

SECTION 5. MECHANICAL ENGINEERING

DOI: 10.46299/ISG.2023.MONO.TECH.3.5.1

5.1 Дослідження впливу параметрів посадки з натягом на її якісний вибір у системах автоматизованого проектування з'єднань

Перспективним напрямком розвитку сучасної машинобудівної галузі є підвищення якості виробів з урахуванням мінімальних витрат на процеси проектування, виготовлення й складання, експлуатації, ремонту та утилізації. Посадки з натягом по гладкій поверхні, що використовуються в конструкціях машин і механізмів (зокрема, військового призначення) набули широкого поширення завдяки можливості передавати різні за напрямком та великі за величиною навантаження.

Міцнісні вимоги до з'єднань деталей з натягом зазвичай забезпечуються нерациональним збільшенням габаритів вузла, застосуванням більш напружених посадок тощо. Процеси, що відбуваються у зоні контакту спряжених поверхонь деталей, а також впливи технологічних чинників на міцність з'єднань із натягом залишаються досі недостатньо вивченими. У такому разі під час розрахунку посадки частина факторів враховується, а іншу частину важко або неможливо спрогнозувати. Тому при дослідженнях відповідальних з'єднань слід виконувати вибірково експериментальну перевірку та вносити можливі кореляції під час проектування, що пов'язано з випадковим характером величини натягу в посадці. Забезпечення відповідної якості деталей фрикційних з'єднань з натягом у відповідальних вузлах машин залежать насамперед від рівня автоматизації складального процесу.

Актуальним постає питання щодо розроблення універсальних та ефективних методів розрахунку при застосуванні автоматизованого проектування посадок з натягом з урахуванням технологічних умов забезпечення якості з'єднань, а також немалої кількості факторів, які впливають на процес складання з'єднань. До зазначених факторів відносяться вибір і розрахунок геометричних параметрів, конструктивні особливості й матеріали деталей, що

з'єднуються, технологічні умови обробки та адаптованість обладнання і інструментів до способу збирання у готовий виріб. При автоматизованому проектуванні посадок з натягом основна задача конструктора полягає у виборі раціонального інженерного рішення зі скінченої множини допустимих. При цьому пошук ефективного поєднання значень варіюваних геометричних параметрів (діаметр і робоча довжина посадкового з'єднання) є досить актуальним і визначальним чинником.

Метою представленої наукової роботи є чисельно аналітичне дослідження та аналіз комплексного взаємовпливу окремих параметрів посадки з натягом на її якісний вибір у системах автоматизованого проектування на основі математичного моделювання із застосуванням апарату теорії R -функцій [205–207].

В результаті проведених авторами досліджень [208–212] запропоновано принципово новий комплексний метод вибору раціонального проектного рішення при проектуванні посадок з натягом зубчастого вінця на маточину колеса по гладким циліндричним поверхням з'єднання деталей, навантажених обертальним моментом для випадку термічного способу складання. Комплексний метод, що пропонується у даній роботі та реалізований у вигляді авторської комп'ютерної програми Interference Fit [213], розроблено на основі аналізу результатів розрахунку з використанням математичного моделювання.

Дослідження конкретного з'єднання виконувалось для прикладу з наступними вихідними даними:

- матеріали з'єднання: охоплюваної деталі (вала) – Сталь 45Х; охоплювальної деталі (втулки) – Сталь 50;
- навантажувальні силові параметри: осьова сила $F_a = 1500 \text{ Н}$; обертальний момент $T = 2000 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- геометричні лінійні параметри: діаметр внутрішньої поверхні охоплюваної деталі (вала) $d_1 = 50 \text{ мм}$; умовний зовнішній діаметр охоплювальної деталі (втулки) $d_2 = 130 \text{ мм}$.

Вихід за межі граничних максимальних значень питомого тиску $[p_{\max}]$ і

натягу $[N_{\max}]$ на контактних поверхнях посадки може спричинити утворення тріщин найбільш слабкої деталі, що надалі призведе до її руйнування. Зазначені величини $[p_{\max}]$ і $[N_{\max}]$ суттєво залежать як від властивостей і характеристик матеріалів деталей, так і від геометричних параметрів (діаметр d і робоча довжина l посадкового з'єднання). Величини d і l можна задати у будь-якому діапазоні значень від 0 до ∞ , але в реальних умовах ці значення мають бути обумовлені з урахуванням усіх факторів обмеження, що забезпечать відповідну надійність, довговічність і роботоздатність деталей посадки з натягом. Розглянемо спочатку систематизацію факторів обмежень [208, 209] для параметрів d і l , яку має враховувати структура і зміст авторської комп'ютерної програми Interference Fit. Ця обставина потрібна для формулювання визначального критерія щодо призначення раціонального сполучення діаметра і робочої довжини посадкового з'єднання.

Для забезпечення необхідної жорсткості й відповідної міцності для гладкого з'єднання недопустимою є ситуація, коли діаметр d посадкового з'єднання дорівнює граничним умовним значенням діаметрів втулки і вала ($d = d_1$ та $d = d_2$). В цьому випадку рекомендується приймати мінімальні товщини з'єднуємих деталей (охопленої і охоплювальної) від 7–10 мм (у деяких випадках від 15 мм) залежно від матеріалу, геометрії конструкції та інших факторів [208–210]. Враховуючи розглянуті умови обмеження приймаємо рекомендації щодо діапазону гранично прийнятних значень діаметра посадкового з'єднання:

$$(d_1 + 15) \leq d_i \leq (d_2 - 15), \quad (1)$$

де d_i – дискретне значення діаметра посадкового з'єднання;

$(d_1 + 15)$ і $(d_2 - 15)$ – відповідно мінімально і максимально рекомендовані граничні значення діаметра посадкового з'єднання для значення d_i .

Аналогічне обмеження стосується мінімально допустимого значення робочої довжини посадкового з'єднання l . При досить малій її величині (коли $l \rightarrow 0$) не буде стабільного з'єднання з натягом, оскільки граничні мінімальні допустимі значення питомого тиску $[p_{\min}]$ і натягу $[N_{\min}]$ будуть перевищувати максимальні за умовами міцності ($[p_{\min}] \geq [p_{\max}]$ і $[N_{\min}] \geq [N_{\max}]$) та в такому

випадку можливе руйнування найслабшої деталі посадки.

У міру збільшення при досягненні певного значення робочої довжини посадкового з'єднання, яке назвемо критичним $l_{кр}$, величини граничних мінімальних і максимальних допустимих значень питомого тиску і натягу стають рівними, тобто $N_{кр} = [N_{max}] = [N_{min}]$, $p_{кр} = [p_{max}] = [p_{min}]$. Параметр $l_{кр}$, як початкове мінімальне граничне обмеження робочої довжини, визначається залежністю [208, 209]:

$$l_{кр} = \frac{[p_{min}]_j}{[p_{max}]} l_j, \quad (2)$$

де $[p_{min}]_j$ – допустимий мінімальний питомий тиск у посадці для значення l_j ; l_j – дискретне значення робочої довжини посадкового з'єднання.

Що стосується максимально допустимого значення робочої довжини посадкового з'єднання l , то при подальшому зростанні довжини $l_j \rightarrow l_{max} = \infty$ діапазони граничних питомих контактних тисків $[p_{min}] \dots [p_{max}]$ і натягів $[N_{min}] \dots [N_{max}]$ поступово збільшуються, в границях яких також збільшується і кількість придатних стандартних посадок з натягом. В такому випадку у проектувальника з'являється можливість обрати одну посадку серед безлічі альтернативних, але доцільність такого з'єднання з робочою довжиною $l_j \rightarrow \infty$, як з економічної, так і з технологічної точок зору, не є ефективною. Таким чином, необхідно задати обмеження на максимальне значення робочої довжини посадкового з'єднання l_{pmax} , яке рекомендоване з конструкторсько-технологічних міркувань. Цю величину l_{pmax} рекомендовано обчислювати [208, 209, 214] для деталей: зі сталі – $l_{pmax} \leq 4d^{0,7}$; з чавуну – $l_{pmax} \leq 1,25d$; з легких сплавів – $l_{pmax} \leq 1,5d$; при великих згинаючих навантаженнях і точному centruванні $l_{pmax} \leq (1,5-2)d$.

З урахуванням розглянутих умов обмеження щодо гранично рекомендованого діапазону значень робочої довжини посадкового з'єднання приймаємо наступні рекомендації:

$$l_{кр} \leq l_j \leq l_{pmax}. \quad (3)$$

Отже, при мінімальному значенні величини $l_{кр}$ забезпечується нерухомість посадки, а при максимальному рекомендованому $l_{p_{max}}$ – неруйнування посадки.

Дискретні значення d_i і l_j обираються, як правило, переважно зі стандартизованого параметричного ряду нормальних лінійних розмірів. Враховуючи прийняті фактори обмеження геометричних параметрів посадкового з'єднання у нашому дослідженні приймаємо сукупність значень [208–210]:

- діаметрів: $d_i = \{65, 75, 85, 95, 105, 115\}$ мм, що відповідає умові (1);
- робочих довжин: $l_j = \{40, 50, 60, 75, 90\}$ мм, що відповідає умові (3).

На основі аналізу результатів автоматизованого проектування посадок з натягом синтезована плоска математична модель області існування геометричних параметрів посадок (ОІГПП) (див. поз. 1 рис. 1), що побудована в координатних осях dl . Побудовані границі мінімально і максимально допустимих та рекомендованих геометричних значень з'єднання, котрими обмежується ОІГПП. В межі указаної моделі ОІГПП входить локалізована рекомендована область (ЛРО) у вигляді плоского образу $KLMN$ (див. поз. 2 рис. 1), яку позначимо Ω_{ld} . Проектувальнику слід знаходити раціональні значення геометричних параметрів з'єднання в границях Ω_{ld} з урахуванням факторів обмежень на d і l .

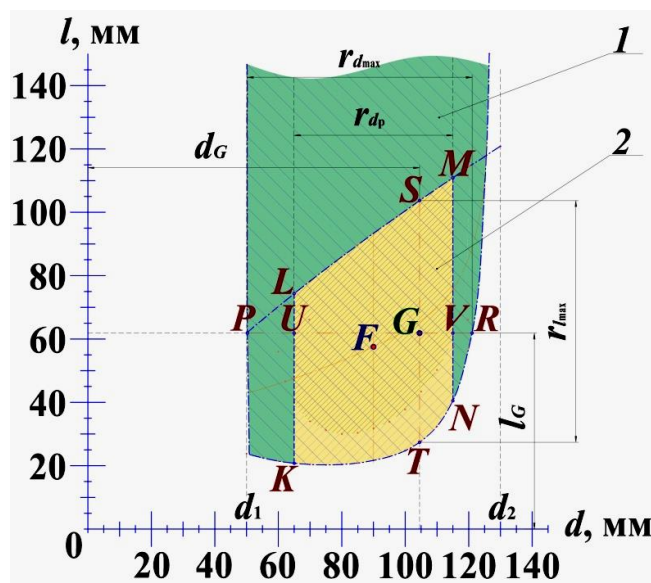


Рисунок 1. Форма граничних значень плоскої моделі ОІГПП і ЛРО

- 1 – форма граничних значень плоскої моделі ОІГПП;
- 2 – форма граничних значень плоского образу ЛРО

Основні величини і форма ЛРО, що належить ОІГПП, відповідають заданим умовам експлуатації, факторам обмеження і допустимим проектним рішенням, які аналітично описані за допомогою залежностей математичного апарату теорії R -функцій [205–207]:

$$\Omega_{ld} = \left[\left(\frac{l_{\text{pmax}} - l_{\text{кр}}}{2} \right)^2 - (l - l_F)^2 \right] \wedge_0 \left[\left(\frac{d_2 - d_1 - 30}{2} \right)^2 - (d - d_F)^2 \right] \wedge_0 \left[\left(\frac{l_{\text{кр}} - l_{\text{pmax}}}{2} \right)^2 - (l - l_F)^2 \right] \quad (4)$$

де $\wedge_0$ – символ R -кон'юнкції, який використовується для перетину множин;

d – змінна величина, аргумент функції координатної осі $0d$ (координата відліку значень діаметра посадкового з'єднання);

d_F – дійсна координата центру симетрії (точки F) геометричного образу ЛРО допустимих значень діапазону діаметра посадкового з'єднання;

$\left(\frac{d_2 - d_1 - 30}{2} \right)$ – симетрична вертикальна смуга, що є половиною діапазону допустимих значень діаметра посадкового з'єднання відносно точки F , що паралельна координатній осі $0l$ та перпендикулярна – $0d$;

l – змінна величина, аргумент функції координатної осі $0l$ (координата відліку значень робочої довжини посадкового з'єднання);

l_F – дійсна координата центру симетрії (точки F) геометричного образу ЛРО допустимих значень діапазону робочої довжини посадкового з'єднання;

$\left(\frac{l_{\text{pmax}} - l_{\text{кр}}}{2} \right)$ і $\left(\frac{l_{\text{кр}} - l_{\text{pmax}}}{2} \right)$ – криві смугові частини діапазону рекомендованих і допустимих значень робочої довжини посадкового з'єднання відносно точки F .

Для формулювання критерія призначення раціонального сполучення діаметра d і робочої довжини l посадкового з'єднання в границях геометричного образу моделі ОІГПП (з урахуванням прийнятих факторів обмеження) визначаємо (див. рис. 1):

- найдовший відрізок діапазону $r_{d_{\text{max}}}$ для будь-якого дискретного значення діаметра d_i посадкового з'єднання, що розташований паралельно осі $0l$;

- найдовший відрізок діапазону $r_{l_{\max}}$ для будь-якого дискретного значення робочої довжини l_j посадкового з'єднання, що розташований паралельно осі $0d$.

Після аналізу та перебору усіх можливих варіантів ортогональних відрізків діапазонів максимальних значень $r_{d_{\max}}$ і $r_{l_{\max}}$ у межах плоскої моделі ОІППП отримуємо їх раціональне сполучення. Перетин найдовших відрізків ST і PR утворюють центр групування – координатну точку $G(d_G; l_G)$ ($d_G = 105$ мм; $l_G = 60$ мм для прикладу, що розглядається, тобто $G(105; 60)$).

$$r_{l_{\max}} = \frac{l_{p_{\max j}} - l_{kp j}}{p_l}; \quad r_{d_{\max}} = \frac{d_{2i} - d_{1i}}{p_d}, \quad (5)$$

де $l_{kp j}$ і $l_{p_{\max j}}$ – відповідно початкова і кінцева точки відрізка ST – найбільшого діапазону $r_{l_{\max}}$ раціональних значень робочої довжини посадкового з'єднання при певному дискретному значенні d_i ($d_i = d_G$);

d_{1i} і d_{2i} – відповідно початкова і кінцева точки відрізка PR – найбільшого діапазону $r_{d_{\max}}$ раціональних значень діаметра посадкового з'єднання при певному дискретному значенні l_j ($l_j = l_G$);

p_l і p_d – величини кроків, у межах діапазонів максимальних значень робочої довжини і діаметра посадкового з'єднання (для розглядуваного прикладу приймаємо $p_l = 1$ мм і $p_d = 1$ мм).

Слід зазначити, що саме дискретне значення діаметра d_i слід приймати з рекомендованого діапазону r_{d_p} раціональних значень діаметра посадкового з'єднання (відрізка UV , який є частиною PR), що належить ЛРО, а не з найбільшого $r_{d_{\max}}$. До речі, $r_{d_{\max}}$ потрібен тільки для визначення центра групування раціонального сполучення геометричних параметрів d і l – точки G . Рекомендований діапазон визначається з умови (1):

$$r_{d_p} = d_2 - d_1 - 30. \quad (6)$$

Положення точки G аналітично визначається за допомогою математичного апарату теорії R -функцій у вигляді [205–207]:

$$\omega_G = d - d_G + l - l_G - \sqrt{(d - d_G)^2 + (l - l_G)^2}, \quad (7)$$

де $d - d_G$ і $l - l_G$ – відстані від початку координатної осі Od до точки d_G і від Ol до l_G відповідно для моделі ОІГПП ($d - d_G = 105$ мм і $l - l_G = 60$ мм).

На основі запропонованих описаних рекомендацій формулюємо критерій призначення раціонального сполучення значень геометричних параметрів [211], суть якого полягає у визначенні точки G – центра групування значень d_G і l_G в межах плоскої моделі ОІГПП, яка утворюється при перетині відрізків ST і PR (діапазонів $r_{l_{\max}}$ і $r_{d_{\max}}$), причому $r_{d_{\max}} \in \{d_{2i} \geq d_G \geq d_{1i}\}$, $r_{d_p} \in \{(d_2 - 15) \geq d_G \geq (d_1 + 15)\}$ (відповідно до умови (1)) і $r_{l_{\max}} \in \{l_{\text{кр}} \leq l_G \leq l_{p_{\max}}\}$ (відповідно до умови (3)). Запропонований авторами визначальний критерій призначення раціонального сполучення діаметра і робочої довжини посадкового з'єднання є відправною точкою для визначення геометричних параметрів d і l , питомого тиску p , температури нагрівання t_2 (охолодження t_1) і натягу N .

На наступному етапі в результаті чисельно-розрахункових досліджень [212], отриманих за допомогою автоматизованих розрахунків для розглядуваного прикладу, умовам придатності відповідають чотири посадки, як локалізовані множини ($H8/u8$, $H7/u7$, $H7/v7$ і $H7/x6$) (рис. 2) при всіх можливих допустимих варіаціях значень діаметра і робочої довжини посадкового з'єднання в межах ЛРО, що належить двомірній моделі ОІГПП.

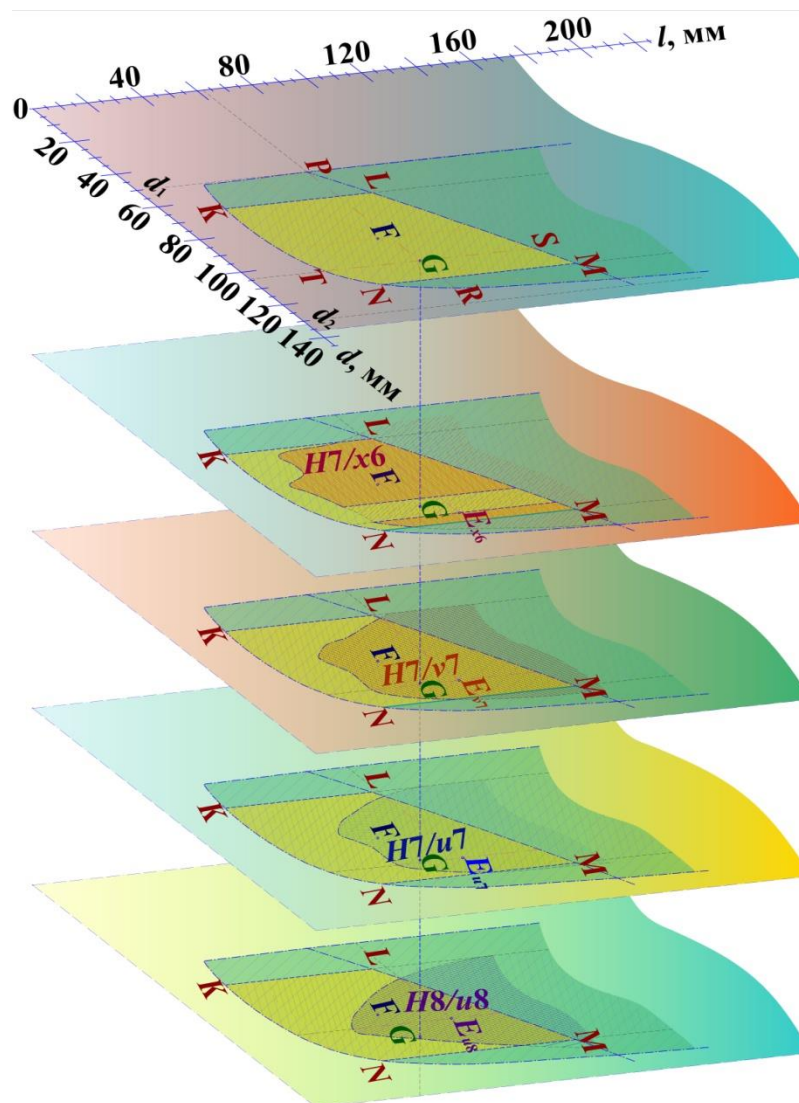


Рисунок 2. Накладання локалізованих множин альтернативних посадок з серед
натягом, які входять до ОІГПП

Найбільшу площу серед локалізованих множин придатних рішень має $H7/x6$ (див. рис. 2 і 3а). Авторами запропоновано визначення центру групування ефективних значень (точки E_k) діаметра і робочої довжини посадкового з'єднання в межах локалізованої множини кожної k -ї придатної стандартної посадки з натягом (аналогічно для точки G об'єкта $KLMN$).

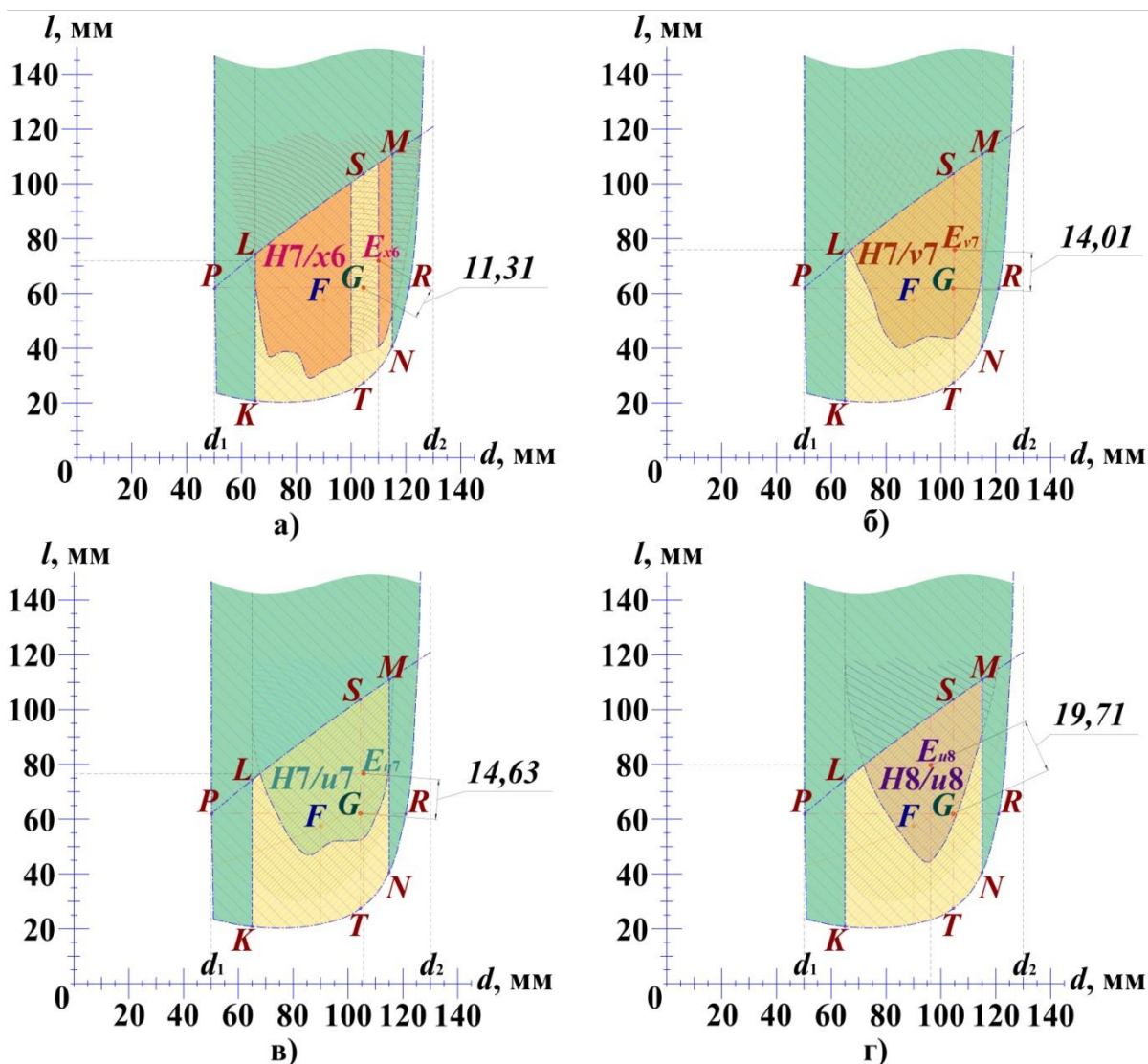


Рисунок 3. Локалізовані множини альтернативних посадок з натягом, які входять до ОІГПП

Для кожної локалізованої множини k -ї посадки розташування точки E_k , що утворюється при перетині відрізків значення діапазонів діаметра $r_{d_{E_k}}$ і робочої довжини $r_{l_{E_k}}$ посадкового з'єднання, аналітично визначаються за допомогою теорії R -функцій наступним чином [205–207]:

$$\omega_{E_k} = d - d_{E_k} + l - l_{E_k} - \sqrt{(d - d_{E_k})^2 + (l - l_{E_k})^2}, \quad (8)$$

де d_{E_k} і l_{E_k} – дійсні координати точки E_k , яка утворена при перетині відрізків діапазонів ефективних значень діаметра і робочої довжини посадкового з'єднання відповідно в межах зони локалізованої множини придатної вибраної k -ї посадки.

На основі запропонованого визначення центрів групування геометричних параметрів раціонального сполучення значень d_G і l_G (точки G) в межах плоскої ЛРО та ефективних значень d_{E_k} і l_{E_k} (точки E_k) в межах кожної локалізованої множини k -ї придатної стандартної посадки з натягом сформульовано один з основних узагальнених критеріїв вибору остаточного проектного рішення з переліку альтернативних залежно від геометричних параметрів d і l . Суть цього критерія полягає у визначенні найменшої відстані від точки G до E_k (рис. 4) у межах означеного плоского об'єкта $KLMN$ моделі, якому належить локалізована множина k -ї посадки, тобто величина найкоротшого відрізка GE_k .

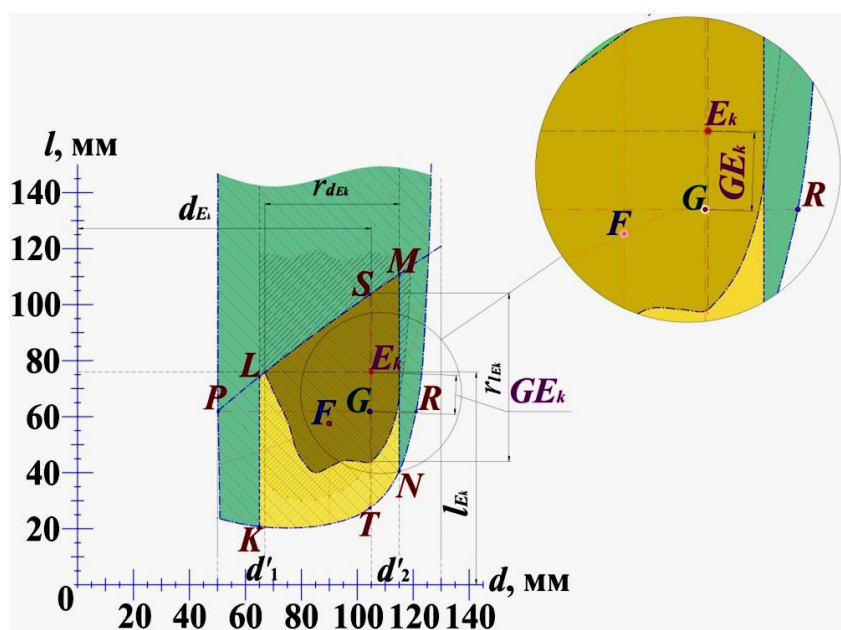


Рисунок 4. Визначення величини відрізка GE_k в локалізованій множині k -ї придатної стандартної посадки з натягом

У нашому прикладі для посадок $H7/x6$ – довжина відрізка $GE_{x6} = 11,31$ мм (див. рис. 3,а); $H7/v7$ – $GE_{v7} = 14,01$ мм (див. рис. 3,б); $H7/u7$ – $GE_{u7} = 14,63$ мм (див. рис. 3,в); $H8/u8$ – $GE_{u8} = 19,71$ мм (див. рис. 3,г). При цьому найкоротшим є відрізок $GE_{x6} = 11,31$ мм (посадка $H7/x6$), але точка G для цієї посадки попадає у розривну зону області придатних рішень $KLMN$ (див. рис. 3,а), тому таку посадку слід відкинути з числа ефективних. Множини трьох інших посадок $H7/v7$, $H7/u7$ і $H8/u8$ накривають центр групування G

(див. рис. 3,б) і тому вважаються ефективними. З аналізу усіх придатних проектних рішень, посадка $H7/v7$ є найраціональнішою, оскільки серед ефективних вона має найменшу довжину відрізка значення діапазонів діаметра $r_{d_{E_k}}$ і робочої довжини $r_{l_{E_k}}$ посадкового з'єднання ($GE_{v7} = 14,01$ мм) в межах означеної локалізованої множини. Як результат нашого дослідження означений вище фактор приймаємо як один з основних узагальнених критеріїв вибору остаточного проектного рішення – стандартної посадки з натягом з переліку альтернативних залежно від прийнятих геометричних параметрів d і l .

Таким чином, запропонований авторами узагальнений критерій вибору конструкторського рішення (на основі математичного моделювання з використанням теорії R -функцій) надає можливості наочно оцінити взаємний вплив геометричних параметрів d і l на якість з'єднання з натягом та обґрунтовано призначити раціональну посадку на стадії її автоматизованого проектування. При цьому, зазначений ефективний критерій дає змогу визначити резерви підвищення якості з'єднання виробу, проводити його інженерний аналіз, скоротити час на розробку конструкторсько-технологічної документації та інтегрувати такий процес проектування у системи CAE/CAD/CAM.