

САМООТВИНЧИВАНИЕ ГАЕК ПРИ ВИБРАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Курушин М.И., Курушин А.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Исследуя распределение усилий по виткам резьбы в условиях вибраций резьбовых соединений, мы сделали предположение, что в процессе динамического нагружения их в витках резьбы происходит скольжение, что и может служить причиной демпфирования силами трения в контактах витков при вибрациях в механизмах и машинах. Но, исследуя демпфирование вибраций, мы обнаружили, что распределение переменных усилий по виткам в динамических условиях может совершенно отличаться от характера распределения усилий в условиях статического нагружения (по Жуковскому Н.Е.). Так, например, если в условиях статики первый виток берет на себя даже больше половины всей нагрузки на болт, то в условиях вибраций он может совершенно не воспринимать переменных нагрузок, а последний виток, наоборот, может динамически нагружаться больше, чем остальные витки, или, например, все витки поровну воспринимают переменные нагрузки. Оказывается, все зависит от частот возбуждения и от собственных частот упругой системы механизмов и машин, в которой работают резьбовые соединения. И поэтому, прежде чем рассчитывать элементы резьбового соединения на усталость, необходимо определить собственные частоты упругой системы и уточнить характер распределения усилий по виткам в условиях действия заданной величины и характера действующей нагрузки.

В данном исследовании мы предприняли попытку выяснить прежде всего возможность проскальзывания в витках резьбы при действии нагрузок на резьбовые соединения, и попытаться объяснить явление самоотвинчивания их при действии вибрационных нагрузок в резьбовых соединениях Единственное предположение, которое мы приняли при исследовании, это то, что в контактах витков имеет место сухое трение и оно определяется по закону Амонтона-Кулона, т.е. коэффициент трения не зависит ни от удельного давления, ни от скорости скольжения, и сила трения всегда направлена против суммарного вектора относительной скорости скольжения в контактах поверхностей элементов деталей.

Для доказательства этого на рис. 1 и 2 показаны результаты расчета методом конечных элементов напряженного (рис.1) и деформированного состояния (рис.2) нагружения круглого стержня с кольцевыми выступами в форме витков резьбы под действием растяжения стержня и равномерных давлений по боковым граням витков. Четко видно, что в основном вследствие растяжения стержня, сужения поперечного сечения

его и клинового эффекта в резьбе уменьшается наружный диаметр витков, т. е. витки болта скользят по виткам гайки к оси болта.

На рис.3 и 4 аналогично в качестве примера также показаны результаты расчетов методом конечных элементов напряженного (рис.3) и деформированного состояния (рис.4) сжатой гайки с равномерно распределенным давлением по кольцевым выступами, имитирующими витки гайки. Так же четко

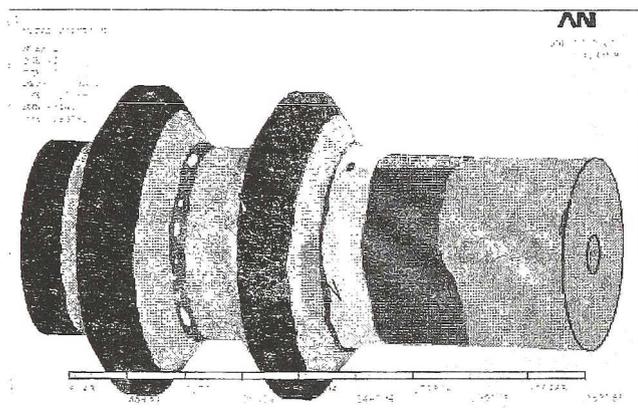


Рис.1. Напряженное состояние стержня болта с витками при его растяжении

видно, что вследствие сжатия тела гайки и клинового эффекта в резьбе внутренний диаметр витков увеличивается и, следовательно, витки гайки также скользят по виткам болта, но в противоположном направлении чем витки болта по виткам гайки. В зависимости от нагрузок, как показывают расчетные оценки, величины взаимного проскальзывания витков могут составлять несколько микрон, что часто может быть больше предварительно-

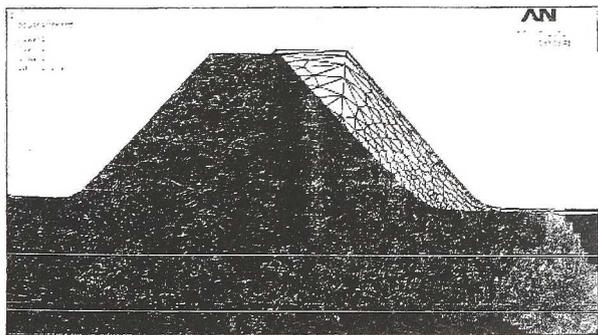


Рис.2. Деформированное состояние стержня болта с витками при его растяжении

го упругого смещения при трении скольжения стальных деталей в резьбовом соединении. Дополнительно на рис.5 и 6 показаны результаты расчета методом конечных элементов напряженного (рис.5) и деформированного (рис.6) состояний прямоугольного бруса с равномерно

нагруженным зубцом, имитирующим виток резьбы. Даже в этом случае, когда имеет место поворот зубца (изгиб его) и сдвиг бруса, явно видно

гельных перемещений в контактах витков и, следовательно, неизбежно их проскальзывание.

Нам кажется, что этих расчетов достаточно для доказательства вероятности радиальных скольжений в витках резьбы при действии переменных нагрузок (вибраций) в резьбовых соединениях.

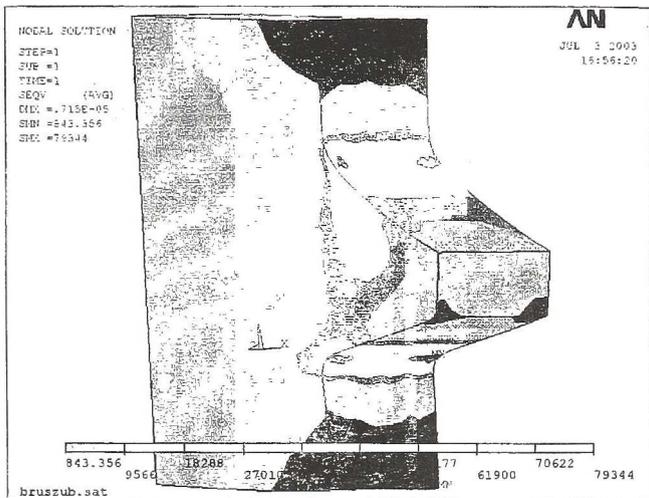


Рис.5 Напряженное состояние бруса с выступом

Теперь рассмотрим простейший случай (рис.10) перемещения бруса на плоскости X-Y в режиме сухого трения. Так как при любом направлении смещения сила трения F_f имеет постоянное значение, то проекции ее на оси координат в зависимости от направления суммарного вектора смещения могут принимать значения от нуля до F_f , то есть могут практически исчезнуть. Это,

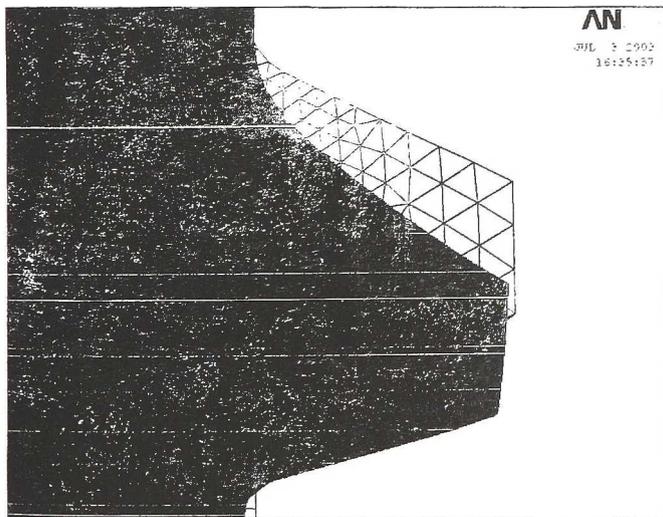


Рис.6 Деформированное состояние бруса с выступом

на наш взгляд, и имеет место в резьбовых соединениях в условиях действия переменных усилий на них. При периодическом растяжении тела болта и сжатия тела гайки, а также клинового эффекта в витках резьбы, витки скользят в радиальном направлении друг по дру-

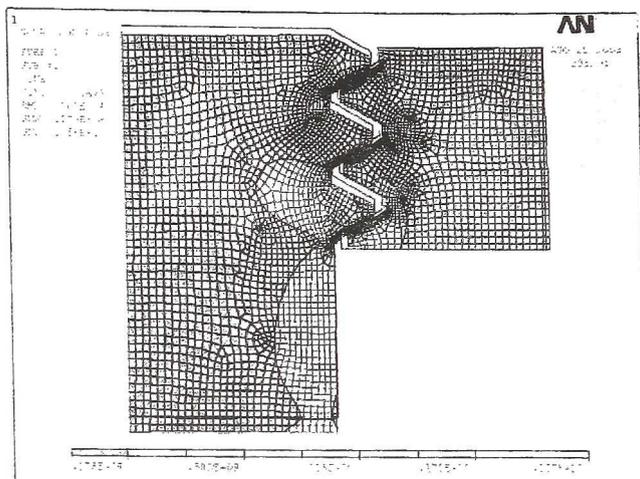


Рис.7 Напряженно-деформированное состояние в контакте витков с витками гайки под нагрузкой

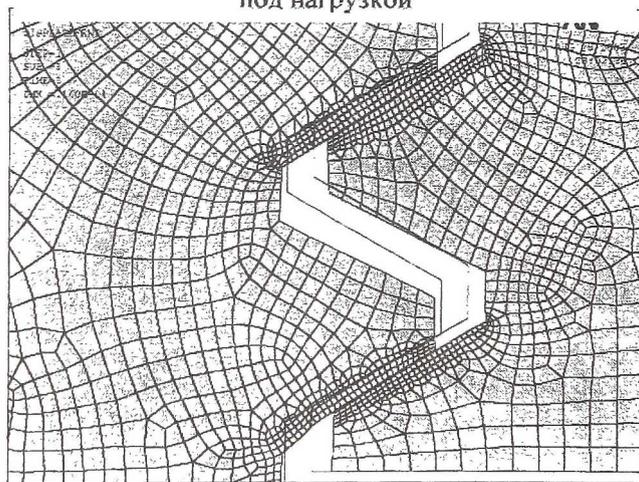


Рис.8 Деформированное состояние в контакте витков резьбовой пары под нагрузкой

гу, и поэтому в окружном направлении сила трения также периодически исчезает. А так как в окружном направлении на гайку постоянно действует окружная составляющая нормального усилия в контактах витков (рис.11), то гайка начинает отвинчиваться.

При математическом описании явления самоотвинчивания гайки (согласно кинематической модели сползающего ползуна-гайки по наклонной плоскости витка болта- (рис.11)), принималось:

1. В радиальном направлении приведенная масса гайки имеет заданное перемещение по

синусоидальному закону - $Y = Y_0 \sin(k \Theta)$, скорость смещения по закону - $dY/dt = V = V_0 \cdot k \cos(k \Theta)$. Здесь Y_0 - амплитуда радиального смещения, k - гармоника смещения; Θ - угловое время, которое связано с реальным временем - t , как независимым переменным, дифференциальным соот-

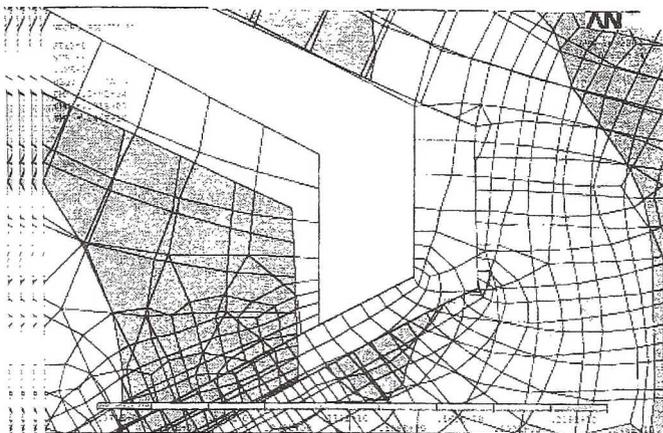


Рис.9 Деформированное состояние в зазоре витков резьбовой пары под нагрузкой

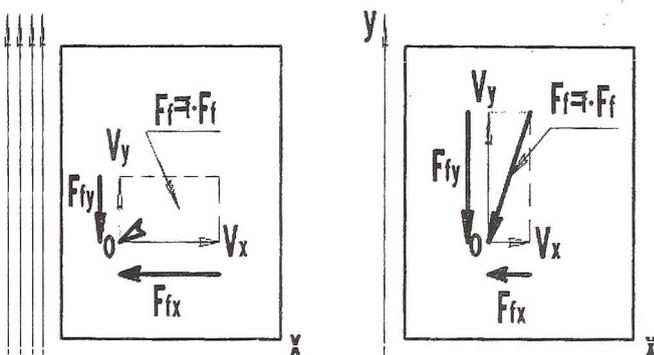


Рис.10 Зависимость составляющих одной и той же силы трения $-F_f$ от направления вектора скорости в контакте деталей

приведенная к окружному перемещению гайки;

4. Дифференциальное уравнение самоотвинчивания гайки (условно - сползания ползуна, имитирующего приведенную массу гайки) имеет вид

$$d^2 X/dt^2 = m (F_x - f((dX/dt) / V_{\Sigma}) F_x - \lambda (dX/dt)).$$

Здесь $V_{\Sigma} = \sqrt{(dX/dt)^2 + (dY/dt)^2}$ – полная по модулю скорость скольжения витков гайки по виткам болта,

ношением $d\theta = \omega dt$, где ω – угловая скорость воздействия переменного усилия на болт.

2. На приведенную массу гайки действует окружная составляющая нормального усилия в контактах витков (рис.11)

$$F_x = F_n \cdot \sin(\varphi),$$

где φ – угол подъема резьбы, а F_n – нормальное усилие в контактах витков от силы затяжки;

$$F_n = F_z / \cos(\varphi),$$

где F_z – осевая сила затяжки на болт.

3. Сама сила затяжки по мере отвинчивания уменьшается по закону

$$F_z = F_z - X C_{\varphi},$$

где X – перемещение приведенной массы гайки по окружности опорной поверхности, то есть вдоль оси OX (рис.11), а C_{φ} – осевая жесткость на растяжение стержня болта,

λ – коэффициент вязкого демпфирования при скольжении гайки;
 f – коэффициент трения в контакте витков.

На рис.12,13,14 и 15 показаны результаты расчетов одного варианта самоотвинчивания гайки при следующих условиях: стальной болт М10; длина болта 50 мм; статическая сила затяжки 2000 кг; угол подъема винтовой линии 3 градуса; амплитуда радиального смещения в контактах витков 3 мкм; коэффициент трения 0,1; частота вибраций на болт 5,5 Гц; коэффициент вязкого демпфирования принят равным нулю (исследования

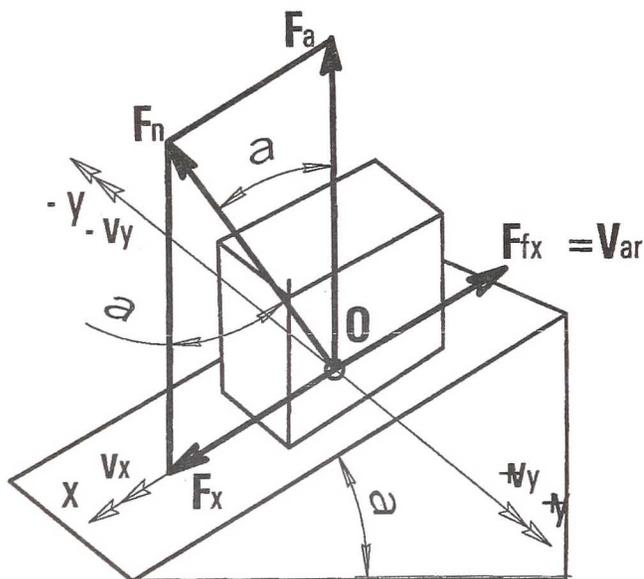


Рис.11. Кинематическая модель гайки при анализе ее самоотвинчивания при вибрациях

уменьшается.

На рис.13 показаны скорости и смещения гайки в зависимости от времени вибраций. За четыре периода колебания внешней нагрузки гайка отвернулась на 0,9 мкм. Скорость скольжения гайки приблизительно в два раза меньше скорости вибраций.

На рис.14 и 15 показано изменение коэффициентов и сил трения в контактах витков в процессе самоотвинчивания гайки. При принятых условиях нагружения резьбового соединения и коэффициент трения и силы трения в окружном направлении приблизительно в два раза меньше, чем в радиальном.

показывают, что вязкое трение практически не сказывается на результатах).

На рис.12 видно как по мере отвинчивания гайки сила затяжки уменьшается и как следствие уменьшается значение окружной силы самоотвинчивания гайки, но при этом скорость самоотвинчивания практически не

Конечно, требуются корректно поставленные эксперименты, потому что не ясно: 1. какую долю в скольжении составляют возможные упругие



Рис.12. Изменения усилий в резьбовом соединении при вибрациях и самоотвинчивании гайки

перемещения контактных поверхностей; 2. как эти возможные упругие перемещения контактных поверхностей зависят от усилий предварительной затяжки, от свойств материала контактирующих деталей и состояния их поверхностей; 3. как влияет на самоотвинчивание величина вибрационных нагрузок по отношению к предварительной силе затяжки; 4. как, в частности, момент при отвинчивании гайки зависит от скорости ее отвинчивания и т. д. В своих исследованиях мы и пытаемся теоретически учесть некоторые из перечисленных факторов, влияющих на самоотвинчивание в резь-

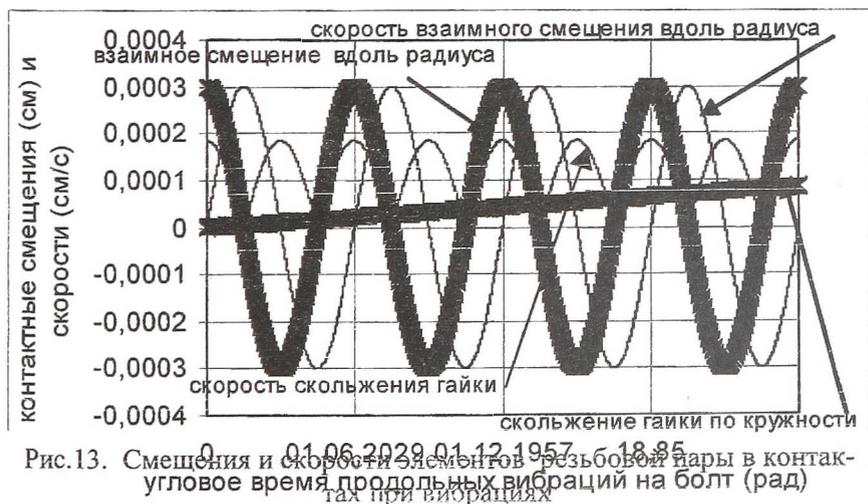


Рис.13. Смещения и скорости элементов резьбовой пары в контактах при вибрациях

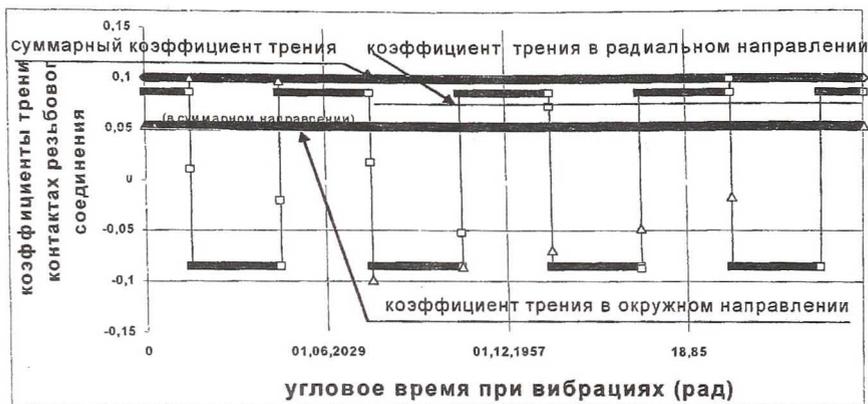


Рис.14. Коэффициенты трения в контактах витков резьбового соединения при вибрациях

и т. д. В своих исследованиях мы и пытаемся теоретически учесть некоторые из перечисленных факторов, влияющих на самоотвинчивание в резьбовых соединениях в условиях вибраций изделий.



Рис.15. Силы трения в контактах витков резьбового соединения при вибрациях

Практика показывает, что при вибрационном нагружении резьбовые соединения надежно работают только в застопоренном состоянии.