

## НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ТОНКИХ ПРОРІЗНИХ ФРЕЗ

*Розроблено методику визначення напружено-деформованого стану в довільній точці диску тонкої прорізної фрези, навантаженої окружною та радіальною силами різання. Визначено тангенціальні, радіальні, дотичні та еквівалентні напруження та отримано відповідні графічні залежності. Розраховано екстремальні значення еквівалентних напружень в зоні стружкових канавок за допомогою врахування коефіцієнта концентрації напружень. Досліджено окремий та одночасний вплив на напружений стан тонкої прорізної фрези радіального биття та затуплення зубців. Встановлено, що при одночасному впливі максимально допустимих значень цих факторів еквівалентні напруження можуть сягати критичних значень та викликати втрату працездатності фрези. За допомогою розробленої методики уточнено критерій затуплення тонкої прорізної фрези залежно від радіального биття зубців.*

**Ключові слова:** прорізи фрези; напружено-деформований стан; напруження; оцінка міцності.

**Постановка проблеми.** Аналіз працездатності тонких прорізних фрез вказує на те, що їх відмови, обумовлені руйнуваннями різного роду, в ряді випадків значно перевищують відмови, спричинені затупленням різальних кромки. Це призводить до зменшення ресурсу роботи інструменту, та, в свою чергу, викликає зростання собівартості продукції.

Вихід інструмента з ладу визначається частковою або повною втратою його працездатності. Відповідно руйнування верхньої частини зубця та обрив зубців по основі можна віднести до відмов, які можна усунути, а утворення тріщин та повне руйнування диска прорізної фрези – до відмов, що усунути неможливо. При цьому перша група відмов обумовлена виникненням в тілі фрези недопустимих напружень [3], а друга – її низькою динамічною стійкістю.

Факторами, що визначають напружено-деформований стан фрез, є: сили різання, нерівномірний нагрів диска, відцентрові сили тощо. Науковцями та практиками доведено, що найбільше впливають при цьому сили різання. Температурний фактор та відцентрові сили мають другорядне значення, оскільки тонкі прорізи фрези працюють з відносно невеликими швидкостями різання (порядку 20...80 м/хв.).

Отже, актуальною науково-технічною проблемою є низька працездатність дискового інструменту і, в тому числі, тонких прорізних фрез, яка впливає на економічні показники виробництва. Наявний науковий та практичний матеріал з цієї проблеми ґрунтується на дослідженні динаміки процесу обробки дисковими фрезами, проте питання напружено-деформованого стану фрез недостатньо досліджені. У зв'язку з цим постає задача оцінки працездатності тонких прорізних фрез на основі аналітичного визначення та аналізу напружено-деформованого стану диска прорізної фрези від одночасної дії окружної та радіальної сил різання.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналітичні роботи, що стосуються питань втрати працездатності дискових пил та фрез, пов'язані, в основному, з вирішенням проблеми їх динамічної стійкості та коливань. Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану обертових дисків виконували Демьянушко І.В., Біргер І.А., Тимошенко С.П., Войновський-Крігер С.В., Кобрін М.М., Бабічев М.О. та ін. Окремі питання визначення напружено-деформованого стану плоских круглих пил для обробки деревини за допомогою численних методів розглянуті в роботах [7, 6], автори яких основну увагу приділяють напруженням від нерівномірного нагріву диска та відцентрових сил. В роботі [2] розглядається задача визначення напружено-деформованого стану круглої пластини одиничної товщини, жорстко закріпленої по центру, навантаженої силою, дотичною до границі. Питання ж щодо аналітичного визначення напружено-деформованого стану диска прорізної фрези від одночасної дії окружної та радіальної сил різання на сьогоднішній день залишаються малодослідженими, хоча є актуальним для сучасного машинобудівного виробництва.

**Мета дослідження.** Визначення напружено-деформованого стану диска прорізної фрези від одночасної дії окружної та радіальної сил різання.

**Викладення основного матеріалу.** Задача оцінки працездатності прорізних фрез потребує аналізу їх напруженого стану і зводиться до побудови функціональних залежностей, які встановлюють зв'язок між напруженнями та факторами навантаження (складовими сили різання), що, в свою чергу, визначаються режимами та умовами різання, конструкцією фрези, характеристиками оброблюваного матеріалу, якістю підготовки фрези до роботи тощо. Напружено-деформований стан тонкого диска від дії окружної сили різання визначений в роботі [2]. Задача визначення напружено-деформованого стану тонкої прорізної фрези від дії радіальної сили різання вирішена Балицькою Н.О. у співтворстві в роботі [1]. Формули для визначення напружень в довільній точці диска фрези з полярними координатами  $(\rho; \theta)$  мають вигляд:

$$\sigma_{\rho} = \frac{P}{\pi} \left[ \frac{1}{(1+\chi)} \frac{\cos\theta}{\rho} + \frac{R - \rho \cos\theta}{R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2} - \frac{1}{2R} - \frac{2\rho \cos\theta}{(1+\chi)R^2} \right] - \frac{P}{2\pi} \left[ \frac{R^2 \cos\theta - 2R\rho + \rho^2 \cos\theta}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} - \frac{2\rho \cos\theta}{(1+\chi)R^2} - \frac{R}{\rho} \frac{R \cos\theta - \rho}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)} - R \frac{R^2 \cos 2\theta - 2R\rho \cos\theta + \rho^2}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} \right]$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{P}{\pi} \left[ \frac{1}{(1+\chi)} \frac{\cos\theta}{\rho} + \frac{R - \rho \cos\theta}{R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2} - \frac{1}{2R} - \frac{2\rho \cos\theta}{(1+\chi)R^2} \right] + \frac{P}{2\pi} \left[ \frac{R^2 \cos\theta - 2R\rho + \rho^2 \cos\theta}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} - \frac{2\rho \cos\theta}{(1+\chi)R^2} - \frac{R}{\rho} \frac{R \cos\theta - \rho}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)} - R \frac{R^2 \cos 2\theta - 2R\rho \cos\theta + \rho^2}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} \right]$$

$$\tau_{\rho\theta} = \frac{P}{2\pi} \sin\theta \left[ \frac{2}{(1+\chi)} \frac{1}{\rho} + \rho \frac{R^2 - \rho^2}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} - \frac{2\rho}{(1+\chi)R^2} - \frac{R^2}{\rho} \frac{1}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)} - 2R^2 \frac{R \cos\theta - \rho}{(R^2 - 2R\rho \cos\theta + \rho^2)^2} \right]$$

де  $P$  – значення радіальної сили різання, Н;  $Q = \frac{R^{-4}}{2(D-R)^{-4} + 2D^{-4} + 2(D+R)^{-4}}$  – безрозмірний коефіцієнт,

для тонкої пластинки  $\chi = \frac{3-\nu}{1+\nu}$ ;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона, для сталі  $\nu = 0,3$ .

У [1, 2] при визначенні напружень фрези розглядалася авторами як кругла пластинка з гладким контуром. Щоб оцінити напружений стан фрези в зоні стружкових канавок необхідно врахувати концентрацію напружень, адже саме в цій зоні місцеві напруження будуть різко зростати, що може стати причиною руйнування фрези.

Коефіцієнт концентрації напружень залежить від форми та розмірів концентратора. Для прорізних фрез основними концентраторами напружень будуть стружкові канавки, менше впливати будуть дефекти виготовлення зубчастого вінця: спотворення профілю впадин зубців; поперечні риски, що утворюються при неякісному заточуванні зубців; риски від шліфування торцевої поверхні диска фрези; тріщини, викликані термічною обробкою; тріщини, викликані при нарізанні зубців, та ін. Для розрахунку коефіцієнтів концентрації використовувався електронний довідник КоКон (SCAD Soft), який ґрунтується на теоретичних розрахунках та численому аналізі. Міцність прорізних фрез доцільно визначати міцністю в зоні стружкових канавок, оскільки руйнування в цій зоні можуть викликати подальше руйнування диска фрез. Оцінка міцнісної надійності диска прорізних фрез здійснювалася за допомогою критерію Мора (п'ята теорія міцності). Отже, умова міцності прорізної фрези отримує вигляд:

(4)

де  $[\sigma_B]$  – межа міцності для інструментального матеріалу (для Р6М5  $\sigma_B = 2780$  МПа);  $\sigma_s$  – межа міцності при стисненні ( $\sigma_s = 5060$ );  $\sigma_{\rho}$ ,  $\sigma_{\theta}$ ,  $\tau_{\rho\theta}$  – сумарні нормальні та дотичні напруження в довільній точці диска фрези з координатами  $(\rho; \theta)$  від одночасної дії окружної та радіальної сил різання.

З метою визначення напруженого стану диска фрези від дії окружної та радіальної сил різання була розроблена спеціальна програма розрахунку напружень в середовищі MatLab на основі максимальних значень сил різання, отриманих за допомогою модуля розрахунку сил різання пакета прикладних програм імітаційної моделі процесу обробки дисковими фрезами [5]. Вхідними даними для програми розрахунку напружень є: значення окружної та радіальної сил різання, зовнішній діаметр та діаметр затискових

фланців фрези, її товщина, діаметр стружкових канавок, допоміжний кут в плані, коефіцієнт концентрації напружень, максимально допустиме напруження, коефіцієнт тертя (рис. 1).

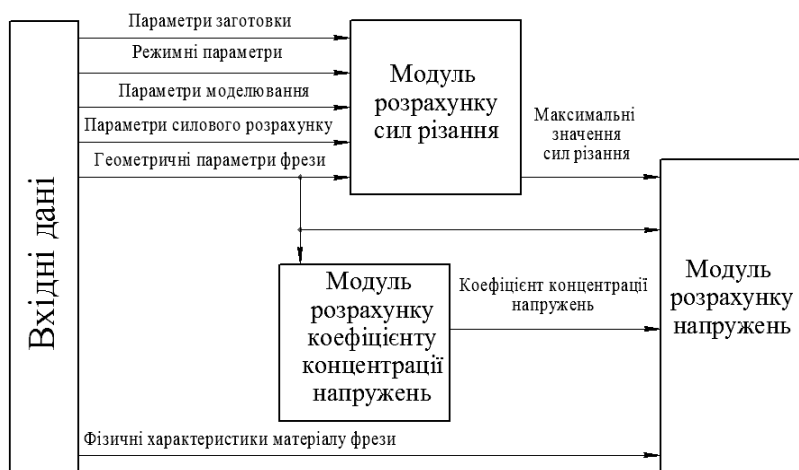
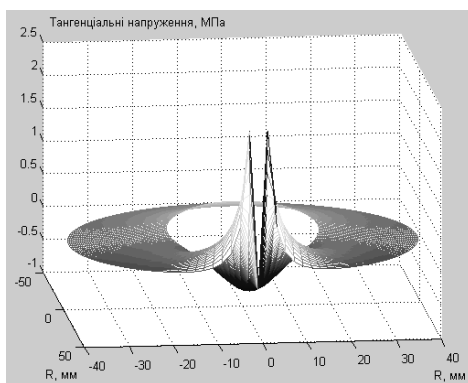


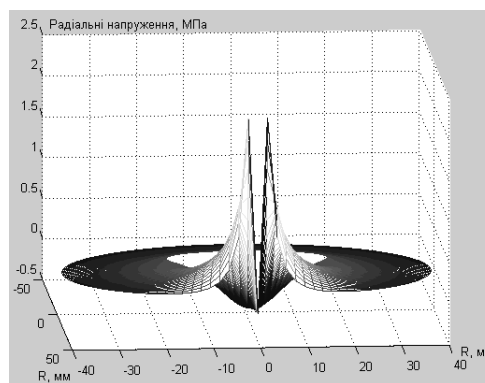
Рис. 1. Структура пакета прикладних програм визначення напруженого стану прорізних фрез

У результаті розрахунку були отримані окремі та сумарні нормальні і дотичні, а також еквівалентні напруження в довільній точці диска фрези діаметром 80 мм, товщиною 0,5 мм, з кількістю зубців 128 з координатами  $(\rho; \theta)$  у вигляді матриці розмірності  $121 \times 56$ .

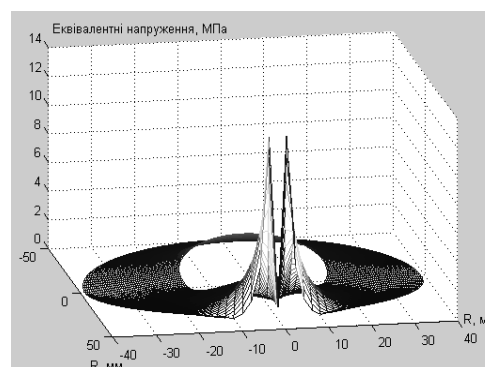
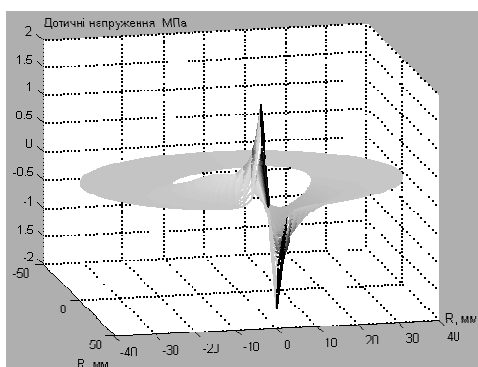
На рисунку 2 наведений графік розподілу напружень по диску фрези зазначеного типорозміру при навантаженні радіальною силою 8,3 Н, що виникає під час процесу обробки за умови відсутності радіального биття та затуплення зубців фрези. Режими різання прийняті відповідно до вимог ГОСТ 2679-93 «Фрезы прорезные и отрезные. Технические условия» щодо методів випробувань. Як видно, всі напруження різко зростають у міру наближення до точки прикладення сили, тобто вони локалізовані в малій області, в якій можуть виникати їх критичні значення. При цьому тангенціальні напруження є розтягувальними і досягають максимуму при значенні 1,55 МПа, радіальні (розтягувальні) – 1,64 МПа, дотичні (розтягувальні та стискаючі) – 1,34 МПа. Максимальні еквівалентні напруження відповідно до розрахунків дорівнюють 12,69 МПа. Графік розподілу напружень по диску фрези при навантаженні окружною силою 6,9 Н, що виникає під час процесу обробки (без врахування радіального биття та затуплення зубців фрези), наведений на рисунку 3.



а)



б)



в)

г)

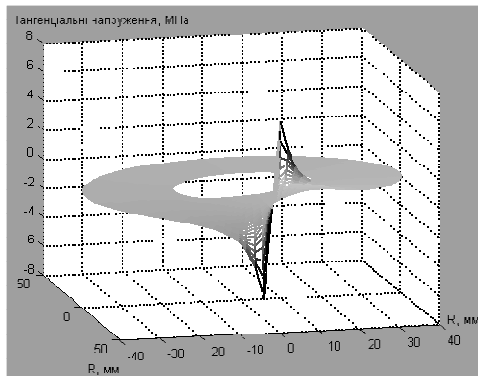
Рис. 2. Графік розподілу напружень по диску фрези ( $D = 80$  мм,  $B = 0,5$  мм,  $z = 128$ ) при навантаженні радіальною силою 8,3 Н: а) тангенціальні напруження  $\sigma_{\theta}$ ; б) радіальні напруження  $\sigma_r$ ; в) дотичні напруження  $\tau_{r\theta}$ ; г) еквівалентні напруження

Як і в попередньому випадку, всі напруження різко зростають у міру наближення до точки прикладення сили. При цьому тангенціальні напруження (розтягувальні та стискаючі) досягають максимуму в розмірі 4,58 МПа, радіальні (розтягувальні та стискаючі) – 1,14 МПа, дотичні (переважно стискаючі) – 1,43 МПа, тобто переважаючими при навантаженні окружною силою є тангенціальні напруження. При цьому екстремальні значення дотичних напружень складають 31,22 %, а екстремальні значення радіальних напружень – 24,89 % від відповідних значень тангенціальних напружень. Характер розподілу напружень також відрізняється від випадку навантаження радіальною силою.

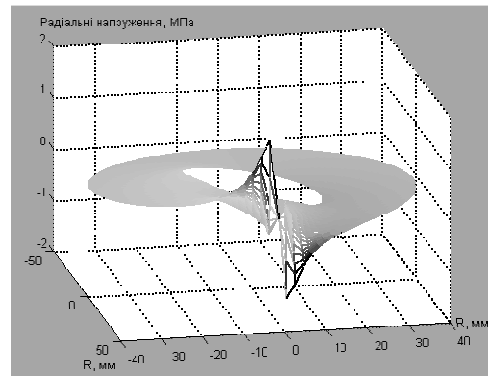
Максимальні еквівалентні напруження від дії окружної сили 6,9 Н відповідно до розрахунків дорівнюють 41,92 МПа, що в 3,3 раза перевищує відповідні напруження від дії радіальної сили. Таким чином, можна зробити висновок, що за наведених умов обробки окружна сила визначальним чином впливає на напружений стан прорізної фрези. Проте дією радіальної сили нехтувати недопустимо, оскільки її вплив також є істотним.

Отже, радіальна та окружна сили різанню по-різному впливають на напружений стан диска фрези. Від дії окружної сили переважаючими є тангенціальні напруження, а радіальна сила викликає рівнозначні за абсолютною величиною тангенціальні, радіальні та дотичні напруження.

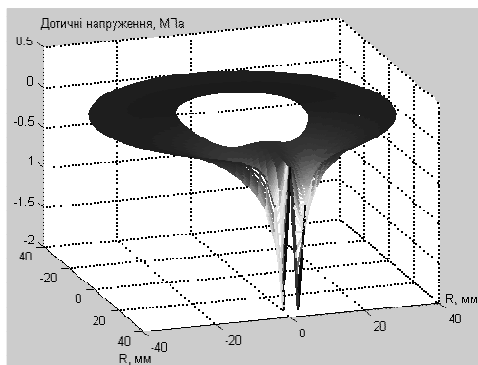
Графік розподілу еквівалентних сумарних напружень від одночасної дії окружної та радіальної сил по диску фрези представлений на рисунку 4. Максимальні еквівалентні напруження від одночасної дії окружної (6,9 Н) та радіальної (8,3 Н) сил різання із врахуванням концентрації напружень (коефіцієнт концентрації напружень) відповідно до розрахунків дорівнюють 54,24 МПа. При цьому необхідно звернути увагу на зміну характеру розподілу напружень. Розподіл напружень вже не є симетричним відносно площини, що проходить через вісь фрези і точку прикладення сил.



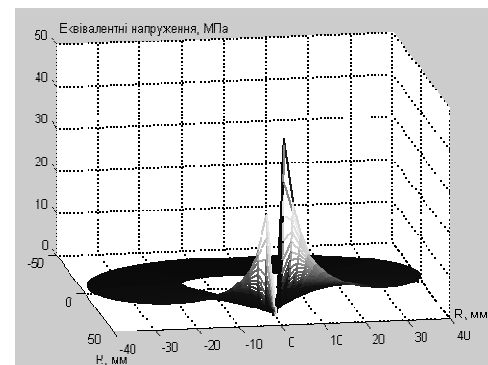
а)



б)



в)



г)

Рис. 3. Графік розподілу напружень по диску фрези ( $D = 80$  мм,  $B = 0,5$  мм,  $z = 128$ ) при навантаженні окружною силою  $6,9$  Н: а) тангенціальні напруження  $\sigma_{\theta}$ ; б) радіальні напруження  $\sigma_r$ ; в) дотичні напруження  $\tau_{r\theta}$ ; г) еквівалентні напруження

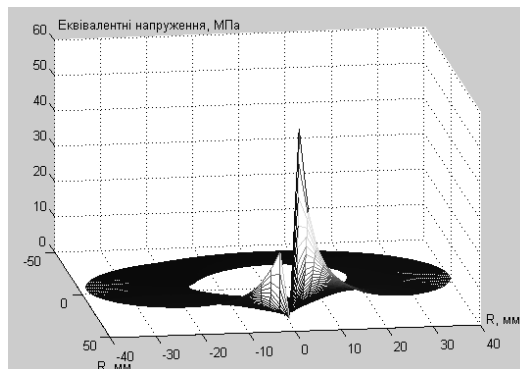


Рис. 4. Графік розподілу еквівалентних сумарних напружень по диску фрези ( $D = 80$  мм,  $B = 0,5$  мм,  $z = 128$ ) при одночасному навантаженні окружною ( $6,9$  Н) та радіальною силами ( $8,3$  Н)

Таким чином, за умови відсутності радіального биття та затуплення зубців під час фрезерування тонкого пазу в диску фрези виникають еквівалентні напруження, екстремальні значення яких досягають  $54,24$  МПа. Такі значення напружень не можуть викликати настання небезпечного стану та руйнування диска фрези, оскільки значно менші за допустимі напруження ( $2780$  МПа). В даному випадку фактичний коефіцієнт запасу міцності дорівнюватиме  $51,25$ . Проте реальний процес різання супроводжується великою кількістю явищ, які впливають на технологічну обробляючу систему. Серед них: радіальне биття, затуплення зубців, температурні впливи та ін.

У попередніх дослідженнях [4] було розглянуто вплив радіального биття та затуплення зубців на силові характеристики процесу фрезерування тонких пазів. При цьому встановлено, що максимально допустиме радіальне биття (відповідно до ГОСТ 2679-93) викликає значне зменшення кількості одночасно працюючих зубців (до 4 разів) та різке зростання окружної та радіальної сил різання (до 14 разів). Визначено, що максимально допустиме затуплення зубців, критерієм якого є фаска зносу по задній поверхні  $h_z = 0,4$  мм, викликає різке зростання окружної та радіальної сил різання (до 42 разів), проте не призводить до зменшення кількості одночасно працюючих зубців. Також був досліджений одночасний вплив максимально допустимих значень радіального биття та затуплення зубців фрези на силові характеристики процесу різання. При цьому встановлено, що при одночасній дії цих факторів значення складових сил різання може зростати до 86 разів та спостерігається різке зменшення кількості одночасно працюючих зубців (до 4 разів). З огляду на зазначене вище, виникає необхідність дослідження впливу радіального биття та затуплення зубців фрези на її напружений стан.

Розрахунок максимальних значень сил різання виконувався за допомогою програми розрахунку сил різання [5], яка є одним з модулів пакета прикладних програм визначення напруженого стану прорізних фрез. Результати розрахунків наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Вплив радіального биття та затуплення зубців на напружений стан тонких прорізних фрез

№ з/п	Радіальне биття зубців, мм	Затуплення зубців, мм	Окружна сила $P_o$ , Н	Радіальна сила $P_r$ , Н	Максимальні еквівалентні напруження, МПа	Коефіцієнт запасу міцності
1	0	0	6,9	8,3	54,24	51,25
2	0,1	0	80	120	664,15	4,19
3	0	0,4	290	98	1907,1	1,46
4	0,1	0,4	600	300	4090,1	0,68

Отримані результати свідчать про визначальний вплив затуплення та радіального биття зубців на напружений стан фрези. Під впливом максимально допустимого значення затуплення зубців екстремальні значення еквівалентних напружень збільшуються в  $35,16$  раза. При цьому фактичний

коефіцієнт запасу міцності дорівнюватиме 1,46, що менше за прийнятий коефіцієнт для машинобудування (2,5). Таким чином, при зазначених умовах фреза працюватиме з пониженим запасом міцності, що може призвести до руйнування зубця і викликати поломку диска фрези. Це є недопустимим з огляду на питання безпеки виробництва.

Максимальні еквівалентні напруження від одночасної дії окружної та радіальної сил різання із врахуванням концентрації напружень, відповідно до розрахунків дорівнюють 4090,1 МПа, що в 75,41 раза перевищує відповідне значення напружень для зазначених умов обробки, проте без врахування радіального биття і затуплення зубців. При цьому фактичний коефіцієнт запасу міцності дорівнюватиме 0,68, тобто в зоні стружкових канавок виникнуть напруження, що перевищать межу міцності інструментальної сталі. Отже, за даних умов обробки фреза втрачає працездатність внаслідок руйнування. Отримані результати свідчать про необхідність уточнення критерію затуплення прорізних фрез залежно від радіального биття зубців. За допомогою запропонованої методики визначення напруженого стану прорізних фрез був проведений розрахунок еквівалентних напружень фрези зазначеного типорозміру для різних значень радіального биття та затуплення зубців, результати якого наведені у вигляді графічної залежності на рисунку 5. Штриховою лінією позначено граничне допустиме значення еквівалентних напружень, що визначене із умови забезпечення запасу міцності у розмірі 2,5.

Аналізуючи отриману графічну залежність, можна констатувати взаємний вплив затуплення та радіального биття зубців на напружений стан фрези зазначеного типорозміру:

- за відсутності радіального биття зубців максимальні еквівалентні напруження на периферійній зоні диска фрези досягають гранично допустимого значення при величині зносу по задній поверхні 0,23 мм;
- при розмірі радіального биття 0,02 мм максимальні еквівалентні напруження досягають граничного допустимого значення при величині зносу 0,11 мм;
- при розмірі радіального биття 0,04 мм – при величині зносу 0,09 мм;
- при розмірі радіального биття 0,06 мм – при величині зносу 0,07 мм;
- при розмірі радіального биття 0,08 мм – при величині зносу 0,06 мм;
- при розмірі радіального биття 0,1 мм – при величині зносу 0,05 мм;
- при розмірі радіального биття 0,125 мм – при величині зносу 0,03 мм.

Отже, тонка прорізна фреза зазначеного типорозміру може втрачати працездатність в результаті руйнування раніше ніж досягне критичного значення критерію затуплення зубців (0,4 мм).

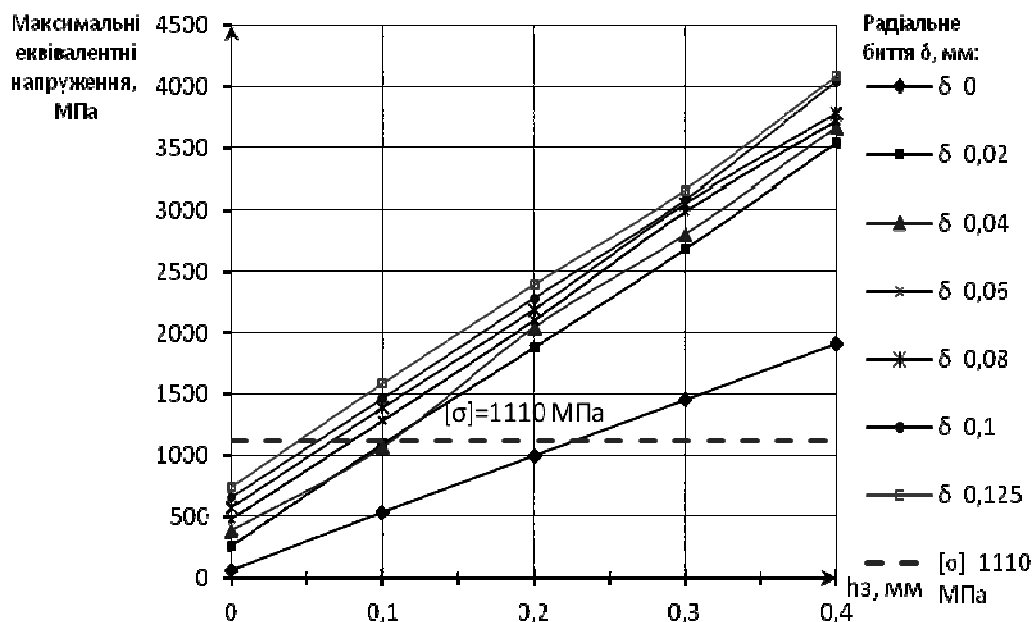


Рис. 5. Залежність максимальних еквівалентних напружень від величини зносу зубців при різних значеннях їх радіального биття для прорізної фрези ( $D = 80$  мм,  $B = 0,5$  мм,  $z = 128$ )

Проведені розрахунки свідчать про необхідність врахування дійсного значення радіального биття під час експлуатації тонких прорізних фрез для визначення критерію їх затуплення з метою підвищення працездатності.

**Висновки.** На основі запропонованої автором методики розрахунку напружень для довільної точки диска прорізної фрези від одночасної дії окружної та радіальної сил різання було отримано наступні результати:

1. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження від дії окружної сили в 3,3 раза перевищують відповідні напруження від дії радіальної сили, тобто за наведених умов обробки окружна сила визначальним чином впливає на напружений стан прорізної фрези.

2. Визначено, що максимально допустиме за стандартом значення радіального биття зубців викликає збільшення еквівалентних напружень в 12,24 раза, а відповідне значення затуплення – у 35,16 раза.

3. Розраховано, що від одночасного впливу максимально допустимих значень цих чинників еквівалентні напруження можуть зростати до 75 разів та досягати критичних значень, що може стати причиною втрати працездатності фрезою.

4. Уточнено критерій затуплення тонкої прорізної фрези з дрібним зубом залежно від радіального биття зубців.

На підставі отриманих результатів за розробленою методикою в подальшому планується розробка науково обґрунтованих рекомендацій щодо конструкціям прорізних фрез, режимам та умовам різання на основі врахування їх напружено-деформованого стану.

#### Список використаної літератури:

1. *Бабенко А.Є.* Стійкість тонкої фрези навантаженої радіальною силою / *А.Є. Бабенко, Ю.А. Дякова, Н.О. Балицька* // Вісник НТУУ "КПІ" ; Серія : Машинобудування. – 2014. – № 2 (71). – С. 26–32.
2. *Бабенко А.Е.* Определение напряженно-деформированного состояния пластины, нагруженной силой, касательной к границе / *А.Е. Бабенко, А.П. Халимон* // Вісник НТУУ "КПІ" ; Серія : Машинобудування. – 2001. – № 41. – С. 9–13.
3. *Балицька Н.О.* Види відмов прорізних фрез та фактори, які впливають на їх виникнення / *Н.О. Балицька* // Вісник ЖДТУ. – 2013. – № 4 (67) / Технічні науки. – С. 3–6.
4. *Балицька Н.О.* Питання визначення сил різання прорізних фрез із врахуванням допустимих відхилень їх конструктивних параметрів / *Н.О. Балицька* // Вісник ЖДТУ. – 2012. – № 3(62) / Технічні науки. – С. 3–8.
5. *Панчук В.Г.* Теоретичні основи проектування відрізних фрез : дис. ... докт. техн. наук : 05.03.01 / *В.Г. Панчук*. – К., 2009. – 311 с.
6. *Пустовалова М.А.* Обоснование рациональных параметров компенсационных прорезей в круглых дереворежущих пилах для улучшения их эксплуатационных свойств : дис. ... канд. техн. наук / *М.А. Пустовалова*. – Архангельск, 2000. – 210 с.
7. *Стахив Ю.М.* Устойчивость и колебания плоских круглых пил / *Ю.М. Стахив*. – М. : Лесная промышленность, 1977. – 296 с.

МЕЛЬНИЧУК Петро Петрович – доктор технічних наук, професор, ректор Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

БАЛИЦЬКА Наталія Олександрівна – старший викладач кафедри технологій машинобудування Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- теорія проектування дискових фрез;
- процеси фрезерування;
- підвищення працездатності різальних інструментів.

Стаття надійшла до редакції 03.11.2014

**Мельничук П.П., Балицька Н.О.** Напружено-деформований стан тонких прорізних фрез  
**Мельничук П.П., Балицкая Н.А.** Напряженно-деформированное состояние тонких прорезных фрез  
**Melnichuk P.P., Balitskaya N.A.** Stress-strain state of thin metal slitting milling cutters

УДК 621.914.2.025:12:006.354

**Напряженно-деформированное состояние тонких прорезных фрез / П.П. Мельничук, Н.А. Балицкая**

Разработана методика определения напряженно-деформированного состояния в произвольной точке диска тонкой прорезной фрезы, нагруженной окружной и радиальной силами резания. Определены тангенциальные, радиальные, касательные и эквивалентные напряжения и получены соответствующие графические зависимости. Рассчитаны экстремальные значения эквивалентных напряжений в зоне стружечных канавок с помощью учета коэффициента концентрации напряжений. Исследовано отдельное и одновременное влияние на напряженное состояние тонкой прорезной фрезы радиального биения и затупления зубьев. Установлено, что при одновременном влиянии максимально допустимых значений этих факторов эквивалентные напряжения могут достигать критических значений и вызывать потерю работоспособности фрезы. С помощью разработанной методики уточнен критерий затупления тонкой прорезной фрезы в зависимости от радиального биения зубьев.

**Ключевые слова:** прорезные фрезы; напряженно-деформированное состояние; напряжения; оценка прочности.

УДК 621.914.2.025:12:006.354

**Stress-strain state of thin metal slitting milling cutters / P.P. Melnichuk, N.A. Balitskaya**

The technique of determining of the stress-strain state at an arbitrary point of the disc in a thin metal slitting milling cutter, loaded with circumferential and radial cutting forces was developed. Tangential, radial, tangent and equivalent stresses were defined and corresponding graphic relations were received. Extreme degrees of equivalent stresses in the flutes were calculated by taking into consideration the stress concentration factor. Individual and simultaneous influence of radial runout and teeth blunting on the stress state of a thin metal slitting milling cutter was examined. It was found out that under the simultaneous influence of the maximum degrees of these factors equivalent stresses can reach critical level and cause the loss of cutter efficiency. Due to the developed technique the criterion of a thin metal slitting milling cutter blunting depending on the radial runout of the teeth was specified.

**Keywords:** metal slitting milling cutters; stress-strain state; stress; strength assessment.