

Саморазвинчивание резьбовых соединений под действием сил, ориентированных в плоскости стыка

09, сентябрь 2016

Тушев О. Н.¹, Беляев А. В.^{1,*}

УДК: 621. 88

¹Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

*beliaev@bmstu.ru

Введение

Саморазвинчивание резьбовых соединений при эксплуатации различных конструкций—в настоящее время широко известный факт. Многие аспекты этого весьма важного для практики явления хорошо исследованы. В частности, довольно полно изучен вопрос ослабления соединения при действии осевых сил. В работах [1, 2] авторами показано, что сохранение усилия предварительной затяжки надежно предохраняет болт от развинчивания при осевом приложении нагрузки. В этом случае компенсация явлений осадки упругими элементами или сведение ее к минимуму повышением качества элементов соединения играют часто решающую роль. В работе [3] также рассматривается влияние изменения осевых сил на саморазвинчивание. Известно, что уменьшение коэффициента трения в резьбе при быстрых вибрациях способствует саморазвинчиванию. При некоторых критических вибрационных режимах возможна полная потеря самоторможения [1]. В работе [4] рассматриваются условия нарушения болтового соединения при действии усилий в плоскости стыка. Болт установлен с натягом, т.е. неподвижность соединения обеспечивается прочностью болта. При этом учитывается сила трения между соединяемыми деталями, которая снижает потребную нагрузку на болт. В результате определяется оптимальная затяжка болта, при которой увеличивается прочность соединения.

В настоящей статье рассмотрено саморазвинчивание резьбовых соединений под действием переменных по направлению усилий, ориентированных в плоскости стыка. Такой вид нагрузки часто встречается в узлах крепления деталей машин. При этом первопричиной саморазвинчивания являются относительные микроперемещения соединяемых деталей.

Будем изучать вышеуказанное явление на упрощенной модели, представленной на рис. 1. Пластины соединяются посредством фрикционной связи, создаваемой болтом, ввернутым в пластину. К верхней пластине приложена реверсирующая нагрузка $R(t)$.

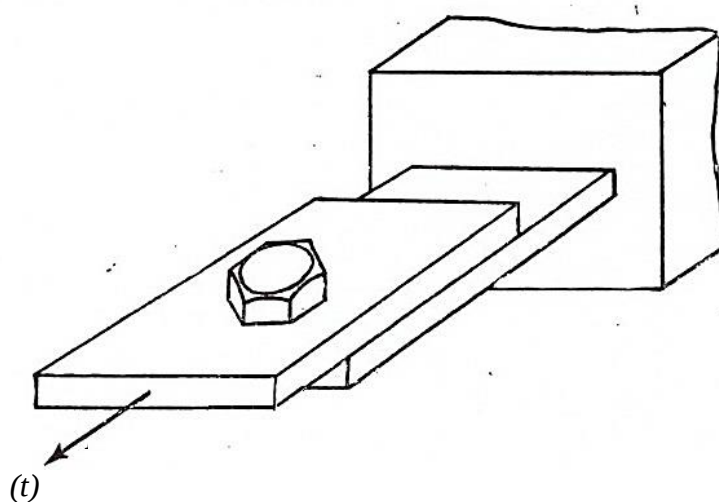


Рис. 1. Болтовое соединение двух пластин

Если усилие предварительной затяжки Q_0 не обеспечивает по тем или иным причинам жесткой фрикционной связи между пластинами, то на головку болта будут передаваться некоторые усилия. Предположим, что это явление имеет место.

Рассмотрим опорную кольцевую поверхность головки болта, изображенную на рис. 2.

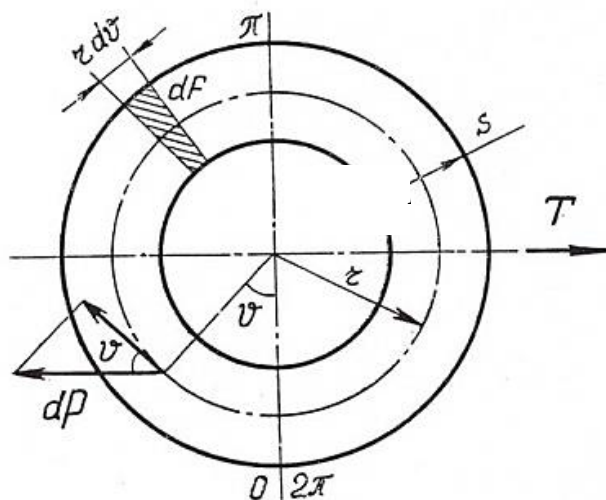


Рис. 2. Опорная кольцевая поверхность головки болта

В соответствии с рисунком, элементарное усилие, действующее в направлении внешней нагрузки, запишется следующим образом:

$$dp = \rho \mu_R dF \quad (1)$$

где $p = Q_0/F$ —давление на поверхность пластины;

μ_R — коэффициент трения;

F —площадь опорного кольца.

Тогда момент силы трения под головкой болта относительно его оси будет

$$dM = dp \cos \vartheta r, \quad (2)$$

где r —радиус центральной линии опорного кольца.

Будем считать, что давление поверхностей и коэффициенты трения выше и ниже линии действия силы $R(t)$ (рис. 2) могут быть различны. В соответствии с этим разобьем интервал интегрирования на две части. Тогда

$$M_R = 2r \left[\int_0^{\pi/2} \cos \vartheta dp + \int_{\pi/2}^{\pi} \cos \vartheta dp \right]. \quad (3)$$

С индексом «1» в дальнейших выкладках обозначены параметры соединения ниже линии действия $R(t)$, с индексом «2» - выше.

С учетом того, что

$$dF = rSd\vartheta, \quad (4)$$

получим из (1)

$$dp = \rho \mu_k r S d\vartheta, \quad (5)$$

где S —ширина опорного кольца. Подставим (5) в (3) и возьмем интегралы, тогда

$$M_R = 2r^2 S (\mu_{R1} \rho_1 - \mu_{R2} \rho_2), \quad (6)$$

Введем в рассмотрение коэффициенты неравномерности по усилию предварительной затяжки n и по коэффициенту трения m . Следовательно,

$$Q_{01} = nQ_{02}, \quad (7)$$

С учетом очевидных равенств

$$Q_{01} + Q_{02} = Q_0,$$

$$\rho_1 = \frac{Q_{01}}{\pi r S}; \quad \rho_2 = \frac{Q_{02}}{\pi r S}.$$

Легко показать, что

$$\rho_1 = \frac{nQ_0}{(1+n)\pi r S}; \quad \rho_2 = \frac{Q_0}{(1+n)\pi r S} \quad (8)$$

Для коэффициента трения

$$\mu_{R1} = m\mu_{R2} = m\mu_R \quad (9)$$

Подставив (8) и (9) в (6), получим окончательно

$$M_R = \frac{2rQ_0\mu_R}{\pi} \frac{nm-1}{n+1} \quad (10)$$

Известно, что момент развинчивания M_P , резьбового соединения можно записать следующим образом:

$$M_P = Q_0 r_2 \operatorname{tg}(-\varphi + \psi), \quad (11)$$

где r_2 — средний радиус резьбы болта;

φ — угол подъема винтовой линии;

ψ — угол трения.

Тогда

$$\frac{M_R}{M_P} = \frac{2r\mu_R}{\pi r_2 \operatorname{tg}(-\varphi + \psi)} \frac{nm-1}{n+1}, \quad (12)$$

Условием развинчивания соединения будет неравенство

$$\frac{M_R}{M_P} > 1, \quad (13)$$

или

$$\frac{mn-1}{n+1} > \frac{\pi r_2 tg(-\varphi+\psi)}{2r\mu_R}, \quad (14)$$

Таким образом, получено неравенство, определяющее условия саморазвинчивания резьбового соединения из-за не идеальности как самих элементов соединения, так и условий эксплуатации (разные условия смазки; косоугольность головки, резьбы, поперечных опорных поверхностей; наличие момента, вектор которого совпадает с направлением силы $R(t)$, и т. д.). Причем левая часть неравенства характеризует эту не идеальность, правая - полностью определяется параметрами соединения. Для случая идеальных условий ($n = m \equiv 1$) левая часть выражения (14) тождественно равна нулю и неравенство не выполняется для любых болтов, т. е. саморазвинчивание невозможно.

Поскольку выражение (14) не зависит от усилия предварительной затяжки, то можно сделать вывод о независимости саморазвинчивания для данного типа нагрузки от явлений осадки. Следует только отметить, что косвенная связь существует, поскольку именно осадка приводит к уменьшению сцепления между сопрягаемыми поверхностями и к нарушению фрикционной связи.

Для иллюстрации результатов рассмотрим некоторые стандартные резьбовые соединения. Для определенности будем считать при этом $\mu_K = tg\psi = 0,12$. Тогда для М5; М8; М12; М20 правая часть неравенства будет равна соответственно 0,568; 0,588; 0,62; 0,715. Таким образом, с увеличением диаметра болта возможность саморазвинчивания соединения уменьшается. При условии неизменности коэффициента трения под головкой болта ($m=1$) для резьбы М8 получено, что саморазвинчивание болта начинается с $n \cong 4$. Аналогичные результаты вычислений для других размеров резьбы представлены на рис.3.

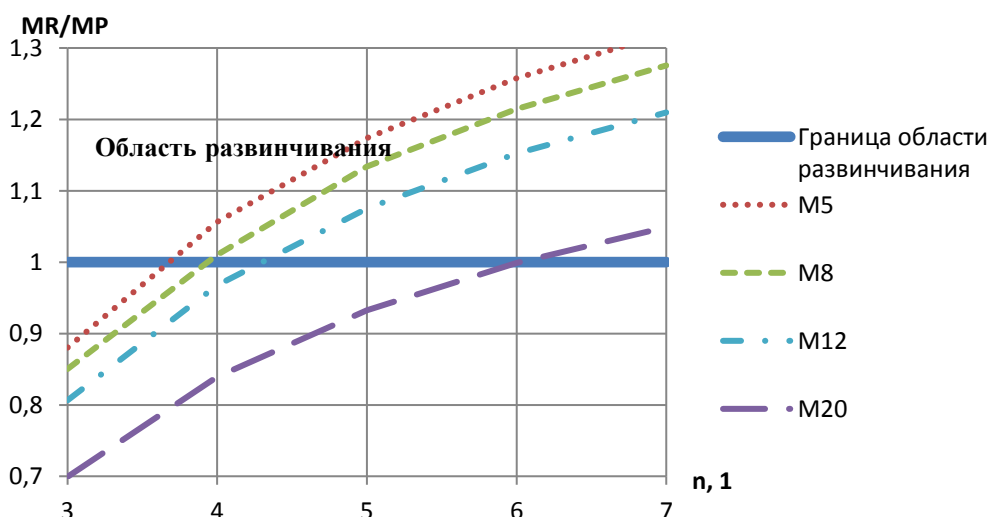


Рис. 3. Зависимость условия саморазвинчивания резьбы от неравномерности по усилию предварительной затяжки

На рис. 4 изображена зависимость условия саморазвинчивания резьбы от коэффициента трения под головкой болта. При вычислениях принималось, что неравномерность по усилию предварительной затяжки соединения отсутствует ($n=1$).

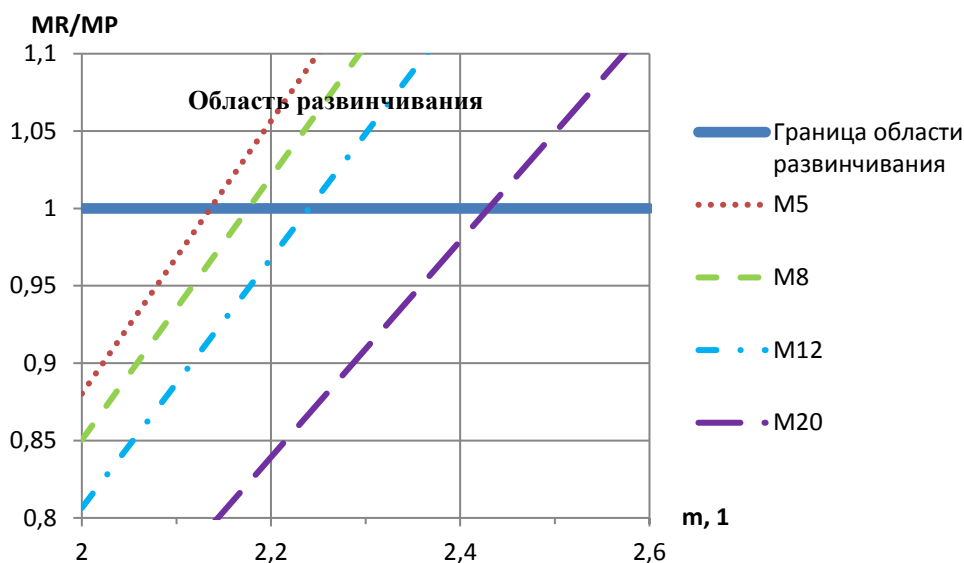


Рис. 4. Зависимость условия саморазвинчивания резьбы от коэффициента неравномерности по трению под головкой болта

Таким образом, склонность к саморазвинчиванию резьбового соединения повышается при нарастании неравномерности по усилию предварительной затяжки n и по коэффициенту трения m . С увеличением диаметра болта данный эффект саморазвинчивания уменьшается.

Список литературы

- [1]. Биргер И.А., Шор Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. 4-е изд, перераб. и доп. М.: Машиностроение. 1993. 640 с.
- [2]. Петров Е.Н. Стопорение резьбовых соединений. Снежинск: РФЯЦ - ВНИИТФ. 1998. 248 с.
- [3]. Рудь Ю.С., Белоножко В.Ю. Новая математическая модель самоотвинчивания резьбовых соединений горных машин при вибрациях и ударных нагрузках // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). М.: Горная книга. 2006. № 1. С. 296-302.
- [4]. Ряховский О.А., Сыромятников В.В. Оптимальная затяжка болтового соединения при сдвиге деталей // Известия ВУЗов. Машиностроение. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 9. С. 3-9.