

ДЕМПФИРОВАНИЕ ВИБРАЦИЙ ИЗДЕЛИЙ СИЛАМИ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

© 2012 М.И. Курушин, А.М. Курушин, И.С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С.П. Королёва

Поступила в редакцию 14.09.2011

В работе выполнено моделирование резьбового соединения, как упругодиссипативной системы. С помощью данной модели было установлено, в каких случаях возможно демпфирование силами трения в резьбовых соединениях.

Ключевые слова: упругие системы, коэффициенты трения, силы трения в витках резьбы, демпфирование.

Для исследования демпфирования силами трения в витках были приняты несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделано ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Изделия условно возбуждались вибраторами в любом месте упругой системы. Вибрации элементов изделий с резьбовыми соединениями рассматривались только в осевом направлении. Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями.

С изменением нагрузки в контактах податливых витков резьбы за счет податливостей самих витков, а также тел стержня и гайки происходит взаимное проскальзывание витков между собой, вследствие чего в них возникают силы трения, направленные против взаимных скоростей скольжения профилей сопряженных витков. Зависимости сил трения от давлений и скоростей скольжения могут приниматься по любому закону, но в данном исследовании они принимались по закону Кулона в режиме сухого трения. Наряду с сухим трением в исследовательских целях может включаться и вязкое трение, пропорциональное скорости движения элементов упругой системы. Резьбовые части стержня болта, и тела гайки могут приниматься как абсолютно жестким элементом упругой системы на податливостях витков резьбы, и могут разбиваться на элементарные участки (массы) со своими податливостями, как в контактах витков, так и между собой. Упругая система с резьбовыми деталями может быть предварительно нагружена. Упругая система может быть нагружена как статическими, так и переменными усилиями по любому закону и приложен-

ными в любых местах упругой модели, к любому ее элементу. Силы трения в контактах витков принимают участие в определении движения и демпфировании колебаний упругих систем с резьбовыми соединениями.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных изменений направлений сил трения в контактах витков. Решения уравнений производятся численно методом Рунге-Кутты четвертого порядка на ЭВМ.

Несколько вариантов упругих моделей с резьбовыми соединениями, которые рассматривались при исследованиях, показаны на рис. 1. Во всех рассматриваемых вариантах было принято: стальное резьбовое соединение М10 с углом профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$ и зазорами между витками в осевом направлении; веса элементов (витков) резьбы стержня – по 0,52 г; веса элементов (витков) резьбы гайки – по 2,9 г; жесткости на растяжение и сжатие элементов резьбы: стержня – $C_i = 5350$ МН/м и гайки – $C_i = 35000$ МН/м; контактно-изгибно-сдвиговые линеаризованные жесткости одной пары витков резьбы – $CO_i = 9600$ МН/м; коэффициенты сухого f и вязкого λ трения принимались в широком диапазоне значений в зависимости от целей и задач исследования. Все эти параметры рассчитывались и уточнялись методом конечных элементов в программе ANSYS.

Опишем алгоритм простейшей математической модели для жесткой (недискретной) одномассовой системы связанной с шестью податливых витках резьбы (рис. 1а). Контактные связи (жесткости) между витками направлены перпендикулярно к поверхностям витков под углом профиля метрической резьбы $\alpha/2$. Дифференциальное уравнение движения этой массы вдоль оси резьбы

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} = G + F_{ct} + F_a - Z F_{ak} - Z F_{af} - \lambda V.$$

Здесь G и M – соответственно вес и масса стальной детали; Y – смещение детали вдоль ее

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент.

Курушин Александр Михайлович, инженер.

Барманов Ильдар Сергеевич, кандидат технических наук, ассистент. E-mail: isbarmanov@mail.ru

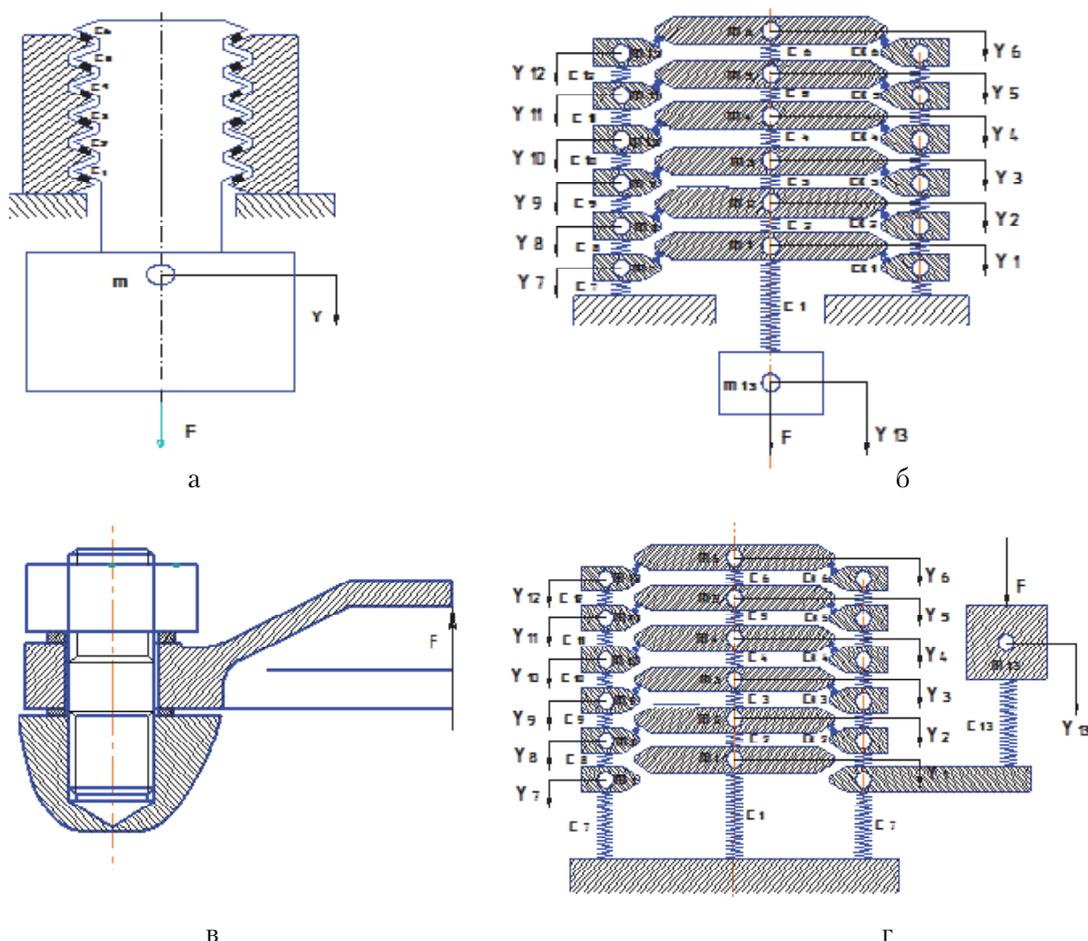


Рис. 1. Упругие модели резьбовых изделий:

недискретная одномассовая с контактно податливыми витками (а), дискретная 13-массовая с контактно податливыми и упруго связанными между собой витками и с подвешенным грузом (б), дискретная 13-массовая с контактно податливыми и упругосвязанными между собой витками и с упругой крышкой (г) и эскиз резьбового соединения корпуса турбины с крышкой (в)

оси; $V = dY/dt$ – скорость смещения детали вдоль ее оси; $F_{ст}$ – статическое усилие на деталь (задается) F_a – переменная полигармоническая сила на деталь вдоль ее оси; Z – число рабочих витков в контакте резьбового соединения; $F_k = CO_i YZ$ – суммарное контактное усилие во всех рабочих витках; $F_{ak} = F_k \cos(\alpha/2)$ – осевая составляющая контактных усилий на все витки; $F_{af} = F_k f$ – суммарная сила трения во всех рабочих витках резьбового соединения; f – коэффициент сухого трения в контактах витков; λ – коэффициент вязкого трения в упругой системе; $S = Y \sin(\alpha/2)$; собственная круговая частота упругой системы $-p = (6 CO_i/M)^{0.5}$. Мгновенное значение суммарной мощности трения в контактах всех витков резьбового соединения – $M_f = F_{af} \cdot V \cdot \sin(\alpha/2)$; мгновенное значение суммарной работы сил трения в контактах всех витков резьбового соединения – $R_f = F_{af} Y \sin(\alpha/2)$, а за один оборот вибратора $R_o = F_{af} Y \sin(\alpha/2) (2\pi/\omega)$, где ω – угловая частота вращения вибратора.

На рис. 2 приведены результаты расчетов одного варианта такой модели без упругой шайбы и

с упругой шайбой при следующих исходных данных: $G = 50$ кг; $F_{ст} = 20000$ Н; $F_a = 5000$ Н; $\lambda = 1,5$ Н·с/м; $\alpha = 60^\circ$. Собственная частота такой системы $n=278114$ об/мин (4635 Гц); частота вращения вибратора равна собственной частоте упругой системы $n=278113$ об/мин (это резонансная частота). На рис. 2 а для одномассовой системы без шайбы приведены значения суммарных осевых составляющих контактных усилий в витках резьбы при коэффициенте трения $f = 0,01$ и при мгновенном прекращении действия переменной нагрузки, а на рис. 2 б при коэффициенте трения $f = 0,1$ и постепенном (медленном) сбросе переменной нагрузки. Обозначения на рис. 2 а: 1 – первый интервал вывода результатов на печать, когда одновременно с сухим трением действует также вязкое трение с коэффициентом вязкости $\lambda = 1,5$ Н·с/м и постепенно увеличивается нагрузка; 2 – второй интервал вывода на печать, в конце которого, при угле поворота вибратора $(2\pi \cdot 480,25)$ рад, начинается изменение характера (мгновенный или постепенный) действия переменной составляющей нагрузки, далее упругая система колеблется с собственными частотами при наличии только сухого трения между витками резьбы; 3 – участок затухания

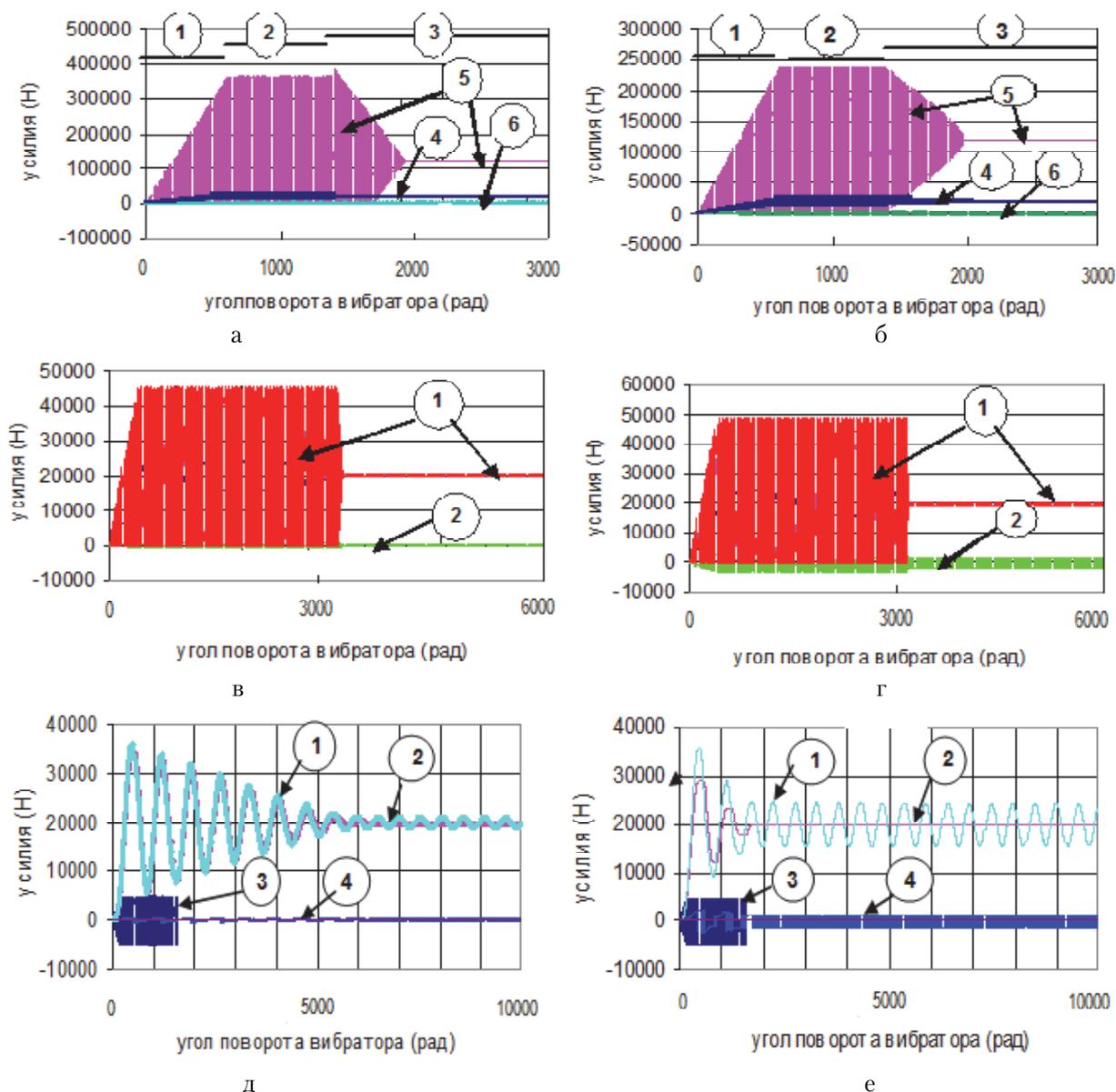


Рис. 2. Усилия в элементах одномассовой упругой модели по рис. 1 а:

без упругой шайбы (а, б); с упругой шайбой (в, г, д, е); при частоте вращения вибратора $n = 280000$ об/мин (а, б), $n = 207500$ об/мин (в, г), $n = 22180000$ об/мин (д, е), при мгновенном сбросе переменной нагрузки (а, в, г) и постепенном (медленном) сбросе переменной нагрузки (б, д, е); при коэффициенте трения $f = 0,01$ (а), $f = 0,1$ (б, в, д), $f = 0,4$ (г, е)

колебаний упругой системы с собственной частотой за счет только сил трения в витках резьбы; 4 – суммарная (статическая и переменная) осевая сила, действующая на массу от вибратора; 5 – суммарная осевая сила в витках резьбы, действующая на массу, она находится не в фазе с усилиями, действующими на массу от вибратора; 6 – суммарная сила трения в витках резьбы.

Видно, что в условиях резонанса усилия в контактах витков очень большие и происходит их “отрыв” в контактах. Даже при очень малом значении коэффициента трения $f = 0.01$ в такой жесткой упругой системе (податливы только витки) при мгновенном сбросе переменной нагрузки происходит быстрое линейное (не нарушается закон Кулона) затухание вибраций системы, которая после сброса нагрузки колеб-

лется с собственной частотой (в данном случае собственная и вынужденная частоты совпадают). Заметно, так же, что после мгновенного сброса нагрузки уровень усилий в контактах при свободных колебаниях витков несколько повышается (всплеск вибраций). При постепенном (медленном) же сбросе нагрузки, даже при значении коэффициента трения $f = 0.1$, сначала пропорционально уменьшению переменной нагрузки также плавно уменьшаются вибрации детали, а при достижении некоторого значения возбуждающего усилия почти мгновенно перестает вибрировать. Вибрации упругой системы заканчиваются раньше, чем действие переменной нагрузки на нее, при этом, как бы, нарушается закон пропорциональности – закон Кулона, так как силы трения в контактах витков не позволяют

смещаться им при наступившем уровне действующих переменных усилий. Средние значения мощностей трения: при коэффициенте трения $f = 0,01 - 5,2$ Вт; при коэффициенте трения $f = 0,1 - 15,5$ Вт. Средние значения работы сил трения за период одного оборота вибратора: при коэффициенте трения $f = 0,01 - 0,37$ мДж; при коэффициенте трения $f = 0,1 - 0,00157$ Дж. Мощности и работа сил трения в обоих вариантах соответствуют значениям коэффициентов трения. Максимальные относительные смещения профилей резьбы стержня и гайки: при коэффициенте трения $f = 0,01 - (+0,52, -0,28)$ мкм а в “застывшем” состоянии $- 0,174$ мкм; при коэффициенте трения $f = 0,1$ соответственно $-(+0,63, -0,0)$ мкм, то есть при большем значении коэффициента трения амплитуда смещений несколько меньше, но зато в обоих случаях в такой жесткой системе никаких остаточных вибраций практически нет.

Также нужно отметить, что в обоих случаях в упругой системе после “застывания” в контактах витков сохраняются очень большие контактные усилия, а максимальные вынужденные вибрации тем больше, чем меньше коэффициент трения в контактах витков. То есть, в жесткой системе трение очень сильно демпфирует вибрации, и чем больше коэффициент трения, тем сильнее демпфирование.

На рис. 2 в-е приведены значения суммарных осевых составляющих контактных усилий и сил трения в контактах витков резьбы такой же упругой модели, как и в предыдущем случае, но дополнительно с упругой шайбой под гайкой. Упругая система стала, как бы, более податливой (алгоритм этой уже двух массовой упругой системы не приводим). Жесткость стальной шайбы $C=40000$ МН/м, вес гайки $- 17,7$ г. Остальные параметры такие же, как и в предыдущем случае. Собственные частоты такой двух массовой системы в оборотах вибратора: $n_1=207500$ об/мин (3458 Гц), и $n_2=22180000$ об/мин (370 кГц), первая собственная форма – обе массы смещаются в одну сторону, а вторая – в разные. На рис. 2 в, г приведены значения осевых контактных усилий при возбуждении вибратором груза с частотой первой формы собственных колебаний $n_1 = 207500$ об/мин (3458 Гц) соответственно при коэффициентах трения $f = 0,1$ и $f = 0,4$. Обозначения на рисунке: 1 – контактные усилия; 2 – силы трения в контактах витков. Видно, что при таких значениях коэффициентов трения вынужденные колебания гасятся силами трения в контактах витков почти мгновенно. Но в отличие от предыдущего случая увеличение коэффициента трения ведет уже, наоборот, к увеличению амплитуд вынужденных колебаний и, кроме того, остаются небольшие остаточные не затухающие колебания (на рисунках это почти не заметно). На рис. 2 д, е приведены значения усилий при возбуждении вибратором

груза с частотой второй формы собственных колебаний $n_2 = 22180000$ об/мин (370 кГц) соответственно при коэффициентах трения $f = 0,1$ и $f = 0,4$. Обозначения на рисунке: 1 – контактные усилия в шайбе; 2 – контактные усилия в витках; 3 – внешние переменные усилия возбуждения груза; 4 – силы трения в контактах витков. В данном случае система колеблется, в основном, не с частотой возбуждения по второй собственной форме, а с частотой первой собственной формы, или близкой к ней. При этом, чем больше коэффициент трения, тем интенсивнее идет демпфирование колебаний. Но в обоих случаях возникают остаточные незатухающие вибрации и тем интенсивнее, чем больше коэффициент трения в контактах витков.

Таким образом, при введении дополнительно упругого элемента в систему при наличии трения в контактах витков в упругой системе возникают незатухающие остаточные колебания. Это происходит потому, что при определенном уровне усилий в контактах витков они перестают смещаться относительно друг друга (как бы “застывают”) и демпфирование вибраций в системе прекращается, а система продолжает вибрировать с собственной частотой по новой собственной форме без относительного смещения витков друг к другу. В данном варианте упругой модели с добавлением только одного упругого элемента в отличие от предыдущего варианта силы трения, как бы, помогают “раскачивать” упругую систему. Алгоритмы математических моделей для упругих многомассовых моделей с упругосвязанными между собой витками, представленных на рис.1, б, в, г в данной работе не приводятся. Упругие системы нагружены статическими и переменными усилиями, изменяющимися по полигармоническому закону и возбуждающими либо крышку, либо корпус. Первый виток стержня болта в схеме рис. 1г не находится в контакте с витками гайки, в контакте находятся только пять витков резьбы. При исследовании эффективности демпфирования упругих систем за счет трения в витках резьбы большинство расчетов динамики изделий производилось при резонансных частотах. Для этого производилась линеаризация дифференциальных уравнений движения элементов упругих систем и по существующим в теории колебаний методам определялись собственные частота исследуемых упругих моделей.

Ниже приведены некоторые результаты расчетов собственных частот упругих систем по рис. 1б, г. Параметры элементов упругих систем такие же, как и в приведенных выше вариантах. Дополнительные параметры следующие: жесткости подвески груза и крышки котла $- C1 = C13 = 40$ МН/м; жесткость стержня предварительно затянутого болта $- C1 = 314$ МН/м; жесткости стальных прокладок $C7 = 16336$ МН/м. Видно, что вари-

анты рассматриваемых моделей резко отличаются только первыми двумя собственными частотами, при которых в основном принимает участие присоединенные массы упругих систем, а элементы резьбовых пар участвуют как единое целое. Все собственные частоты выше второй собственной формы во всех рассмотренных вариантах упругих моделей не очень сильно отличаются друг от друга, а последние, высокие частоты, почти одинаковые. Чем на большее число участков разбит стержень, при одной и той же длине, тем большее число и несколько выше значения собственных частот стержня. Но значения их не очень сильно отличаются друг от друга. При этом очень важно отметить, что собственные частоты при одной и той же длине стержня, но при разных диаметрах, при разбиении его на одинаковое число дискретных участков абсолютно одинаковые.

Все эти данные показывают, что результаты исследований динамики упругих моделей с резьбовыми соединениями, приведенные в данной работе, могут служить прототипом для большинства других упругих моделей в проектировочных исследованиях и расчетах динамики изделий с резьбовыми соединениями. По разработанным алгоритмам на рис. 3 а, б показаны результаты расчета динамики резьбового соединения М10 в упругой модели по рис. 1 б, с шестью витками, с подвешенным на канате грузом весом 50 кг, при частоте вращения вибратора, помещенным на

грузе $n = 8435$ об/мин.

Статическая нагрузка - 20000 Н, переменная - 5000 Н. Обозначения на графиках: 1 – первый интервал вывода результатов на печать, когда действует вязкое трение с коэффициентом вязкости $\lambda = 1,5$ Н·с/м и одновременно сухое трение между витками; 2 – второй интервал вывода на печать, в конце которого при угле поворота вибратора 26000 рад мгновенно прекращается действие переменной нагрузки. Далее упругая система колеблется с собственными частотами при наличии только сухого трения между витками резьбы; 3 – упругая система сразу же после сброса нагрузки находится в режиме только свободных колебаний и сухого трения в витках; 4 – третий этап вывода на печать после длительной работы в режиме собственных колебаний при наличии только сухого трения между витками, начиная с угла поворота вибратора 220000 рад и кончая углом 224000 рад; 5 – усилия в канате подвески груза (до первого витка); 6 – усилия между первым и вторым витками; 7 – усилия между вторым и третьим витками резьбы и т.д. Коэффициенты трения в витках резьбы на рис. 3 а – $f = 0,1$, на рис.3 б – $f = 0,4$.

Во-первых, видно, что упругая система находится в резонансе, усилия в контактах витков очень большие и происходит их “отрыв” в контактах при каждом колебании. Во-вторых, несмотря на большой промежуток времени после

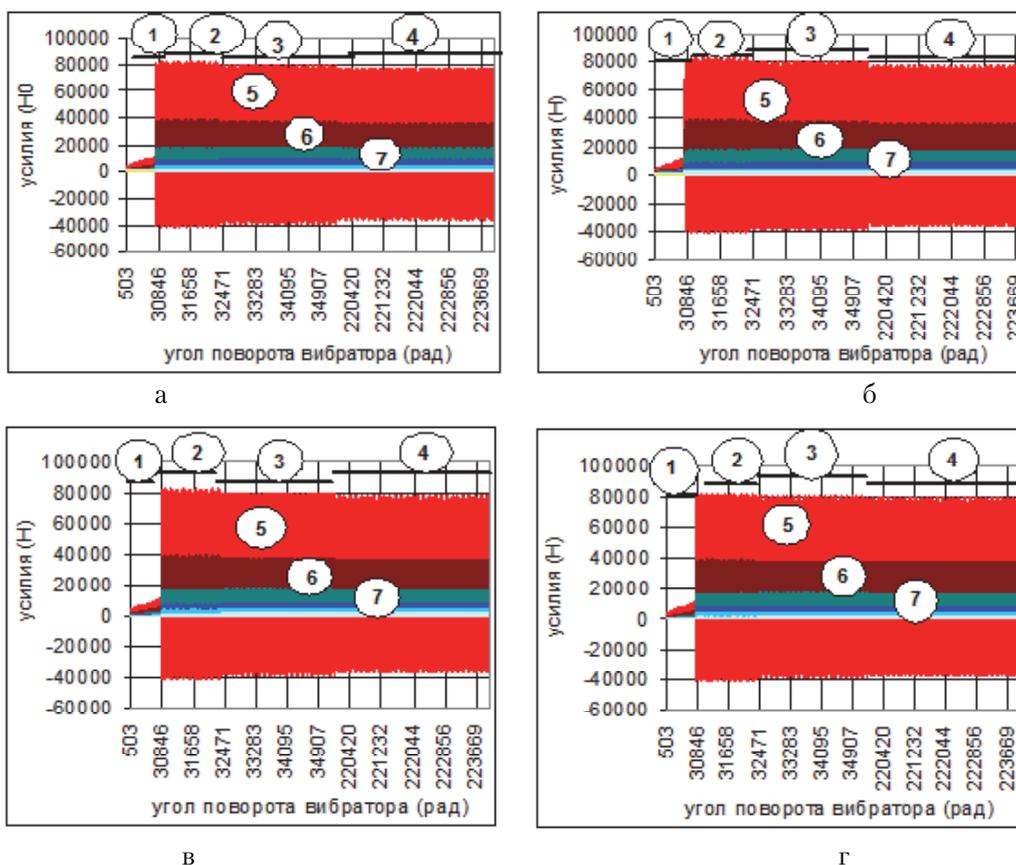


Рис. 3. Усилия в элементах тринадцатимассовых упругих моделей по рис. 1 б, г при мгновенном сбросе нагрузки при $n = 8435$ об/мин (по рис. 1,б) (а, б), $n = 8451$ (по рис. 1,г) (в, г), при коэффициенте трения $f = 0,1$ (а, в), $f = 0,4$ (б, г)

сброса нагрузки, демпфирование очень мало независимо от значения коэффициента трения. В-третьих, чем меньше коэффициент трения, тем интенсивнее демпфирование вибраций в упругой системе, хотя на графиках это плохо заметно на вид. То есть, силы трения в контактах витков, как бы, помогают раскачивать систему. На самом же деле при большом коэффициенте трения после мгновенном сбросе нагрузки и последующем затухании колебаний “схватывание” витков резьбовой пары силами трения происходит при большем уровне вибраций, поэтому и остаточные вибрации больше по интенсивности. Так как в упругой системе много податливых элементов, то все это очень слабо сказывается на демпфировании всей упругой системы силами трения в витках резьбы. Средние значения мощностей трения: при коэффициенте трения $f = 0.1$ – 260 Вт; при коэффициенте трения $f = 0.4$ – 2277 Вт. Средние значения работы сил трения за период одного оборота вибратора: при коэффициенте трения $f = 0.1$ – 0,93 Дж; при коэффициенте трения $f = 0.4$ – 16.2 Дж. Мощности и работа сил трения соответствуют значениям коэффициентов трения, а интенсивности демпфирования, наоборот, не соответствуют.

На рис. 3 в, г приведены результаты расчета динамики резьбового соединения М10 в упругой модели по рис. 1 г, с пятью витками в контакте и первым витком не в контакте, с упругой крышкой весом 50 кг, на которую действуют усилия от вибратора. В этой упругой системе больше упругих элементов, чем в системе по рис. 1 б. Частота вращения вибратора – $n = 8450$ об /мин (это первая собственная частота упругой системы). Статическая нагрузка на крышку – 20 кН, переменная нагрузка 5 кН. Видно, что упругая система находится в резонансе, усилия в контактах витков очень большие и все витки резьбы выходят из контакта, и происходит их “отрыв” в контактах при каждом колебании. Реакция упругой системы на мгновенный сброс нагрузки практически такой же, как и в системе с канатом. Так же как и в предыдущем случае, чем больше коэффициент трения в контактах витков, тем слабее демпфирование вибраций в упругой системе, хотя на графиках это плохо заметно на вид. То есть, силы трения в контактах витков, как бы, помогают раскачивать систему. На самом же деле после мгновенном сбросе нагрузки и последующем затухании колебаний “схватывание” витков резьбовой пары силами трения происходит при большем уровне вибраций, поэтому и остаточные вибрации больше по интенсивности.

Средние значения мощностей трения: при коэффициенте трения $f = 0,1$ – 230 Вт; при коэффициенте трения $f = 0,4$ – 3780 Вт. Средние значения работы сил трения за один оборот вибратора: при коэффициенте трения $f = 0,1$ – 1,63 Дж; при коэффициенте трения $f = 0,4$ – 26,8 Дж.

Мощности и работа сил трения соответствуют значениям коэффициентов трения, а интенсивность демпфирования, наоборот, не соответствует (странно!). Мощности трения и работа сил трения в упругой системе с крышкой несколько больше чем в упругой системе с канатом за счет больших скоростей элементов в более податливой системе.

Величина и характер остаточных вибраций в изделиях после сброса нагрузки зависит не только от коэффициентов трения в витках резьбы, но так же от частоты возбуждения вибратором и от собственных частот упругой системы, а также от фазы колебаний вибратора. Это видно на графиках рис. 4 а, б в случае возбуждения изделия с крышкой по рис. 1,г через корпус с частотой вибратора $n = 5000$ об/мин (83 Гц).

Корпус вибрирует под прокладкой гайки с амплитудой 0.351 мкм, что равносильно усилию в 5000 Н. На рис. 4 а угол сброса нагрузки - $\varphi = (2\pi * 487,0)$ рад, а на рис. 4 б – $\varphi = (2\pi * 487,2)$ рад. Коэффициент трения в витках в обоих случаях $f = 0,1$. Во-первых, видно, что после мгновенного сброса нагрузки система мгновенно начинает колебаться с собственными частотами, которые близки к частоте возбуждения вибратором. Во-вторых, амплитуды вибраций после сброса нагрузки могут быть либо больше вынужденных для всех элементов упругой системы, либо для одних больше, а для других меньше. В-третьих, во втором случае кроме вибраций по ближайшей собственной частоте возникают вибрации и с частотами более высокого порядка, которые накладываются на основные и увеличивают суммарные амплитуды. Распределение усилий по виткам резьбы очень сильно зависит также от точности изготовления шагов и соотношения жесткостей стержня болта или шпильки и тела гайки. Но такого рода исследования в данной работе не приводятся.

ВЫВОДЫ

1. Демпфирование вибраций зависит от коэффициента трения, от упругих свойств изделия, от места приложения внешней переменной нагрузки, от характера нагружения и разгрузки его упругой системы. Чем больше коэффициент трения, тем в большинстве случаев, демпфирование возрастает. Но иногда силы трения способствуют увеличению вибраций особенно при мгновенном сбросе нагрузки.

2. До сброса нагрузки упругая система колеблется с вынужденными частотами, после же сброса нагрузки упругая система колеблется с собственными частотами. Причем, если вынужденная частота была меньше чем собственная, то амплитуда собственных колебаний упругой системы после сброса нагрузки будет меньше вынужденной и интенсивность демпфирования в дальнейшем будет меньше. Если же вынужденная ча-

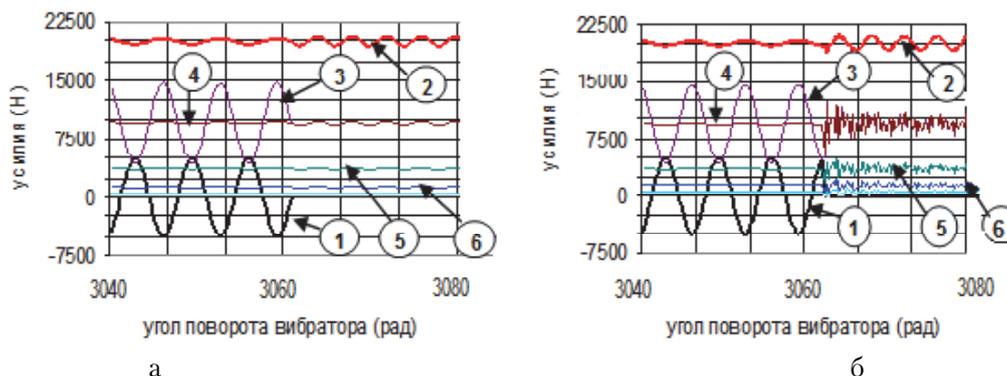


Рис. 4. Усилия в витках изделия с крышкой по рис. 1 г при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n = 5000$ об/мин: при угле сброса нагрузки $\varphi = (2\pi * 487,0)$ рад (а), $\varphi = (2\pi * 487,2)$ рад (б).

Усилия: 1 – возбуждения корпуса; 2 – в крышке; 3 – в стержне болта; 4 – между вторым и третьим витками; 5 – между третьим и четвертым витками; 6 между четвертым и пятым витками и т.д. (коэффициент трения $f = 0,1$)

стота была больше собственной, то после сброса нагрузки амплитуда колебаний упругой системы будет больше вынужденной и интенсивность демпфирования в дальнейшем будет больше.

3. Поведение упругой системы после сброса нагрузки зависит от того, какова была фаза переменной нагрузки при сбросе. Так при фазе составляющей 0.25 периода колебаний вибрации после сброса нагрузки могут быть максимальными, так как в момент сброса элементы упругой системы имели максимальные значения скорости, и они служили начальными данными для дальнейших свободных колебаний системы.

4. При медленном сбросе нагрузки вибрации упругой системы переходят на собственные частоты раньше, чем сброс нагрузки закончится. Возникает как бы остаточная вибрация, которая происходит с собственными частотами, и которые уже медленно или совсем не затухают.

5. При больших коэффициентах трения, большой статической нагрузке или предвзвешенной затяжке, а также небольшой внешней переменной нагрузке демпфирование в резьбе может совсем не быть, так как между витками не будет происходить проскальзывание. В этом случае при отсутствии вязкого или других видов демпфирования упругая система после любого

характера сброса нагрузки может колебаться с собственными частотами бесконечно долго.

6. Чем больше податливых упругих элементов в системе, тем меньше демпфирование ее за счет сил трения между витками резьбы при вибрациях. Чем больше упругих элементов в упругой системе, тем труднее возбуждается в ней вибрации от элементов резьбового соединения через вибрации от корпуса.

7. При высокочастотном возбуждении элементов упругой системы не в районе элементов резьбы, деформации их ничтожно малы и демпфирование в системе мало. Если же высокочастотное возбуждение происходит в районе упругих элементов резьбы, то они легко возбуждаются, и возможны высокочастотные резонансы по высоким собственным формам с большим проскальзыванием между витками и интенсивным демпфированием высоких и низких форм всей упругой системы.

8. Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями зависит от места приложения возбуждения. Если это место является пучностью собственной формы или близко к ней, то интенсивность вынужденных колебаний будет высокая. Если же это место является узлом собственной формы или близко к нему, то вибраций изделия может совсем не быть.

VIBRATION DAMPING IN STRUKTURES BY FRICTION FORCE IN THREAD JOINTS

© 2012 M.I. Kurushin, A.M. Kurushin, I.S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolev
(National Research University)

In work modeling of carving connection, as flexible and damping systems is executed. By means of the given model it has been established, in what cases probably damping forces of a friction in carving connections.

Keywords: friction forces in thread, vibration damping.

Michail Kurushin, Candidate of Technics, Associate Professor.
Alexandr Kurushin, engineer.
Ildar Barmanov, Candidate of Technics, Assistant Lecturer.
E-mail: isbarmanov@mail.ru