

УДК 621.8

П. І. Літовченко, В. М. Нечипоренко

### ПРО ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА РІВНЯ ФОРМАЛІЗАЦІЇ АВТОМАТИЗОВАНОГО РОЗРАХУНКУ ПОСАДОК З НАТЯГОМ

Пропонується новий підхід до розрахунку і вибору посадок з натягом на основі створення системи обмежень на вихідні параметри розрахунку і встановлення функціонального зв'язку цих параметрів з кінцевою множиною посадок, які відповідають умовам розрахунку. Наведено опис варіанта реалізації розробленої методики у вигляді універсальної комп'ютерної програми розрахунків посадок з натягом.

*К л ю ч о в і с л о в а:* посадки з натягом, обмеження на параметри посадок, функціональний зв'язок, множина посадок, фактори обмежень, інструментальні засоби автоматизованого розрахунку.

**Постановка проблеми.** Посадки з гарантованим натягом є одним з найбільш поширених видів нероз'ємних з'єднань, що використовуються у сучасних машинах і військовій техніці. Від правильного розрахунку і вибору такої посадки цілком залежить міцність, надійність і довговічність всього з'єднання і окремих його деталей.

Як відомо, міцність з'єднання залежить від фактичної величини натягу в ньому, який створюється під час складання. Фактичний натяг у з'єднанні є випадковою величиною, значення якої залежить від багатьох факторів різного характеру, а саме:

- технологічних (точність виготовлення деталей, досягнута шорсткість їхніх робочих поверхонь, спосіб отримання з'єднання тощо);
- фізико-механічних властивостей матеріалів деталей з'єднання, які визначаються при виборі матеріалу і призначенні відповідної термообробки;
- експлуатаційних (робоча температура з'єднання, характер навантаження його елементів, ступінь важливості машини, в якій застосовується з'єднання тощо).

Саме випадковий характер і численність основних факторів, що забезпечують міцність посадки, обумовлюють нестабільність її міцнісних характеристик. Це пояснюється тим, що ні теоретично, ні дослідним шляхом неможливо з достатньою точністю визначити фактичний натяг у готовій посадці, а отже, спрогнозувати її міцність і надійність під час експлуатації.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Існуючі методи розрахунку посадок з натягом [1; 2; 3] складаються з таких основних етапів:

- визначення мінімального потрібного натягу, який забезпечує нерухомість з'єднання під дією максимальних сил, якими воно навантажене;
- визначення максимально припустимого натягу з умов забезпечення міцності найслабкішої деталі з'єднання;
- вибір табличної (стандартної) посадки, яка відповідає умовам розрахунку;
- перевірка міцності найслабкішої деталі з'єднання під дією максимального тиску в ньому, який виникає при максимальному ймовірнісному натягу у вибраній посадці;
- розрахунок технологічних параметрів з'єднання (сили пресування у разі застосування механічних способів отримання з'єднання або температури нагрівання чи охолодження у випадку застосування термічних способів).

При цьому умовам розрахунку в загальному випадку можуть відповідати: 1) одна посадка; 2) декілька посадок; 3) жодної посадки.

У першому випадку приймається одна безальтернативна посадка. У другому випадку необхідно вибрати найбільш придатну посадку з кінцевої множини табличних посадок за відсутності критеріїв такого вибору, цілком покладаючись на досвід проектувальника.

Найбільш складним є останній випадок, коли не існує жодної посадки, що відповідає умовам розрахунку. Задачею проектувальника у такому разі є корегування вихідних даних і проміжних результатів розрахунку таким чином, щоб отримати хоча б одну, а краще декілька посадок, які відповідають умовам навантаження й експлуатації з'єднання. Корегування вихідних даних може здійснюватись кілька разів, при цьому проектувальник поступово наближається до кінцевого результату. Алгоритм розрахунку посадки має ітераційний характер.

**Мета статті** полягає у створенні системи обмежень на вихідні параметри і проміжні результати розрахунку посадок з натягом і встановленні функціонального зв'язку цих параметрів з кінцевою множиною посадок, які відповідають умовам розрахунку, для забезпечення непустих значення цієї множини. Крім того передбачена реалізація отриманих результатів у вигляді програми автоматизованого розрахунку і вибору посадок з натягом, яка значно підвищує продуктивність цього процесу.

**Виклад основного матеріалу.** Для виконання зазначеного завдання необхідно встановити функціональний зв'язок вихідних параметрів розрахунку з кінцевою множиною посадок, які відповідають умовам навантаження та експлуатації. Представимо цей зв'язок у вигляді деякої функції

$$n = f(a, b, c, d), \quad (1)$$

де  $n = \{0, 1, 2, \dots, k\}$  – кінцева множина табличних (стандартних) посадок з натягом, які відповідають заданому набору значень вхідних параметрів та характеризують умови навантаження і експлуатації з'єднання, а також технологію його отримання;  $k$  – вся множина стандартних посадок, яка рекомендується або дозволяється до застосування певним нормативним документом, що використовується при виборі стандартних посадок (наприклад, відповідно до ГОСТ 25347-82 така множина складає п'ятнадцять посадок з натягом у системі отвору 6–8 квалітетів ( $k = 15$ ) [2], з яких три посадки переважного застосування, сім – рекомендуються до застосування, п'ять – дозволяється використовувати у окремих випадках;  $a, b, c, d$  – група факторів обмежень, що накладаються на вхідні параметри посадок і дозволяють сформувати кінцеву множину можливих посадок  $n$ .

Мета накладання обмежень – відкинути всі небажані сполучення значень розрахункових параметрів ще на етапі формування масиву вихідних даних; формалізація і створення раціонального алгоритму автоматизованого розрахунку і вибору посадок з натягом. Автори на основі детального аналізу об'ємного масиву параметрів пресових посадок відкинули неможливі й несуттєві та запропонували систематизацію факторів обмежень на значення цих параметрів.

Розглянемо більш детально систематизацію факторів навантажувального, експлуатаційного та технологічного характеру, які положено в основу прийнятих обмежень (рис.1).

Група факторів обмежень  $a = \{a_1, a_2\}$  задана типом посадочної гладкої поверхні, де  $a_1$  – циліндрична поверхня,  $a_2$  – конічна поверхня. У відомих методиках [1; 2] фактори обмежень групи  $a$  фактично ідентифікуються з фактором  $a_1$ , тобто рідко враховуються особливості визначення мінімального потрібного тиску у випадку дії обертального моменту або осьової сили для посадки по конічній поверхні (фактор  $a_2$ ).

Фактори обмеження типу  $a$  в більшості методик [1; 2] розглядаються, в основному, для циліндричних гладких з'єднань ( $a_1$ ), де значення величини мінімального припустимого натягу  $[N_{\min}]$  залежить від мінімального тиску  $p_{\min}$ , який утворюється на контактуючих поверхнях залежно від діючих навантажень (під дією осьової сили  $F_a$  або обертального моменту  $T$  чи їх сумісної дії). Методика розрахунку з'єднань конічних гладких поверхонь ( $a_2$ ) розроблена недостатньо, особливо для значення мінімального тиску  $p_{\min}$  під дією обертального моменту  $T$  на конічній поверхні. Для підвищення універсальності алгоритму розрахунку посадок автори у розрахунку мінімального тиску  $p_{\min}$  враховують всі силові фактори

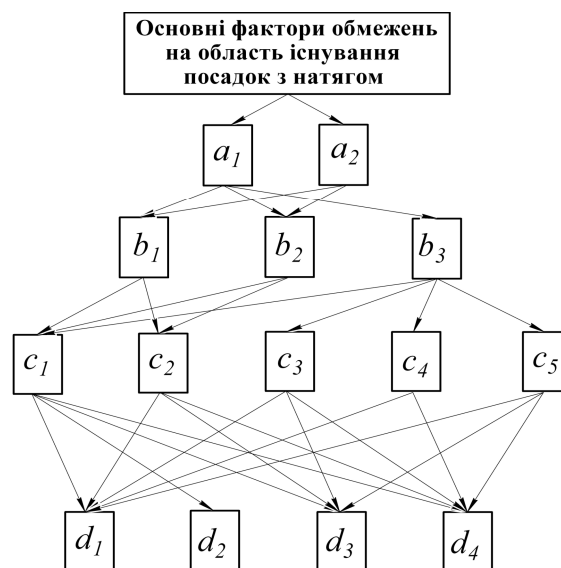


Рис.1. До визначення факторів обмежень

для обох типів посадочних поверхонь ( $a_1$  і  $a_2$ ).

Фактор обмеження  $a_2$  використовується, як правило, для консольних частин валів механічних передач, найчастіше у разі конусності  $C = 1:10$ , при якій кут нахилу твірної конічної поверхні до осі конуса деталей з'єднання  $\alpha_k = 2^\circ 51' 51''$ ,  $\text{tg}\alpha_k = 0,05$ .

Група факторів обмежень  $b = \{b_1, b_2, b_3\}$  визначає вид з'єднання, від якого залежать характер і послідовність формування вихідних даних і алгоритм розрахунку і вибору посадки. В цій множині визначено три члена.

$b_1$  – “вал – маточина” – з'єднання вала механічної передачі з маточиною зубчастого або черв'ячного колеса, зірочки, шківів тощо, при якому обертальний момент передається тільки завдяки натягу у посадці.

$b_2$  – “вал – маточина зі шпонкою” – з'єднання вала механічної передачі з маточиною зубчастого або черв'ячного колеса, зірочки, шківів, муфти тощо, при якому обертальний момент передається шпонкою, а посадка з натягом забезпечує тільки нерозкриття (нерухомість) стику. Фактор обмеження  $b_2$  сам є функцією факторів обмеження підпорядкованого характеру, тобто

$b_2 = \{b_{21}, b_{22}, b_{23}, b_{24}, b_{25}\}$ , де обмеження  $b_{21}, b_{22}, b_{23}, b_{24}, b_{25}$  обумовлені типом коліс механічної передачі, які встановлюються на валу (відповідно: прямозубе циліндричне, косозубе циліндричне, прямозубе конічне, конічне з круговим зубом, черв'ячне). Таке обмеження необхідне тому, що тип зубчастого (черв'ячного) колеса визначає набір силових факторів, які враховуються у розрахунок мінімально потрібного натягу у посадці.

$b_3$  – “маточина – вінець (бандаж)” – з'єднання основи зубчастого (черв'ячного) колеса, виготовленої з дешевого конструкційного матеріалу, із зубчастим вінцем, виготовленим з якісного дорогого конструкційного матеріалу. Як і попередній, фактор обмеження  $b_3$  є функцією факторів обмеження підпорядкованого характеру, тобто  $b_3 = \{b_{31}, b_{32}, b_{33}\}$ , де обмеження  $b_{31}, b_{32}, b_{33}$  накладаються типом вінця зубчастого або черв'ячного колеса (відповідно: зубчастий, шевронний, черв'ячний), який визначає товщину бандажу, умови його місцевого відриву від основи, необхідність стопоріння бандажу від його зсуву під дією осрової сили.

Група факторів обмежень  $c = \{c_1, c_2, c_3, c_4, c_5\}$  визначає коло можливих сполучень матеріалів охоплюючої і охоплюваної поверхонь. На практиці частіш за все використовуються сполучення, що застосовані авторами даної статті як фактори обмежень групи  $C$ :  $C_1$  – “сталь – сталь”;  $C_2$  – “сталь – чавун”;  $C_3$  – “сталь – бронза (латунь)”;  $C_4$  – “чавун – бронза (латунь)”;  $C_5$  – “чавун – сталь”.

Зауважимо, що у даних сполученнях на першому місці прийнято ставити матеріал охоплюваної деталі з'єднання (вала, осі або основи маточини як зовнішньої поверхні), на другому – охоплюючої (маточини або бандажу зубчастого вінця як внутрішньої поверхні).

У посадках з натягом відіграють дуже важливу роль властивості й характеристики матеріалів деталей спряження, що регламентовані набором факторів групи  $C$ , оскільки визначають не тільки спосіб отримання з'єднання, а й значення технологічних параметрів цього процесу (силу пресування для механічних способів, температуру нагрівання або охолодження для термічних способів). Під час аналізування факторів обмежень цієї групи автори спирались на досвід і рекомендації з використання тих чи інших матеріалів для з'єднань з натягом [1; 2]. Наприклад, для конічних з'єднань практично не застосовуються сполучення матеріалів “сталь – бронза (латунь)”, тоді вибираємо співвідношення множин  $a_2 \notin C_3$ , та “чавун – бронза (латунь)”, вибираємо співвідношення множин  $a_2 \notin C_4$ .

Як видно з рис. 1, для циліндричних з'єднань не існує обмежень на сполучення матеріалів та спосіб отримання з'єднання, за виключенням гідропресування, яке застосовується тільки для сполучення “сталь – сталь”, тобто:

$$a_1 \in b_1 \in c_2 \notin d_2, a_1 \in b_1 \in c_3 \notin d_2, a_1 \in b_1 \in c_4 \notin d_2, a_1 \in b_1 \in c_5 \notin d_2. \quad (2)$$

Зауважимо, що автори свідомо не враховують сполучення матеріалів “бронза – сталь” і “бронза – чавун”, які застосовуються у випадку запресовування тонкостінних втулок різного призначення:

підшипників ковзання у маточинах чавунних або сталевих обертових деталей, встановлювальних кілець з валами, для установки тонкостінних втулок і кілець у корпуси, клапанні сідла в гніздах при роботі в умовах вібрацій, ґрундбуksi в корпусах сальників, втулки на валах електромашин, гільз циліндрів поршневого насоса та ін. У цих випадках рекомендуються посадки, визначені для кожного типу з'єднання [1].

Ті самі міркування можна застосовувати для створення з'єднань, в яких замість бронзових втулок використовуються втулки з неметалевих матеріалів (пластмаси, деревини тощо). Ці з'єднання, як правило, не навантажені обертальним моментом і осьовою силою. Отже, необхідно розрахувати тільки міцність втулки під дією радіальних зусиль, що виникають в результаті натягу. Для таких з'єднань рекомендуються посадки 5 – 7 квалітету з середнім натягом, наприклад  $\frac{H7}{p6}, \frac{P7}{h6}$ , після

вибору яких виконують перевірочний розрахунок на міцність втулок під дією максимального ймовірного натягу у вибраній посадці.

Група факторів обмежень  $d = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$  регламентує спосіб отримання з'єднання:  $d_1$  – механічне пресування;  $d_2$  – гідропресування;  $d_3$  – нагрівання охоплюючої поверхні;  $d_4$  – охолодження охопленої поверхні.

Зазначена група факторів обмежень впливає на формування масиву вихідних параметрів, послідовність розрахунку і формування масиву результатів.

У виборі фактора обмежень  $d$  враховувались гранична температура (для термічних методів) або відносний натяг (для механічних методів). Відомо, що при нагріванні охоплюючої деталі для сталі граничною є температура  $t_2 \geq 230 \dots 250$  °С, тобто, за умови  $t_2 > 250$  °С діє обмеження  $c_1 \notin d_3$ . У разі охолодження охопленої поверхні обмеження  $c_1 \notin d_4$  вступає в силу при перевищенні граничної температури охолодження охопленої деталі за допомогою зрідженого повітря  $t_1 < -190$  °С. Застосування механічних способів отримання з'єднань обмежується умовою неперевищення відносного натягу в посадці, тобто  $N_e \leq [N_e]$ , тоді дія факторів обмежень  $c_1 \notin d_1 \notin d_2, c_2 \notin d_1 \notin d_2, c_3 \notin d_1 \notin d_2, c_4 \notin d_1 \notin d_2$  настає за умови  $N_e > [N_e]$ .

Зазвичай значення  $N_e \leq [N_e] = 0,001$  мм/мм (1 мкм/мм) для відносно простих важких, середніх та легких посадок використовуються для способу механічного складання на пресі ( $d_1$ ) або у разі гідропресування ( $d_2$ ). Особливо важкі та більш якісні посадки, у яких  $N_e > [N_e] = 0,001$  мм/мм (більше 1 мкм/мм), отримують термічним способом ( $d_3$  та  $d_4$ ).

Таким чином, окремі обмеження дійсні тільки за певних умов. Крім того, множина факторів обмежень, деякі з котрих мають підпорядковані фактори обмежень, створює складну систему логічних конструкцій, що впливає на процес формування масиву стандартних посадок під час розрахунку, які відповідають умовам їх розрахунків. Це означає, що функція (1) не може бути отримана у вигляді конкретних математичних залежностей, а існує у вигляді набору множини обмежень, які накладаються на навантажувальні, технологічні та експлуатаційні параметри посадок, що проектують.

Як бачимо з рис. 1, множини  $a, b, c, d$  перетинаються між собою, створюючи чисельні підмножини. Якщо проаналізувати схему як орієнтований граф, стає очевидним, що можливих сполучень факторів обмежень для посадок можна отримати у кількості  $n_{\max} = 49$  (35 для циліндричних поверхонь і 14 для конічних). Зауважимо, що це остаточна кількість можливих сполучень обмежень, отримана шляхом відкидання тих з них, за яких розв'язання задачі або неможливе, або нерациональне, відповідно до мети накладання обмежень.

Природно, що у випадку ручного розрахунку і вибору посадок проектувальник (за наявності достатнього досвіду) інтуїтивно дотримується більшості цих обмежень, але у разі чисельних розгалужень обчислювального процесу навіть досвідчений фахівець не може визначити найбільш рациональне продовження розрахунку на кожному з його етапів. Достатньо повно такі обмеження можуть бути реалізовані за допомогою системи логічних конструкцій комп'ютерної програми.

З цією метою авторами розроблена комп'ютерна програма Posadka, головне вікно якої наведено на рис. 2. Як видно з рисунка, в головній формі програми проектувальник формує масив вихідних даних. Вид вікна та конфігурація набору вихідних даних залежать від позиції, обраної у меню, що спускається, "Вид з'єднання".

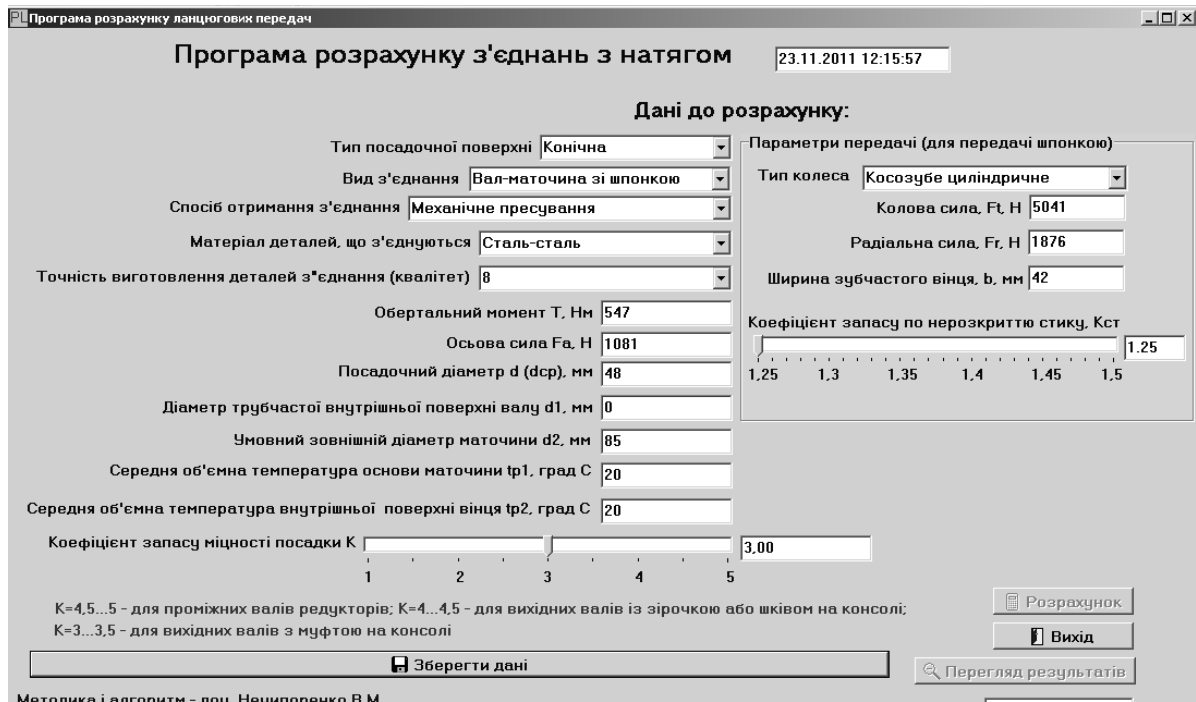


Рис. 2. Головне вікно програми Posadka

У цьому меню передбачено три варіанти розрахунку і, відповідно, три опції: "Вал – маточина", "Вал – маточина зі шпонкою", "Маточина – вінець (бандаж)". Така конфігурація дозволяє виконати автоматизований розрахунок практично всіх типів посадок з натягом, які застосовуються у сучасних машинах і механізмах.

У інших меню задаються відповідні фактори обмежень: форма поверхні, спосіб отримання з'єднання, сполучення матеріалів деталей. Крім того, у головне вікно вводять вихідні значення всіх параметрів посадки. Для пунктів меню "Вал – маточина зі шпонкою" і "Маточина – вінець (бандаж)" передбачено показ спеціальних панелей для введення додаткових даних, специфічних для цього типу розрахунку. Наприклад, на рис. 2 показана панель "Параметри передачі (для передачі зі шпонкою)", яка використовується для введення додаткових параметрів, що визначають функцію факторів обмеження підпорядкованого характеру  $b_2 = \{b_{21}, b_{22}, b_{23}, b_{24}, b_{25}\}$ . Так само виводиться додаткова панель параметрів для функції  $b_3 = \{b_{31}, b_{32}, b_{33}\}$ .

Надалі у інтерактивному режимі автоматично виконуються подальші дії з розрахунку параметрів посадки з натягом. У результаті програма формує вікно з таблицею, у якій є всі стандартні посадки в системі отвору за ГОСТ 25347-82, що відповідають умовам розрахунку і конфігурації набору вихідних даних (див. рис. 3).

Проектувальник, з урахуванням свого досвіду, вибирає посадку з таблиці, частіш за все користуючись принципом переважності, тобто з числа посадок переважного застосування (позначені \*\*\*) або рекомендованих до застосування (позначені \*\*).

Як зазначено вище, список є кінцевою множиною, яка може в окремому випадку бути пустою, тобто не вмшувати жодної посадки, що відповідає умовам розрахунку. В такому випадку проектувальнику пропонується скорегувати вихідні дані та перейти до головного вікна програми.

У інших випадках, за наявності хоча б однієї стандартної посадки, що відповідає умовам розрахунку, здійснюється перехід до результуючого вікна програми, в якому у вигляді таблиць виводяться всі вихідні,

Form6: Вибір табличних посадок

### Розрахункові параметри посадок:

Мінімальний розрахунковий натяг, мкм:

Максимальний розрахунковий натяг, мкм:

### Посадки, які відповідають умовам розрахунку:

Posadka	Nmin	Nmax	PP
H7/r6	15	44	***
H7/s6	24	53	***
H7/п6	35	64	**
H7/s7	25	61	**
H7/u7	52	88	**
H8/u8	42	98	**
H7/x6	74	103	*
H7/п7	31	67	*
H7/х6	58	94	*
H7/х7	74	110	*

\*\*\* - посадки переважного застосування  
 \*\* - посадки, рекомендовані до застосування  
 \* - посадки, дозволені до застосування

Буде обрано посадку:

Позначення посадки:

Мінімальний ймовірнісний натяг NminIm, мкм:

Максимальний ймовірнісний натяг NmaxIm, мкм:

Всього підібрано посадок:

Рис. 3. Виведення результуючого списку посадок

проміжні і остаточні результати розрахунку (рис. 4). На рисунку наведено приклад розрахунку для всіх трьох видів з'єднань.

За допомогою цього вікна проектувальник може проаналізувати результати розрахунку і, якщо вони його задовольняють, зберегти їх у текстовому файлі та, за необхідності, виконати наступний варіант розрахунку.

Якщо з будь-яких причин результати розрахунку не задовольняють проектувальника, він може повернутись у головне вікно програми, скорегувати дані й повторити розрахунок.

Form3: Результати розрахунку

### Аналіз і збереження результатів розрахунку

#### Навантажувальні характеристики посадок

№№	F <sub>z</sub> , Н	T, Нм	p <sub>min</sub> , МПа	Delta, мкм	U, мкм	Delta T, мкм	[p <sub>max</sub> ], МПа	p <sub>max</sub> , МПа	Умови міцності	Стопорення бандажу
1	0.000	350.000	52.960	36.591	12.800	0.000	180.000	108.841	Виконуються	-
2	0.000	350.000	0.645	0.700	12.800	-3.465	94.162	37.066	Виконуються	-
3	2500.000	547.000	7.803	94.071	24.000	87.725	44.759	27.206	Виконуються	Необхідне

#### Геометричні параметри посадок

№№	Посадка	d, мм	d1, мм	d2, мм	L, мм	NminIm, мкм	NmaxIm, мкм	Nmin, мкм	Nmax, мкм
1	H7/u7	48.000	0.000	85.000	60.000	52.000	88.000	49.391	137.165
2	H7/r6	55.000	0.000	100.000	71.000	18.000	53.000	10.035	114.923
3	H7/u7	275.000	90.000	370.000	56.000	278.000	352.000	205.796	563.620

#### Додаткові характеристики і параметри

№№	Тип пос. пв-сті	Тип з'єдн.	Спосіб з'єдн.	Матеріал 1	Матеріал 2	t <sub>p1</sub> , град.С	t <sub>p2</sub> , град.С	t <sub>1</sub> , град.С	t <sub>2</sub> , град.С	F <sub>z</sub> , Н
1	Циліндрична	Вал-маточина	Термічний	Сталь 45	Сталь 40ХН	20.000	20.000	20.000	191.257	0.00
2	Циліндрична	Вал-маточина зі шпонкою	Термічний	Сталь 45	СЧ32-52	50.000	50.000	20.000	124.132	0.00
3	Циліндрична	Маточина-вінець (бандаж)	Термічний	Сталь 30	Бронза безолов'яниста	50.000	60.000	20.000	92.335	0.00

Рис. 4. Підсумкове вікно програми

### **Висновки**

У результаті проведених досліджень створена методична база для підвищення продуктивності автоматизованого розрахунку і добору посадок з натягом різного призначення. Запропоновано ефективний інструментальний засіб для розрахунку таких посадок – універсальну комп'ютерну програму.

Перспективою для подальших досліджень у вказаному напрямку є створення методики комплексного оцінювання параметрів і вибору оптимальної посадки з кінцевої множини стандартних (табличних), отриманих у результаті розрахунку.

Комп'ютерна програма Posadka для некомерційного використання може бути безкоштовно представлена авторами у вигляді дистрибутива на будь-якому носію.

### **Список використаних джерел**

1. Допуски и посадки [Текст] : справочник в 2 ч. ; под ред. В. Д. Мягкова. – 5-е изд. – Л. : Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. –1032 с.
2. Дунаев, П. Ф. Допуски и посадки. Обоснование выбора [Текст] / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов, Л. П. Варламов. – М. : Высш. шк., 1984. – 112 с.
3. Кулиш, Е. В. Разработка методики расчета прессовых полисоединений [Электронный ресурс] / Режим доступа: [www/URL: http://www.istu.ru/files/materials/3509/](http://www.urlhttp://www.istu.ru/files/materials/3509/) (дата обращения: 20.10.2010) – Загл. с экрана.

*Стаття надійшла до редакції 02.11.2010 р.*