

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ СТУПИЦЫ, ПЕРЕДАЮЩЕЙ КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ НА ВАЛ ЧЕРЕЗ ОДНОШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

М. А. Кулакова

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Е. А. Карабчикова

Существует большая группа разъемных соединений, в которых разъем осуществляется не с помощью резьбы, а посредством особых конструктивных условий сборки. К этой группе следует отнести, в первую очередь, штифтовые, шпоночные и шлицевые соединения. Это стандартные способы соединения, в которых все конструктивные параметры, материалы, точность изготовления и условия эксплуатации, а также сборка полностью определены государственными стандартами, в зависимости от назначения, как правило, осуществляются по одному из базовых размеров. При этом работоспособность соединения оценивается проверочными расчетами уже после конструктивной разработки соединений. Если выбранное соединение не удовлетворяет условиям работоспособности, то необходимо менять параметры соединения, его тип, либо вовсе переходить на другой способ соединения.

В системах автоматического проектирования механических устройств необходимо, чтобы программные средства обеспечивали не только сокращение времени на проектирование устройства соединения, но и гарантировали оптимальный вариант соединения. Так как главная ограничительная функция работоспособности соединения обычно оценивается прочностью соединения, то в качестве одного из критериев оптимизации параметров соединения выбирается ограничение недогрузки соединения не более 20 %, либо перегрузки его – в пределах 10 %.

В этом случае прочность соединения оценивается коэффициентом нагружения, представляющим собой отношение фактического напряжения в соединении к значению допускаемого напряжения для принятых материалов.

Условие оптимальной работоспособности для шпоночного соединения имеет следующий вид:

$$0,8 \leq K_{\text{см}} = \frac{\sigma_{\text{см}}}{[\sigma]_{\text{см}}} \leq 1,1, \quad 0,8 \leq K_{\text{ср}} = \frac{\tau_{\text{ср}}}{[\tau]_{\text{ср}}} \leq 1,1,$$

где $\sigma_{\text{см}}$, $\tau_{\text{ср}}$ – фактические напряжения, соответственно, смятия и среза; $[\sigma]_{\text{см}}$, $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемые напряжения смятия и среза.

Проектирование и расчет шпоночных соединений проводятся в соответствии с указаниями, изложенными в нормативных документах и специальной литературе по деталям машин [1]–[3].

В данной работе исследуется размер ступицы, передающий крутящий момент на вал через одношпоночное соединение.

Шпоночные соединения применяются для передачи вращающего момента между валом и ступицей, насаженной на вал детали. Передача вращающего момента между деталями соединения осуществляется с помощью специальной детали – шпонки.

При этом шпонки используются двух типов:

- призматические – для валов свыше 5 мм;
- сегментные – для диаметров валов от 3 до 42 мм.

Конструкция рассматриваемого соединения приведена на рис. 1.

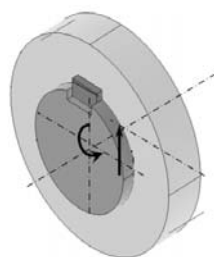


Рис. 1. Расчетная схема шпоночного соединения

Сегментные шпонки отличаются от призматических более устойчивым положением шпонки на валу, что уменьшает перекосяк и концентрацию давления, но резко ослабляет сечение вала.

Все размеры сегментных шпонок (рис. 2) определяются по таблицам ГОСТа в зависимости от диаметра вала.

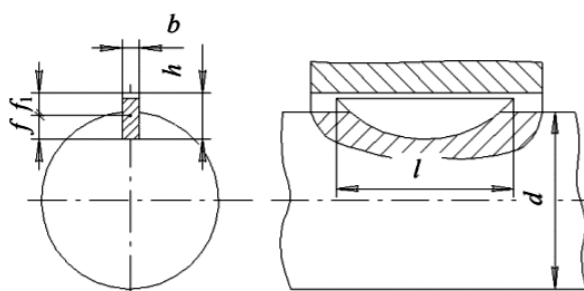


Рис. 2. Схема сегментной шпонки

Сегментные шпонки проверяются по условию работоспособности по напряжениям среза и смятия по формулам:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{ihl(d+h)}; \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{ibld},$$

где T – крутящий момент, Н · мм; i – число шпонок; l – длина шпонки, мм; b – ширина шпонки, мм; d – диаметр вала, мм; h – высота выступающей части шпонки, мм.

Для призматических шпонок (рис. 3) ширина b и высота h выбираются из таблицы ГОСТа в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки зависит от размеров bh и определяются по стандартному ряду длин.

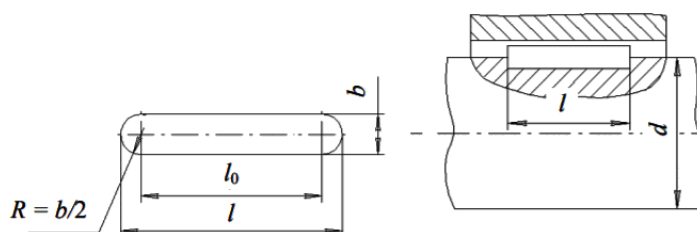


Рис. 3. Схема призматической шпонки

Если в шпоночном соединении возникает перегрузка, т. е. $\sigma_{см} / [\sigma]_{см} > 1,1$ или $\sigma_{ср} / [\sigma]_{ср} > 1,1$, то следует увеличивать число сегментных шпонок до двух, либо перейти на призматические шпонки. При недогрузке более 20 % уменьшаются размеры шпонки.

В ходе работы составлена программа решения контактной задачи для деталей шпоночного соединения методом конечных элементов в среде программного комплекса ANSYS. Твёрдотельная модель соединения разбивается на объёмные элементы. Поверхности контакта вала, ступицы и шпонки покрываются целевыми и контактными элементами.

В шпоночном соединении вращающий момент от втулки на вал передается не только самой шпонкой, но и силами трения между поверхностями трения «вал–втулка». Поэтому исследовано распределение реактивного момента, между моментом, воспринимаемым поверхностями трения «вал–втулка», и моментом, воспринимаемым шпонкой.

Для определения оптимальных размеров детали исследован характер изменения напряженного состояния деталей в процессе сборки шпоночного соединения.

На рис. 4 представлена диаграмма максимальных напряжений для детали с разным заданным материалом и длиной шпонки.

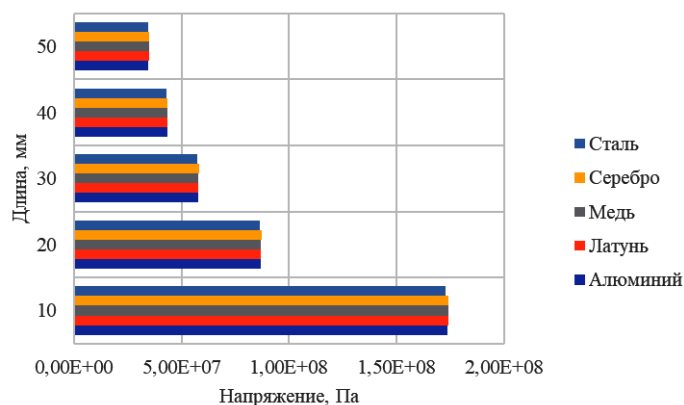


Рис. 4. Диаграмма максимальных напряжений

Проанализировав данные, можно сделать вывод, что максимальные напряжения возникают с длиной шпонки 10 мм, когда происходит пик вращающего момента, в результате чего ломается деталь.

Полученные результаты могут быть использованы для уточненного расчета и окончательного конструктивного оформления валов. Развитие данного подхода позволит совершенствовать выбор соединений типа «вал–ступица» с более точным учетом условий их работы.

Литература

1. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учеб. пособие для техн. спец. вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высш. шк., 1998. – 447 с.
2. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения : учеб. для вузов / А. И. Якушев [и др.]. – М. : Машиностроение, 1987. – 352 с.
3. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя / В. И. Анурьев. – М. : Машиностроение, 2001. – 920 с.

3. Кокорев, И. А. Проверка выбора шпоночных и шлицевых соединений с натягом / И. А. Кокорев // Современные материалы, техника и технологии. – 2016. – № 4 (7). – С. 101–107.
4. Савенков, В. Н. Исследование напряженно-деформированного состояния деталей шпоночного соединения / В. Н. Савенков, Ю. В. Тимохин, В. Ю. Тимохина // Сб. науч. тр. ДонИЖТ. – 2016. – № 41. – С. 38–45.