

А. С. И в а н о в, М. М. Е р м о л а е в

НАГРУЖЕНИЕ СДВИГАЮЩЕЙ СИЛОЙ СОЕДИНЕНИЯ БОЛТАМИ, УСТАНОВЛЕННЫМИ С ЗАБОРОМ

Предложен расчет изменения по длине соединения растягивающей нагрузки и смещений в контактном слое. Учтено влияние касательной податливости контактного слоя соединяемых деталей на работу резьбового соединения. Появились возможности: прогнозировать возникновение фреттинг-коррозии при циклическом нагружении; рассчитывать работу сил трения в соединении; оценивать степень неравномерности распределения сдвигающей нагрузки по болтам; разрабатывать конструктивные мероприятия, повышающие надежность соединения.

E-mail: a-s-ivanov@yandex.ru

Ключевые слова: *резьбовое соединение, касательная податливость, смещение в контактном слое, локальное проскальзывание, фреттинг-коррозия, неравномерность распределения нагрузки по болтам, относительное рассеяние энергии.*

Рассмотрим нагруженное сдвигающей силой резьбовое соединение с длиной поверхности контакта L и шириной B , образованное (рис. 1) пластиной 1 (толщиной $2h_1$, шириной B_1) и двумя накладками 2 (толщиной h_2 и шириной B_2), стянутыми болтами 3, которые установлены с зазором. К соединению приложена сдвигающая сила F ; $2h_1$, B_1 и h_2 , B_2 — толщина и ширина соединяемых пластины и накладок; f — коэффициент трения в соединении.

В традиционном расчете такого соединения предполагается [1] следующее: стягиваемые детали абсолютно жесткие; несдвигаемость по двум поверхностям контакта стягиваемых деталей обеспечивается силами трения, которые создаются давлением $p = zF_{\text{зат}}/(LB)$ (z — число

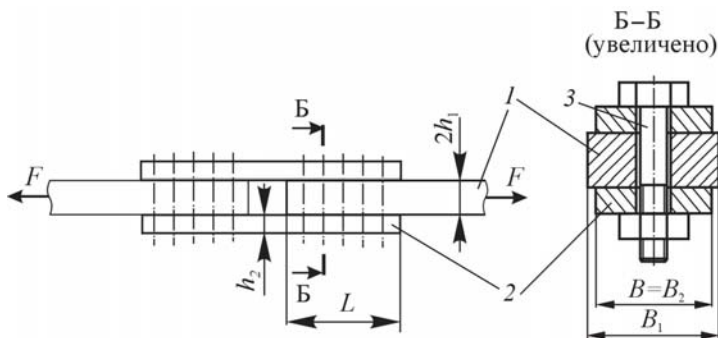


Рис. 1. Резьбовое соединение, образованное пластиной и двумя накладками

болтов; предполагается высокая изгибная жесткость пластины и накладок), обусловленным затяжкой болтов; болты нагружены осевой силой затяжки и моментом в резьбе, скручивающим стержень болта. Если сдвигающая нагрузка переменная, то на болты действует только статическая нагрузка и у них нет изгибных деформаций. Расчет такого соединения сводится к оценке необходимой силы затяжки болта $F_{\text{зат}}$ и определению его внутреннего диаметра резьбы d_3 :

$$F_{\text{зат}} = \frac{F k_1}{z i_{\text{ст}} f}; \quad (1)$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 F_{\text{зат}}}{\pi [\sigma]}}, \quad (2)$$

где k_1 — запас по несдвигаемости, который в большинстве случаев приближенно принимают равным 1,5; $i_{\text{ст}}$ — число поверхностей контакта стягиваемых деталей; 1,3 — коэффициент, учитывающий наличие в стержне болта касательных напряжений, возникающих в резьбе от момента, создаваемого при закручивании гайки; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение в болте, зависящее от его класса прочности.

В то же время Я.Г. Пановко [2], решая задачу близкого вида — продольное нагружение упругой полосы, прижатой давлением к жесткому основанию, — установил, что в соединении может иметь место локальное проскальзывание. При решении задачи принималось, что коэффициент трения в соединении может иметь только два значения: f — на участках локального проскальзывания; нуль — на участках, где проскальзывания нет. Таким образом, задача решалась в предположениях, что стягиваемые детали упругие, но контакт стягиваемых деталей абсолютно жесткий, т.е. отсутствует касательная податливость контактного слоя стягиваемых деталей. Аналогичный подход к решению подобных задач (определение участков проскальзывания в соединении с натягом, нагруженном крутящим моментом) содержится в работах В.И. Феодосьева [3] и В.Л. Бидермана [4].

Исследование, рассматриваемое в настоящей работе, направлено на совершенствование существующего расчета группового резьбового соединения, нагруженного сдвигающей силой. Совершенствование расчета достигается учетом как податливости стягиваемых деталей, так и касательной податливости контактного слоя. В результате получены следующие зависимости изменения по длине соединения: касательного напряжения τ в контакте стягиваемых деталей; смещения δ_τ в контакте стягиваемых деталей; растягивающей силы в пластине. Знание распределения касательного напряжения τ позволяет прогнозировать длину зоны локального проскальзывания. Меняя силу затяжки винтов, среднюю арифметическую высоту микронеровностей

контактирующих поверхностей, длину поверхности контакта и коэффициент трения в нем, можно либо исключить возможность повреждений от фреттинг-коррозии в соединении при его циклическом нагружении, обеспечив отсутствие зоны локального проскальзывания, либо минимизировать эти повреждения. Знание распределения смещения δ_τ предоставляет возможность оценить как упругие смещения, так и смещения при проскальзывании. По суммарным смещениям (тех и других) можно вычислить изгибные напряжения в винте в случае, если в пластине нарезаны резьбовые отверстия и к ней притягиваются накладки винтами, завертываемыми с обеих сторон в пластину. Зная смещения при проскальзывании, можно прогнозировать сопротивление усталости пластины и накладок с учетом фреттинг-коррозии и демпфирующую способность соединения. Знание распределения растягивающей силы по длине соединения позволяет оценить степень неравномерности распределения сдвигающей нагрузки, приложенной в зоне расположения каждого из болтов.

В работе [5] получено выражение для оценки сближения δ в контактом слое стягиваемых деталей, возникающего при повторных его нагружениях давлением p ,

$$\delta = c\varepsilon p^{0,5}, \quad (3)$$

где $c = Rac_0/E^{0,5}$ — коэффициент, учитывающий влияние средней арифметической высоты Ra микронеровностей контактирующих поверхностей, безразмерного коэффициента c_0 влияния способа обработки поверхностей, приведенного модуля упругости $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ контактирующих материалов; ε — коэффициент влияния масштаба, зависящий от длины контакта и способа обработки поверхностей. Если высота микронеровностей двух контактирующих поверхностей разная, то принимают $Ra = (Ra_1 + Ra_2)/2$. Безразмерный параметр c_0 зависит от вида обработки поверхностей и направления следов обработки; $c_0 = 160$ для контактирующих поверхностей, полученных торцовым точением или строганием в случае параллельности следов обработки, и $c_0 = 500$ в остальных случаях, т.е. для контактирующих поверхностей, полученных шлифованием или фрезерованием независимо от направления следов обработки, полученных торцовым точением или строганием в случае непараллельности следов обработки. Коэффициент влияния масштаба ε зависит от допуска Δ плоскостности, определяемого степенью точности по ГОСТ 24643–81 и наибольшим размером контактной поверхности l , а также от наибольшей высоты W_{\max} волны волнистой поверхности: $\varepsilon = \delta/\delta_0$, где $\delta_0 = cp^{0,5}$ — сближение контактных поверхностей, наибольший размер которых $l_0 = 50$ мм. Принято, что при $l = 50$ мм $\varepsilon = 1$; при $l < 50$ мм $\varepsilon = l/50$; при $l > 50$ мм (рис. 2), если $3a^{1/3} < a$, то $\varepsilon = 3a^{1/3}$, и если $3a^{1/3} > a$, то $\varepsilon = 0,5a + (1 - a^2/12)^{1/2}$, где $a = (\Delta - W_{\max})/\delta_0$.

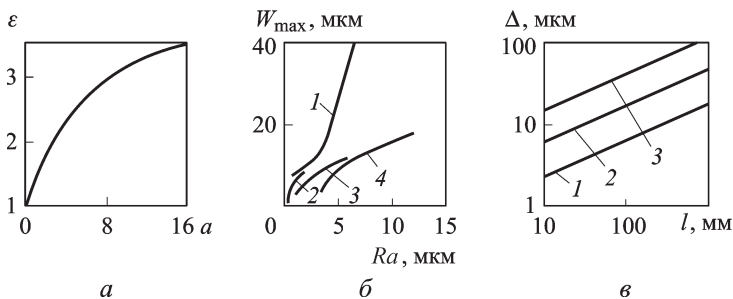


Рис. 2. Коэффициент влияния масштаба ε при $l > 50$ мм (а); волнистость поверхности (б) при обработке фрезерованием (1), строганием (2), точением (3), шлифованием (4); допуск плоскостности (в): 1 – при $Ra = 0,32 \dots 2,5$ мкм (V, VI степени точности); 2 – $Ra = 2,5 \dots 5$ мкм (VII, VIII степени точности); 3 – $Ra = 5 \dots 16$ мкм (IX, X степени точности)

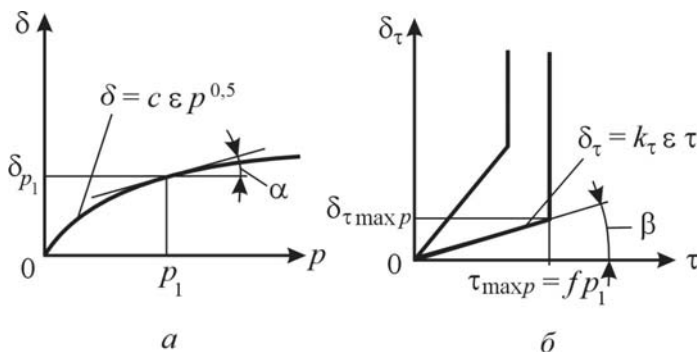


Рис. 3. Зависимости сближения δ от нормального давления p (а) и смещения δ_τ от касательного напряжения τ (б)

Сближение при первом нагружении также может быть оценено по выражению (3), при этом следует принимать $c_0 = 1500 \dots 2000$.

Зависимость δ от p , соответствующая выражению (3), представлена параболой на рис. 3, а. Тангенс угла α наклона касательной к параболе при $p = p_1$ численно равен εk , где $k = 0,5 Ra c_0 / (E p_1)^{0,5}$ – коэффициент контактной податливости, мм³/Н, полученный дифференцированием выражения (3) по p .

В статье [6] показано, что касательное смещение δ_τ в контактном слое стягиваемых деталей при действии на него давления p_1 и касательного напряжения τ можно вычислить по значениям коэффициентов влияния масштаба ε и касательной податливости k_τ :

$$\delta_\tau = \varepsilon k_\tau \tau, \quad (4)$$

причем коэффициент касательной податливости равен коэффициенту контактной податливости: $k_\tau = k$. Зависимость смещения δ_τ от касательного напряжения τ линейна (см. рис. 3, б) до предельного касательного напряжения, равного $\tau_{\max p} = f p_1$, после достижения которого возникает срыв упругого смещения, т.е. имеет место проскальзывание. При этом предельное упругое смещение $\delta_{\tau \max p}$ соответствует значению

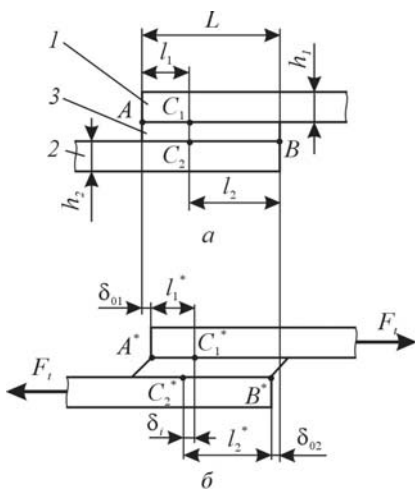


Рис. 4. Расчетная схема соединения до (а) и после (б) нагружения силой F_t :

1 и 2 — верхняя и нижняя пластины; 3 — контактный слой

Принимаем, что пластины на длине L равномерно прижаты друг к другу давлением $p = zF_{зат}/(LB)$, где $B = \min(B_1, B_2)$.

Допущение равномерности прижатия можно обосновать результатами экспериментального исследования Ито, Тойота и Нагата [8], которые установили, что углы конусов давления, возникающих в стягиваемых деталях при затяжке болтов, увеличиваются с понижением чистоты обработки стягиваемых поверхностей, поэтому при достаточной толщине деталей и достаточно малом расстоянии между болтами давление от затяжки болтов на стягиваемых поверхностях, полученных обработкой шлифованием, точением или фрезерованием, становится в значительной степени равномерным. Можно считать толщину h (если $d/h \leq 0,67 \dots 0,83$) достаточной и расстояние между болтами l достаточно малым (при $l/d \leq 8 \dots 10$, где d — диаметр болта; вариант, когда расстояние l больше указанной нормы, рассмотрен в работе [9]). Принимаем распределение растягивающих напряжений, создаваемых силой F_t , по поперечным сечениям стягиваемых деталей равномерным и равным частному от деления сдвигающей силы в этом сечении на соответствующую площадь B_1h_1 или B_2h_2 .

Условие отсутствия локальных проскальзываний в контактном слое стягиваемых деталей имеет вид

$$\tau_{\max p} \leq pf, \quad (5)$$

где $\tau_{\max p}$ — наибольшее касательное напряжение в контактном слое при давлении p .

$\delta_{\tau \max p} = \varepsilon k_{\tau} f p_1$ и тангенс угла β наклона прямой зависимости δ_{τ} от τ равен εk_{τ} , поэтому $\beta = \alpha$. Со снижением давления в контакте угол наклона прямой $\delta_{\tau} = f(\tau)$ увеличивается, а значение $\tau_{\max p}$ уменьшается (см. верхнюю ломаную линию на рис. 3, б).

При анализе напряжений и деформаций, возникающих в контакте двух деталей, полученные формулы позволяют рассматривать контактный слой как третье тело пренебрежимо малой толщины [7] с известными податливостями в нормальном (контактная податливость стыка) к поверхности контакта и касательном (касательная податливость стыка) направлениях.

Расчетная схема соединения приведена на рис. 4, где $F_t = F/2$. При-

Разделим соединение на n участков и пронумеруем их слева направо ($1 \leq i \leq n$). Сопротивление силе F_t возникает в результате действия касательных напряжений τ_i в контактном слое, которые согласно формуле (4) зависят от соответствующих упругих смещений δ_i в i -м сечении:

$$\tau_i = \frac{\sqrt{E_p} \delta_i}{0,5 Ra c_0 \varepsilon}. \quad (6)$$

Точка A принадлежит верхней пластине, точка B — нижней, точки C_1 и C_2 — i -му сечению. При отсутствии сдвигающей силы расстояние от точки A до i -го сечения обозначим l_1 , от точки B до i -го сечения — l_2 ($l_1 + l_2 = L$ — общая длина соединения).

Под действием силы F_t точка A смещается на δ_{01} (новое положение обозначено A^*), точка B — на δ_{02} (новое положение обозначено B^*). В результате как этих смещений, так и растяжения пластин точка C_1 верхней пластины переместится в точку C_1^* , точка C_2 нижней пластины — в точку C_2^* . Положения этих точек определяют размеры l_1^* и l_2^* (см. рис. 4):

$$l_1^* = l_1 + \delta_{01} + \sum_{j=1}^i \frac{F_j L}{n E_1 B_1 h_1};$$

$$l_2^* = l_2 + \delta_{02} + \sum_{j=i+1}^n \frac{(F_t - F_j) L}{n E_2 B_2 h_2};$$

относительное смещение в контактном слое в i -м сечении составит

$$\delta_i = l_1^* + l_2^* - l_1 - l_2 = \delta_{01} + \sum_{j=1}^i \frac{F_j L}{n E_1 B_1 h_1} + \delta_{02} + \sum_{j=i+1}^n \frac{(F_t - F_j) L}{n E_2 B_2 h_2}.$$

Обозначим $\delta_0 = \delta_{01} + \delta_{02}$. Тогда формула получит вид

$$\delta_i = \delta_0 + \sum_{j=1}^i \lambda_1 F_j + \sum_{j=i+1}^n \lambda_2 (F_t - F_j), \quad (7)$$

где $\lambda_1 = \frac{L}{E B_1 h_1 n}$, $\lambda_2 = \frac{L}{E B_2 h_2 n}$ — податливости участка длиной L/n первой и второй деталей.

При уменьшении расстояния между точками A и B (см. рис. 4), возникающем в результате нагружения, будет иметь место $\delta_0 > 0$, при его увеличении — $\delta_0 < 0$.

Если силу F_t ограничить величиной, при которой в контакте стягиваемых деталей будут возникать только упругие смещения (на каждом участке разбиения выполняется условие (5)), то система из $(n + 1)$ линейных алгебраических уравнений равновесия получит вид [9]

$$F_i = \sum_{j=1}^i \frac{\sqrt{E_p} B L}{0,5 Ra c_0 \varepsilon n} \left(\delta_0 + \sum_{k=1}^j \lambda_1 F_k + \sum_{k=j+1}^n \lambda_2 (F_t - F_k) \right);$$

$$F_n = F_t.$$

После введения обозначения $X = \frac{\sqrt{E_p} BL}{0,5Ra c_0 \varepsilon n}$ система приводится к виду

$$F_i - F_{i-1} + X \left(\delta_0 + \lambda_1 \sum_{j=1}^i F_j + \lambda_2 \sum_{j=i+1}^n F_j \right) = X \lambda_2 F_t (n - i); \quad (8)$$

$$F_n = F_t.$$

Используя систему уравнений можно найти силы F_i в каждом сечении и смещение δ_0 .

Если силу F_t ограничить лишь величиной $pfBL$, исключающей проскальзывание по всей поверхности контакта, но допускающей возникновение локальных проскальзываний на участках разбиения с номерами $i = 1 \dots i_1$ и $i = i_2 \dots n$, то для определения распределения сил с учетом проскальзываний система уравнений (8) видоизменится:

$$F_i - F_{i-1} + X \left(\delta_0 + \lambda_1 \sum_{j=1}^i F_j + \lambda_2 \sum_{j=i+1}^n F_j \right) = X \lambda_2 F_t (n - i) \quad (9)$$

при $i_1 < i < i_2$;

$$\begin{aligned} F_i - F_{i-1} &= pfB \frac{L}{n}; \\ F_n &= F_t \end{aligned} \quad (10)$$

при $i \leq i_1$; $i \geq i_2$.

Условиям равновесия (9), (10) с учетом локальных проскальзываний удовлетворяют все решения, для которых $i_1 > i_{1\text{lim}}$ и $i_2 < i_{2\text{lim}}$, но $i_1 < i_2$. При $i_1 = i_2$ пластины проскальзывают относительно друг друга по всей площади контакта. Положение сечений $i_{1\text{lim}}$ и $i_{2\text{lim}}$ определяется методом последовательных приближений. При первом приближении принимаем $i_{1\text{lim}}^* = 1$, $i_{2\text{lim}}^* = n$. Если для какого-либо $i < i_{1\text{lim}}^*$ выполняется условие $\tau_i > pf$, то увеличиваем $i_{1\text{lim}}^*$ на единицу. Аналогично определяется $i_{2\text{lim}}$ (в данном случае последовательно уменьшаем $i_{2\text{lim}}^*$).

Систему уравнений (9), (10) решим методом Гаусса. Принято, что $L = 150$ мм; $z = 5$; $h_1 = h_2 = 15$ мм; ширина пластин $B = B_1 = B_2 = 30$ мм; $p = 32$ и 72 МПа (такие давления на участке контакта размером $BL/z = 900$ мм² может создать болт М10 классов прочности соответственно 6.6 и 10.9); $f = 0,2$; $Ra = 1,25$ и $3,5$ мкм; $\varepsilon \approx 1$ (поверхности получены фрезерованием); $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $n = 100$. Мы решали задачу при нагружении соединения силой $F_t = 19200$ Н, при которой согласно традиционному расчету по формуле $F_t = pfBL/1,5$ давление $p = 32$ МПа обеспечивает несдвигаемость соединения. Рассмотрим первое ($c_0 = 2000$) и повторные ($c_0 = 500$) нагружения контакта стягиваемых деталей. Первое нагружение относится к случаю,

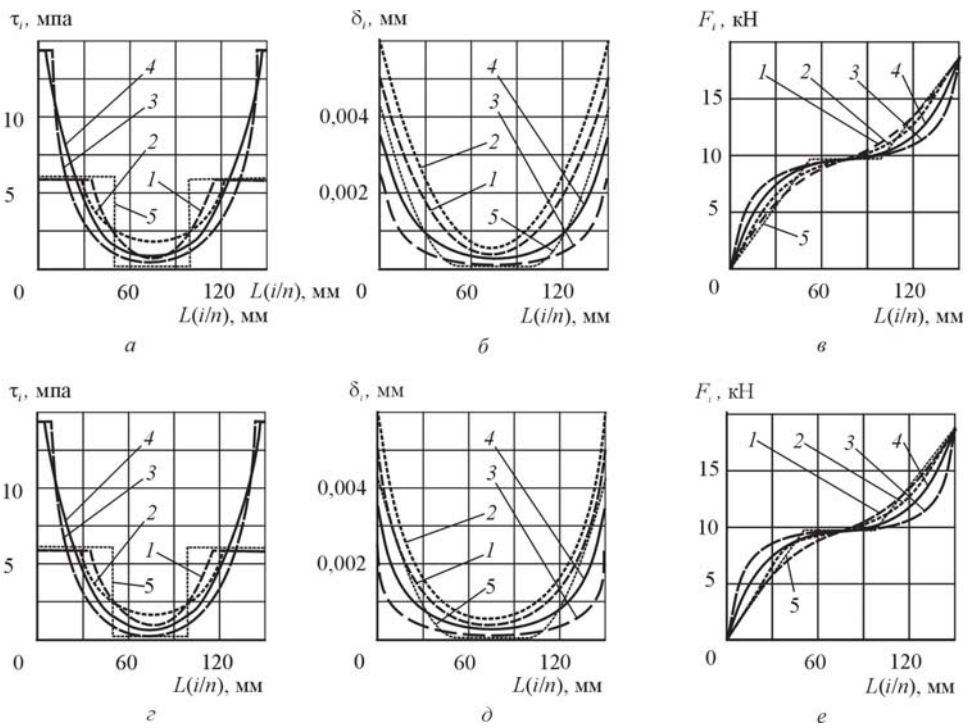


Рис. 5. Изменения по длине поверхности контакта при $c_0 = 2000$ (а, б, в) и 500 (г, д, е) касательных напряжений τ_i (а, г), смещений δ_i в контактном слое (б, д); силы F_i в пластине (в, е):

1 – $p = 32$ МПа, $Ra = 1,25$ мкм; 2 – $p = 32$ МПа, $Ra = 3,5$ мкм; 3 – $p = 72$ МПа, $Ra = 1,25$ мкм; 4 – $p = 72$ МПа, $Ra = 3,5$ мкм; 5 – $p = 32$ МПа (контактный слой абсолютно жесткий)

когда сила F_t постоянна, повторные нагружения имеют место при переменной гармонически изменяющейся силе F_t . Решение системы (8) для абсолютно жесткого контактного слоя, который рассматривался в работах [2–4], можно получить, если принять $c_0 \leq 500$. В расчете для этого случая нами принято $c_0 = 1$.

По результатам расчетов построены графики (рис. 5) изменения по длине соединения касательных напряжений τ_i (а, г), смещений δ_i в контактном слое (б, д), силы F_i в пластине (в, е).

Из анализа графиков рис. 5, а и г следует, что наибольшие касательные напряжения создаются по краям соединения. При силе $F_t = 19200$ Н отмечается срыв упругого смещения в контактном слое, причем зона срыва упругого смещения увеличивается с уменьшением в контакте давления и параметра Ra , при $p = 32$ МПа и $Ra = 1,25$ мкм (кривые 1) она составляет около 45 % длины соединения.

Смещения в средней части соединения (рис. 5, б и д) имеют упругий характер, а в зоне срыва упругого смещения складываются из упругих смещений и смещений при проскальзывании. Смещения

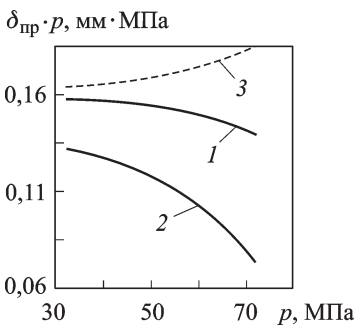


Рис. 6. Зависимость произведения $\delta_{\text{пр}} \cdot p$ от давления p в контакте при $c_0 = 500$:
 1 — $Ra = 1,25$ мкм; 2 — $Ra = 3,5$ мкм; 3 — контактный слой абсолютно жесткий

δ_i увеличиваются с уменьшением давления и увеличением параметра Ra . Наибольшее суммарное смещение δ_{max} на краях поверхности контакта (при $L = 0$ и $L = 150$ мм) достигает 6 мкм при $p = 32$ МПа и $Ra = 3,5$ мкм (кривые 2); оно складывается из упругого смещения 2 мкм и смещения при проскальзывании $\delta_{\text{пр}} = 4$ мкм.

Значение силы по длине поверхности контакта (см. рис. 5, в и е) нелинейно возрастает, причем имеет место отклонение от линейной зависимости, тем большее, чем больше жесткость контактного слоя, т.е. с увеличением давления и уменьшением параметра Ra .

Согласно работе [10] повреждения контактирующих поверхностей, вызванные фреттинг-коррозией, пропорциональны в первом приближении амплитуде смещения при проскальзывании контактирующих поверхностей и давлению в контакте. На рис. 6 построены расчетные зависимости от давления произведения наибольшего смещения $\delta_{\text{пр}}$ на давление p при $c_0 = 500$. Из анализа этих зависимостей следует, что опасность повреждений, вызванных фреттинг-коррозией, снижается с повышением давления p в контакте и с увеличением параметра Ra . В некоторых работах по фреттинг-коррозии утверждается, что повышение давления в контакте, наоборот, повышает опасность повреждения соединений. Оказывается (см. рис. 6, кривая 3), что этот вывод был бы справедлив, если контакт стягиваемых деталей был бы абсолютно жестким, но реально такого контакта не существует.

Первые отечественные экспериментальные исследования рассеяния энергии колебаний в плоских стыках при их нагружении изгибающим моментом проведены Д.Н. Решетовым и З.М. Левиной. Результаты исследований изложены в работе [11]. Авторы полагали, что для оценки суммарного рассеяния энергии колебаний и комплексного сравнения узлов машины нужно оперировать работой W за цикл, рассеянной в соединении, хотя обычно [2, 4] при рассмотрении конструкционного демпфирования основной характеристикой рассеяния энергии считается относительное рассеяние ψ энергии (иначе называемое коэффициентом поглощения или коэффициентом демпфирования), равное отношению работы W , рассеянной в соединении за цикл, к энергии Π колебания. Далее экспериментальные исследования [11] были продолжены в работе [12], где установлено, что при упругих свободных тангенциальных колебаниях относительное рассеяние

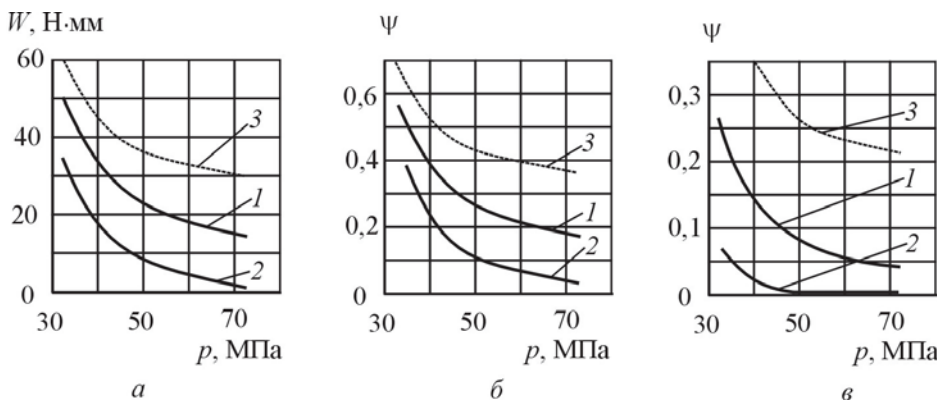


Рис. 7. Зависимости от давления p в контакте соединяемых деталей (при $c_0 = 500$) работы W сил трения за цикл (а), относительного рассеяния ψ энергии при $F_t = 19200$ Н (б) и $F_t = 11200$ Н (в) (1, 2, 3 – см. рис. 6)

ψ энергии в сухом (без смазки) стыке составляет 0,09... 0,17 для контактирующей пары сталь (точение или шлифование) – чугун (точение или шабрение) и понижается с увеличением давления p в контакте.

Для рассматриваемой расчетной схемы соединения авторами настоящей статьи получены расчетные зависимости работы сил трения за цикл от давления:

$$W = \frac{2pfBL \sum_{i=1}^n \delta_{\text{при}i}}{n}, \quad (11)$$

где $\delta_{\text{при}i}$ – смещение при проскальзывании в i -м сечении соединения, вычисленное по системе уравнений (9), (10). Принято, что сдвигающая сила гармонически изменяется от F_t до нуля. На рис. 7, а построены эти зависимости для $c_0 = 500$. Из рис. 7 следует, что работа сил трения в соединении понижается с повышением давления и с увеличением параметра Ra .

Расчет относительного рассеяния энергии может быть выполнен по формуле

$$\psi = W/\Pi, \quad (12)$$

где W – работа сил трения за цикл, вычисленная по выражению (11); $\Pi = C(\Delta L/2)^2/2$ – энергия колебания; $C \approx F_t/\Delta L$ – приведенная продольная жесткость соединения; $\Delta L = \delta_1 + \lambda_1 \sum_{i=1}^n F_i$ – удлинение соединения под действием силы F_t ; δ_1 – смещение в первом сечении; λ_1 – податливость единичного участка первой детали; F_i – сила в i -м сечении. Результатами расчетов по формуле (12) явились графики зависимости ψ от давления при разных значениях сдвигающей силы, т.е. при разных амплитудах деформаций, приведенные на рис. 7, б и в.

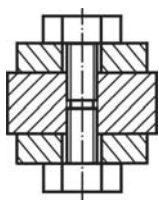


Рис. 8. Резьбовое соединение винтами

Анализ графиков позволяет заключить, что относительное рассеяние энергии убывает с повышением давления и увеличением параметра Ra ; величина ψ изменяется в более широких пределах (0,03...0,57), чем принималось ранее, и возрастает с увеличением амплитуды деформации. И то и другое можно объяснить тем, что мы рассматриваем соединение, в котором возникают не только упругие касательные деформации контакта, но и локальные проскальзывания.

Если в пластине нарезано z резьбовых отверстий и к пластине притягиваются накладки винтами, завертываемыми с обеих сторон в пластину (для этого случая вариант сечения Б-Б (см. рис. 1) представлен на рис. 8), смещение δ_i в контактном слое создает изгибные напряжения в винте.

Если принять, что при смещении имеет место параллельное перемещение оси головки винта относительно оси резьбового отверстия в пластине, то наибольшие изгибные напряжения σ в крайних винтах соединения можно оценить по формуле

$$\sigma = \frac{0,5(h_1 + h_2)F}{0,1d^3} = \frac{2,9Ed\delta_{\max}}{(h_1 + h_2)^2}, \quad (13)$$

где $F = 3EI(0,5\delta_{\max})/[0,5(h_1 + h_2)]^3$ — сила, создающая прогиб винта $0,5\delta_{\max}$ на половине его рабочей длины; d и $I = \pi d^4/64$ — диаметр и момент инерции поперечного сечения винта. При $\delta_{\max} = 0,006$ мм (см. кривую 2 на рис. 9) зазор между стержнем винта и отверстием, обычно равный 0,5 мм, полностью не выбирается, а напряжение достигает значения 41,2 МПа. Если имеет место переменное нагружение соединения сдвигающей силой, то изгибные напряжения в винте будут также переменными. Амплитуда напряжений указанного значения способна существенно снизить сопротивление усталости винтов.

Выводы. 1. Решена задача учета касательной податливости контактного слоя соединяемых деталей при расчете соединения, нагруженного сдвигающей силой.

2. Существующий расчет резьбового соединения (формулы (1), (2)) обеспечивает несдвигаемость стягиваемых деталей, но не гарантирует

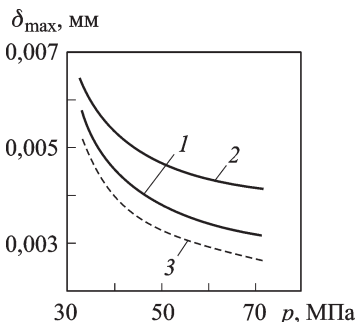


Рис. 9. Зависимость наибольшего суммарного (упругого и при проскальзывании) смещения δ_{\max} от давления p в контакте при $c_0 = 500$ (1, 2, 3 — см. рис. 6)

ет отсутствия в контактном слое соединяемых деталей зон локального проскальзывания. Длина этих зон в многорядных болтовых соединениях может достигать 45 % длины поверхности контакта.

3. Длина зоны локального проскальзывания уменьшается с увеличением как силы затяжки болтов, так и параметра Ra . Чтобы избежать появления зон локального проскальзывания и возникновения фреттинг-коррозии в соединении, следует, варьируя параметрами p , Ra , L , f , обеспечивать выполнение условия (5) в системе уравнений (9), (10) на всех участках контакта соединяемых деталей.

4. Если не удастся избежать возникновения зон локального проскальзывания, то снизить повреждения, вызванные фреттинг-коррозией, можно как повышая силу затяжки болтов, так и увеличивая параметр Ra .

5. Растягивающая сила по длине соединения возрастает нелинейно, что указывает на неравномерность распределения сдвигающей нагрузки, приложенной в зоне расположения каждого из болтов. Эта нагрузка больше по краям поверхности контакта. Неравномерность распределения сдвигающей нагрузки возрастает как с увеличением силы затяжки болтов, так и с уменьшением параметра Ra .

6. Работа сил трения (демпфирующая способность) соединения за цикл может быть оценена по формуле (11) и убывает с увеличением как силы затяжки болтов, так и параметра Ra .

7. Относительное рассеяние энергии ψ может быть оценено по формуле (12) и убывает с повышением давления, увеличением параметра Ra и уменьшением амплитуды сдвигающей силы.

8. Если в пластине нарезаны резьбовые отверстия и к пластине притягиваются накладки винтами, завертываемыми с обеих сторон в пластину, суммарные смещения, найденные из уравнения (7), позволяют оценить по формуле (13) изгибные напряжения в винтах и прогнозировать их сопротивление усталости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Д е т а л и машин: Учеб. для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 520 с.
2. П а н о в к о Я. Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. – М.: Физматгиз, 1960. – 193 с.
3. Ф е о д о с ь е в В. И. Избранные задачи и вопросы по сопротивлению материалов. – М.-Л.: Гос. изд-во технико-теоретической лит-ры, 1950. – 243 с.
4. Б и д е р м а н В. Л. Прикладная теория механических колебаний. – М.: Высш. шк., 1972. – 416 с.
5. И в а н о в А. С., И з м а й л о в В. В. Расчет контактной деформации при конструировании машин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2006. – № 8. – С. 3–10.

6. Иванов А. С. Нормальная, угловая и касательная контактные жесткости плоского стыка // Вестник машиностроения. – 2007. – № 7. – С. 34–37.
7. Иванов А. С. Толщина контактного слоя // Вестник машиностроения. – 2006. – № 12. – С. 21–23.
8. Ито, Тойода, Нагата. Распределение давления на поверхности раздела в болтовом фланцевом соединении. Конструирование и технология машиностроения // Труды Американского общества инженеров-механиков. Сер. В. – 1979. – № 2. – С. 116–123.
9. Иванов А. С., Ермолаев М. М. Работа соединения, нагруженного сдвигающей силой // Межвуз. сб. науч. тр. Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования / Под ред. Н.Б. Демкина. Вып. 2. – Тверь: ТГТУ, 2009. – С. 4–9.
10. Уолтерхауз Р. Б. Фреттинг-коррозия: Пер. с англ. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1975. – 272 с.
11. Решетов Д. Н., Левица З. М. Демпфирование колебаний в деталях станков // Исследование колебаний металлорежущих станков при резании металлов. – М.: Машгиз, 1958. – С. 45–86.
12. Палочкин С. В., Генкин Д. А., Решетов Д. Н. Демпфирование в стыках при тангенциальных колебаниях // Изв. вузов. Машиностроение. – 1983. – № 3. – С. 27–30.

Статья поступила в редакцию 2.06.2009

Александр Сергеевич Иванов родился в 1938 г., окончил МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1961 г. Профессор кафедры “Основы конструирования машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 140 научных работ в области контактной жесткости неподвижных соединений деталей машин, конструирования и надежности машин.



A.S. Ivanov (b. 1938) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1961. Professor of “Basics of Constructing of Machines” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 140 publications in the field of contact rigidity of immovable joints of parts of machines, constructing and reliability of machines.

Михаил Михайлович Ермолаев родился в 1988 г. Студент факультета “Машиностроительные технологии” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор пяти научных работ в области контактной жесткости неподвижных соединений деталей машин.



M.M. Yermolaev (b. 1988) — student of the Bauman Moscow State Technical University. Author of 5 publications in the field of contact rigidity of immovable joints of parts of machines.