

УДК 621.873.2

© Смирнов И. П.

## **К РАСЧЁТУ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЯМОБОЧНЫХ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ В МЕХАНИЗМАХ ГРУЗОПОДЪЁМНЫХ МАШИН**

### **Постановка проблемы**

Шлицевые соединения распространены во всех отраслях машиностроения. Их высокая несущая способность, надёжность, технологичность, лёгкость сборки обеспечили им преимущественное распространение в сравнении с другими видами соединений валов со ступицами. Наибольшее распространение получили прямобочные шлицевые соединения. От общего числа шлицевых соединений доля прямобочных составляет 80-90% [3, 4].

Правильный выбор типоразмеров шлицевых соединений имеет важное значение в общей проблеме повышения надёжности машин. Шлицевые соединения относятся к быстроизнашивающимся элементам и от их работоспособности во многом зависит долговечность механизма в целом. Применение шлицевых соединений в механизмах грузоподъёмных машин, ещё более повышает требования к их работоспособности и безопасности.

### **Анализ последних достижений**

В соответствии со стандартом [1] общепринятый расчёт прямобочных шлицевых соединений проводится как проверочный по критериям смятия и износа. Однако, для шлицевых соединений тяжёлой серии общепринятый расчёт на смятие без последующей проверки на срез может оказаться недостаточным. Метод расчёта шлицевых соединений для грузоподъёмных машин в соответствии с

рекомендациями [2] повторяет все положения стандарта [1].

### Основное содержание

Расчет шлицевых соединений, несмотря на их широкое распространение и на то, что они относятся к числу наиболее ответственных элементов машин, проводится как проверочный только по критериям смятия и износа [1]. Согласно этого межгосударственного стандарта при проверке сравниваются с допускаемыми удельные нагрузки на боковые грани шлицев. На срез же шлицы рекомендуется проверять только в том случае, если соединение подвержено действию кратковременных перегрузок.

Работа шлицевых соединений в механизмах грузоподъемных машин имеет ряд особенностей: повышенные требования к безопасности, тяжёлые условия работы, отсутствие силового реверса, что приводит к необходимости принимать увеличенные коэффициенты запаса прочности. В нормативных документах для расчёта шлицевых соединений в грузоподъемных машинах [2] повторяются основные положения межгосударственного стандарта [1].

Однако, рекомендуемый расчёт шлицевых соединений на смятие без последующей проверки на срез для шлицов тяжёлой серии может оказаться недостаточным.

Согласно рекомендациям [1,2] удельные нагрузки на рабочих поверхностях шлицевых зубьев определяются:

— при расчёте на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P}{h \cdot l} \leq [\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{n_{см}}; \quad (1)$$

— при расчёте на срез

$$\tau_{cp} = \frac{P}{b \cdot l} \leq [\tau_{cp}] = \frac{\tau_T}{n_{cp}}, \quad (2)$$

где  $P$  - расчётное усилие на шлице;

$[\sigma_{см}]$ ,  $[\tau_{ср}]$  - допускаемые удельные нагрузки при расчёте на смятие и срез соответственно;

$\sigma_T$ ,  $\tau_T$  - пределы текучести материала шлица меньшей твёрдости (вала или втулки) при расчёте на смятие и срез соответственно;

$n_{см}$ ,  $n_{ср}$  - коэффициенты запаса прочности при расчёте на смятие и срез соответственно;

$l$  - длина соединения;

$h$ ,  $b$  - геометрические параметры соединения (рисунок 1).

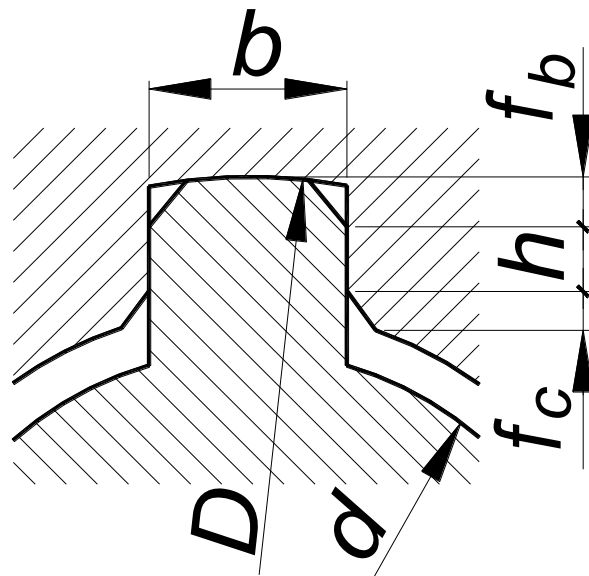


Рисунок 1 - Геометрические параметры шлицевого соединения

Если из формулы (1) выразить максимальную допустимую при расчёте на смятие нагрузку

$$P_{\max} = [\sigma_{см}] \cdot h \cdot l = \frac{\sigma_T \cdot h \cdot l}{n_{см}},$$

и подставить её в неравенство (2), то получим

$$\tau_{cp} = \frac{P_{max}}{b \cdot l} = \frac{\sigma_T \cdot h \cdot l}{b \cdot l \cdot n_{cm}} \leq \frac{\tau_T}{n_{cp}}.$$

Далее, если учесть, что  $\tau_T = 0,6 \sigma_T$ , получаем неравенство

$$\frac{\sigma_T \cdot h \cdot l}{b \cdot l \cdot n_{cm}} \leq \frac{0,6 \cdot \sigma_T}{n_{cp}}.$$

Отсюда выразим соотношение коэффициентов запаса прочности при расчёте на срез и смятие

$$n_{cp} \leq 0,6 \frac{b}{h} n_{cm}. \quad (3)$$

Для шлицевого соединения тяжёлой серии 10-36×45×5 по [5] имеем:

$i = 10$  - число шлицев;

$d = 36$  мм - внутренний диаметр шлицевого соединения;

$D = 45$  мм - наружный диаметр шлицевого соединения;

$b = 5$  мм - толщина шлица,

$f_b = 0,4$  мм - размер фаски шлица вала;

$f_c = 0,4$  мм - размер фаски шлица втулки.

Тогда высота контакта шлицев вала и втулки

$$h = \frac{D - d}{2} - f_b - f_c = 3,7 \text{ мм}.$$

По стандарту [1] рекомендуется принимать коэффициент запаса прочности при расчёте на смятие  $n_{cm} = 1,25 \dots 1,4$ .

После подстановки геометрических параметров данного шлицевого соединения в формулу (3) коэффициент запаса прочности при расчёте на срез получается не более

$$n_{cp} \leq 0,6 \frac{b}{h} n_{см} = 0,6 \frac{5}{3,7} (1,25 \dots 1,4) = 1 \dots 1,135.$$

Если учесть, что в процессе эксплуатации толщина шлицевого зуба  $b$  будет из-за износа уменьшаться, что в свою очередь, приведет к ещё большему снижению запаса прочности на срез.

Очевидно, что такой запас явно недостаточен и проверка на срез в данном случае необходима.

### **Выводы**

Рекомендуемый по стандартам метод расчёта прямобоочных шлицевых соединений только по критериям смятия и износа для шлицевых соединений тяжёлой серии недостаточен. В этом случае необходима дополнительная проверка соединения на срез.

### **Список использованных источников**

1. ГОСТ 21425-75. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные. Методы расчёта нагрузочной способности. – М. : Изд-во стандартов, 1976. – 26 с.
2. РТМ 24.090.15-76. Краны грузоподъёмные. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные и эвольвентные : Методы расчёта. – М.: НИИинформтяжмаш, 1978. – 20 с.
3. Скундин Г. И. Шлицевые соединения / Г. И. Скундин В. Н. Никитин. – М. : Машиностроение, 1981. – 128 с.
4. Ермолаев В. К. Применяемость закалённых шлифованных шлицевых валов / В. К. Ермолаев // Станки и инструмент. – 1978. – № 3. – С. 33–34.
5. ГОСТ 1139-91. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобоочные: Размеры. – М. : Изд-во стандартов, 1992.

**Смирнов И.П.** «К расчёту нагрузочной способности прямобочных шлицевых соединений в механизмах грузоподъёмных машин».

Для грузоподъёмных машин общепринятый расчёт прямобочных шлицевых соединений проводится в соответствии со стандартом как проверочный по критериям смятия и износа. Однако, для шлицевых соединений тяжёлой серии данный расчёт без последующей проверки на срез может оказаться недостаточным.

**Смирнов И.П.** «До розрахунку навантаженої здібності прямобічних шліцевих з'єднань у механізмах вантажопідйомних машин».

Для вантажопідйомних машин загальноприйнятий розрахунок прямобічних шліцевих з'єднань здійснюється у відповідності зі стандартом як перевірочний за критеріями зминання і зносу. Однак, для шліцевих з'єднань важкої серії даний розрахунок без наступної перевірки на зріз може виявитися недостатнім.

**Smirnov I.P. Смирнов И.П.** “To the calculation of load ability straight-sided spline connection in the hoisting machines”.

For hoisting machines the generally accepted calculation of square-sided splined joints is conducted in accordance with a standard as verification on the criteria of crumpling and wear. However, for splined joints of heavy series this calculation without subsequent verification on a cut can appear insufficient.