

Література

1. Мороз В.І. Формалізоване описання конструкції залізничних вантажних вагонів / В.І. Мороз, О.В. Фомін // Зб.наук.праць 107. - Харків: УкрДАЗТ, 2009. - Вип. –С 173-179.
2. Фомин, А.В. Формализация процедуры выявления и использования конструкционных резервов грузовых вагонов [Текст]/ А.В. Фомин // Научно-теоретический и практический журнал «Оралды ылым жаршысы» (Уральский научный вестник). – Республика Казахстан, г. Уральск, 2011 – Вып.№.9(36)2011.- С.79-82.
3. Шадур Л.А. Вагоны/. Изд. 2-е, перераб. и доп. Под ред. Л.А. Шадура. М., «Транспорт», 1973. - 440 с.
4. Горбенко А.П., Мартинов І.Е. Конструювання та розрахунків вагонів – Харків: УкрДАЗТ, 2007.-150с.
5. Буравлева Н.Г. Анализ влияния ремонтных нагрузок на напряженное состояние кузовов грузовых вагонов: Автореф. дис. на соиск. уч. степ, к.т.н. — Брянск.: БГТУ, 2001.
6. Винников Н.Т. Напряженное состояние кузова восьмиосного полувагона от воздействия накладной вибромашины: Автореф. дис. на соиск. уч. степ, к.т.н. -М.: МИИТ, 1985, 23 с.

Показана принципова можливість підвищення міцності з'єднань з натягом без збільшення величини натягу в зоні контакту, а також визначені переміщення і деформації на поверхні пружного охоплюючого елемента

Ключові слова: з'єднання з натягом, зона контакту, міцність, деформація

Показана принципиальная возможность повышения прочности соединений с натягом без увеличения величины натяга в зоне контакта, а также определены перемещения и деформации на поверхности охватываемого упругого элемента

Ключевые слова: соединение с натягом, зона контакта, прочность, деформация

A fundamental possibility of increase of durability of connections with a pull without the increase of size of pull in the area of contact is shown, and also certain moving and deformations on the surface of resilient comprehensive element are detected

Key words: connection with pull, the area of contact, the durability, the deformation

УДК 621.71.08; 621.88

СПОСІБ ПІДВИЩЕННЯ МІЦНОСТІ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ

В. М. Павленко

Кандидат технічних наук, старший викладач*
Контактний тел.: (044) 256-21-23; 066-726-63-70
E-mail: vlad_nikol@ukr.net

І. В. Петко

Доктор технічних наук, професор
Кафедра електромеханічних систем**
Контактний тел.: (044) 256-21-41

Л. П. Мартиненко*

Контактний тел.: 093-258-12-08
E-mail: marty-lesya@yandex.ru

*Кафедра метрології, стандартизації та сертифікації**

**Київський національний університет технології та дизайну
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ, 01011

Вступ

Стандартні з'єднання з натягом широко застосовуються в машинобудуванні. Це пов'язано із простотою конструкції (відсутністю додаткових конструктивних елементів) і відносною легкістю складання. При цьому нерухомість і необхідна міцність з'єднання досягається лише за рахунок напружень в зоні контакту. Осьові зусилля і крутні моменти передаються з'єднаннями із гарантованим натягом за рахунок сил тертя, що виникають на поверхнях контакту.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Міцність і надійність з'єднань із натягом складається з наступних факторів: фактичної площі контакту, фізико-механічних властивостей матеріалів контактуючих поверхонь, натягу [1]. Відомо, що критерієм міцності з'єднань з натягом є опорна площа поверхні, коефіцієнт тертя та питоме навантаження в зоні контакту [2]. При цьому підвищення опорної площі контакту та коефіцієнту тертя можливе, як правило, за рахунок підвищення натягу в з'єднаннях, але, як

показали останні дослідження, це може привести до зміни геометричних розмірів частин деталей, які знаходяться поза зоною контакту [3].

Викладення основного матеріалу

Таким способом, на нашу думку, може стати спосіб складання з'єднань з натягом з використанням деформуючого протягування проміжної втулки [4]. Технологія складання з'єднань з натягом з введенням в зону контакту проміжної втулки нами наведено в [5]. При цьому, з'єднання складається з основної втулки, валу та проміжної пластичної втулки, яка вільно, з технологічним зазором, вставляється в основну. Після чого, деформуючою протяжкою вибирається технологічний зазор, чим створюється попередній натяг між основною та проміжною пластичною втулкою. Далі основна втулка разом з закріпленою в ній проміжною втулкою складається з валом. Використання проміжної втулки з пластичного матеріалу, дозволяє збільшити площу контактуючих поверхонь в зоні контакту, при цьому опорна площа поверхні може зростати до максимального (граничного) значення.

Пластична деформація проміжної втулки деформуючим протягуванням, по-перше створює необхідний натяг з поверхнею основної втулки, а по-друге дозволить зменшити шорсткість внутрішньої поверхні проміжної втулки, яка надалі виступатиме як охоплюючий елемент, при подальшому складанні з валом. При пластичному деформуванні проміжної втулки необхідно визначити переміщення і деформації на поверхні пружного охоплюючого елемента. Прикладене до поверхні охоплюючого елемента навантаження деформує поверхню симетрично відносно осі, оскільки тіло, яке розглядається має форму кругового циліндра. У циліндровій системі координат (рис. 1) головні площадки в точці $A(r_1, t_1, z_1)$ при деформації симетричній відносно осі збігаються з ортогональними координатними поверхнями; циліндровою поверхнею $r = r_1$, окружною площиною $t = t_1$, і поперечним перетином тіла $z = z_1$.

Математична модель тіла, яке деформується, включає рівняння рівноваги, геометричні співвідношення, що відображають кінематику деформації, і закон Гука.

Для складання рівнянь рівноваги виділимо в даному циліндрі елемент, обмежений головними площадками, що проходять через точку $A(r, t, z)$ і точку $A_1(r+dr, t+dt+dz)$ (рис. 1).

Головні напруження в точці A позначимо $\sigma_r, \sigma_t, \sigma_z$.

Цим напруженням відповідають зусилля, прикладені до граней елемента, що утворюються головними площадками в точці A :

$$\begin{aligned} dN_r &= \sigma_r r dt dz \\ dN_t &= \sigma_t r dt dz \\ dN_z &= \sigma_z r dt dz \end{aligned} \tag{1}$$

При переході до протилежних граней елемента – головним площадкам в точці A_1 ці елементарні сили

отримають приріст $d^2N_t = 0$, тому, що складові деформації не залежать від координати:

$$\begin{aligned} d^2N_z &= \frac{d\sigma_z}{dz} r dt dr dz; \\ d^2N_r &= \frac{(r\sigma_r)}{\partial r} dr dt dz. \end{aligned} \tag{2}$$

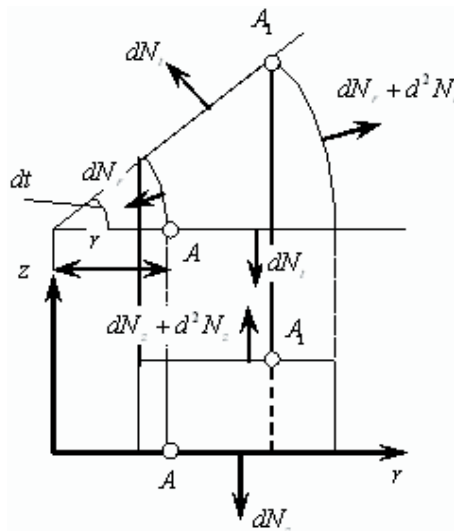


Рис. 1. Зусилля, прикладені до граней елемента

При осесиметричному навантаженні масові сили направлені вздовж радіуса, тому їх проекція на радіус буде $x_r dt dr dz$.

Рівняння рівноваги елемента виглядатимуть:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial r}(r\sigma_r) - \sigma_t + x_r &= 0; \\ \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \tag{3}$$

Вважатимемо, що зовнішнє навантаження постійне за всією довжиною циліндра. Тоді напруження σ_r, σ_t і інтенсивність масових сил x будуть функцією лише однієї незалежної змінної r і рівняння рівноваги (3) набувають вигляду:

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r - \sigma_t + x_r = 0 \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0 \tag{4}$$

Прийmemo $u = \Delta r$ – переміщення деякої точки пружного тіла вздовж радіуса, $w = \Delta z$ – переміщення у напрямі осі z . Через симетрію переміщення в напрямі, перпендикулярному радіусу, відсутні. Відрізок dr під дією навантаження подовжується на величину $\Delta dr = du$. Дуга $ds = r dt$ після деформації отримує приріст $\Delta ds = \Delta r dt = u dt$ (рис. 2).

Переміщення w у напрямі осі z – функція двох змінних $\Delta z = w(r, z)$. Відрізок dz подовжується на величину $\Delta dz = d\Delta z = \frac{dw}{dz}$.

Отже, головні деформації пов'язані з переміщеннями рівняннями:

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{du}{dr}, \\ \epsilon_t &= \frac{u}{r}, \\ \epsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}. \end{aligned} \tag{5}$$

Зв'язок між головними напруженнями і деформаціями встановлюється залежностями закону Гука.

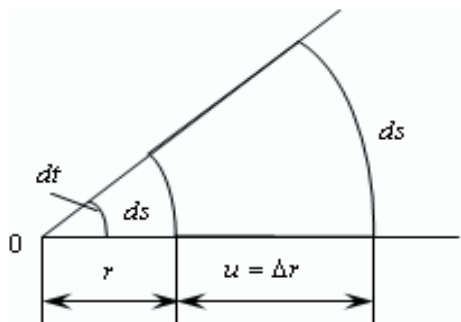


Рис. 2. Збільшення розмірів елемента під дією навантаження

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_t + \sigma_z)], \\ \frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} &= -(1+\mu)x, \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_t)] \end{aligned} \tag{6}$$

Рівняння (4), (5) і (6) містять вісім невідомих функцій. Для спрощення отриманої системи виключимо з рівнянь (5) переміщення u . Для цього достатньо знайти похідну:

$$\frac{d\epsilon_t}{dr} = \frac{du}{rdr} - \frac{1}{r^2}u = \frac{1}{r}(\epsilon_r - \epsilon) \tag{7}$$

Отримане рівняння спільності деформацій за допомогою закону Гука перетвориться в наступне:

$$\frac{d\epsilon_t}{dr} = \frac{1+\mu}{rE} (\epsilon_r - \epsilon_t) \tag{8}$$

Друге з рівнянь рівноваги задовольняється при $\sigma = \text{const}$, а також при $\epsilon_z = \text{const}$, оскільки із закону Гука витікає, що в цьому випадку σ_z може бути функцією лише змінної r . У даній конструкції з'єднання циліндрова частина має певну висоту h . Тоді напруження σ_z визначаються за заданими граничними умовами на торцях, якщо висота h достатньо велика, аби можна було скористатися принципом Сен-Венана. При малій висоті циліндричної частини з'єднання задача може бути вирішена при умові $\sigma_z = 0$, тобто при плоскому напруженому стані. Таким чином, можна вважати, що напруження σ_z відомі, тоді третє рівняння закону Гука (6) служить для визначення деформацій ϵ_z , а з другого рівняння знаходимо:

$$\frac{d\epsilon_t}{dr} = \frac{1}{r} \left(\frac{d\sigma_t}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} \right) \tag{9}$$

Підставляючи ці вираження в умову спільності деформацій (8) і враховуючи (4), отримаємо:

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{d\sigma_t}{dr} = -(1+\mu)x. \tag{10}$$

Висновки

Таким чином, математична модель визначення переміщень і деформацій на поверхні пружного охоплюючого елемента, що обґрунтовує спосіб підвищення міцності складання з'єднань з натягом зводиться до двох рівнянь (8) і (10) з двома невідомими σ_r, σ_t .

Література

1. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. М.: Машиностроение, 1981.-224с.
2. Крагельский И.В., Добычин М.Н. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение., 1977., 526 с.
3. Павленко В.М. Нормування пластичних деформацій валу поза зоною контакту в з'єднаннях з натягом / В.М. Павленко, І.В. Петко, М.П.Галушка // ВІСНИК КНУТД, – 2010, – №1, – С. 51-57.
4. Пат. 32918 Україна, МПК В23Р 11/02. Спосіб з'єднання деталей з натягом; Павленко В.М., Петко І.В. Заявл.26.12.07; Опубл. 10.08.2008, Бюл. №11, 2008.
5. Петко І.В. Підвищення якості з'єднань з натягом, складених з використанням деформуючого протягування / І.В. Петко, В.М. Павленко // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: Зб. наук. пр./ Відпов. ред. Г.М. Виговський, – Житомир.: ЖДТУ, 2007. – Вип. 5: у 2-х ч. – Ч. 2. – С. 134-141.