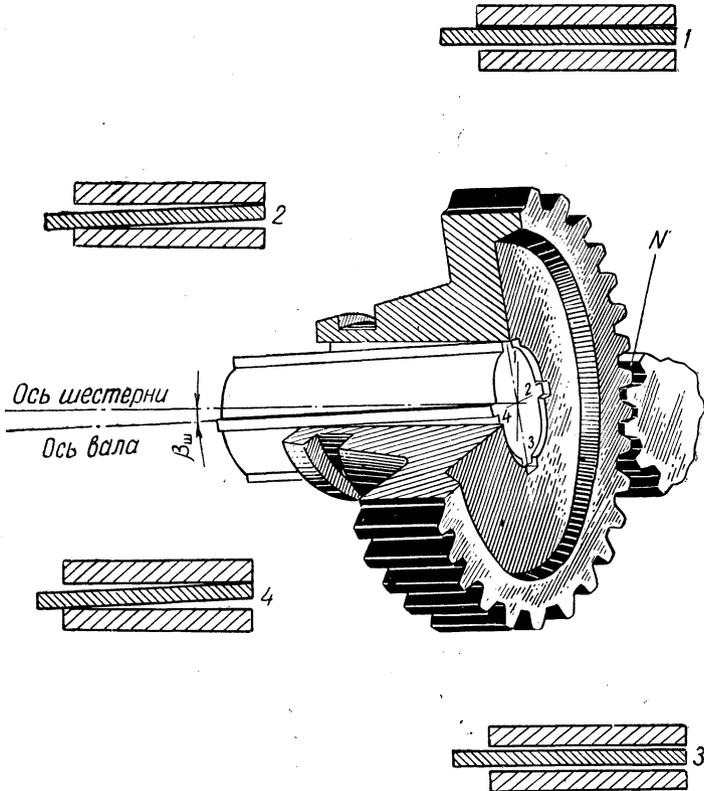
Под плоскостью перекоса понимается плоскость, проведенная через ось вала и ось перекошенной шестерни, другими словами, плоскость действия перекашивающего момента. Боковой зазор между шлицами, расположенными в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, выбирается на максимальную величину, т. е. боковой зазор между этими шлицами является наименьшим или равным нулю.

Если бы шестерня и вал не имели перекоса осей, то для взаимного соприкосновения боковых граней шлицев шестерни и вала нужно было бы повернуть шестерню относительно вала на угол, соответствующий боковому зазору  $\Delta$  (см. рис. 6).

При наличии же перекоса шестерни на валу боковой зазор между шлицами шестерни и вала, расположенными в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, выбирается на максимальную величину, так как боковые грани шлицев становятся непараллельными (рис. 7, шлицы 2,4). Поэтому для соприкосновения боковых поверхностей шлицев вала и шестерни, расположенных в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, достаточно

сделать меньший поворот шестерни, чем это требуется для соприкосновения шлицев, расположенных в другой какой-либо плоскости (рис. 7, шлицы 1,3).

Следовательно, из-за того, что в плоскости, перпендикулярной к плоскости перекоса, взаимное соприкосновение шлицев с боко-



Р и с. 7. Схема положения элементов шлицевого соединения шестерни и вала

выми гранями наступит раньше, чем в какой-либо другой плоскости, контакта шлицев, расположенных в других плоскостях, не произойдет, а между ними будет существовать зазор.

При передаче нагрузки шестерен положение плоскости перекоса в пространстве для данной шестерни будет оставаться постоянным, так как направление и плоскость действия силы в зацеплении остаются неизменными.

При вращении шестерни вместе с валом каждая пара диаметрально расположенных шлицев пройдет через плоскость, перпен-

дикулярную к плоскости перекоса, и шлицы последовательно войдут в контакт и передадут нагрузку.

Таким образом, при вращении шестерни, работающей с перекосом на валу, шлицы, несущие нагрузку, будут поочередно меняться, но ориентация нагруженных шлицев относительно плоскости действия силы в зацеплении будет оставаться постоянной. Следовательно, при определении нагруженности шлицевого соединения шестерен, работающих с перекосом на валу за счет зазоров в шлицевом соединении, многошлицевое соединение можно рассматривать как двушлицевое с неизменным положением нагруженных шлицев относительно плоскости действия силы в зацеплении шестерен.

Следует заметить, что нагруженность шлицевого соединения в этом случае будет значительно отличаться от расчетного. Для определения нагруженности шлицев двушлицевое соединение, имеющее зазоры и нагруженное силой в зацеплении, можно рассматривать как балку на двух опорах с консолью, нагруженной этой же силой. Нетрудно заметить, что реакции на опорах, т. е. нагруженность шлицев, по абсолютной величине будут различны. Например, для шлицевого соединения шестерни, у которой диаметр начальной окружности зубьев в два раза больше диаметра шлицевого соединения, соотношение нагрузки на шлицах будет таким, что шлицы, расположенные ближе к зацеплению, нагружены силой, равной  $1,5 N$ , а диаметрально противоположные — силой, составляющей  $0,5 N$  ( $N$  — сила в зацеплении). Кроме того, у шестерни, работающей с перекосом, имеет место проскальзывание шлицев вала по шлицам шестерни, и вследствие неодинаковой нагрузки шлицев происходит осевое перемещение шестерни вдоль вала. В шлицевых соединениях карданных валов также наблюдается перемещение шлицев ступицы относительно вала, причем под большими нагрузками. Поэтому расчет шлицевых соединений на смятие и срез не всегда соответствует действительной картине работы шлицевого соединения.

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

1. Существующие расчеты шлицевых соединений на смятие и срез не предполагают учета фактических условий работы соединения. Независимо от вида соединений (прямобочные, эвольвентные, треугольные), характера посадки и других параметров все шлицевые соединения в настоящее время рассчитываются по одной и той же методике.

2. Применяемые в машиностроении шлицевые соединения отличаются по характеру работы и величине нагружения при одних и тех же расчетных параметрах, на что указывают различные виды и величины разрушения шлицевых соединений в условиях эксплуатации.

3. Практика эксплуатации шлицевых соединений показала, что

целый ряд соединений (шлицевые соединения скользящих шестерен или карданных валов) при передаче нагрузки имеет взаимное перемещение элементов соединения.

4. При относительных перемещениях элементов шлицевого соединения для обеспечения соответствия расчетных условий и условий работы шлицевых соединений наряду с расчетами на смятие и срез следует производить расчет шлицевых соединений на износ.

5. Для повышения долговечности шлицевых соединений необходимо устранять перемещение элементов соединений.