

4. Козырев Н.В. Синтез ультрадисперсных алмазов из сплава тротила с полициклическими нитраминами / Н.В. Козырев, С.В. Сысолятин, Г.В. Сакович // Физика горения и взрыва. – 2006. – Т. 42, № 4. – С. 131-134.

## References:

1. Vnukov Yu.N. *Progressivnyi obrabatyvaiushchii instrument i metody povysheniia ego kachestva* [Progressive processing tools and methods to improve its quality]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2008. 234 p. (Rus.)
2. Kondratov A., Barmin B.P. Zavisimost' stoikosti reztsov ot intensivnosti vibratsii [Dependence of the durability of incisors on the intensity of vibrations]. *Stanki i instrument – Machines and tools*, 1994, no. 6, pp. 12-15. (Rus.)
3. Manuylenko V.M. Usloviia effektivnogo primeneniia vysokoskorostnoi obrabotki [Conditions for the effective application of high-speed processing]. *Visnik Kharkivs'kogo natsional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva im. P. Vasilenka – Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after P. Vasylenko*, 2007, vol. 61, pp. 279-283. (Rus.)
4. Kozyrev N.V., Sysolyatin S.V., Sakovich G.V. Sintez ul'tradispersnykhalmazov iz splava trotila s politsiklicheskiminitraminami [Synthesis of ultradisperse diamonds from the TNT alloy with polycyclic indamines]. *Fizika gorenii i vzryva – Combustion, Explosion and Shock Waves*, 2006, vol. 42, no. 4, pp. 131-134. (Rus.)

Рецензент: С.С. Самотугін  
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 12.01.2020

УДК 621.923

doi: 10.31498/2225-6733.40.2020.216177

© Лещенко О.І.\*

### ВИЗНАЧЕННЯ ГРАНИЧНИХ УМОВ ВЕЛИЧИНИ ДЕФОРМАЦІЇ ВІД КОНТАКТНИХ ТИСКІВ У З'ЄДНАННЯХ З ПРЕСОВОЮ ПОСАДКОЮ

Основною причиною, яка стримує впровадження в механоскладальне виробництво методів зборки з використанням пластичної деформації, є складність призначення оптимальних технологічних параметрів, що забезпечують необхідну якість з'єднання. Стаття присвячена вирішенню проблеми збереження в полі допуску після пресової операції відхилень розмірів, форми і взаємного положення поверхонь з'єднань з натягом типу «втулка-корпус». Представлені результати досліджень деформації отвору втулки від контактного тиску у вузлі при посадці з натягом. Відомі рішення задачі Ляме доповнені залежностями, які враховують нерівномірність розподілу тиску вздовж осі з'єднання, похибку геометрії форми поверхонь контакту і зниження натягу від змінання мікронерівностей. Результати аналітичного моделювання деформації зборки з натягом і моделювання методом кінцевих елементів (МКЕ) характеризуються функціональною ідентичністю, що робить перспективним подальші експериментальні дослідження цієї проблеми з метою отримання коригувальних коефіцієнтів для програмних додатків САЕ-систем. Актуальність поставленої проблеми в тому, що виправлення похибок втулки в корпусі внаслідок деформації від зусиль пресування, як правило, процес з точки зору базування вузла технологічно скрутний і економічно затратний.

**Ключові слова:** пластична деформація, з'єднання з натягом, розрахунковий натяг, шорсткість, контактний тиск, похибка форми, кінцево-елементна модель.

\* канд. техн. наук, доцент, ДВНЗ «Приазовський державний технічний університет, м. Маріуполь, [aleshenko1954@gmail.com](mailto:aleshenko1954@gmail.com)

*Леценко А.И. Определение граничных условий величины деформации от контактных давлений в соединениях с прессовой посадкой. Основной причиной, сдерживающей внедрение в механосборочное производство методов сборки с использованием пластической деформации, является сложность назначения оптимальных технологических параметров, обеспечивающих требуемое качество соединения. Статья посвящена решению проблемы сохранения в поле допуска после прессовой операции отклонений размеров, формы и взаимного положения поверхностей соединений с натягом типа «втулка-корпус». Представлены результаты исследований деформации отверстия втулки от контактного давления в узле при посадке с натягом. Известные решения задачи Ляме дополнены зависимостями, учитывающими неравномерность распределения давления вдоль оси соединения, погрешность геометрии формы поверхностей контакта и снижение натяга от смятия микронеровностей. Результаты аналитического моделирования деформации сборки с натягом и моделирования методом конечных элементов (МКЭ) характеризуются функциональной идентичностью, что делает перспективным дальнейшие экспериментальные исследования этой проблемы с целью получения корректирующих коэффициентов для программных приложений САЕ-систем. Актуальность поставленной проблемы в том, что исправление погрешностей втулки в корпусе вследствие деформации от усилий прессования, как правило, процесс с точки зрения базирования узла технологически затруднительный и экономически затратный.*

**Ключевые слова:** пластическая деформация, соединение с натягом, расчетный натяг, шероховатость, контактное давление, погрешность формы, конечно-элементная модель.

*O.I. Leshchenko. Determination of the boundary conditions for the value of deformation from contact pressures in press-fit joints. The main reason that impedes the introduction of assembly methods using plastic deformation in mechanical assembly production is the difficulty in assigning optimal technological parameters that provide the required quality of the connection. The article considers the problem of preserving within the tolerance field after the pressing, deviations of dimensions, shape and mutual position of the surfaces of joints with an interference fit of the «sleeve-body» type. The results of studies of the deformation of the sleeve bore from the contact pressure in the node at interference fit are presented. The known solutions of the Lamé problem are supplemented with dependencies that take into account the uneven distribution of pressure along the joint axis, the error in the geometry of the contact surfaces shape, and a decrease in the tightness because of crushing microroughnesses. The results of analytical modeling of assembly deformation and finite element modeling are characterized by functional identity, which makes future research promising for obtaining corrective coefficients to be used to create software applications for CAE systems. The stated problem is urgent since the correction of the errors of the sleeve in the body due to the deformation from the pressing forces is a process technologically difficult and economically expensive as a rule because of the assembly location.*

**Keywords:** plastic deformation, interference fit, design interference, roughness, contact pressure, shape error, finite element model.

**Постановка проблеми.** У машинобудуванні знаходять широке застосування пресові посадки деталей з натягом, коли отвори (ті що охоплюють розмір) менші розміру охоплюваного на величину поля допуску. Спряжені деталі можуть мати різну форму контактуючих поверхонь, наприклад, конічну або призматичну. Однак найбільше розповсюдження отримали конструкції з циліндричними сполуками, такими як вал і втулка, втулка-втулка або втулка-корпус. Останні, за даними статистики, становлять близько 15% від загального числа нерухомих з'єднань машин і механізмів [1], в яких необхідний натяг забезпечується підбором відповідної стандартної посадки. У цьому випадку після зборки вузла опір взаємному зсуву деталей створюється силами пружної деформації розтягування деталі з отвором і стиснення валу, при цьому міцність з'єднання забезпечується натягом – різницею між розмірами отвору і валу.

Широке застосування посадок з натягом пояснюється простотою конструкції фрикційного з'єднання, відсутністю додаткових елементів, що працюють на зріз або вигин, – шпонок, шліців, штифтів. Посадки цього типу знайшли застосування в цілому ряді відповідальних вузлів, таких як зборка колісних пар залізничного транспорту, зубчастих вінців з маточинами, матриць або штампів холодного видавлювання з бандажуванням, збірки роторів електродвигунів з валами, кріплення кілець підшипників і т. ін. Разом з тим з'єднання цього типу не позбавлені певних проблем і недоліків. Якщо врахувати, що навантажувальна здатність пресових з'єднань у відповідності з посадкою визначається натягом, то зниження втомної міцності у місці запресовування безпосередньо залежить від його величини. Цей недолік особливо помітний при циклічному навантаженні з'єднання. Також викликає утруднення відновлення властивостей міцності з'єднання після його демонтажу і розбирання.

Окремо можна відокремити проблему збереження в поле допуску після пресової операції відхилень розмірів, форми і взаємного положення поверхонь з'єднань з натягом типу «втулка-корпус». Актуальність цієї проблеми полягає в тому, що виправлення похибки втулки в корпусі внаслідок деформації від зусиль пресування, як правило, процес з точки зору базування вузла технологічно скрутний і економічно витратний.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** З'єднання з гарантованим натягом (пресові з'єднання) можуть бути отримані декількома способами, серед яких превалює метод поздовжньої зборки за рахунок осевого зусилля [1, 2]. В цьому випадку до однієї з деталей, що спряжена з іншою, яка охоплює чи охоплювана, прикладається осьова сила, що як би «насуває» одну деталь на іншу. У таких з'єднаннях відбувається деформація металу, яка залежить від великого числа факторів, сукупний вплив яких на міцність з'єднань ще недостатньо вивчено. Більш вивчена область з'єднань, у яких обидві деталі виконані з одного матеріалу і, як правило, з ідеальною геометрією, тобто відсутність шорсткості на спряжених поверхнях і форма циліндричності без відхилень. При цьому робота запресування пов'язана лише з пружними деформаціями і тертям.

Якість зборки пресових з'єднань прийнято характеризувати здатністю навантаження [2], що включає допустиме осьове зусилля і крутний момент з'єднання, які воно може витримати без руйнування або відносного зсуву поверхонь, що сполучаються. Параметри цієї характеристики залежать від величини натягу, діаметра спряження і його довжини та можуть коливатися в залежності від шорсткості і точності обробки поверхонь деталей, що відповідає 5-7 квалітету точності. Важливим фактором для робочих параметрів з'єднання цього типу є способи збирання: шляхом термічних деформацій, під пресом ударної дії або гвинтових пристосувань.

У з'єднаннях з натягом  $N$  (рис. 1, а) за рівністю номінальних діаметрів поверхонь спряження  $D$  необхідно враховувати деформацію деталей в процесі запресовування – можливе зменшення розміру отвору у втулці і збільшення розмірів, що його охоплюють, тобто зовнішніх. Деформація  $\delta$  тим більше, чим більше натяг  $N$  і менше діаметральна товщина стінки втулки  $\Delta = D - d$  з отвором  $d$ . Отже спряжені деталі повинні мати достатню жорсткість, щоб уникнути перевищення допустимої деформації під дією контактного тиску внаслідок зусиль запресування.

Основним конструктивним параметром, що має домінуючий вплив на зміну форми і розмірів після запресовування втулок є відносна тонкостінність  $k_T = d/D = (D - \Delta)/D$ , що дорівнює відношенню її внутрішнього і зовнішнього діаметрів. Звідси випливає умовний поділ з'єднань за ступенем деформації:  $k_T < 0,5$  – коли зона пластичних трансформацій поширюється на весь об'єм стінки втулки і  $k_T > 0,5$ , коли втулка вважається товстостінною і деформується тільки в обмеженій зоні дії контактного тиску [2, 3].

Для визначення зусилля запресовування в нормативних документах [4] наводяться номограми залежності необхідної сили пресування від тонкостінності втулки  $k_T$ , відносного натягу  $N/D$  – відношенню величини натягу  $N$  до номінального діаметру  $D$  з'єднуваних деталей, довжини втулки і коефіцієнта тертя. Дотримуючись зазначеної номограмою послідовності, можна визначити з достатньою точністю для виробничих цілей зусилля запресовування. Але навіть такі перевірені часом рекомендації не виключають вихід деформацій спряжених деталей за межі поля допуску.

Так, при запресовуванні тонкостінної підшипникової втулки в корпус з базовою стінкою шириною  $b$  (рис. 1, а) втулка приймає корсетну форму  $R$ . При асиметричному розташуванні

стілки шириною  $b$  корсет  $R$  зміщується в бік з більшою жорсткістю (рис. 1, б). Тому, для забезпечення правильної роботи підшипника необхідно після запресовування остаточно обробити внутрішню поверхню втулки, передбачаючи в заготовлві відповідні припуски. Втулки розгортають, залишаючи під розгортку припуск 0,02-0,1 мм на сторону, або калібрують кулькою або прошивкою. Дана операція негативно відбивається на економічній привабливості з'єднань даного типу.

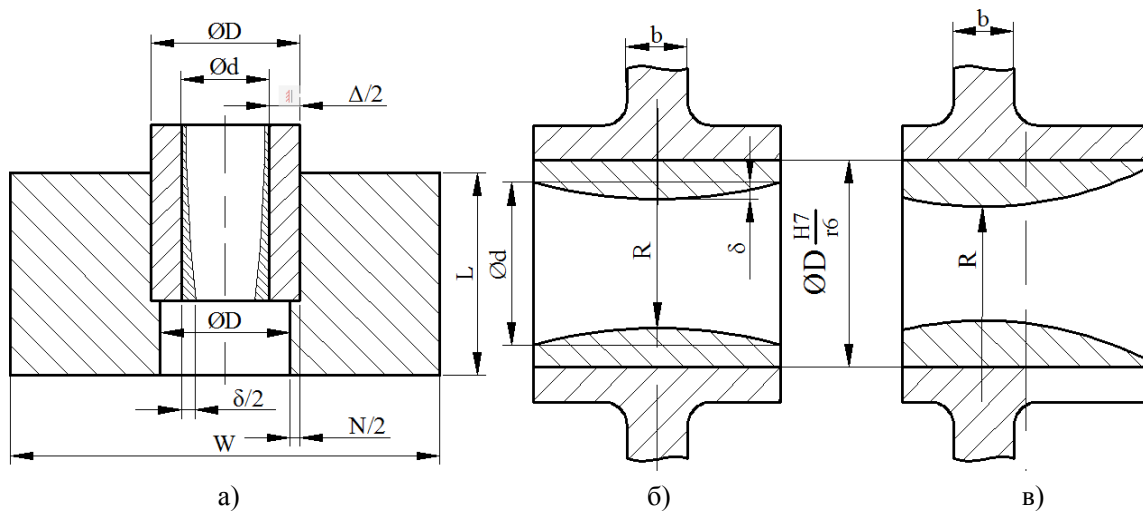


Рис. 1 – Деформація  $\delta$  і натяг  $N$  для деталей вузла з пресовою посадкою: а – втулка вставлена в корпус з розмірами  $W, L$  по посадці з натягом  $N$ , номінальний діаметр отвору в корпусі  $D$ , який дорівнює номінальному зовнішньому діаметру втулки,  $d$  – внутрішній діаметр втулки с товщиною стінки  $\Delta = D - d$  на діаметр,  $\delta$  – усадка внутрішнього діаметра втулки при її запресуванні; б, в – поява «корсету»  $R$  в деталях від зусилля при запресуванні

В дослідженнях [5, 6] технологічних процесів, що забезпечують якість зборки вузлів з натягом, приділено увагу питанням допустимих деформацій. Вельми приблизне значення величини зменшення внутрішнього діаметра втулки  $d$  дає співвідношення межі текучості  $\sigma_T$  і модуля пружності  $E$  матеріалу  $\delta_a = (\sigma_T / E) \cdot d$  [2].

Різні джерела [7] пропонують формули для обчислення зменшення внутрішнього діаметра втулки в залежності від її розмірів і величини натягу. На заводі «Уралмаш» для визначення величини усадки  $\delta_b$  внутрішнього діаметра втулки  $d$  при запресуванні використовується формула:

$$\delta_b = k_1 \cdot \sqrt[3]{d} + k_2 \cdot N, \quad (1)$$

де  $k_1, k_2$  – емпіричні коефіцієнти, отримані в процесі лабораторних випробувань, змінне значення яких позбавляє цю залежність універсальності;  $d$  – діаметр отвору втулки;  $N$  – номінальний натяг по зовнішньому діаметру втулки.

Зменшення внутрішнього діаметру  $d$  після запресовування втулки на величину  $\delta_c$  можна визначати за формулою [8]:

$$\delta_c = d - \sqrt{d^2 - 2 \cdot D \cdot N - N^2}, \quad (2)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр втулки, по якому здійснюється зборка з натягом;  $d$  – діаметр отвору втулки;  $N$  – натяг по зовнішньому діаметру втулки  $D$ .

Для оцінки міцності з'єднань з натягом найбільш часто використовують розрахункову модель, основу якої складають аналітичні залежності Ляме [1, 2, 4, 5]. У відповідності з цією моделлю опір взаємному зсуву, що дозволяє передавати як крутні, так і осьові навантаження, забезпечує сумарна сила тертя  $F_{TP} = f \cdot \pi \cdot D \cdot L$ , що виникає між контактними поверхнями деталей зборки з пресовою посадкою, де  $\pi \cdot D \cdot L$  – фактична площа контакту деталей, що спряжені, а  $f$  – коефіцієнт тертя.

Чим вище мікронерівності поверхонь спряжених деталей, тим коефіцієнт тертя при за-пресовуванні більше. Тому можна сказати, що збільшення мікронерівностей, певною мірою, позитивно впливає на міцність з'єднання, діючи на зразок шипів між спряженими поверхнями. Як встановлено дослідями [5, 8], підвищення класу шорсткості понад  $Ra = 2,5$  мкм знижує несучу здатність з'єднання внаслідок зменшення коефіцієнта тертя на поверхнях контакту.

У з'єднаннях відхилення форми і розташування поверхонь викликають нерівномірність натягу, внаслідок чого знижується їх навантажувальна здатність. Для циліндричних з'єднань нормується сукупність відхилень всієї поверхні – допуск циліндричності, що включає відхилення профілю поперечного перерізу: конусоподібність, бочкоподібність, сідлоподібність і відхилення від круглості. Якщо при складанні з натягом похибка геометрії форми деталей не нормується в кресленні, то її величина повинна бути в межах від 60% поля допуску на розмір.

На основі формул, наведених в задачі Ламе [1, 2, 8], мінімальний допустимий натяг  $N_{\min}$ , що виключає можливість відносного зсуву деталей у з'єднанні, визначається з умови граничних значень сил, діючих на пару з однаковими номінальними розмірами  $D$  отвору і втулки (рис. 1, а). Максимальний розрахунковий натяг  $N_{\max}$  визначається з умов міцності деталей, що спряжені в вузлі, відповідає в більшій мірі ідеальній конструкції з'єднання і визначається за формулою:

$$N_{\max} = p_{\max} \cdot D \cdot \left[ \frac{C_K}{E_K} + \frac{C_V}{E_V} \right], \text{ коефіцієнти: } C_V = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]}{\left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \right)^2 \right]} - \mu_v, \quad C_K = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{D}{d_K} \right)^2 \right]}{\left[ 1 - \left( \frac{D}{d_K} \right)^2 \right]} + \mu_k, \quad (3)$$

де  $p_{\max}$  – максимальний тиск на поверхні контакту спряжених деталей, який виникає під впливом натягу;  $D$  – номінальний діаметр спряжених поверхонь – отвору у корпусі і зовнішній розмір втулки;  $d$  – діаметр отвору у втулці;  $d_K$  – зовнішній розмір поверхні, що охоплює;  $E_K$ ,  $E_V$  – модулі пружності матеріалу корпусу і втулки;  $\mu_k$ ,  $\mu_v$  – коефіцієнти Пуассона матеріалу корпусу і втулки. Приймаємо, що втулка з товщиною стінки  $\Delta$  і корпус виготовлені із однакового матеріалу:  $E_K = E_V = E$ ,  $\mu_k = \mu_v = \mu$ .

Принцип збірки пресових з'єднань заснований на пластичній деформації деталей, яка відбувається у разі створення напруги, що перевищує межу пружності матеріалів спряжених поверхонь. У зв'язку з цим методом пластичної деформації можуть бути зібрані тільки деталі, що виготовлені з матеріалів, здатних без руйнування отримувати значні залишкові деформації. Внаслідок натягу на поверхні контакту виникає тиск, величина якого визначає характер деформації деталей з'єднання. Слід зазначити, що для деталей з крихких матеріалів призначають у збірці малі натяги, так як при збільшенні їх значення зростає ймовірність їх руйнування.

При умовах зростання величини натягу, коли використовуються посадки точних квалітетів Н7/г6, Н7/с6, що обумовлює низку шорсткості їх спряжених поверхонь, вплив нерівностей і дефектів форми позначається менше на процесі запресовування. Подальше зростання натягу призводить до того, що в однієї з деталей (рідше у обох одночасно) напруга на поверхнях контакту перевершить межу плинності  $\sigma_T$ . Величина натягу і, відповідно, вид посадки визначають величину питомого тиску на посадочній поверхні. Для деталей, що з'єднуються, максимальний натяг  $N_{\max}$  залежить від максимального тиску  $p_{\max}$ , який визначають з умови міцності деталей і розраховують, виходячи з межі текучості, за наступною формулою [4]:

$$p_{\max} = 0,58 \cdot \sigma_T \cdot \left( 1 - \left( \frac{D - \Delta}{D} \right)^2 \right), \quad (4)$$

яка побудована на припущенні, що тиск на поверхні контакту деталей з'єднання рівномірно розподілений по цій поверхні, що тільки умовно відповідає дійсності. З огляду на (3), (4) і те, що розмір поверхні, що охоплює, (корпусу) багато більше діаметра втулки  $d_K = k \cdot D$ ,  $k > 10$ , отримаємо функціональну залежність:

$$N_{\max}(D, \Delta) = \frac{0,58 \cdot \sigma_T \cdot D}{E} \cdot (D^2 - (D - \Delta)^2) \cdot \left( \frac{D^2 + (D - \Delta)^2}{D^2 - (D - \Delta)^2} + \frac{k^2 + 1}{k^2 - 1} \right). \quad (5)$$

**Метою даної роботи** є дослідження деформацій з'єднань «втулка-корпус» за умови збереження в межах обумовлених полів допусків їх геометричних параметрів після операції пре-

сування. Поставлено завдання побудови аналітичної моделі процесу і аналізу деформації внутрішнього діаметра втулки від контактних тисків у вузлі, зібраному з пресової посадки на платформі САЕ-системи.

**Виклад основного матеріалу.** При вирішенні інженерних задач, пов'язаних з роботою вузлів «втулка-корпус», зібраних по посадці з натягом, треба знати не тільки розрахункове значення контактного тиску (4), але і враховувати, як той чи інший параметр конструкції вплине на величину зон концентрації напружень з'єднання і можливу зміну контактного тиску в цих зонах. Тому оптимальну величину натягу з'єднання треба визначати не тільки по забезпеченню необхідної навантажувальної здатності, але і завдяки оцінці граничної деформації елементів збірки при максимальному тиску  $p_{\max}$  (4). Тому у виробничих умовах розрахунковий максимальний натяг  $N_{\max}$  наближають до реального значення  $N_{\max}^P$  шляхом врахування ряду виробничо-технологічних факторів, перерахованих раніше. Число коригувальних поправок не є строго встановленими, а залежить від типу виробництва, характеру виробу та пристроїв лабораторної бази підприємства. Для важкого машинобудування, зокрема вагобудування, розрахунок реального максимального натягу  $N_{\max}^P$  можна визначити функціональною залежністю:

$$N_{\max}^P = N_{\max}(D, \Delta) \cdot \lambda_{LD} \cdot \lambda_D + \lambda_{Ra}, \quad (6)$$

де  $\lambda_{LD}$  – коефіцієнт концентрації напруги, що враховує збільшення питомого тиску у торців втулки;  $\lambda_D$  – коефіцієнт, що враховує наявність похибки форми, – сідлоподібність;  $\lambda_{Ra}$  – поправка на змінання і зріз мікронерівностей при відомому значенні шорсткості.

В ідеальному випадку вважається рівномірним розподіл тиску як по колу циліндричної поверхні, так і вздовж осі втулки. Розглянемо поправки до розрахунку реального максимального натягу  $N_{\max}^P$  (6), як функціоналів конструкторсько-технологічних параметрів вузла «корпус-втулка», зібраного з пресовою посадкою.

Значення шорсткості контактних поверхонь обумовлює поправку розрахункового натягу  $N_{\max}^P$ , що враховує послідовний зріз і змінання мікронерівностей в процесі операції пресування. Величина змінання мікронерівностей залежить від якості посадки з натягом, висоти нерівностей, їх форми, твердості і міцності матеріалу спряжених поверхонь, а також від умов зборки. Встановлено, що поправка згідно шорсткості пропорційна висоті мікронерівностей  $Ra$  відповідно якості посадки і обернено пропорційна номінальному діаметру з'єднання  $D$  [6]. Наведені в роботі [4, 6] дані дозволяють інтерполювати зазначену поправку гіперболічною залежністю:

$$\lambda_{Ra}(D) = \chi_2 \cdot Ra / D^{\chi_1}, \quad (7)$$

де  $Ra$  – висота мікронерівностей,  $\chi_1$  – коефіцієнт, що залежить від якості точності, основного відхилення на розмір поверхні і методів обробки, наприклад, розгортання, розточування або шліфування отвору. Значення шорсткості надає більший вплив в зоні малих діаметрів. Значення коефіцієнта  $\chi_2$  залежить від натягу – збільшується зі зменшенням натягу. Тому спочатку прогнозуємо  $\chi_2$  на основі раніше отриманих даних, обчислюємо реальний натяг  $N_{\max}^P$ , після чого можливо рекурсивне звернення для його коригування.

Рядом досліджень [1, 2] встановлено, що на кордонах зон контакту є деякі відмінності в розподілі контактних тисків, а саме їх концентрація на торцях втулки. Можливо, в процесі експлуатації з'єднань релаксація напружень нівелює це відхилення, проте як показує досвід, довговічність пресового з'єднання в значній мірі визначається втомною міцністю охоплюваної деталі, руйнування якої починається саме поблизу її торця, з утворенням скупчень втомних тріщин. Така нерівномірність розподілу питомого тиску по довжині контактної поверхні враховується в розрахунках безрозмірним коефіцієнтом концентрації напруги [4, 7], що залежить від товщини стінки втулки  $\Delta = D - d$  і її висоти  $H$ . Якщо прийmemo  $H = D$ , що відповідає рекомендаціям деяких досліджень [1, 9], коефіцієнт  $\lambda_{LD}(D, \Delta)$  визначається функцією:

$$\lambda_{LD}(D, \Delta) = 1 - \sqrt{\left(\frac{\Delta}{D}\right)^3}. \quad (8)$$

Шляхом моделювання міцності циліндричного з'єднання з натягом при наявності похибки геометрії форми встановлено засобами пакета інженерного аналізу «Ansys» [5], що найбільш несприятливий вплив на працездатність з'єднання надає сідлоподібність внаслідок зменшення

площі контакту циліндричних поверхонь. При однаковій мірі точності допуски на відхилення форми менші, ніж величина натягу, проте, припустити витіснення деформаційною хвилею стисненого матеріалу в порожнину «сідла» було б спрощенням, що мало відповідає дійсності, про що свідчать фотографії поверхонь контакту після розпресування [5].

Реальне значення коефіцієнта тертя при запресовуванні можна представити моделлю, яка враховує зміни нормального тиску на ділянках похибки геометрії форми посадкової поверхні. Отже, з урахуванням похибки форми зміна максимального натягу  $N_{\max}^P$  коригується відношенням реальної  $S_p$  і номінальної  $S_H$  площ контакту, тобто:  $\lambda_D = S_p/S_H$ . Бічну поверхню втулки (рис. 2, а) діаметром  $D$ , висотою  $H = D$  і з сідлоподібністю  $t$  можна представити за деяким наближенням поверхнею обертання дуги кола радіуса  $R = (D^2/4 + t^2)/2 \cdot t$  з хордою на інтервалі  $x = \pm D/2$ .

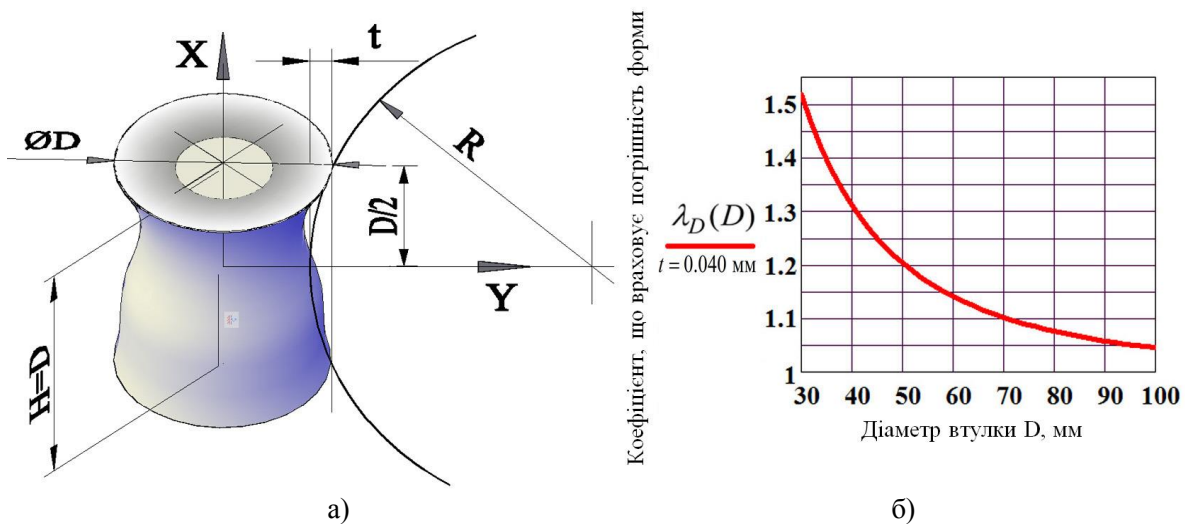


Рис. 2 – Втулка з похибкою форми і графік зміни коефіцієнта  $\lambda_D$ , що враховує наявність даного відхилення від циліндричності: а – втулка діаметра  $D$  з похибкою «сідлоподібність» величина якої  $t$ ; б – графік зміни коефіцієнта похибки форми  $\lambda_D$

Зазначена дуга, що має рівняння  $Y(x) = (D/2 + R - t) - \sqrt{R^2 - x^2}$  в системі координат  $XY$ , при повороті на  $360^\circ$  утворює тороїдальну поверхню, як реальну площу контакту  $S_p(D)$  при похибки форми:

$$S_p(D,t) = 2\pi \int_{\frac{D}{2}}^{\frac{D}{2}} Y(x) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{d}{dx} Y(x)\right)^2} dx = \frac{\pi \cdot (D^2 + 8 \cdot t^2)}{2 \cdot t} \cdot \left[ \left( \frac{4 \cdot D \cdot t + D^2}{8 \cdot t} \right) \cdot \arcsin\left( \frac{4 \cdot D \cdot t}{D^2 + 4 \cdot t^2} \right) - \frac{D}{2} \right].$$

При номінальному значенні циліндричної площі контакту  $S_H(D) = \pi \cdot D \cdot H = \pi \cdot D^2$  коефіцієнт, що враховує наявність похибки форми – «сідлоподібність», дорівнює:

$$\lambda_D(D,t) = \frac{S_p(D,t)}{S_H(D)} = \frac{(D^2 + 8 \cdot t^2)}{2 \cdot D^2 \cdot t} \cdot \left[ \left( \frac{4 \cdot D \cdot t + D^2}{8 \cdot t} \right) \cdot \arcsin\left( \frac{4 \cdot D \cdot t}{D^2 + 4 \cdot t^2} \right) - \frac{D}{2} \right] \quad (9)$$

Чим більше діаметр втулки  $D$ , тим вплив похибки геометрії на міцність з'єднання з натягом менше, про що свідчить графік (рис. 2, б) зміни коефіцієнта похибки форми  $\lambda_D(D)$  при значенні сідлоподібності  $t = 0,040$  мм. Аналітичні залежності (7)-(9) дозволяють формалізувати реальне значення максимального натягу:

$$N_{\max}^P(D, \Delta, t) = N_{\max}(D, t) \cdot \lambda_{LD}(D, \Delta) \cdot \lambda_D(D, \Delta, t) - \lambda_{Ra}(D). \quad (10)$$

Розглянемо приклад (рис. 3) розрахунку деформації для внутрішнього трапецеїдального різьблення  $d = Tr48 \times 8-H7$  втулки 2, запресованої в раму 1 зливного приладу залізничного вагона. Верхня межа допустимого відхилення середнього діаметра різьби  $D_C = 44$  мм 7-го ступеня точності  $ES = +670$  мкм [9]. У розрахунках треба враховувати множники для узгодження одиниць виміру. Максимальний натяг  $N_{\max}^P(D, \Delta, t)$  розраховується з умов міцності деталей вузла з ідентичною характеристикою матеріалу з наступними розмірами і технологічними коефіцієнтами:

- обрана пресова посадка для діаметру  $D = 64 \frac{H8(+30)}{u7(+117/+87)}$  з максимальним натягом

+117 мкм [9];

- $Ra = 32$  мкм,  $\chi_1 = 1,8$  з умови: 8-й квалітет точності після зенкерування [10];
- $\chi_2 = 1,8$  для натягу  $N > 100$  мкм [5];
- коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ ;
- висота втулки  $H = D = 64$  мм;
- $t = 40$  мкм – сідлоподібність [10];
- межа плинності  $\sigma_T = 313 \cdot 10^{11}$  МПа;
- сталь 30, модуль пружності  $E = 2,061 \cdot 10^{11}$  Па.

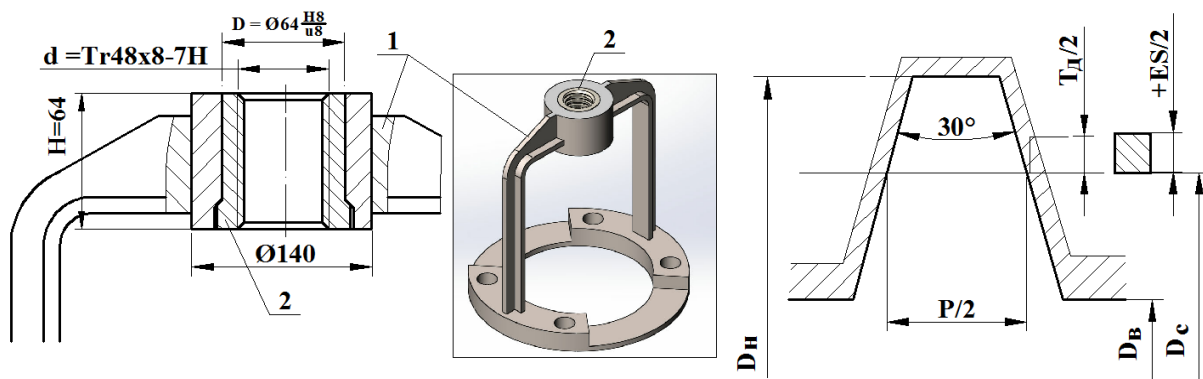


Рис. 3 – Рама 1 зливного приладу вагона з запресованою різьбовою втулкою 2: трапецеїдальне внутрішнє різьблення з допуском  $T_D$  на середній діаметр  $D_C$ , з шириною поля допуску +ES

Засобами пакету «MathCAD» побудуємо графіки (рис. 4) зміни максимального натягу  $N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04)$  (10) при заданих геометричних параметрах і властивості матеріалу втулки, для інтервалів змін її номінального діаметра ( $40 \leq D \leq 80$ ) мм і товщини стінки ( $10 \leq \Delta \leq 20$ ) мм. Графік у вигляді поверхні (Surface Plot) дає наочне уявлення про характер зміни натягу в процесі запресування: зі збільшенням діаметра  $D$  і товщини стінки  $\Delta$  значення максимально допустимого натягу  $N_{\max}^P$  збільшується. Контурний графік (Contour Plot) тривимірної поверхні (рис. 5, а), який представляють лінії рівня  $N_{\max}^P$ , зручний для кількісних оцінок. Наприклад, для втулки  $D = 64$  мм з товщиною стінки  $\Delta = 16$  мм, тобто з діаметром отвору втулки  $d = D - \Delta = 64 - 16 = 48$  мм, має максимально допустимий натяг  $n_{\max} = 125$  мкм, що більше встановленого натягу +117 мкм посадкою  $u7$ .

Для вирішення поставленого завдання – визначити зменшення внутрішнього діаметру  $d$  втулки після запресування на величину  $\delta_c$  – підставимо в залежність (2) необхідне значення натягу  $N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04)$ , що змінюється функціонально:

$$\delta_c(D, \Delta, t) = (D - \Delta) - \sqrt{(D - \Delta)^2 - 2 \cdot D \cdot N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04) - (N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04))^2}. \quad (11)$$

З урахуванням прийнятих в розрахунках розмірів і технологічних коефіцієнтів, будуємо засобами «MathCAD» контурний графік (рис. 5, б) (Contour Plot) функції (11)  $\delta_c(D, \Delta, 0.04)$ , за яким для втулки  $D = 64$  мм з товщиною стінки  $\Delta = 16$  мм, з діаметром отвору  $d = D - \Delta = 64 - 16 = 48$  мм визначаємо зменшення його діаметра (деформацію) на  $\delta_c = 170$  мкм. Деформація на таку величину залишає в межах ES >  $\delta_c$  параметри трапецеїдальної різьби Tr48×8-H7. Такий результат відкриває можливість нарізати різьбу у втулці вже на токарній операції при її виготовленні перед запресуванням в раму, що технологічно простіше і не вимагає додаткових операцій і пристосувань.



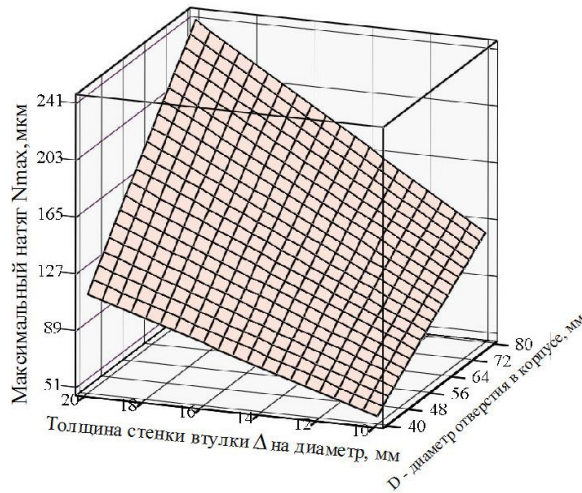


Рис. 4 – Графік у вигляді поверхні (Surface Plot) зміни максимального натягу  $N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04)$

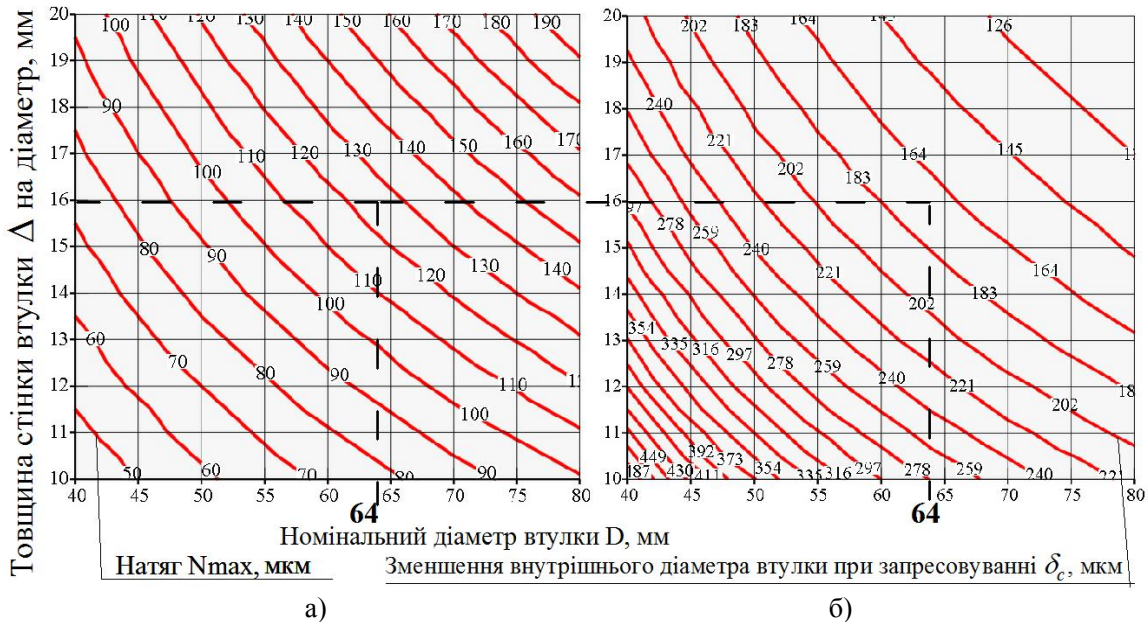


Рис. 5 – Контурні графіки (Contour Plot) зміни при заданих геометричних параметрах і властивостях матеріалу втулки, її діаметрів  $D$  і товщини стінки: а – максимального натягу  $N_{\max}^P(D, \Delta, 0.04)$ ; б – зменшення внутрішнього діаметра втулки при запресовуванні  $\delta_c(D, \Delta, 0.04)$

Сімейство розрахункових модулів SOLIDWORKS Simulation виконує статичні і динамічні дослідження міцності (лінійні і нелінійні) на основі методу кінцевих елементів (МКЕ). Для виконання розрахунку деформації внутрішнього діаметра втулки  $d = 48$  мм (рис. 3) в SOLIDWORKS створена модель (рис. 6) рами зливного приладу вагона з пресою посадкою втулки по зовнішньому діаметру  $D = 64,117$  мм ( $ES = 117$  мкм) в отвір  $d = 64$  мм. Внутрішній середній діаметр втулки з трапецеїдальним різьбленням  $D_c = 44$  мм. На основі побудованої моделі (рис. 6, а) створюється «Дослідження» статичного аналізу з характеристиками матеріалу деталей вузла. Вибираємо з набору «Посадка з натягом» поверхні, що контактують. «Закріпивши» підставу рами через отвори «конструкторська база» і надавши на площини втулки обмеження «ролик повзун», при якому плоска грань може вільно переміщатися в своїй площині, але не може переміщатися в напрямку, перпендикулярному її площині, будемо «сітку» і запускаємо

мо обчислення. Результати обчислень дають нам деформацію (переміщення) циліндричних поверхонь вузла, значення якої по ділянках характеризується колірною гамою графіка (рис. 6, б) (елементи рами приховані). Максимальне значення деформації на внутрішній поверхні (рис. 6, в)  $\delta_{MKE} = 0,154$  мм.

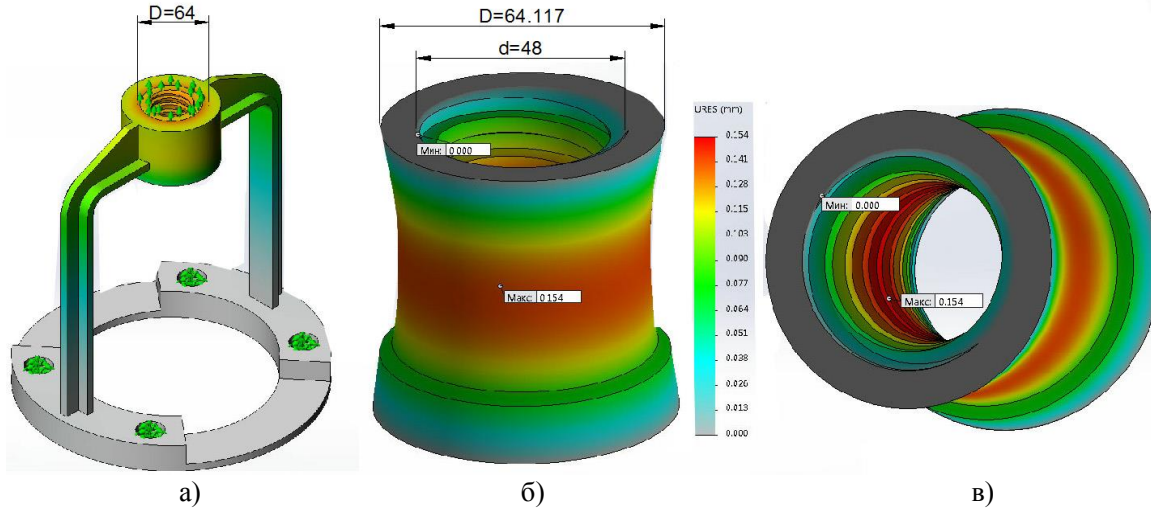


Рис. 6 – Розрахунок деформації в Solidwork Simulation: а – рама зливного приладу з втулкою; б – втулка різьбова, елементи рами приховані; в – втулка різьбова з максимальною деформацією внутрішнього діаметра 0,154 мм

При запресовуванні втулки по зовнішньому діаметру  $D = 64$  мм зменшення її внутрішнього діаметру  $d = (D - \Delta)$  в залежності від товщини стінки  $\Delta$  відбувається за гіперболічним законом (рис. 7) відповідно до аналітичної функції (10)  $\delta_c(64, \Delta, 0.04)$ . Розрахунковий модуль SOLIDWORKS Simulation для зовнішнього діаметру  $D = 64$  мм і дискретного ряду діаметрів внутрішнього отвору втулки  $d = (64-10), (64-12) \dots (64-20)$  мм дає значення  $\delta_{MKE}$  його зменшення (деформацію) від зусиль, створених операцією натягу. Відмінність значень аналітичної моделі  $\delta_c$  деформації і розрахункових значень  $\delta_{MKE}$  методом МКЕ більшою мірою зберігається для тонкостінних втулок. Наприклад, при  $\Delta = 10$  мм ця відміна становить до 17%. Зі збільшенням товщини стінки  $\Delta$  розбіжність в значеннях деформації зменшується.

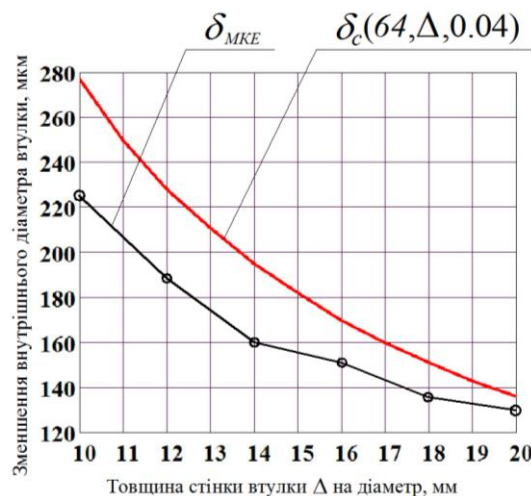


Рис. 7 – Зменшення внутрішнього діаметра втулки  $d$  при запресовуванні по зовнішньому діаметру  $D = 64$  мм: для аналітичної функції  $\delta_c(64, \Delta, 0.04)$  і розрахунком  $\delta_{MKE}$  методом МКЕ з товщиною стінки  $\Delta = (10, 12, 14, 16, 18, 20)$  мм

### Висновки

Основними причинами, що стримують впровадження методів зборки з використанням пластичної деформації, є складність призначення оптимальних технологічних параметрів, які забезпечують її необхідну якість, а також відсутність досліджень, що встановлюють взаємозв'язок між геометричними параметрами зібраного вузла і силовими режимами процесу пресування. Проведені дослідження теоретично обґрунтовують і підтверджують на прикладі приладу залізничного вагона можливість перед запресуванням втулки в корпус здійснити обробку в її отворі – наприклад, різьблення, шпонкові або шліцьові пази, що виключить вкрай нетехнологічні операції надалі. Отримання розрахункових значень зменшення внутрішнього діаметру дає можливість його обробки перед операцією пресування з допуском в «плюс», тобто на розрахункове збільшення.

Відмінність значень зменшення внутрішнього діаметру втулки, розрахованих аналітично і методом МКЕ, можна імовірно обґрунтувати тим, що останній не враховує ряд особливостей, пов'язаних з якістю спряжених поверхонь. Тому для ефективного застосування результатів досліджень необхідно розробити програми з введенням в діалогові вікна поправочних коефіцієнтів, які враховують не тільки геометричні дані з'єднань, але і якісні показники поверхонь та умови зборки на даному підприємстві.

Результати аналітичного моделювання деформації зборки і моделювання методом кінцевих елементів характеризуються функціональною ідентичністю, що робить перспективним подальші дослідження з отриманням коригувальних коефіцієнтів для створення програмних додатків САЕ-систем.

### Перелік використаних джерел:

1. Паланкин Л.Т. Прочность прессовых соединений / Л.Т. Планкин. – Киев : Техника, 1981. – 152 с.
2. Гречищев Е.С. Соединения с натягом / Е.С. Гречищев, А.А. Ильяшенко. – М. : Машиностроение, 1981. – 240 с.
3. Рудицын М.Н. Справочное пособие по сопротивлению материалов / М.Н. Рудицын, П.Я. Артемов, М.И. Любошиц. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высшая школа, 1970. – 630 с.
4. Мартынов А.П. Управление качеством неподвижных соединений за счет нормирования конструктивно-технологических параметров / А.П. Мартынов, А.С. Зенкин, А.П. Васильев // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2010. – № 9 (122). – С. 8-14.
5. Практические расчеты на прочность конструктивных элементов / А.Г. Дибир [и др.]. – Харьков : Харьк. авиац. ин-т, 2007. – 102 с.
6. Иванов А.С. Метод расчета соединения с натягом в общем случае нагружения / А.С. Иванов, М.М. Ермолаев, С.К. Руднев // Вестник машиностроения. – 2003. – № 4. – С. 19-22.
7. Жабин А.И. Сборка изделий в единичном и мелкосерийном производстве / А.И. Жабин, А.П. Мартынов. – М. : Машиностроение, 1983. – 184 с.
8. Куприянов А.В. Прочность соединений с натягом при учете погрешности геометрии формы / А.В. Куприянов // 46 наук.-практ. конф. наук.-педагог. працівників, науковців, аспірантів та співробітників академії: зб. тез доп. (2-15 березня 2012 р.; Харків) / Укр. інж.-пед. акад. – Харків, 2012. – С. 19-20.
9. Допуски и посадки. Справочник : в 2-х ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 1 ч. – 543 с.
10. Допуски и посадки. Справочник : в 2-х ч. / В.Д. Мягков, М.А. Палей, А.Б. Романов, В.А. Брагинский. – 6-е изд. – Л. : Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1983. – 2 ч. – 448 с.

### References:

1. Palankin L.T. *Prochnost' pressovykh soedinenii* [Strength of press connections]. Kiev, Tekhnika Publ., 1981. 152 p. (Rus.)
2. Grechishchev E.S., Ilyashenko A.A. *Soedineniia s natiagom* [Interference connections]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1981. 240 p. (Rus.)
3. Ruditsyn M.N., Artemov P.Ia., Liuboshits M.I. *Spravochnoe posobie po soprotivleniiu materialov* [Resistance of Materials Reference Guide]. Minsk, Vysheishaia shkola Publ., 1970. 630 p. (Rus.)
4. Martynov A.P., Zenkin A.S., Vasil'ev A.P. *Upravlenie kachestvom nepodviznykh soedinenii za*

- schet normirovaniia konstruktivno-tekhnologicheskikh parametrov [Quality management of fixed joints by standardizing design and technological parameters]. *Sborka v mashinostroenii, priborostroenii – Assembly in mechanical engineering, instrument making*, 2010, no. 9 (122), pp. 8-14. (Rus.)
5. Dibir A.G., Makarov O.V., Pekel'nyi N.I., Iudin G.I., Grebennikov M.N. *Prakticheskie raschety na prochnost' konstruktivnykh elementov* [Practical strength calculations of structural elements]. Kharkiv, 2007. 102 p. (Rus.)
  6. Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Rudnev S.K. Metod rascheta soedineniia s natiagom v obshchem sluchae nagruzheniia [Method for calculating an interference fit in the general case of loading]. *Vestnik mashinostroeniia – Mechanical Engineering Bulletin*, 2003, no. 4, pp. 19-22. (Rus.)
  7. Zhabin A.I., Martynov A.P. *Sborka izdelii v edinichnom i melkoseriinom proizvodstve* [Assembling products in one-off and small-scale production]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1983. 184 p. (Rus.)
  8. Kupriianov A.V. Prochnost' soedinenii s natiagom pri uchete pogreshnosti geometrii formy. *Tezi dopovidei 46 Nauk.-Prakt. Konf. nauk.-pedagog. pratsivnikov, naukovtsiv, aspirantiv ta spivrobotnikov akademii* [Strength of joints with an interference fit taking into account the geometry error. Proceedings of 46<sup>th</sup> Sci.-Tech. Conf. of scientific pedagogue employees, scientists, graduate students and staff of the academy]. Kharkiv, 2012, pp. 19-20. (Rus.)
  9. Miagkov V.D., Palei M.A., Romanov A.B., Braginskii V.A. *Dopuski i posadki: spravochnik. Chast' 1* [Tolerances and fits: a guide. Vol. 1]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1983. 543 p. (Rus.)
  10. Miagkov V.D., Palei M.A., Romanov A.B., Braginskii V.A. *Dopuski i posadki: spravochnik. Chast' 2* [Tolerances and fits: a guide. Vol. 2]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1983. 448 p. (Rus.)

Рецензент: О.О. Анділахай  
д-р техн. наук, проф., ДВНЗ «ПДТУ»

Стаття надійшла 14.01.2020