

Методика расчета распределения нагрузки между витками резьбового соединения Сабанчиев Х. Х.¹, Гапова М. А.²

¹Сабанчиев Хусейн Хажисмелович / Sabanchiyev Khusein Khajismeloth – доктор технических наук, профессор;

²Гапова Марина Анатольевна / Gapova Marina Anatoleth – учебный мастер,
кафедра машиноведения,

Кабардино–Балкарский государственный университет, г. Нальчик

Аннотация: разработан метод расчета распределения нагрузки между витками винта и гайки, позволяющий выявить характер влияния различных факторов на резьбовое соединение для случая, когда разность шагов винта и гайки постоянны.

Ключевые слова: резьба, гайка, винт, стержень, шаг резьбы, соединение, распределение нагрузки, зазор.

Критериями работоспособности и расчета для резьбовых соединений является прочность, связанная с фактическим распределением нагрузки между витками, существенно зависящие от технологических и конструктивных отклонений размеров, и их упругие деформации. Примером оптимизации конструкции резьбовой пары по условию равнопрочности резьбы и стержня винта является определение распределения нагрузки по виткам резьбы. Однако существующие методы [1, с. 514], [2, с. 13] не позволяют найти действительное число нагруженных витков в резьбовом соединении. Поэтому для поиска путей направленного влияния с помощью различных конструктивных мер на выравнивание распределения нагрузки между витками с целью повышения долговечности соединения необходимо разработать общую методику расчета нагрузки между витками для любого варианта расположения случайных отклонений от номинального шага гайки и стержня соединения.

Ниже приводится методика решения задачи о распределении нагрузки между витками стержня и гайки.

На рис. 1а, б для составления уравнений совместности деформаций резьбового соединения представлены в развернутом виде схема ненагруженного соединения с выбранным зазором между одной парой витков винта и гайки и схема перемещений витков винта и гайки, и схема перемещений витков, происходящих при нагружении соединения. За начало отсчета всех упругих перемещений витков и элементов стержня винта при нагружении соединения примем пару витков, в которой, в первую очередь, выбирается зазор при ненапрянутом стержне. Эту пару витков, которая может располагаться в любом месте длины соединения (что зависит от комбинации отклонений шагов), будем называть базовой, и все уравнения совместности деформаций составляем, отсчитывая перемещения по отношению к этой паре.

Если соединение нагрузить таким образом, чтобы базовый (контактирующий при ненагруженном винте в данном его положении в соединении) виток винта переместится относительно его стержня на величину

δ_k , то уравнения совместности деформации соответственно витка a и базового витка k , и витка a и $a+1$, и также базового витка k , если витки a и $a+1$ расположены от базового винта ближе к опорному торцу гайки (рис. 1 а, б), имеют вид:

$$\delta_a = \delta_k - S_a + \sum_a^{k-1} f_i; \quad (1)$$

$$\delta_{a+1} = \delta_k - S_{a+1} + \sum_{a+1}^{k-1} f_i, \quad (2)$$

где $\sum_a^{k-1} f_i$ и $\sum_{a+1}^{k-1} f_i$ - удлинения стержня винта, определяемые как суммы перемещений его шагов на участках, соответственно, от a или $a+1$ до витка k ;

S_a и S_{a+1} - зазоры в парах витков a и $a+1$ винта и гайки при не натянутом стержне винта, обусловленные погрешностями изготовления и монтажа соединения; δ_a и δ_{a+1} - упругие перемещения витков винта a и $a+1$ относительно стержня винта.

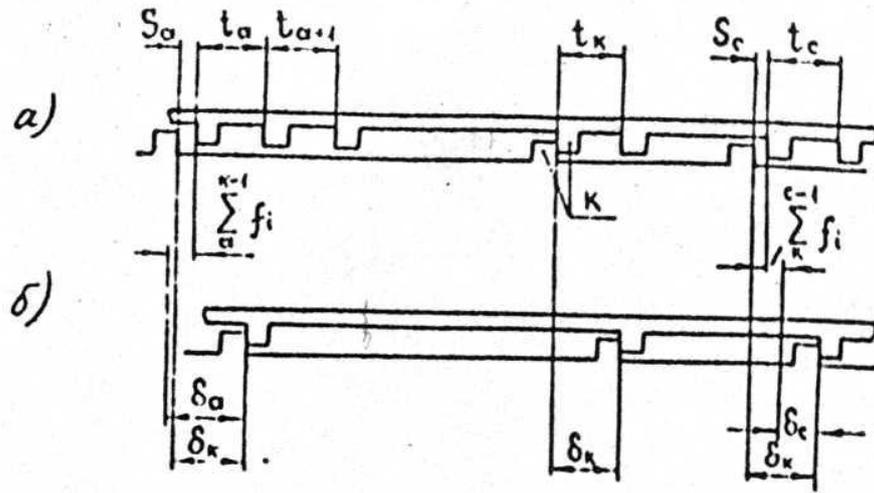


Рис 1. Схема перемещений витков в резьбовом соединении относительно базовой пары:
 а - схема ненагруженного соединения с выбранным зазором между одной парой витков винта и гайки;
 б - схема перемещений витков винта и гайки при нагружении соединения

Исключая δ_k из (1) и (2), получаем уравнение совместности деформаций для соседних витков резьбового соединения

$$\delta_a - \delta_{a+1} = f_a - (S_a - S_{a+1}) \quad (3)$$

где $f_a = \sum_a^{k-1} f_i - \sum_{a+1}^{k-1} f_i$ - растяжение i -го шага стержня винта, обусловленное действующей на этом шаге силой натяжения.

Следует отметить, что «базовый» виток, определяемый комбинацией случайных погрешностей шагов винта и гайки, периодически сменяется, и в общем случае может быть расположен в любой точке резьбового соединения.

Для составления уравнения совместности деформации на не соседних витках a и $a+\varepsilon$, расположенных от базового витка стержня ближе к входу в контакт, записав по аналогии с (2) для витков $a+\varepsilon$ и k равенство

$$\delta_{a+\varepsilon} = \delta_k - S_{a+\varepsilon} + \sum_{a+\varepsilon}^{k-1} f_i$$

с учетом (1), получаем

$$\delta_a - \delta_{a+\varepsilon} = \sum_a^{a+(\varepsilon-1)} f_i - (S_a - S_{a+\varepsilon}), \quad (4)$$

где $\sum_a^{a+(\varepsilon-1)} f_i = \sum_a^{k-1} f_i - \sum_{a+\varepsilon}^{k-1} f_i$.

В частном случае, когда при данном осевом усилии витки гайки, расположенные между витками a и $a+\varepsilon$, не участвуют в зацеплении, т. е. $\delta_{a+1} = \delta_{a+2} = \dots = \delta_{a+(\varepsilon-1)} = 0$, то натяжение всего стержня винта между рассматриваемыми витками одинаково, т. е. $P_a = P_{a+1} = P_{a+2} = \dots = P_{a+(\varepsilon-1)}$,

поскольку на промежуточные витки участка винта силы не действуют. Тогда в уравнении (4) сумма удлинений шагов

$$\sum_a^{a+(\varepsilon-1)} f_i = b \cdot f_a. \quad (5)$$

Аналогично для витков c и $c+d$ винта, расположенных дальше, чем базовая пара от входа в контакт с гайкой, получаем уравнение совместности деформаций (рис. 1 а, б)

$$\delta_c - \delta_{c+d} = \sum_c^{c+(d-1)} f_i - (S_c - S_{c+d}), \quad (6)$$

где $\sum_c^{c+(d-1)} f_i = d \cdot f_c$ - сумма удлинений шагов определяется по аналогии с формулой (5).

Предварительный расчет числа работающих пар витков выполняем в предположении недеформируемости стержня. При определении числа работающих витков и их расположения на длине соединения с гайкой при заданном осевом усилии необходимо исходить из картины распределения зазоров между витками в различных парах при ненапрянутом стержне и выбранном зазоре в базовой паре. При недеформированном стержне перемещения относительно стержня ' каждого участвующего в порядке нагрузки витка резьбы стержня отличаются от перемещения его базового I витка бК на величину зазора, имеющего место между этим витком и витком гайки при ненапрянутом стержне и выбранном зазоре и базовой паре. Обозначим эти зазоры индексами из римских цифр: $S_I, S_{II}, S_{III}, \dots$ и т. д. с возрастанием цифры индекса по мере возрастания зазора. При этом необходимо иметь в виду, что нумерация зазоров в общем случае никак не связана с последовательной нумерацией расположения витков от начала соединения с гайкой.

Тогда уравнение для предварительного выбора числа нагруженных витков стержня можно записать в виде:

$$\delta_k + (\delta_k - S_I) + (\delta_k - S_{II}) + (\delta_k - S_{III}) + \dots + (\delta_k - S_{n-1}) = F \cdot \lambda_\varepsilon \quad (7)$$

Или, группируя слагаемые

$$n_{\delta_k} - \sum_1^{n-1} S_i = F \lambda_{\varepsilon}, \quad (8)$$

где δ_k - перемещение базового витка;
 n - число нагруженных витков стержня, включая базовый;
 λ_{ε} - коэффициент податливости витка стержня.

Используя закон изменения зазоров S_I на длине гайки с выбранным зазором в базовой паре и ненатянутом стержне для некоторого относительного положения стержня и гайки, можно подобрать значения n и δ_k , удовлетворяющие формуле (8), при заданных значениях S_I , F и λ_{ε} . При подобных расчетах необходимо, чтобы полученное значение δ_k , для n нагруженных витков, включая базовый, было меньше, чем S_n в парах витков, предполагаемых ненагруженными, т. е. $\delta_k < S_n$.

Если выбранное значение δ_k не удовлетворяет этому условию, то расчет следует повторять при n большем на единицу базовый виток. Тогда, используя уравнения совместности деформации (4) и (6) и ввиду ненагруженности промежуточных витков равенства (5), получаем уравнения

$$\begin{aligned} (P_a - P_{a+\varepsilon})\lambda_c &= [(a + \varepsilon) - a](F - P_a)\lambda_c - (S_a - S_{a+\varepsilon}), \\ (P_a - P_{\kappa})\lambda_{\varepsilon} &= [\kappa - (a + \varepsilon) - a](F - P_a - P_{a+\varepsilon})\lambda_c - S_{a\varepsilon}; \quad (9) \\ (P_{\kappa} - P_c)\lambda_{\varepsilon} &= (c - \kappa)(F - P_a - P_{a+\varepsilon} + P_{\kappa})\lambda_c - S_c; \\ (P_c - P_{c+d})\lambda_{\varepsilon} &= [(c + d) - c](F - P_a + P_{a+\varepsilon} + P_{\kappa} + P_c)\lambda_c - (S_c - S_{c+d}). \end{aligned}$$

где $P_a, P_{a+\varepsilon}, P_{\kappa}, \dots$ - силы, действующие на соответствующие витки;

λ_c - коэффициент податливости стержня на длине одного шага витков;

Пятым уравнением системы (6), содержащим пять неизвестных, является уравнение равновесия гайки

$$P_a + P_{a+\varepsilon} + P_{\kappa} + P_c + P_{c+d} = P. \quad (10)$$

Из решения систем (9) и (10) находим нагрузки, действующие в указанных контактирующих парах витков стержня и гайки.

Для частного случая, при линейном законе изменения зазоров между витками стержня и гайки с удалением от базового витка, когда $S_I = \Delta t$; $S_{II} = 2\Delta t$; $S_{III} = 3\Delta t \dots$ и т. д., уравнение (8) для предварительного выбора числа нагруженных витков стержня без учета податливости стержня приводится к виду

$$n \cdot \delta_k - \frac{(n-1)n}{2} \Delta t = F \cdot \lambda_{\varepsilon}. \quad (11)$$

Причем подобранные по этому уравнению значения n и δ_k должны удовлетворять неравенству

$$\delta_k < n\Delta t, \quad (12)$$

требуемому сохранению зазора в следующей паре витков в порядке удаления от базовой пары. При невыполнении условия (12) значение n следует взять большим на единицу, повторным использованием уравнения (11), последующей проверкой выполнения условия (12).

После предварительного определения числа n работающих при данном осевом усилии витков по формуле (11), система из $n-1$ уравнений составляется с использованием уравнения (9). Например, если $t_c > t_{\varepsilon}$, то эти уравнения и условия равновесия для данного соединения, на котором в этом случае базовая пара располагается со стороны опорного торца гайки, имеют вид

$$\begin{aligned} (P_1 - P_2)\lambda_{\varepsilon} &= (F - P_1)\lambda_c - (S_1 - S_2), \\ (P_2 - P_3)\lambda_{\varepsilon} &= (F - P_1 - P_2)\lambda_c - (S_2 - S_3), \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} (P_{n-1} - P_n)\lambda_{\varepsilon} &= (F - \sum_1^{n-1} P_i)\lambda_c - (S_{n-1} - S_n), \\ \sum_1^n P_i &= P. \end{aligned}$$

Полученное решение является окончательным, если с учетом податливости стержня не выбран зазор в соседней с последней из нагруженных парой витков, т. е. в паре $n+1$.

При $t_{\varepsilon} > t_c$, когда базовая пара, расположенная в конце резьбового соединения, система уравнений (9) имеет вид

$$\begin{aligned} (P_1 - P_2)\lambda_{\varepsilon} &= (F + P_1)\lambda_c - (S_1 - S_2); \\ (P_2 - P_3)\lambda_{\varepsilon} &= -(F + P_1 + P_2)\lambda_c - (S_2 - S_3); \\ (P_{n-1} - P_n)\lambda_{\varepsilon} &= -(F - \sum_1^{n-1} P_i)\lambda_c - (S_{n-1} - S_n); \end{aligned} \quad (14)$$

$$\sum_1^n P_i = P.$$

В качестве примера приводим расчеты, выполненные по уравнениям (11), (12), (13) и (14), когда число нагруженных пар витков $n = 5$. Изучено влияние разношаговости витков винта и гайки Δt и податливость стержня винта λ_c на распределение нагрузки между витками соединения.

Графики на рис. 26 показывают, что при $t_c > t_2$ повышение величины λ_c ведет к увеличению нагрузки базового и соседних с ним витков и уменьшению нагрузки у витков, расположенных с противоположного конца гайки. Таким образом, при $t_c > t_2$ увеличение λ_c всегда усиливает неравномерность распределения нагрузки. При $t_2 > t_c$ повышение λ_c при прочих равных условиях обуславливает обратный эффект – оно ведет к уменьшению нагрузки витков, расположенных на противоположном конце витка.

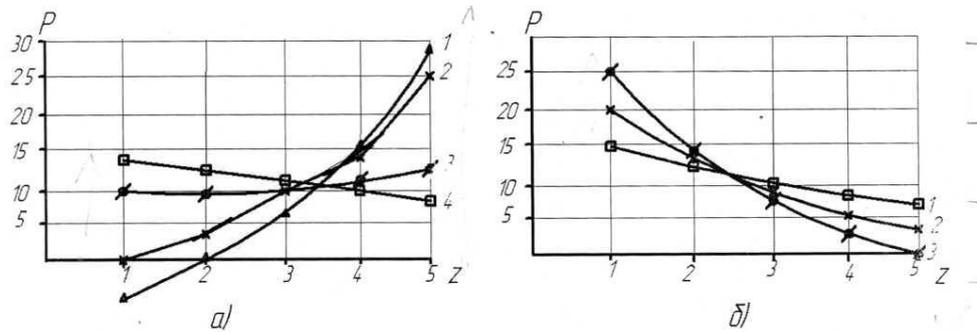


Рис. 2. Зависимость распределения нагрузки между витками от податливости стержня винта

λ_c с $\lambda_B = 0,01 \text{ мм}^2/\text{Н}$; $\Delta t = 0,05 \text{ мм}$; $t = 1,5 \text{ мм}$; $F = 30$; $P = 50 \text{ Н/мм}$: 1- $\lambda_c = 0,0005$; 2-0,001; 3-0,003; 4-0,005;
а - при $t_2 > t_c$; б - при $t_c > t_2$

Отсюда делаем вывод, что при $t_c > t_2$ повышение λ_c усиливает неравномерность, а при $t_2 > t_c$ повышение λ_c уменьшает неравномерность распределения нагрузки.

Варьирование в расчетах величины Δt в широких пределах показывает, что при реальных параметрах соединения и характеристиках винта, базовая пара витков является одной из нагруженных пар как при $t_c > t_2$, так и при $t_2 > t_c$.

Более того, построенные на рис. 3б графики показывают, что увеличение Δt при $t_2 > t_c$ снижает равномерность распределения нагрузки между витками при нагрузке P . При этом происходит увеличение нагрузки базового и расположенных рядом с ним витков и снижение нагрузки на витках, расположенных на концевой стороне гайки. Из кривых рис. 3а следует, что, как и следовало ожидать, с увеличением величины Δt при прочих равных условиях происходит усиление неравномерности нагрузки витков на длине резьбового соединения.

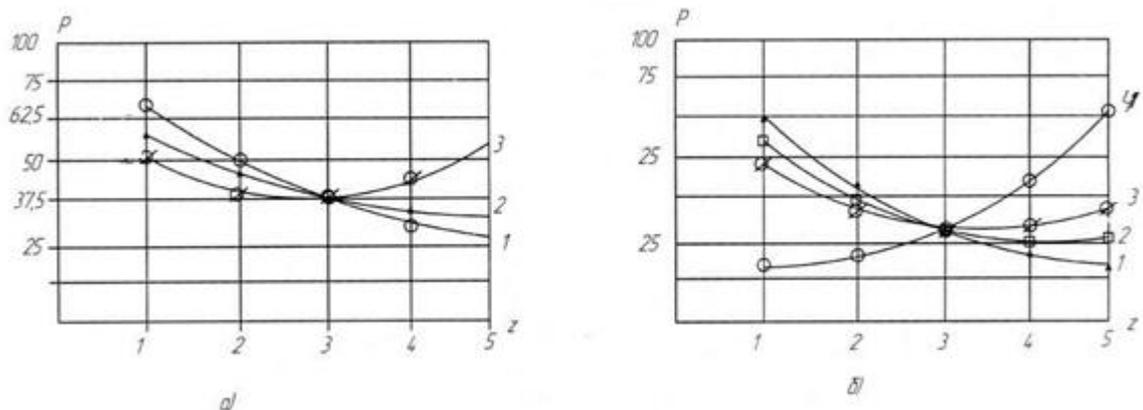


Рис. 3. Влияние разности шагов Δt на распределение нагрузки между витками с

$t = 1,5 \text{ мм}$; $P = 200 \text{ Н/мм}$; $\lambda_c = 0,001 \text{ мм}^2/\text{Н}$; $\lambda_B = 0,01 \text{ мм}^2/\text{Н}$; $F = 100$: 1- $\Delta t = 0,1 \text{ мм}$; 2 - $\Delta t = 0,05$; 3- $\Delta t=0,03$;
а - при $t_2 < t_c$; б - $t_2 > t_c$: 1 - $\Delta t = 0,1$; 2 - $\Delta t = 0,05$; 3 - $\Delta t = 0,03$; 4 - $\Delta t = 0,01$

Вывод

Выполненное исследование позволяет найти число пар сопрягаемых витков и их нагрузку в зависимости от расположения базовой пары в резьбовом соединении. Разработана общая методика расчета нагрузки между

витками для любого варианта расположения случайных отклонений от номинального шагов гайки и стержня, что позволяет решить задачу о выравнивании нагрузки между контактируемыми парами витков соединения.

Литература

1. *Иосилевич Г. Б., Лебедев П. А., Стреляев В. С.* Прикладная механика. М.: Машиностроение.
2. *Иванов М. Н.* Детали машин. М.: Высш. шк. 1991. 383 с.