

О ДЕФОРМАЦИИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ОСЕВОМ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

В.И. Максак, Э.Б. Цхай

Приводятся результаты экспериментальных исследований деформаций резьбового соединения. Рассматривается природа самоотвинчивания.

Ключевые слова: резьбовое соединение, размер гайки, болт.

Различный профиль резьбы, неизвестный закон распределения нагрузки на боковой поверхности витка, нормальные и тангенциальные контактные деформации, а также влияние момента от сил реакции на опорную поверхность гайки вызывают определенные трудности при расчете деформации резьбового соединения. В связи с этим представляют интерес экспериментальные исследования влияния вышеперечисленных факторов на деформацию соединения.

В настоящей работе приводятся результаты исследований, проведенных с применением оригинальной измерительной аппаратуры.

Общее количество выпускаемых крепежных изделий огромно. Только в автомобильной промышленности при производстве легковых машин ежегодно применяется 600 млрд. шт. резьбовых соединений. Примерно 300 из 2-х тыс. болтов в одном автомобиле играют важную роль в обеспечении надежности. Как правило, это болты с диаметром до 16 мм. В конструкции современного самолета количество резьбовых соединений составляет до 250 тыс. штук. В основном это болты от М5 до М8 мм. Наиболее применяемые резьбы в машиностроении имеет размер номинального диаметра от 10 до 24 мм. Вместе с тем, в горной и нефтедобывающей промышленности диаметры резьбы составляют 33, 66 мм и выше. Резьбы больших диаметров для исследования более предпочтительны, так как обладают большей доступностью к виткам. Однако, такие резьбы требуют для нагружения более мощного оборудования.

Для проведения экспериментальных исследований в данной работе были выбраны образцы с номинальными размерами резьбы 12, 24, 36 и 42 мм. Средний диаметр резьбы образцов при изготовлении контролировался резьбовым микрометром, профиль витков болта - на инструментальном микроскопе БИМ-1, профиль витков гайки - по слепку на большом проекторе БП с увеличением 50х.

Искажение профиля угла исключалось применением оптического приспособления с 6-и кратным увеличением, имеющим визирные линии для контроля угла заточки резца и его ориентирования относительно цилиндрической поверхности при изготовлении. Шероховатость поверхности витков определялась на микроскопе МИС-11 и профилографе-профилометре мод.201. Различные параметры шероховатости достигались шлифованием брусками из бука или березы на токарном станке, шаржированными абразивными порошками с зернистостью 25-16 мкм. Для этой цели брусок закреплялся на станке в резцедержателе вместо резца, подводился к резьбе и внедрялся на всю глубину профиля. На образованную поверхность резьбы в дерево наносилась паста из керосина, масла и абразивного порошка. Продольные движения бруска повторяли шаг нарезаемой резьбы. В качестве образцов номинального размера 12 мм использовались шпильки универсально-сборных приспособлений из стали 38ХСА М12х1,5 и гайки из стали 45, с размерами «под ключ» 17, 19, 22 и 24 мм, высота - 10, 15, 20 и 30 мм для каждого типоразмера.

Исследование деформации резьбового соединения, в т. ч. взаимных перемещений витков резьбы с учетом контактных деформаций потребовало разработки специальных датчиков перемещений. В известных работах, например, [1-3], расчет на прочность основан на уравнении совместности деформаций, при котором алгебраическая разность осевых деформаций тела болта и гайки компенсируется разностью прогибов витков, что и является причиной неравномерного распределения нагрузки между витками резьбы. Эти деформации болта и гайки определялись только теоретически. Авторам данной работы удалось измерить относительные перемещения непосредственно контактирующих витков резьбы при помощи дифференциального емкостного преобразователя [4].

В существующих работах перемещения витков определялись аналитически либо косвенно, например, наклеенными на гайку тензорезисторами. Как было установлено в результате эксперимента, рассчитывать распределение нагрузки по общепризнанным формулам Биргера И.А. [2] не совсем корректно, т.к. конкретные соединения далеки от расчетной схемы и отличаются шероховатостью поверхности витков, поперечными раз-

мерами тела гайки, ее высотой, отверстием опорной поверхности и т.д.

Применение одновременно трех дифференциальных емкостных преобразователей (рисунок 1) позволяют определить взаимные перемещения витков, замерить осевые деформации тела болта и гайки и тем самым экспериментально решить задачу о распределении нагрузки по виткам.

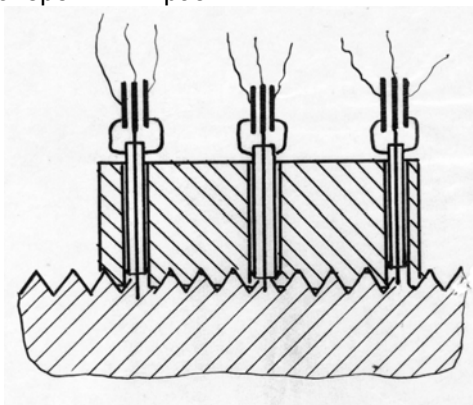


Рисунок 1 - Схема измерения относительных перемещений витков резьбы

После записи перемещений всех витков у гайки срезались все витки, кроме среднего и после нагружения образца деформация среднего витка записывалась вновь. Полученные данные использовались как тарифовочные, т.к. по перемещению одного витка

можно было судить о нагрузке на первом и последнем витках конкретной пары соединения. Схемы измерения деформации болта и тела гайки приведены на рисунке 2.

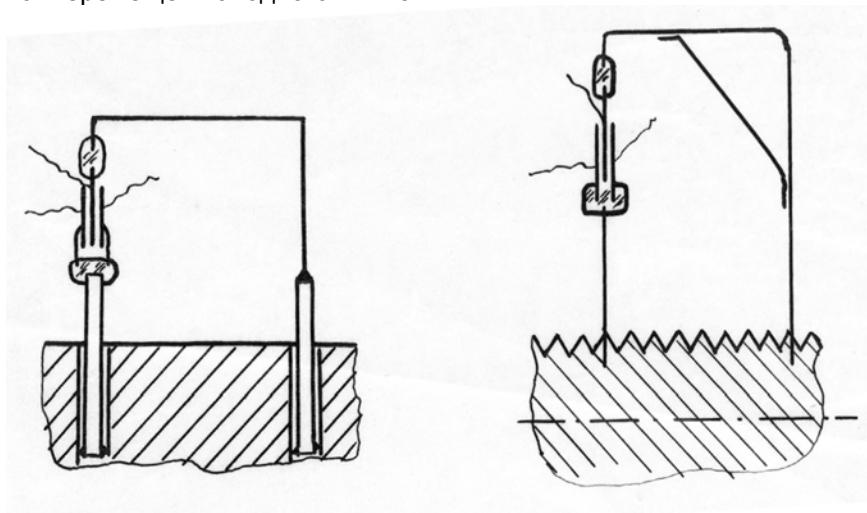


Рисунок 2- Измерение деформации гайки (слева) и тела болта

Проведение экспериментальных измерений изменения размеров гайки и болта позволяет уточнить расчет распределения нагрузки по виткам с учетом поперечных размеров тела гайки, параметров шероховатости поверхности и опорного изгибающего момента.

Повернув плоскость электродов преобразователя параллельно оси резьбы можно записывать относительный поворот деталей соединения при осевом циклическом нагружении. Поворот гайки в различных сечениях по высоте не одинаков и зависит от шага резьбы, шероховатости поверхности контактирующих витков, усилия затяжки и амплитуды

О ДЕФОРМАЦИИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ПРИ ОСЕВОМ ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

ды нагружения. При предварительной затяжке $\sigma_z = (0,6 - 0,7)$ от и амплитудах циклического нагружения до 10 % от величины затяжки, угол раскручивания равен углу закручивания.

На рисунке 3 показаны угловые перемещения витка гайки М36х4 у опорной поверхности относительно витка болта при нагружении соединения от нуля до 10 кН с последующей разгрузкой до 0,5 кН. Если нагрузку снизить только до 7 кН, то петля замыкается, т.е. остаточные перемещения отсутствуют. Стабильную петлю можно получить предварительной «тренировкой» образца с постоянным ритмом в установившемся режиме нагружения.

Таким образом, можно экспериментально находить предельные внешние нагрузки, обеспечивающие стабильность затяжки резьбового соединения. Остаточные перемещения при каждой циклической разгрузке демонстрируют явление самоотвинчивания.

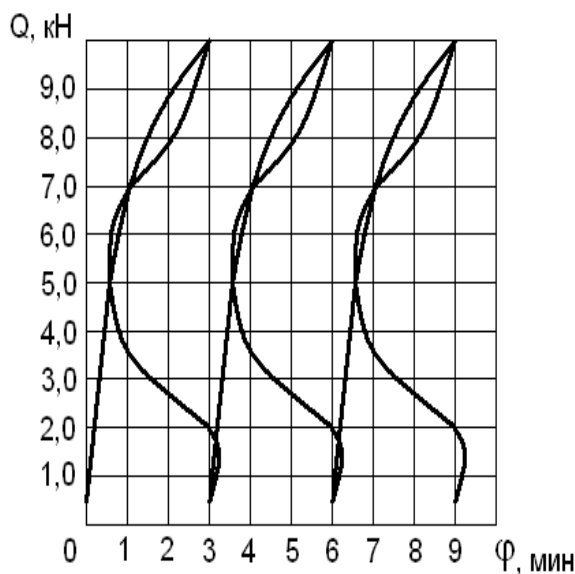


Рисунок 3 - Угловые относительные перемещения (φ , мин.) гайки М36х4 при осевом нагружении (Q , кН)

С целью контроля усилия затяжки резьбовых образцов М12х1,5 по изменению радиального размера гайки был разработан специальный датчик. Он позволяет измерять с высокой точностью изменение поперечных размеров гайки при осевом статическом циклическом нагружении. Схема датчика показана на рисунке 4.

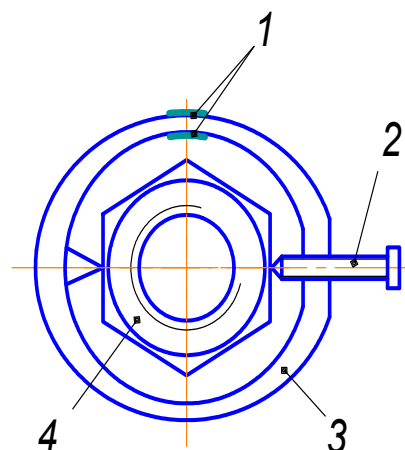


Рисунок 4 - Схема датчика радиальных деформаций гайки:

- 1) тензорезисторы; 2) винт настройки;
- 3) упругое кольцо; 4) гайка

Такая конструкция датчика допускала записывать радиальные деформации на различной высоте гайки. Шпилька М12х1,5мм с гайкой закреплялись на прессе в типовом приспособлении для растяжения. Резьбовое соединение нагружалось до 4,5 кН с последующей разгрузкой до 1,5 кН. В качестве тензорезисторов использовались тензопреобразователи типа 1ФКТК. Сигнал от датчика подавался на операционный усилитель. Это позволяло фиксировать изменение радиальных размеров с погрешностью не более 2%. Результаты обработки данных экспериментальной партии из пяти образцов с размером гайки под ключ $S=19$ мм и высотой $H=20$ мм показали, что при этом у опорного торца радиальная деформация составила 18 мкм. Для определенных значений соотношения высоты гайки к поперечному размеру, изменение радиальных размеров гайки у свободного торца протекает в два этапа. Так, поперечные размеры могут вначале увеличиваться, затем уменьшаться. Первый этап при нагружении объясняется тем, что витки проскальзывают вдоль образующей конической поверхности, затем проявляется влияние опорного изгибающего момента, на существование которого обращал внимание еще в 1940 г. Дж. Гудьер.

При одинаковой величине циклической нагрузки увеличение высоты гайки до 20 мм приводит к увеличению поперечных размеров у опорного торца до 4,5 мкм, а у свободного торца только до 2-х мкм. При этом второго этапа (уменьшение размера) у свободного торца не наблюдается.

Существенное влияние на прочность резьбового соединения и его демпфирующие свойства имеет диаметр отверстия под болт у опорного торца. В наших экспериментах использовались промежуточные детали с отверстиями 12,5 и 14 мм. Замена отверстия под болт с 12,5 на 14 мм привела к снижению радиальной деформации гайки у опорного торца на 21,6 % для нормальных гаек и на 35% для высоких соответственно. Объясняется это тем, что для большего отверстия под болт увеличивается и опорный изгибающий момент, при котором гайка приобретает коническую форму с меньшим диаметром у свободного торца. Это приводит к перераспределению нагрузки по виткам. Нагрузка увеличивается на витках у свободного торца и снижается на витках у опорного. Также перераспределяются и радиальные нагрузки. Снижение радиальной нагрузки у опорного торца приводит к снижению у этого торца и радиальной деформации.

Учитывая то, что наиболее нагруженным виткам у опорного торца соответствует наибольший путь проскальзывания и опорный изгибающий момент увеличивает его, сокращая одновременно у свободного торца, естественно предположить, что осевые динамические нагрузки должны привести к ускоренному износу наиболее нагруженных витков. Это приводит к дальнейшему перераспределению нагрузки по виткам.

Снижение шероховатости поверхности витков способствует уменьшению контактных деформаций, что приводит к увеличению неравномерности нагрузки по виткам резьбы по длине свинчивания и к увеличению измене-

ния поперечных размеров гайки у опорного торца.

Выводы

Полученные результаты позволяют экспериментально уточнять расчеты конкретных резьбовых соединений в зависимости от размеров гайки, шероховатости поверхности витков резьбы и диаметра отверстия под болт. Будут полезны конструкторам при разработке новых изделий с учетом перечисленных факторов. Зная амплитудные осевые нагрузки в условиях динамического нагружения и усилие предварительной затяжки можно прогнозировать самоотвинчивание по радиальной деформации тела гайки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуковский, Н.Е. Распределение давлений в нарезках винта и гайки// бюллетень Политехнического общества. - 1902.-№1.-С.1-3.
2. Биргер, И.А. Расчет резьбовых соединений. М.: Оборонгиз, 1959.- 252 с.
3. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973.-256 с.
4. А.С. 720290 СССР. МКИ G01D 7/08. Дифференциальный емкостной преобразователь/ Э.Б. Цхай, В.Г. Талантов, Б.Ф. Советченко. Заявлено 09.12.76; опубл. 05.03.1980, Бюл.№9

Максак В.И., д.т.н., проф. кафедры строительной механики Томского государственного архитектурно-строительного университета,
Цхай Э.Б., соискатель кафедры строительной механики Томского государственного архитектурно-строительного университета,
 E-mail: ed_ts@sibmail.com.