

СНИЖЕНИЕ НАТЯГА В СОЕДИНЕНИЯХ ВАЛ – СТУПИЦА ПРИ ВРАЩЕНИИ

*Студент – Китцевич А.В., 33 тс, 2 курс, ФТС
Научный*

*руководитель – Мисуно О.И., к.т.н., доцент
УО «Белорусский государственный аграрный технический
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

Расчет соединений вал – ступица с гарантированным натягом основывается на теории толстостенных цилиндров. Особенностью расчетной схемы толстостенных цилиндров в сравнении с тонкостенными является необходимость учета изменения окружных и радиальных напряжений по толщине стенки.

Представим соединение вал (диаметр $d_в$) – ступица (наружный диаметр $d_н$) (рисунок 1). Длину ступицы примем l . Материал вала и ступицы одинаковый, однородный и упругий. В посадках с гарантированным натягом создается давление p_k между валом и ступицей при сборке соединения. Это достигается за счет того, что внутренний диаметр ступицы $d_{вн}$ выполняется меньше диаметра вала $d_в$. Разность диаметров посадочных поверхностей наружной и внутренней детали называется натягом (рисунок 1). Сборка соединения производится путем нагревания ступицы или охлаждения в жидком азоте вала, иногда просто запрессовывают одну деталь в другую с применением смазки. После выравнивания температур на посадочных поверхностях деталей возникает давление p_k , называемое контактным. Если длина соединяемых цилиндров одинакова, то контактное давление равномерно распределяется по посадочной поверхности.

Вычисление величины контактного давления возникающего при посадке с натягом ступицы на вал является статически неопределимой. Возникающее в сопряжении сплошного вала и ступицы контактное давления при посадке с натягом определяется по формуле [1]:

$$p_k = \frac{\Delta E (d_n^2 - d_b^2)}{2 d_b \cdot d_n^2}, \quad (1)$$

где E – модуль упругости материала деталей соединения.

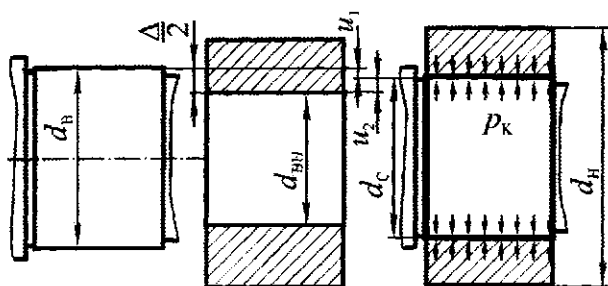


Рисунок 1 – Схема соединения вал – ступица с гарантированным натягом

При посадке с гарантированным натягом в результате действия контактного давления диаметр вала d_b уменьшится и его точки на контактной поверхности получат отрицательное перемещение u_1 , а внутренний диаметр ступицы $d_{вн}$ увеличится и ее точки на контактной поверхности получат положительное перемещение u_2 (рисунок 1). Величины этих перемещений определяются по формулам[1]:

$$u_1 = -\frac{p_k d_b}{2E_1} \cdot (1 - \mu), \quad (2)$$

$$u_2 = \frac{p_k d_b}{2E(d_n^2 - d_b^2)} \cdot \left((1 - \mu) d_b^2 + (1 + \mu) d_n^2 \right), \quad (3)$$

где μ – коэффициент Пуассона материала вала и ступицы.

Составим необходимое для раскрытия статической неопределенности уравнение совместности перемещений в виде

$$u_2 + (-u_1) = \frac{\Delta}{2}. \quad (4)$$

В окрестности произвольной точки ступицы выделим бесконечно малый элемент, ограниченный двумя радиальными сечениями, двумя цилиндрическими поверхностями радиусами r и $r + dr$, двумя продольными плоскостями, расположенными одна по отношению к другой под углом d (рисунок 2).

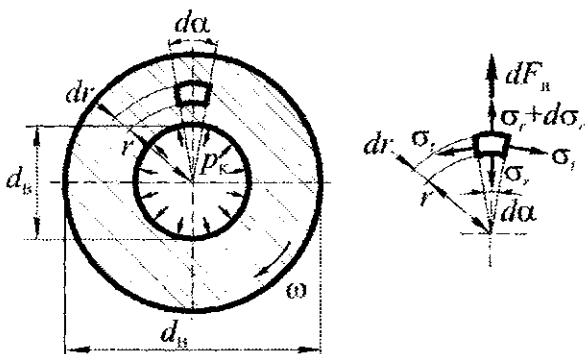


Рисунок 2 – Схема нагружения ступицы

На гранях элемента, показанного на рисунке 2, действуют напряжения, величины которых равны [1]:

$$\sigma_t = \frac{p_k d_b^2}{d_n^2 - d_b^2} \left(1 + \frac{d_n^2}{4r^2} \right), \quad (5)$$

$$\sigma_r = \frac{p_k d_b^2}{d_n^2 - d_b^2} \left(1 - \frac{d_n^2}{4r^2} \right), \quad (6)$$

где r – текущий радиус, расстояние от рассматриваемой точки до оси цилиндра;

σ_t – окружное напряжение;

σ_r – радиальное напряжение.

При вращении соединения с угловой скоростью ω на выделенный элемент (рисунок 2) будут действовать силы обусловленные радиальными напряжениями σ_r , окружными напряжениями σ_t и сила инерции, равная

$$dF_n = \frac{\gamma}{g} l r d\alpha \omega^2 r dr, \quad (7)$$

где γ – удельный вес материала;

g – ускорение свободного падения.

Следовательно, при вращении соединения в результате действия силы инерции будет происходить перемещение точек посадочной поверхности вала и ступицы, соответственно, равные

$$u_{1н} = \frac{\gamma\omega^2 d_b^3}{32Eg}(1-\mu), \quad (8)$$

$$u_{2н} = \frac{\gamma\omega^2 d_b}{32Eg} \left((1-\mu)d_b^2 + (3+\mu)d_n^2 \right), \quad (9)$$

Тогда, с учетом перемещений $u_{1н}$ и $u_{2н}$ уравнение совместности перемещений представится в виде

$$u_2 + (-u_1) + u_{2н} + (-u_{1н}) = \frac{\Delta}{2}. \quad (10)$$

Подставляя в (10) выражения (2), (3), (8), (9) получим

$$\begin{aligned} u_2 - u_1 &= \frac{\Delta}{2} - u_{2н} + u_{1н} = \\ &= \frac{\Delta}{2} - \frac{\gamma\omega^2 d_b}{32Eg} \left((1-\mu)d_b^2 + (3+\mu)d_n^2 \right) + \frac{\gamma\omega^2 d_b^3}{32Eg}(1-\mu) \end{aligned} \quad (11)$$

При вращении соединений с натягом под действием центробежных сил контактное давление на посадочной поверхности уменьшится и при значительной частоте вращения может стать равным нулю. Тогда и натяг в соединении также будет равен нулю $u_2 - u_1 = 0$. Приравнивая правую часть выражения (11) к нулю, определим частоту вращения соединения, при которой натяг станет равным нулю, т.е. освобождающую частоту вращения

$$\omega_{осв} = 4 \sqrt{\frac{\Delta Eg}{\gamma d_b d_n^2 (3+\mu)}}. \quad (12)$$

Проектируя соединения вала и ступицы с гарантированным натягом необходимо выполнить его расчет таким образом, чтобы частота действительная вращения была на 15 – 30% меньше освобождающей частоты вращения.

1. Подскребко, М.Д. Сопротивление материалов: учебник / М.Д. Подскребко. – Минск : Выш. шк., 2007. – 797 с.: ил.