

УДК 621.71.08; 621.88

УТОЧНЕННЯ ВИМОГ ЗАСТОСУВАННЯ ПОСАДОК Н8/у8, Н8/х8 ТА Н8/з8 ЗГІДНО СТАНДАРТУ ГОСТ 25347-82

В статті показана принципова можливість заміни рекомендованих ГОСТ 25347-82 «Поля допусков и рекомендуемые посадки» посадок на менш напружені, які при зменшеній величині натягу за рахунок збільшення фактичної площі контакту забезпечують передачу таких же осьових зусиль і крутних моментів, також наведений алгоритм розрахунку за яким побудована таблиця їх заміни

В. М. Павленко

Старший викладач
Кафедра метрології, стандартизації та сертифікації*
Контактний тел.: 8 (044) 256-21-23
E-mail: vnpavlen@voliacable.com

І. В. Петко

Доктор технічних наук, професор
Кафедра електромеханічних систем*
Контактний тел.: 8 (044) 256-21-41

Г. І. Хімічева

Доктор технічних наук, професор
Кафедра метрології, стандартизації та сертифікації*
Контактний тел.: 8 (044) 256-21-99

*Київський національний університет технологій та дизайну

Вступ

Забезпечення якості з'єднань з натягом на етапах проектування, виготовлення і експлуатації з метою підвищення їх конкурентоспроможності є однією з важливих задач сучасного машинобудування. Ефективне рішення цієї задачі можливе завдяки впровадженню сучасних систем менеджменту, ключовим принципом яких є неможливість виникнення невідповідностей продукції встановленим вимогам.

Постановка завдання

Для того, щоб передати осьові зусилля або крутний момент між з'єднаними деталями в зоні їх контакту мають бути створені пружні деформації за рахунок гарантованого натягу. Величини натягу визначаються стандартами, що діють в Україні [5,6,7].

Необхідно відзначити, що посадки, які рекомендується стандартами, призначаються виходячи з того,

що напруження в зоні контакту не повинні перевищувати значень, що приводять до руйнування охоплюючої деталі. В той же час, іноді в зоні контакту високонапружених посадок виникають пластичні деформації, які призводять до зміни геометрії валу як в зоні контакту, так і за її межами. Тому, метою дослідження є уточнення застосування посадок Н8/у8, Н8/х8 та Н8/з8 для випадків складання з'єднань з різними довжинами, в яких до вільної від з'єднання частини валу висуваються високі вимоги щодо точності виготовлення, наприклад, коли вал слугує внутрішньою обоймою підшипника.

Результати та їх обговорення

Згідно [9], міцність з'єднань з натягом визначається величиною контактної тиску, номінальною площею контакту, коефіцієнтом тертя і діаметром стику з'єднання, а тому для середнього натягу визначають питомий тиск в зоні контакту, який забезпечить мож-

ливість передачі необхідного осьового зусилля або крутного моменту. Потім, користуючись стандартами, що регламентують поля допусків і рекомендовані посадки, вибирають відповідну посадку.

Зазвичай, у стандартах, що регламентують посадки, розрахунок з'єднань з натягом ґрунтується на тому, що в зоні контакту після складання, а тим більше поза нею, не повинні виникати напруження, які перевищують значення межі текучості для матеріалів обох деталей. В той же час закордонними і вітчизняними фахівцями, у тому числі і авторами, показано, що на міцність з'єднання і на його здатність передавати значні зусилля, позитивно впливають не тільки пружні, а і пружнопластичні деформації, що можна пояснити збільшенням фактичної площі контакту. Тому, стандарт [7] для з'єднань, які працюють в умовах значного навантаження, допускає складання з'єднань з виникненням пластичних деформацій в зоні контакту, що може привести до зміни геометричної форми валу за межами зони контакту.

Для отримання з'єднань з натягом, в яких практично відсутня зміна геометричної форми валу поза зоною контакту, нами запропонований і апробований метод, який дозволяє зменшити і рівномірно розподілити контактний тиск в зоні контакту, а також збільшити фактичну площу контакту і наблизити її до номінальної. Це досягається шляхом введення в зону контакту проміжної пластичної втулки з подальшою її обробкою деформуючою протяжкою.

Технологія складання з'єднань з натягом з введенням в зону контакту проміжної втулки та її деформація під дією сил, які виникають при протягуваному деформуванні, нами наведені в [2] та захищені Патентом України [3]. Метод деформуючого протягування дає можливість виключити дорогі операції фінішної доводки контактуючих поверхонь та сумістити операції механічної обробки і складання.

Окремо авторами були проведені дослідження на предмет визначення впливу наявності проміжної втулки на міцність з'єднань при змінному значенні величини натягу. При цьому вибиралися посадки, які є рекомендованими стандартом для передачі значних зусиль, а саме: Н8/у8, Н8/х8 та Н8/з8.

Очікувані зусилля розпресовки та крутний момент, які повинні витримати з'єднання визначалися методом максимуму-мінімуму, який проводився в такій послідовності. Величина мінімального $[p_{\min}]$ питомого тиску $(\frac{H}{M^2})$, при умові складання з'єднань з мінімальним натягом N'_{\min} для досліджуваних посадок визначалася залежністю:

$$[p_{\min}] = \frac{N'_{\min}}{d_{\text{нз}} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)},$$

де $d_{\text{нз}}$ – номінальний діаметр з'єднання, м; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів відповідно охоплюваної (вала) та охоплюючої (втулки) деталей в $\frac{H}{M^2}$ (для сталі 45 $E = (1,96 - 2)10^{11} \frac{H}{M^2}$, для бронзи ОЦС5-5-5 $E = 0,84 \cdot 10^{11} \frac{H}{M^2}$); c_1 і c_2 – коефіцієнти Ляме, які визначаються залежностями:

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d_{\text{нз}}} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{нз}}} \right)^2} - \mu_1; \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_{\text{нз}}}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_{\text{нз}}}{d_2} \right)^2} + \mu_2,$$

де d_1 – внутрішній діаметр вала, м; d_2 – зовнішній діаметр втулки м; μ_1 і μ_2 – коефіцієнти Пуассона відповідно для матеріалів вала та втулки (для сталі 45 $\mu = 0,3$, для бронзи ОЦС5-5-5 $\mu = 0,35$).

Після цього за відомими значеннями питомого тиску $[p_{\min}]$ та розмірами з'єднання ($d_{\text{нз}}$, l) визначалися величини допустимих зовнішніх навантажень (R_{oc} , M_k) які може передавати з'єднання.

Значення крутного моменту M_k та осьового зусилля R_{oc} визначалося за формулами: $M_k = \frac{[p_{\min}] \pi d_{\text{нз}}^2 l f}{2}$ та $R_{oc} = [p_{\min}] \pi d_{\text{нз}} l f$,

де l – довжина контактуючих поверхонь, м; f – коефіцієнт тертя при сталому процесі розпресовки або провертання.

Мінімальний натяг в з'єднанні, що складається методом деформуючого протягування, розраховувався в зворотному порядку.

На основі отриманих значень R_{oc} , M_k для кожного розміру з'єднання ($d_{\text{нз}}$, l) визначався необхідний мінімальний питомий тиск $[p_{\min}]$ $(\frac{H}{M^2})$ на контактних поверхнях з'єднання за формулами $[p_{\min}] = \frac{2M_k}{K_s \pi d_{\text{нз}}^2 l f}$, або $[p_{\min}] = \frac{R_{oc}}{K_s \pi d_{\text{нз}} l f}$,

де K_s – коефіцієнт, що враховує збільшення фактичної площі контакту при складанні з деформуючим протягуванням, згідно [8] $K_s = 1,3$.

За отриманим значенням p_{\min} розраховувалася необхідна величина мінімального розрахункового натягу N'_{\min} (м): $N'_{\min} = [p_{\min}] d_{\text{нз}} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)$,

Далі, на основі теорії найбільших дотичних напружень знаходили максимальний допустимий питомий тиск $[p_{\max}]$ $(\frac{H}{M^2})$, при якому відсутні пластичні деформації на валу.

$$[p_{\max}] = 0,58 \sigma_{T1} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d_{\text{нз}}} \right)^2 \right],$$

де σ_{T1} – границя текучості матеріалу валу (для Ст 45 $\sigma_T = 35 \cdot 10^7 \frac{H}{M^2}$).

Величина максимального розрахункового натягу N'_{\max} (м) розраховувалася за формулою:

$$N'_{\max} = [p_{\max}] d_{\text{нз}} \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)$$

Вибиралися посадки з таблиць системи допусків і посадок згідно стандарту.

Крім того, нами було проведено розрахунок можливості заміни посадки $\phi 50 \frac{H8}{z8}$ на менш напружену з використанням проміжної пластичної втулки. Для розрахунку прийнято $\phi 50 \frac{H8}{z8}$: $N_{\min} = 73 \text{ мкм}$, $N_{\max} = 175 \text{ мкм}$, $d_{\text{нз}} = 50 \text{ мм}$, $l = 60 \text{ мм}$, $d_1 = 25 \text{ мм}$, $d_2 = 100 \text{ мм}$. Матеріали деталей: вал та втулка – сталь Ст 45, проміжна втулка – бронза Бр ОЦС5-5-5.

В результаті проведеного розрахунку отримані наступні результати: величина мінімального питомого тиску для циліндричних з'єднань з натягом зі Ст 45 $[p_{min}] = 8,76 \cdot 10^7 \frac{H}{M^2}$; $c_1 = 1,37$; $c_2 = 1,97$; $M_k = 1651,22 H \cdot m$; $R_{oc} = 66,05 kH$; величина мінімального питомого тиску для з'єднань з натягом з проміжною пластичною втулкою $[p_{min}] = 2,16 \cdot 10^7 \frac{H}{M^2}$; $N'_{min} = 32,34 \text{ мкм}$; $[p_{max}] = 1,52 \cdot 10^8 \frac{H}{M^2}$; $N'_{max} = 228,34 \text{ мкм}$;

Отримані розрахункові дані дозволили вибрати з таблиць системи допусків та посадок [5,6] посадку при умові, що мінімальний натяг $N_{min} > N'_{min}$, а максимальний натяг $N_{max} \leq N'_{max}$.

У нашому випадку вибрано посадку $\phi 50 \frac{H8}{x8}$ для якої $N_{min} = 41 \text{ мкм} > N'_{min}$, $N_{max} = 136 \text{ мкм} \leq N'_{max}$.

Таким чином, при використанні деформуючого протягування для з'єднань з натягом отримана можливість заміни посадки $\phi 50 \frac{H8}{z8}$ з діапазонами натягів $N = 73 \div 175 \text{ мкм}$ на посадку $\phi 50 \frac{H8}{x8}$ з діапазонами натягів $N = 41 \div 136 \text{ мкм}$.

Як результат, використання при складанні з'єднань з натягом проміжної пластичної втулки, дає можливість замінити посадки H8/u8, H8/x8 та H8/z8 на менш напружені.

Результати експериментальних досліджень, наведені авторами в роботі [4], показали, що використання деформуючого протягування проміжної пластичної втулки дало змогу при зменшених величинах натягу отримати такі ж самі міцнісні характеристики, а деформації валу поза зоною контакту зменшити в 3 рази (з 15 мкм до 5 мкм).

Вищенаведене дозволяє для з'єднань з натягом, з проміжною пластичною втулкою, розрахувати та побудувати таблицю заміни високонапружених посадок на менш напружені, що забезпечують зменшені деформації валу поза зоною контакту (табл. 1).

В таблиці 1 запропоновано заміну посадок, при яких виникають деформації валу поза зоною контакту на посадки, в яких при складанні методом деформуючого протягування ці деформації практично відсутні.

Таблиця 1

Рекомендації заміни високонапружених посадок на менш напружені при застосуванні методу складання деформуючим протягуванням (за ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки)

| інтервал розмірів, мм | посадка з стандарту | запропонована посадка | посадка з стандарту | запропонована посадка | посадка з стандарту | запропонована посадка |
|-----------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| | H8/u8 $N_{max} \div N_{min}$ | H8/s7 $N_{max} \div N_{min}$ | H8/x8 $N_{max} \div N_{min}$ | H8/u8 $N_{max} \div N_{min}$ | H8/z8 $N_{max} \div N_{min}$ | H8/x8 $N_{max} \div N_{min}$ |
| від 1 до 3 | 32 ÷ 4 | 24 ÷ 1 | 34 ÷ 6 | 32 ÷ 4 | 40 ÷ 12 | 34 ÷ 6 |
| від 3 до 6 | 41 ÷ 5 | 31 ÷ 3 | 46 ÷ 10 | 41 ÷ 5 | 53 ÷ 17 | 46 ÷ 10 |
| від 6 до 10 | 50 ÷ 6 | 38 ÷ 3 | 56 ÷ 12 | 50 ÷ 6 | 64 ÷ 20 | 56 ÷ 12 |
| від 10 до 18 | 60 ÷ 6 | 46 ÷ 5 | 72 ÷ 13 | 60 ÷ 6 | 87 ÷ 23 | 72 ÷ 13 |
| від 18 до 30 | 81 ÷ 8 | 56 ÷ 5 | 97 ÷ 21 | 81 ÷ 8 | 121 ÷ 40 | 97 ÷ 21 |
| від 30 до 50 | 109 ÷ 21 | 68 ÷ 6 | 136 ÷ 41 | 109 ÷ 21 | 175 ÷ 73 | 136 ÷ 41 |
| від 50 до 80 | 141 ÷ 48 | 86 ÷ 10 | 180 ÷ 88 | 141 ÷ 48 | 237 ÷ 145 | 180 ÷ 88 |
| від 80 до 120 | 188 ÷ 80 | 110 ÷ 21 | 248 ÷ 140 | 188 ÷ 80 | 338 ÷ 230 | 248 ÷ 140 |
| від 120 до 180 | 253 ÷ 127 | 140 ÷ 37 | 342 ÷ 216 | 253 ÷ 127 | 478 ÷ 352 | 342 ÷ 216 |
| від 180 до 250 | 332 ÷ 188 | 177 ÷ 59 | 460 ÷ 316 | 332 ÷ 188 | 650 ÷ 506 | 460 ÷ 316 |
| від 250 до 315 | 413 ÷ 251 | 216 ÷ 83 | 581 ÷ 419 | 413 ÷ 251 | 831 ÷ 669 | 581 ÷ 419 |
| від 315 до 400 | 501 ÷ 323 | 256 ÷ 110 | 714 ÷ 536 | 501 ÷ 323 | 1039 ÷ 861 | 714 ÷ 536 |
| від 400 до 500 | 612 ÷ 418 | 305 ÷ 145 | 877 ÷ 683 | 612 ÷ 418 | 1272 ÷ 1078 | 877 ÷ 683 |

Висновки

Запропоновано заміну рекомендованих стандартом посадок на менш напружені, які при зменшеній величині натягу за рахунок збільшення фактичної площі контакту, забезпечують передачу таких же осьових зусиль і крутних моментів, як і рекомендовані стандартом ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки.

Література

1. Павленко В.М., Петко І.В., Головка Д.Б. Визначення впливу напружень та деформацій на якість з'єднань із натягом. // ВІСНИК КНУТД, 2007. №2, – С. 34-40

2. Петко І.В., Павленко В.М. Підвищення якості з'єднань з натягом, складених з використанням деформуючого протягування // 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.

3. 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.

4. Павленко В.М., Петко І.В. Визначення якісних характеристик з'єднань з натягом складених з пластичною проміжною втулкою. // ВІСНИК Хмельницького національного університету, 2008. №2, – С. 145-150

5. ДСТУ ISO 286-1–2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 1. Основи допусків, відхилів та посадок (ISO 286-1:1988, IDT)
6. ДСТУ ISO 286-2–2002 Допуски і посадки за системою ISO. Частина 2. Таблиці квалітетів стандартних допусків і граничних відхилів отворів і валів (ISO 286-2:1988, IDT)
7. ГОСТ 25347-82 Поля допусков и рекомендуемые посадки
8. Курносое Н.Е. Исследование величины фактической площади контакта и ее влияние на качество соединений с натягом. Автореф. канд. техн. наук 05.02.10 – М., 1976, -16с.
9. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч. Ч.1/Под ред. В.Д. Мягкова. – 5-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. Отд-ние, 1978–544с., ил.

УДК 629.113.004

ОПТИМИЗАЦИЯ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НАЦИОНАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

И. К. Шаша

Доктор технических наук, профессор, полковник милиции
Харьковский национальный университет внутренних дел
пр-т 50-летия СССР 27, г. Харьков
Контактный тел.: (057) 704-24-66, 8-097-943-65-64
E-mail: igor_shasha@mail.ru

Г. Н. Маренко

Полковник
Академия внутренних войск МВД Украины
пл. Восстания, 3, г. Харьков
Контактный тел.: (057) 739-26-87, 8-050-301-32-82

В статье рассмотрены вопросы оптимизации функционирования национальной системы оценки технического состояния транспортных машин за счет создания высокоэффективных региональных центров автосервиса. Предложен системный подход к созданию моделей формирования технической надежности транспортных машин, основанный на прогнозировании и управлении режимами профилактического восстановления их работоспособности и функциональной надежности

1. Введение

С целью разработки национальной системы оценки технического состояния транспортных машин (ТМ), которые выполняют международные перевозки и зарегистрированы в Украине, создана Аттестационная комиссия, ответственная за проверку транспортных средств и выдачу соответствующих сертификатов [1, 2]. Аттестационная комиссия обеспечивает соответствие конструкции и технического состояния автопо-

ездов требованиям Резолюций и Директив 96/96 ЕС. Не вызывает сомнения, что таким же требованиям должны отвечать ТМ, которые эксплуатируются на территории Украины. Достаточно много нареканий и к системе проведения технических осмотров ТМ, действующей в Украине до настоящего времени [3].

Поэтому для улучшения обслуживания международных перевозчиков с учетом опыта ведущих европейских стран Аттестационная комиссия разработала несколько вариантов создания и развития испыта-