

Исследование механизма самораскручивания резьбовых соединений при продольных ультразвуковых колебаниях

А. Н. Неверов*

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Россия, 125319, Москва, Ленинградский пр., д. 64

(Статья поступила 31.07.2017; Подписана в печать 19.09.2017)

Теоретически и экспериментально исследован механизм вибрационного самораскручивания резьбовых соединений. Показано, что при продольных колебаниях стержня с винтовой неоднородностью тело, размещенное на винтовой поверхности, подвергается воздействию центробежной силы и силы Кориолиса. Вследствие нелинейности сил трения силы инерции могут обусловить перемещение тела по винтовой поверхности, направление вращения определяется относительным расположением резьбового соединения и узла колебательных механических деформаций.

Проведенные эксперименты подтвердили теоретические выводы. Направление и угловая скорость вращения тела зависели от частоты возбуждаемых продольных колебаний стержня. Полученные результаты обсуждаются на основе разработанной теории.

PACS: 43.38.-p, 62.20.Qp, 62.30.+d

УДК: 534.232

Ключевые слова: резьбовое соединение, трение, ультразвук, амплитуда, частота, продольные колебания.

ВВЕДЕНИЕ

Резьбовыми называют соединения деталей с помощью резьбы — чередующихся выступов и впадин на поверхности тел вращения, расположенных по винтовой линии [1]. Более 70 % деталей машин имеют резьбу [2]. В таких отраслях, как автомобильная, электротехническая, радио- и приборостроительная, удельный вес сборки резьбовых соединений достигает 50% общего объема сборочных операций [3, 4].

К достоинствам резьбовых соединений относят высокую надёжность; удобство сборки-разборки; простоту конструкции; дешевизну (вследствие стандартизации); технологичность; возможность регулировки силы сжатия [1].

Недостатки резьбовых соединений — концентрация напряжений во впадинах резьбы; самопроизвольное отвинчивание при вибрации, переменных температурах, переменных силах [5].

После затяжки резьбового соединения стержень болта (шпильки) оказывается закрученным под действием трения на торце гайки. При наличии переменных нагрузок этот момент постепенно исчезает [6]. На ультразвуковых частотах этот эффект может быть достигнут очень быстро.

Эффект воздействия ультразвука при монтаже и демонтаже резьбовых соединений можно свести к уменьшению сил трения и созданию разностных межэлементных силовых реакций, приводящих к разборочным перемещениям в системе [4, 7]. Трение снижается при колебаниях любой поляризации и при любых их параметрах [7–13], сила же (или момент силы), движущая физические тела, возникает лишь при асимметрии колебаний [13]. Наложение ультразвука не только

снижает коэффициенты трения [14–17], но и меняет до некоторой степени его характер — изначально сухое трение приобретает черты, характерные для трения вязкого [4, 16, 17].

Развертка винтовой линии имеет вид прямой линии. Физическим аналогом винтовой линии является наклонная плоскость. Нетрудно показать, что продольные колебания наклонной плоскости как единого целого не влияют на равновесие тела.

Такое элементарное рассмотрение не объясняет различного характера влияния ультразвука на процессы сборки и разборки резьбовых соединений: при разборке эффект воздействия ультразвука растет с увеличением амплитуды колебаний, при сборке же этот результат имеет место лишь при относительно небольших амплитудах, дальнейшее повышение амплитуды практически не влияет на качество соединения [10, 18]. Да и каждый знает, что при вибрациях резьбовые соединения раскручиваются и никогда не закручиваются.

Целью настоящей работы было исследование механизма вибрационного самораскручивания резьбовых соединений.

1. АНАЛИТИЧЕСКИЕ СООТНОШЕНИЯ

Проанализируем поведение тела на наклонной плоскости при ее вертикальных колебаниях. На рис. 1 приведена развертка элемента такой поверхности толщиной dx с углом подъема витков ψ .

Пусть винтовая поверхность совершает продольные колебания по закону:

$$\xi = \xi_m \cos kx \cos \omega t, \quad (1)$$

где $k = \frac{\omega}{c}$ — волновое число, ξ_m и ω — амплитуда и частота продольных колебаний, c — скорость звука

*E-mail: neverov_an@mail.ru

в стержне, x — координата вдоль оси стержня, t — время. Координата x отсчитывается от сечения, в котором амплитуда смещения максимальна, а амплитуда деформаций $\frac{\partial \xi}{\partial x} = -k\xi_B \sin kx$ равна нулю.

Поскольку в этом случае колебательное смещение левого конца элемента наклонной плоскости толщиной dx больше колебательного смещения правого конца на $d\xi$, такой элемент помимо поступательного вертикального движения со скоростью v совершает и вращательное движение вокруг оси, перпендикулярной плоскости рисунка, по часовой стрелке (рис. 1). Угол поворота элемента:

$$\Theta(E, t) = \frac{\partial \xi}{\partial x} \operatorname{tg} \psi = -k\xi_B \operatorname{tg} \psi \sin kx \cos \omega t. \quad (2)$$

Вектор угловой скорости направлен перпендикулярно плоскости рис. 1 от нас:

$$\Omega(x, t) = \frac{\partial \Theta(x, t)}{\partial t} = \omega k \xi_m \operatorname{tg} \psi \sin kx \sin \omega t. \quad (3)$$

При вращательном движении любая точка наклонной плоскости движется с центростремительным ускорением $\mathbf{a}_{цб} = \Omega^2 R_{кр} \mathbf{e}_R$, где $R_{кр}$ — радиус кривизны траектории; $\mathbf{e}_R$ — единичный вектор в направлении от центра кривизны траектории к данной точке, и ускорением Кориолиса $\mathbf{a}_K = 2[\Omega \times \mathbf{v}]$, где $\mathbf{v}$ — вектор колебательной скорости.

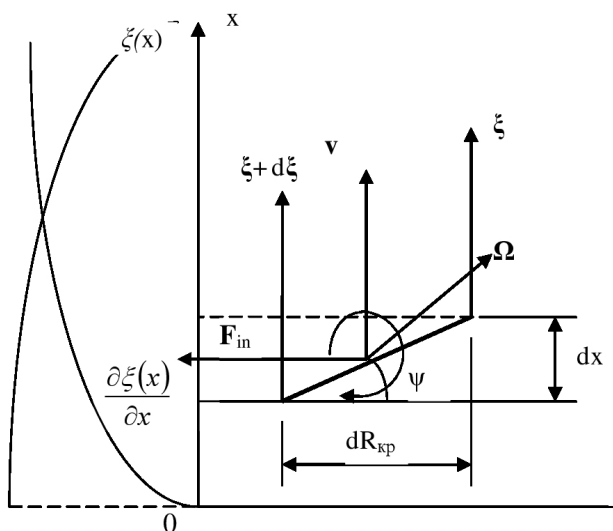


Рис. 1: Развертка элемента винтовой поверхности толщиной dx с углом наклона ψ и распределение амплитуд колебательных смещений ξ и деформаций $\frac{d\xi}{dx}$ вдоль оси стержня

Если на колеблющуюся наклонную плоскость поместить физическое тело, то в системе отсчета, связанной с наклонной плоскостью, на тело будут действовать две силы инерции: центробежная сила $\mathbf{F}_{цб} = m\Omega^2 R_{кр} \mathbf{e}_R$ и сила Кориолиса $\mathbf{F}_K = -2m[\Omega \times \mathbf{v}]$,

где m — масса тела. Из геометрических соображений $R_{кр} = \xi \left(\frac{\partial \xi}{\partial x} \right)^{-1} \operatorname{ctg} \psi$.

Для однородного стержня, когда пространственно-временная зависимость колебательного смещения имеет вид (1), эти силы равны:

$$F_{цб} = m\Omega^2 R_{кр} = 0.5 F_{инм} \sin^2 \omega t,$$

$$F_K = -2m[\Omega \times v] = F_{инм} \sin^2 \omega t,$$

где $F_{инм} = 1.5 \cdot m\omega^2 \xi_m(k\xi_m) \sin 2kx \operatorname{tg} \psi$.

Направлены эти две силы одинаково — перпендикулярно оси стержня (вектору колебательной скорости) в сторону узла деформаций. Поэтому будем сумму этих двух сил рассматривать как одну силу инерции:

$$F_{ин} = F_{цб} + F_K = F_{инм} \sin^2 \omega t. \quad (4)$$

С учетом сил инерции уравнение движения, когда сила трения $F_{тр} = \mu N$, где μ — коэффициент трения, принимает вид:

$$(P - F_m \cos \omega t) \sin(\rho_{тр} - \psi) + F_{инм} \cos(\rho_{тр} + \psi) \sin^2 \omega t = ma, \quad (5)$$

где P и N — сила, прижимающая тело к поверхности наклонной плоскости (это может быть, в частности, сила тяжести) и сила реакции соответственно, F_m — амплитуда колебательной силы, $\rho_{тр} = \operatorname{arctg} \mu$ — угол трения, a — ускорение.

Графическое решение уравнений (5) приведено на рис. 2.

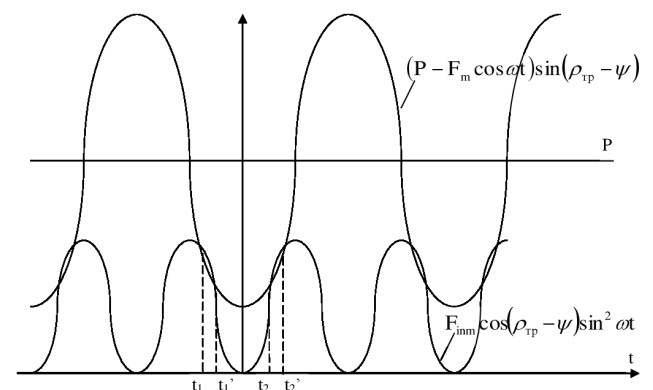


Рис. 2: Временные зависимости сил, действующих на тело

Тело движется с ускорением в промежутках от t_1 до t_1' и от t_2 до t_2' . Далее некоторое время тело движется по инерции до моментов t_1'' и t_2'' (на рис. 2 эти моменты не показаны). Моменты начала движения t_1 и t_2

определяются решениями уравнения (5) при $a = 0$:

$$\cos \omega t_{1,2} = \frac{F_m}{2F_{inm}} \operatorname{tg}(\rho_{\text{тр}} - \psi) \pm \sqrt{\left[\frac{F_m}{2F_{inm}} \operatorname{tg}(\rho_{\text{тр}} - \psi) \right]^2 - \frac{P}{F_{inm}} \operatorname{tg}(\rho_{\text{тр}} - \psi) + 1}. \quad (6)$$

Знак «−» перед корнем в (6) соответствует моменту

t_1 на рис. 2, а «+» — моменту t_2 .

Ускорение тела в промежутках от t_1 до t'_1 и от t_2 до t'_2 определяется решением (5). Далее интегрированием от t_1 до t'_1 и от t_2 до t'_2 получаем выражения для скорости и перемещения тела за период (t'_1 и t'_2 — моменты остановки тела, определяемые обращением скорости в 0). А разделив перемещение на период колебаний, можно вычислить среднюю скорость движения тела по винтовой линии:

$$v_{cp} \approx \frac{\omega (t''_{1,2} - t_1)^2}{\pi B \cos \rho_{\text{тр}}} \left[\left(P + F_B \cos \omega t_{1,2} - \frac{2}{3} F_B \omega (t''_{1,2} - t_{1,2}) \sin \omega t_{1,2} \right) \sin(\psi - \rho_{\text{тр}}) + \right. \\ \left. + \left(\frac{1}{2} F_{inm} - F_{inm} \cos 2\omega t_{1,2} + \frac{2}{3} F_{inm} \omega (t''_{1,2} - t_{1,2}) \sin 2\omega t_{1,2} \right) \cos(\psi - \rho_{\text{тр}}) \right].$$

Итак, при продольных колебаниях стержня с винтовой поверхностью стержень закручивается в сторону узла механических деформаций. Если на винтовой поверхности находится тело, на него при продольных колебаниях стержня действует сила, стремящаяся его двигать по винтовой поверхности в сторону узла механических деформаций.

2. ЭКСПЕРИМЕНТ

Исследованная ультразвуковая колебательная система представляла собой серийный магнитострикционный преобразователь, соосно соединенный с составным пьезопреобразователем. Собственная частота магнитострикционного преобразователя составляла 21.1 кГц, пьезопреобразователя — 22.4 кГц. Хвостовик пьезопреобразователя свободно ввинчивался в резьбовое отверстие М10×1 на выходном торце магнитострикционного преобразователя. Амплитуда колебаний оценивалась по сигналам индукционного датчика.

В экспериментах варьировались частота и амплитуда возбуждавшего магнитострикционный преобразователь электрического сигнала, оценивались направление и угловая скорость вращения пьезопреобразователя Ω .

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости угловой скорости Ω вращения пьезопреобразователя от частоты колебаний f при различных амплитудах колебаний. Угловая скорость считается положительной при закручивании пьезопреобразователя и отрицательной при его раскручивании.

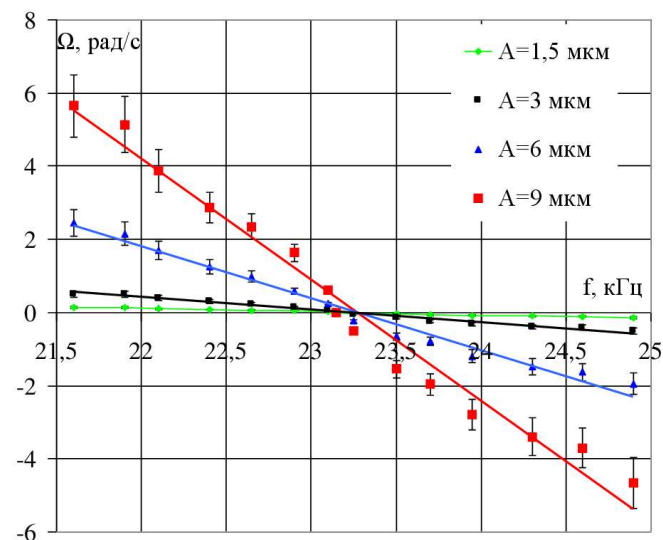


Рис. 3: Экспериментальные зависимости угловой скорости Ω вращения пьезопреобразователя от частоты колебаний f при различных амплитудах колебаний

3. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

На частоте $f_1 = 23.15$ кГц пьезопреобразователь остается неподвижным. Эта частота выше собственных частот как пьезопреобразователя, так и магнитострикционного преобразователя с коническим волноводом, что объясняется, скорее всего, влиянием контактной упругости. Узел деформации при этом совпадает с резьбовым соединением (рис. 4, кривая 1). При увеличении частоты возбуждающего сигнала ($f_2 > f_1$) узел деформации смещается вверх (рис. 4, кривая 2), пьезопреобразователь закручивается, с ростом частоты

скорость закручивания возрастает.

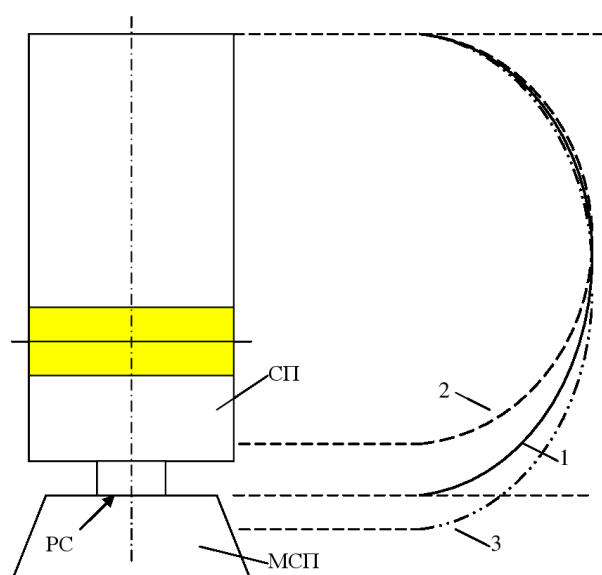


Рис. 4: Распределение амплитуд деформаций вдоль оси колебательной системы: МСП — магнестрикционный преобразователь; СП — составной пьезопреобразователь; РС — резьбовое соединение

При снижении частоты возбуждающего сигнала ($f_3 < f_1$) узел деформации смещается вниз (рис. 4, кривая 3), пьезопреобразователь раскручивается, с уменьшением частоты скорость закручивания возрастает.

Вращение пьезопреобразователя начинается при амплитудах 1–1.5 мкм и эта амплитуда слабо зависит от частоты. С увеличением амплитуды колебаний угловая скорость вращения растет приблизительно по квадратичному закону.

Сигнал пьезопреобразователя оставался синусоидальным даже при достаточно высоких амплитудах колебаний, только при амплитуде 9 мкм наблюдалась некоторая нелинейность.

Результаты эксперимента качественно соответствуют полученным аналитическим соотношениям.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Тело на винтовой поверхности при продольных колебаниях подвергается воздействию силы, стремящейся его сдвинуть в сторону узла механических деформаций. Поскольку свободный торец болта (винта, гайки) соответствует узлу деформаций, при наложении колебаний болт всегда откручивается.

- [1] Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990.
- [2] Ланищев А.В. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010, № 11. С. 47.
- [3] Копп В.Я., Полищев В.П. Сборка в машиностроении, приборостроении. 2005, № 12. С. 12.
- [4] Приходько В.М. Ультразвуковые технологии при производстве, эксплуатации и ремонте транспортной техники. М.: Техполиграфцентр, 2003.
- [5] Бобровицкий В.И. Механическое оборудование: техническое обслуживание и ремонт. Донецк: Юго-Восток, 2011.
- [6] Справочник по триботехнике. В 3 т. / Под ред. М. Хебды и А.В. Чичинадзе. Машиностроение. 1. М., 1989.
- [7] Неверов А.Н. Ультразвуковая разборка резьбовых соединений. М.: МАДИ, 2012.
- [8] Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. М.: Наука, 1964.
- [9] Абрамов О.В. Опыт применения ультразвука в процессах обработки металлов давлением. М.: Машиностроение, 1980.
- [10] Вологдин М.Ф., Калашников В.В., Нерубай М.С., Штриков Б.Л. Применение ультразвука и взрыва при обработке и сборке. М.: Машиностроение, 2002.
- [11] Storck H., Littman W., Wallaschek J., Mracek M. Ultrasonics. 2002. **40**, N 1–8. P. 379.
- [12] Попов В.Л., Старкевич Я., Тайдельт Е. Трение и смазка в машинах и механизмах. 2011. № 2. С. 3.
- [13] Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994.
- [14] Беликов В.Г., Гуцаленко П.С., Давиденко Л.А., Назаренко А.Ф., Слиозберг Т.М., Тимченко В.В., Топилин Г.Г. Ультразвук в технологии машиностроения **91**. Архангельск, 1991. С. 316.
- [15] Djavanroodi F., Ahmadian H., Koohkan K., Nasen R. Ultrasonics. 2013. **53**, N 6. P. 1089.
- [16] Казанцев В.Ф. Физические основы технологического применения ультразвука. М.: МАДИ (ГТУ), 2008.
- [17] Неверов А.Н. Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 4. С. 3.
- [18] Неверов А.Н. Вестник МАДИ. 2014. № 4(39). С. 54.

Study of the mechanism of auto-unwinding threaded connections with the longitudinal ultrasonic vibrations

A. N. Neverov

Moscow automobile & highway state technical university (MADI), Moscow, 125319, Russia
E-mail: neverov_an@mail.ru

The mechanism of the vibration auto-unwinding of threaded connections is theoretically and experimentally investigated. It is shown that with the longitudinal vibrations of a rod with the screw heterogeneity the body, placed on the helical surface, undergoes the action of centrifugal force and Coriolis force. As a result of the nonlinearity of the frictional forces of the inertial force they can cause the displacement of body over the helical surface, direction of rotation is determined by the alignment of threaded connection and unit of oscillating mechanical deformations.

The carried out experiments confirmed theoretical conclusions. Direction and angular rate of rotation of body depended on the frequency of the excited longitudinal vibrations of a rod. The obtained results are discussed on the basis of the developed theory.

PACS: 43.38.-p, 62.20.Qp, 62.30.+d

Keywords: threaded connection, friction, ultrasound, amplitude, frequency, longitudinal vibrations.

Received 31 July 2017.

Сведения об авторе

Неверов Александр Николаевич — канд. техн. наук, доцент, доцент; тел.: (499) 155-04-86, e-mail: neverov_an@mail.ru.