

При установившемся значении угол разворота ПГУ близок к нулю ($\beta \approx 0$) и обеспечивается начальной выставкой торсионов. Исходя из этого, согласно выражениям (1) и (2), минимальная измеряемая угловая скорость близка к нулю, однако с увеличением угла разворота гиروزла β величина порога чувствительности также возрастет. Это обусловлено применением интегральной обратной связи (электрической пружины), которая при установившемся значении входной угловой скорости $\omega_{вх}$, приводит угол разворота β гиروزла в нулевое положение, тем самым снижая величину порога чувствительности.

Прецизионные опоры скольжения производства ОАО "НИИЧАСПРОМ" имеют момент трогания $M_{ос} = 0.02$ [гссм], следовательно, минимальная измеряемая угловая скорость такого датчика составит $\omega_{min} = 0.0134$ [град/с]. Таким образом, применение упругого подвеса позволяет снизить порог чувствительности поплавкового ДУС.

По сравнению с ленточным торсионным подвесом [2], подвес, состоящий из цилиндрических торсионных опор, имеет важное преимущество: отсутствие противодействующего момента, вызванного температурным расширением элементов конструкции прибора.

Список литературы

1. Пельпор, Д.С. Гироподшипниковые системы. Гироподшипниковые приборы и системы / Д.С. Пельпор, И.А. Михалев, В.А. Бауман // М. Изд. 2, перераб. и доп. 1988. 424 с.

2. Ветренко, В. И. Гиротактометр на упругих опорах с квазиузеловой крутильной жесткостью / В.И. Ветренко, Т. И. Романова // М. Изв. вузов. Приборостроение. 2015. Т. 58, № 10. С. 810-815.

© **А.О. Кузнецов, А.С. Яковишин, К.С. Мищенко, 2018**

УДК 621.8:539.3

И.Л. Рязанцева

к.т.н., доцент кафедры "Машиноведение"

Омский государственный технический университет

г. Омск, Россия

РАСЧЕТ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ В СОЕДИНЕНИИ С НАТЯГОМ КОРОТКОЙ ВТУЛКИ С ДЛИННЫМ ВАЛОМ

Соединение с натягом - одно из наиболее распространенных неподвижных соединений, прочность и несущая способность которого зависит от величины контактного давления (q), возникающего в стыке после сборки. Его величина зависит от многих факторов, в том числе натяга (δ), размеров и формы соединяемых посадкой деталей, их взаимного расположения [1, 2], состояния контактирующих поверхностей, их микро- и макрогеометрии, физико-механических свойств материалов деталей [2, 3, 4] и др.

В реальных соединениях контакт между деталями имеет дискретный характер. Однако, из-за сложности определения фактической площади контакта и фактического контактного давления в инженерной практике используются метод расчета последнего, базирующийся на формулах Ляме [1, 2]. В соответствии с этим методом контактное давление q_0 , возникающее в стыке после сборки при равной длине соединяемых деталей, определяется по формуле

$$q_0 = \frac{\delta}{d(C_1/E_1 + C_2/E_2)},$$

где $C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1$; $C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_2$; d, d_1, d_2 - размеры со-

единяемых деталей (рис. 1); E_1, E_2, μ_1, μ_2 - модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки соответственно.

В реальных конструкциях соединяемые посадкой детали часто имеют разную длину и сложную геометрию. Средняя величина контактного давления в соединении двух цилиндров разной длины (рис. 1) вычисляется по формуле

$$q_{cp} = \frac{\delta}{d(\chi C_1/E_1 + C_2/E_2)}, \quad (1)$$

где χ - коэффициент, учитывающий влияние на величину q выступающих концов вала. Его величина определяется по графикам, приведенным в [1, 2] и построенным для отдельных конкретных соотношений размеров d_1 и d вала.

При решении некоторых инженерных задач надо знать не только среднее значение контактного давления, но и иметь представление о том, как тот или иной элемент конструкции влияет на величину q , каково положение и величина зон его концентрации, как изменяется контактное давление в этих зонах, и каково его максимальное значение. Данная публикация посвящена решению некоторых из этих задач.

Рассмотрим соединение короткой втулки 2 с более длинным валом 1 (рис. 1). Исследования, результаты которых приведены в [1, 2, 4], показывают, что у границ А и В сопряжения в зонах АЕ и ВF наблюдается концентрация контактного давления, что приводит к росту среднего его значения (q_{cp}).

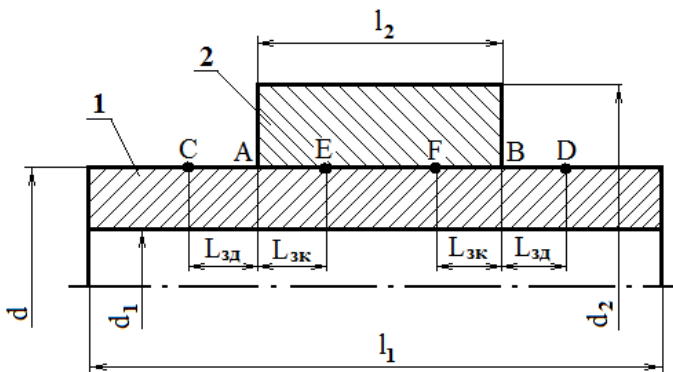


Рис. 1. Соединение с натягом: 1 - вал; 2 - втулка

В [1] приведены результаты расчета радиального перемещения (U_1) наружной поверхности цилиндра, нагруженного на некотором участке внешним постоянным давлением q (рис. 2, а). График радиального перемещения точек наружной поверхности сплошного цилиндра в зонах, расположенных слева и справа от сечения А (граница ненагруженного и нагруженного участков цилиндра) показана на рис. 2, б. На нем хорошо видно, что на участке АС

радиальные перемещения изменяются от нуля в сечении С до $0,5U_1$ в сечении А, а на участке АЕ от $0,5U_1$ до U_1 в сечениях А и Е соответственно. Правее сечения Е, радиальное перемещение остается постоянным и равным U_1 . Его величина вычисляется по формуле

$$U_1 = - \frac{q_0 d}{2E_1} (1 - \mu_1). \quad (2)$$

По данным, приведенным в [1 и 2], ширина $L_{зд}$ и $L_{зк}$ зон влияния (рис. 2, б) составляет примерно $0,25d - 0,3d$.

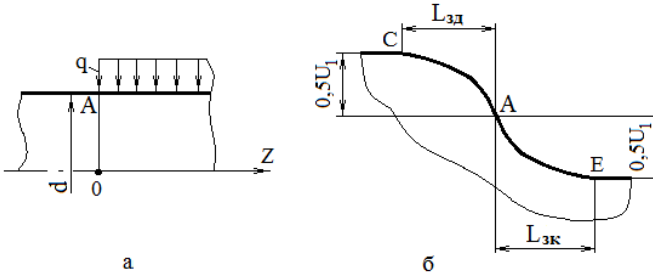


Рис. 2. Радиальное перемещение поверхности цилиндра, нагруженного давлением: а - схема нагружения цилиндра; б - картина изменения U_1 у границы нагруженного и ненагруженного участков

С учетом вышеизложенного можно предположить, что после сборки соединения, показанного на рис. 1, у границ А и В сопряжения появятся зоны СА, АЕ и FB, BD, в которых радиальное перемещение поверхности вала 1 будет изменяться от 0 до U_1 в сечениях С и Е и соответственно от U_1 до нуля в сечениях F и D.

Примем размеры $L_{зд}$ и $L_{зк}$ зон влияния равными $0,25d$. Чтобы деформировать вал на участке АС за пределами сопряжения (рис. 1), надо в стыке создать дополнительное контактное давление, среднюю величину которого предлагается вычислять по условию равенства работ $A_{зд}$ и $A_{доп}$. Работа, которую надо совершить, чтобы деформировать вал в зоне деформации АС, обозначена как $A_{зд}$, а работа, совершаемая дополнительным контактным давлением $\Delta q_{ср}$, обусловленным наличием выступающего конца вала, - $A_{доп}$.

Если использовать линейную модель [2, 4], то средняя величина $U_{1зд}$ радиального перемещения поверхности вала в зоне деформации (участок АС) составит половину радиального перемещения поверхности вала на границе стыка, в сечении А. Таким образом, $U_{зд} = 0,25U_1$. Для обеспечения этого перемещения к поверхности вала в зоне деформации надо приложить давление величиной $q'_{ср}$, значение которого можно вычислить по формуле (2) по значению $U_{1зд}$. Соответственно $q'_{ср}$ при принятых условиях составляет $0,25q_0$. Работа $A_{зд}$ вычисляется по формуле $A_{зд} = 0,5U_{1зд} q'_{ср} 0,25d\pi d$.

После преобразования эта формула принимает вид

$$A_{зд} = \frac{\pi d^2 U_1 q_0}{128}$$

Реально давление возникает после сборки только на площадке контакта деталей. Обозначим среднюю величину дополнительного контактного давления, которое будет возникать на площадке контакта из-за выступающего конца вала, $\Delta q_{ср}$. Тогда $A_{доп} = 0,5\Delta q_{ср} U_1 L\pi d$.

По условию равенства работ

$$\Delta q_{cp} = \frac{dq_0}{64L}. \quad (3)$$

Если в соединении вал длиннее охватывающей детали, то средняя величина q_{cp} контактного давления в нем вычисляется по формуле

$$q_{cp} = k \cdot \Delta q_{cp}, \quad (4)$$

где k - количество выступающих концов вала. $k = 1, 2$.

Для проверки предлагаемой расчетной модели по формулам (1) и (4) выполнен расчет средней величины контактного давления в соединениях с более длинным, выступающим с двух сторон валом. Основные параметры соединения: $d = 40$ мм; $d_2 = 70$ мм; $l_1 = l_2 + 40$ мм; $\delta = 0,06$ мм; $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа; $\mu_1 = \mu_2 = 0,28$. Размер l_2 охватывающей детали изменялся в интервале $(1 - 0,1)d$. Исследовались соединения со сплошным и полым валами. Некоторые из полученных результатов приведены на рис. 3 - 6 в виде графиков зависимости q_{cp} от длины охватывающей детали. Кривая 1 построена по результатам расчета с использованием предлагаемой линейной модели, а кривая 2 с использованием формулы (1).

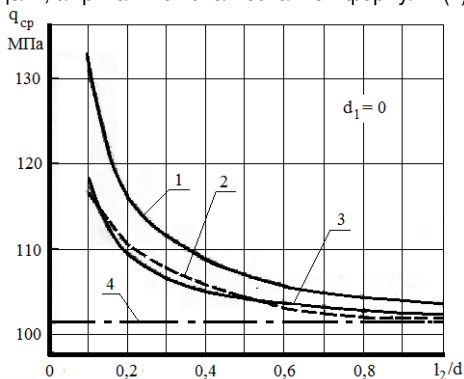


Рис. 3. Графики зависимости q_{cp} от длины втулки при $d_1 = 0$

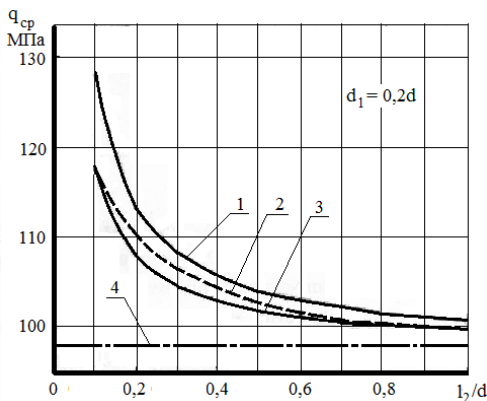


Рис. 4. Графики зависимости q_{cp} от длины втулки при $d_1 = 0,2d$

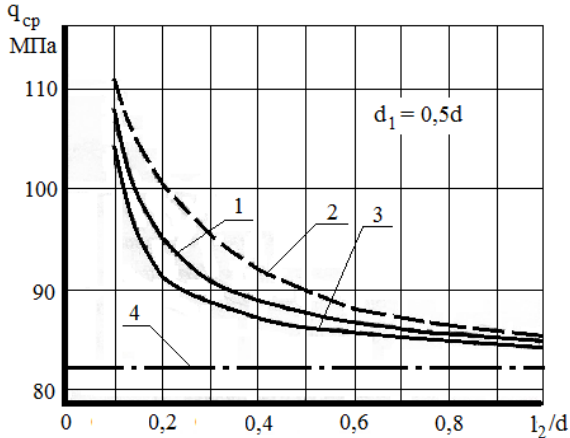


Рис. 5. Графики зависимости q_{cp} от длины втулки при $d_1 = 0,5d$

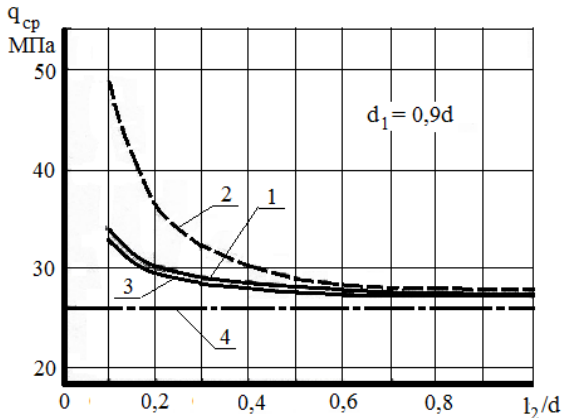


Рис. 6. Графики зависимости q_{cp} от длины втулки при $d_1 = 0,9 d$

На этих рисунках хорошо видно, что независимо от размера d_1 при большой длине стыка, $l_2 = (0.5-1)d$, традиционный метод расчета среднего значения q по формуле (1) и предлагаемый по формулам (3), (4) дают очень близкие результаты. Их расхождение увеличивается с уменьшением длины охватываемой детали. Очевидно, что принятая линейная зависимость радиального перемещения поверхности вала от положения сечения (координаты Z) в зоне деформации в ряде случаев дает грубое приближение. В связи с этим график $U_1(Z)$ в зонах деформации был аппроксимирован ломаной линией АМС (рис. 7). После этого уточнения формула для расчета Δq_{cp} приняла вид

$$\Delta q_{cp} = \frac{2U_1(0,05 + 0,25K)^2 E_1 (d^2 - d_1^2)}{L[(1 - \mu_1)d^2 + (1 + \mu_1)d_1^2]}, \quad (5)$$

где K - коэффициент, зависящий от формы кривой $U_1(Z)$ и размеров d_1 и d вала.

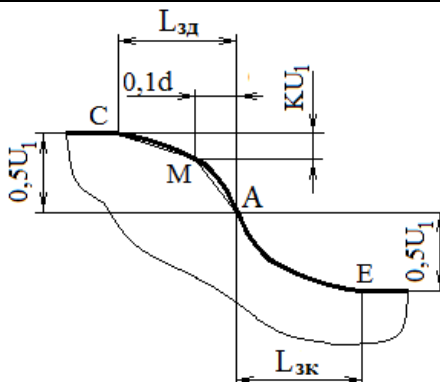


Рис. 7. Графики функции $U_1 = U_1(Z)$ в предлагаемой уточненной модели

Анализ приведенных в источнике [1] данных показал, что при $d_1=0$ $K=0,18$, а при $d_1=0,5d$ $K=0,23$. Если вал сплошной, формула (5) принимает вид

$$\Delta q_{\text{ср}} = \frac{2U_1(0,05 + 0,25K)^2 E_1}{L(1 - \mu_1)} \quad (6)$$

По формулам (4)-(6) выполнен расчет средней величины контактного давления в соединениях с выступающим с двух сторон валом. По его результатам построены графики (кривая 3) на рис. 3-6. Кроме того, на этих же рисунках для сравнения приведены значения q_0 (линия 4).

В соединениях, в которых втулка напрессована на сплошной вал ($d_1=0$) и на полый вал с толстой стенкой ($d_1=0,2d$), кривые 2 и 3 практически совпадают, что свидетельствует о хорошей сходимости результатов расчета, полученных традиционным методом и с использованием предлагаемой уточненной расчетной модели. При малой толщине стенки, $d_1=(0,5-0,9)d$, аппроксимация графика $U_1(Z)$ ломаной линией не дала положительного эффекта. Для определения средней величины контактного давления в этих соединениях целесообразно применять формулы (3) и (4).

В заключение следует отметить, что полученные в ходе исследования результаты свидетельствуют о достоверности предлагаемого метода расчета $q_{\text{ср}}$ независимо от соотношения длин соединяемых деталей. Метод прост, нагляден, позволяет вычислять среднюю величину и максимальное значение контактного давления в зонах концентрации. Его можно использовать при расчете как гладких соединений с натягом, так и соединений с натягом, модифицированных канавками малой глубины [2, 4].

Список литературы

1. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. / С. Д. Пономарев [и др.]. - М.: Машгиз, 1958. - Т. 2. - 974 с.
2. Рязанцева, И. Л. Теория и проектирование соединений с гарантированным натягом / И. Л. Рязанцева; Минобрнауки России, ОмГТУ - Омск.: Изд-во ОмГТУ, 2015. - 164 с.
3. Папшев, Д. Д. Зависимость прочности соединений с натягом от методов обработки сопрягаемых поверхностей / Д. Д. Папшев, Г. Ф. Тютиков, А. Н. Машков // Вестник машиностроения. - 1981. - № 10. - С. 16-20.
4. Рязанцева, И. Л. Восстановление несущей способности соединений с натягом модификацией поверхности сопряжения / И. Л. Рязанцева, А. В. Бородин // Ремонт, восстановление и модернизация. - 2008. - № 7. - С. 31-35.