

А. Т. Ковальков

ВЛИЯНИЕ ПРОФИЛЯ ШЛИЦЕВ НА ВЕЛИЧИНУ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ В СКОЛЬЗЯЩЕМ ШЛИЦЕВОМ СОЕДИНЕНИИ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ АВТОМОБИЛЯ

На новых моделях машин имеется тенденция к замене прямобочного профиля шлицев на эвольвентный. Это объясняется тем, что шлицы с эвольвентным профилем по прочности, точности изготовления, стоимости выгодно отличаются от шлицев прямобочного профиля. При этом применяется стандартный эвольвентный профиль с углом давления 30° (по ГОСТ 6033—51). Однако такая замена не всегда оправдана. Это относится к подвижным шлицевым соединениям, в которых имеют место относительные осевые перемещения вала и втулки под нагрузкой.

Типичным представителем подвижных шлицевых соединений на автомобиле является скользящее шлицевое соединение карданной передачи. При движении автомобиля из-за колебаний подвески длина карданного вала постоянно меняется, в результате чего шлицевый вал и шлицевая втулка перемещаются относительно друг друга в осевом направлении. Так как карданный вал нагружен крутящим моментом, то при этих перемещениях в шлицевом соединении возникает сила трения, нагружающая карданный вал осевой силой, которая воздействует как на детали карданной передачи, влияя на их долговечность, так и на узлы, связанные с карданным валом. Осевые нагрузки зависят не только от передаваемого момента и коэффициента трения в шлицевом соединении, но и от правильного выбора конструктором типа шлицев.

На рис. 1 показана схема действия сил на боковой поверхности шлицев.

Нормальная сила на боковой поверхности равна

$$N = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{2M}{d \cos \alpha},$$

где P — окружная сила; M — передаваемый момент; d — диаметр делительной окружности (для эвольвентных шлицев) или диаметр окружности, проходящей через половину высоты зуба (для прямобочных шлицев); α — угол давления, т. е. угол между нормалью к боковой поверхности шлица на окружности диаметра d и направлением окружной силы.

Для стандартных эвольвентных шлицев $\alpha = 30^\circ$, для прямо-
боочных шлицев

$$\alpha = \frac{360^\circ}{4z} = \frac{90^\circ}{z},$$

где z — число шлицев в соединении.

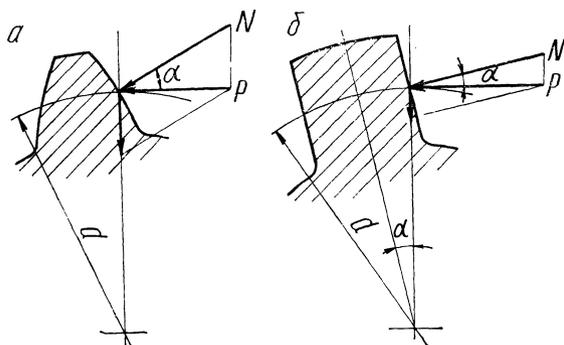


Рис. 1. Схема действия сил на боковой поверхности шлицев для эвольвентного (а) и прямобоочного профиля (б).

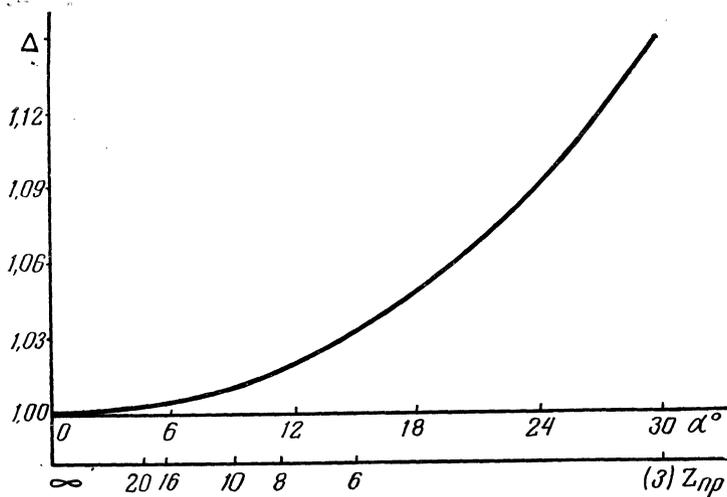


Рис. 2. График изменения осевой силы в карданной передаче автомобиля в зависимости от величины угла давления.

Осевая сила, которой нагружается карданная передача, равна

$$A = Nf = \frac{2Mf}{d \cos \alpha},$$

где f — коэффициент трения.

Как видно, осевая сила растет с увеличением угла давления. Минимальное значение осевой силы имеет место при $\alpha=0$.

На рис. 2 представлен график изменения осевой силы в зависимости от величины угла давления. По оси ординат отложена величина

$$\Delta = \frac{A}{A_0},$$

где A — осевая сила в реальном шлицевом соединении с углом давления α ; A_0 — осевая сила в шлицевом соединении с углом давления $\alpha=0^\circ$.

На дополнительной оси абсцисс отложены числа шлицев прямобочного соединения $z_{\text{пр}}$.

Следовательно, для скользящего шлицевого соединения карданной передачи автомобиля с точки зрения оценки величины осевых усилий целесообразно применять прямобочный профиль, так как при одинаковом количестве шлицев осевые нагрузки уменьшаются на 12—14% по сравнению с нагрузками при стандартном эвольвентном профиле. При применении эвольвентного профиля угол давления следует уменьшать (например, шлицевое соединение карданной передачи автомобиля ЗИЛ-130 имеет угол давления 15°).