

передач; при цьому необхідно забезпечити однаково раціональний режим мащення всіх пар тертя передачі.

*Summary.* Normal working conditions of chain-drive, it's longevity and coefficient of effective action is considerably determined by the rational lubrication process organization of moving contacting surfaces of the transmission constructive elements. The presentation of chain-drive as systems on different constructive-technological levels and mathematical description of structural models give opportunity to depict lubrication and oil reserving zones (the zones of oil refilling) and to make it's whole characteristics. The definition of physical-mechanical, geometrical, kinematic parameters of the drive and it's constructive elements points to semifluid lubrication regime of friction pairs. Such regime needs deliberation in the choice of lubrication method because of considerable influence on the work reliability of chain-drive. It is proposed to use lubrication equipment which realize aerosol lubrication; it's denoted that environmental ecology should be kept. The rational lubrication process organization does not exclude the search for new technical decisions in the bounds of existing drives and design of new drives granting the regime of work alignment of all friction pairs as one tribological system.

### Перелік посилань

1. Зубченко І.І., Дубиняк С.А., Рибак В.Є. Кінематика і динаміка ланцюгових передач. - Львів: ЛДУ, 1972. - 124 с.
2. Глущенко І.П., Петрик А.А. Цепные передачи. - К: Техніка, 1973. - 104 с.
3. Готовцев А.А., Котенок І.П. Проектирование цепных передач. - М.: Машгис, 1982. - 336 с.
4. Чихос Х. Системний аналіз в трибоніці. - М.: Мир, 1982. - 353 с.
5. Попов В.Л., Сидоров В.П., Кононов В.А. О возможностях автоматизации смазки шарниров тяговых цепей машин непрерывного транспорта/ В сб.: Цепные передачи и приводы.- Краснодар: КПИ, 1983.- С.66-71
6. Jerabek K. Tribologicke procesy v kloubech retezů//Strojirenstvi. - 1987. - V.37. - N6/7. - P.367-369
7. Роликовые передачи общемашиностроительного применения: Расчет нагрузочной способности.- Москва-Краснодар:ВНИИНИ, 1990.-51 с.
8. Патент України UA 10872 A F 16 G 13/02. Приводний відкритошарнірний ланцюг/ Кривий П.Д., Горлій Є.І., Рурак В.М., Хлопецький Я.Є.- № 94062565; Заявл. 24.06.94. Бюл. №4.-4с.

**Стаття представлена професором Рибак Т.І.**

УДК. 621. 914. 1

**Г. Виговський**

(Житомирський інженерно-технологічний інститут, м.Житомир)

## СИЛИ РІЗАННЯ ПРИ ОБРОБЦІ ТОРЦЕВИМИ ФРЕЗАМИ КОСОКУТНОГО РІЗАННЯ

*Анотація.* Розглянуто питання розрахунку сил різання, що виникають при роботі торцевими фрезами косокутного різання.

Вища продуктивність чистового торцевого фрезерування обумовила створення великої кількості конструкцій торцевих фрез, оснащених надтвердими матеріалами (НТМ).

При створенні конструкцій торцевих фрез часто не враховуються особливості фінішної обробки - різання з малими товщинами зрізу, незадовільно вирішуються

питання забезпечення повної участі різальних елементів у різанні і поновлення різальної здатності фрез. Ці хиби призводять до підвищеної динаміки процесу фрезерування і не дозволяють цілком реалізувати унікальні різальні властивості НТМ.

Використання ступінчастої спіральної схеми різання з поділом припуску за глибиною та подачею дозволяє збільшити кількість різальних елементів, що беруть участь у різанні, а застосування косокутної геометрії елементів - можливість зрізання малих товщин зрізу. Крім цього є необхідність розміщення різної кількості елементів у ступенях для вирівнювання навантаження між ними при коливаннях припуску.

У зв'язку з цим в розроблених автором конструкціях фрез реалізовані такі технічні рішення [1]:

- застосована спірально-ступінчата схема різання з розміщенням різальних елементів по логарифмічних спіралях;
- використана косокутна геометрія різальних елементів;
- прийняті великі радіуси вершин різальних елементів;
- удосконалені посадкові місця фрез для підвищення точності базування на верстатах;
- сконструйовані пристосування для можливості поновлення ріжучої здатності фрез на верстатах і поза верстатами.

Сконструйовані фрези призначені для фінішної обробки деталей, при цьому діючі сили різання призводять до деформації технологічної системи (Т), що впливає на якість обробки.

Відомо, що при обробці чавунних призматичних деталей на консольному вертикально-фрезерному верстаті мод. 6П10 при торцевому фрезеруванні похибки внаслідок деформації складають 64 ... 86% від сумарної похибки обробки, а при фінішних методах обробки - до 20 % [2].

Крім цього, динаміка процесу фрезерування характеризується також процесами врізання та виходу кожного зуба із зони різання, що в свою чергу впливає на деформації Т.

У поздовжньому напрямку (подачі) похибки обробки пов'язані насамперед із змінністю сил різання при врізанні і при виході фрези з контакту з заготовкою через змінність ширини фрезерування [3, 4].

В моменти входу і виходу зубів із контакту з заготовкою різко змінюється кількість зубів, які одночасно беруть участь у різанні, що суттєво впливає на деформації Т і похибки поздовжнього профілю, які є повільно змінними, статичними. У поперечному напрямку похибки пов'язані з динамічними деформаціями внаслідок змінності сил різання вздовж дуги контакту зубів з заготовкою.

Для розрахунку деформацій Т і оцінки впливу їх на якість обробки необхідно визначити сили різання.

Відома методика розрахунку сил різання для стандартних торцевих фрез [5], але використання ступінчастого розміщення різальних елементів та відмінність геометрії вимагають корегування залежностей.

Для теоретичного розрахунку складових сил різання  $P_x, P_y, P_z$  необхідно визначити колову силу  $P_0$  та силу подачі  $P_s$  відповідно до розрахункової схеми, поданої на рис. 1.

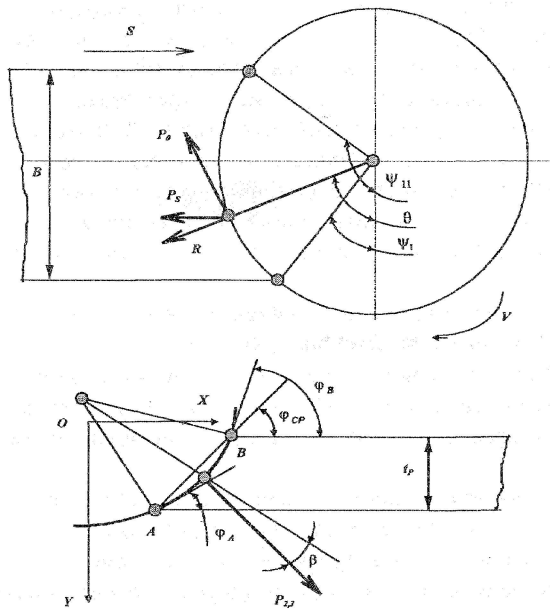


Рисунок - Схема дії сил різання

Миттєве значення колової сили на одному різальному елементі (при відсутності зносу) для стандартної геометрії можна визначити за формулою [5]:

$$P_o = 0,28S_K [S_Z \sin \theta \cdot t_p \cdot K_2 + l_p \delta_o], \quad (1)$$

де  $S_K$  - напруга при розриві, тобто частка від розподілу сили в момент розриву на площу поперечного перетину зразка в місці розриву;  $S_Z$  - подача на зуб, мм/зуб (при рівномірному кутовому розташуванні різальних елементів у радіальному напрямку

$S_Z = \frac{S_o}{Z}$ ;  $S_o$  - подача на оберт,  $Z$  - число різальних елементів фрези);  $\theta$  - кут, що визначає миттєве положення різального лека;  $t_p$  - глибина різання;  $K_2$  - безрозмірний комплекс, що залежить від усадки стружки  $\xi$  і переднього кута  $\gamma$ :

$$K_2 = (2,05\xi - 0,55) \left[ \frac{(90 - \gamma)^{2,46} \cos \gamma}{22500 \xi^{0,0015(90 - \gamma)^{2,7}} + \sin \gamma} \right];$$

$l_p$  - довжина різального лека, що бере участь у різанні;  $\delta_o$  - ширина контакту задньої поверхні різального елемента з оброблюваним матеріалом, що обробляється (при відсутності зносу для синтетичних надтвердих матеріалів - 0,03 мм).

При ступінчастій схемі різання кожний ріжучий елемент в одній і тій же січній площині буде мати змінне значення глибини різання  $t_p$  і довжини різального лека  $l_p$ , а також відмінні від інших кути контакту  $\psi_1$  і  $\psi_{11}$ .

Глибина різання для косокутних фрез визначається різницею координат  $Y$  точок  $A$  і  $B$ :

$$t_p = Y_B - Y_A. \quad (2)$$

У випадку участі в різанні одночасно  $m$  різальних елементів сумарна миттєва колова сила різання для ступінчастих фрез може бути визначена:

$$\sum_{i=n}^m P_0 = 0,28S_K \left\{ S_Z K_2 \left[ \begin{array}{l} t_{P(n)} \cdot \sin \theta_n + t_{P(n+1)} \cdot \sin(\theta_n + \nu) + \\ + t_{P(n+2)} \cdot \sin(\theta_n + 2\nu) + \dots \\ \dots + t_{P(m)} \cdot \sin[\theta_n + (m-n)\nu] \end{array} \right] + \delta_0 \left[ \begin{array}{l} I_{P(n)} + \dots \\ \dots + I_{P(m)} \end{array} \right] \right\}, \quad (3)$$

де  $n$  - номер ріжучого елемента, розташованого в січній площині з кутом  $\theta$ ;

$m$  - номер ріжучого елемента, який ще бере участь у різанні;

$\nu$  - центральний кут між різальними елементами,  $\nu = \frac{360^\circ}{Z}$ .

Тоді рівняння (3) буде мати вигляд:

$$\sum_{i=n}^m P_0 = 0,28S_K \left\{ S_Z K_2 \sum_{i=n}^m \left\{ t_{P(i)} \cdot \sin[\theta + (i-n)\nu] \right\} + \delta_0 \sum_{i=n}^m I_{P(i)} \right\}. \quad (4)$$

Елементарна робота сили  $P_0$  на елементарній ділянці дорівнює добутку моменту цієї сили відносно осі обертання на приріст кута повороту:

$$dA = M_0 \cdot d\theta, \quad (5)$$

де  $M_0 = P_0 \cdot r$ ,  $r$  - радіальне розміщення різального елемента.

При ступінчастому фрезеруванні через змінність радіального розміщення різальних елементів і різноманітні глибини різання формула обчислення роботи фрези має дуже громіздкий вид. Визначимо роботу кожного ріжучого елемента за оберт фрези:

$$\delta A_i = P_{0i} \cdot r_i \cdot d\theta \quad (6)$$

При обертанні  $i$ -го зуба значення кута його повороту  $\theta$  змінюється від  $\psi_{1(i)}$  до  $\psi_{11(i)}$ , тоді сумарна робота сил на цьому кінцевому переміщенні:

$$\sum \delta A_i = \int_{\psi_{1(i)}}^{\psi_{11(i)}} M_i d\theta = \int_{\psi_{1(i)}}^{\psi_{11(i)}} [P_{0(i)} \cdot r_i] d\theta = 0,28S_K r_{(i)} \left[ \begin{array}{l} S_Z t_{P(i)} K_2 [\cos \psi_{11(i)} - \cos \psi_{1(i)}] + \\ + I_{P(i)} \delta_0 [\psi_{11(i)} - \psi_{1(i)}] \end{array} \right]. \quad (7)$$

Середня сумарна сила:

$$\left( \sum P_{0cp} \right) = \frac{A_n Z}{2\pi \sum r_i}. \quad (8)$$

Ефективна потужність, кВт:

$$N_E = \frac{(P_{0cp}) \cdot V}{1020}. \quad (9)$$

Значення миттєвої сили подачі [5]:

$$P_s = R \cdot \sin \theta \pm P_0 \cdot \cos \theta, \quad (10)$$

де  $R$  - радіальна складова сили різання.

Сили  $P_0$  і  $R$  лежать у площині, перпендикулярній до осі фрези (знак «+» застосовуємо при зустрічній подачі, «-» - при побіжній).

Радіальна складова сили різання:

$$R = P_{2,3} \cdot \sin(\varphi - \beta) + \frac{0,28S_K}{f} \cdot I_P \delta_0 \sin \varphi_{CP}, \quad (11)$$

де  $\varphi$  - максимальний кут у плані (для косокутних фрез -  $\varphi_B$ ),  $\beta$  - кут відхилення складової  $P_{2,3}$  від перпендикуляра до різального леза;  $\varphi_{CP}$  - середній кут у плані;

$f$  - коефіцієнт тертя ( $f = \frac{22500 \xi^{0,0015(90-\gamma)^{2,27}}}{(90-\gamma)^{2,46}}$ ).

Тоді :

$$P_{2,3} = P \operatorname{tg}(\eta - \gamma) = 0,28 S_K S_Z t_P K_2 \sin \theta \cdot \operatorname{tg}(\eta - \gamma), \quad (12)$$

де  $\eta$  - кут тертя на передній поверхні;

$$\operatorname{tg}(\eta - \gamma) = \frac{(2,05\xi - 0,55) - K_2 \cdot \sin \gamma}{K_2 \cos \gamma}. \quad (13)$$

Якщо передній кут різця  $\gamma \neq 0$ , то кут сходу стружки:

$$\beta_\gamma = \left( \frac{\pi}{2} - \varphi - \beta \right) \left[ \cos(40 \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta) \right]^K. \quad (14)$$

Значення  $K = 20$  при  $\gamma > 0^\circ$ ,  $K = -20$  при  $\gamma < 0^\circ$ .

Для задньої циліндричної поверхні кожного різального елемента спроектованих торцевих фрез кут  $\beta$  визначається:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \varphi - \operatorname{arctg} \frac{\left[ t_P - r_{(i)} + \frac{\sqrt{4r_{(i)}^2 + S_Z^2}}{2} \right]}{\left( t_P \cdot \operatorname{ctg} \varphi + r_{(i)} \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2} + \frac{S_Z}{2} \right)}. \quad (15)$$

Середня сила подачі за один період різання на одному різальному елементі для косокутних фрез:

$$P_{s,cp} = \frac{\int_{\psi_{1(i)}}^{\psi_{11(i)}} P_{s(i)} \cdot r_{(i)} d\theta}{r_{(i)} (\psi_{11(i)} - \psi_{1(i)})}. \quad (16)$$

Середня сумарна сила для всіх одночасно працюючих різальних елементів:

$$(\sum P_s)_{cp} = P_{s,cp} \cdot Z \frac{\psi_{11} - \psi_1}{2\pi}. \quad (17)$$

Для миттєвого значення сили, паралельні до осі фрези для косокутних фрез справедливе рівняння:

$$P_A = P_{2,3} \cdot \cos(\varphi - \beta) + \frac{0,28 S_K}{f} l_{Pi} \delta_0 \cdot \cos \varphi_{CPi} + \frac{0,28 S_K}{f} \delta_0 S_Z \cdot \sin \theta, \quad (18)$$

де  $l_{Pi}$  - довжина різального леза елемента, що бере участь у різанні.

Для спроектованих фрез значення  $l_{Pi}$  та  $\varphi_{CPi}$  змінне для кожного різального елемента.

Визначення середнього кута в плані для різальних елементів  $\varphi_{CPi}$  здійснюємо за виразом:

$$\varphi_{CPi} = \operatorname{arctg} \frac{t_P}{X_B - X_A}, \quad (19)$$

де  $X_B$ ,  $X_A$  - відповідно координати точок  $B$ ,  $A$  різального леза елемента.

Для обчислення значень сил різання розроблена програма на ПЕОМ.

Програма містить невеличкий обсяг вхідних даних. Це режими обробки  $S$ ,  $S_K$ ,  $\xi$  параметри фрези (радіальне й осьове розташування різальних елементів), геометричні параметри різальної частини.

Використовуючи розроблені залежності для косокутних торцевих фрез, можемо розраховувати складові  $P_X$ ,  $P_Y$ ,  $P_Z$  і наступним визначенням деформацій технологічної системи.

### **Перелік посилань**

1. А.с. СССР № 1036475.
2. Самоподнастраивающиеся станки. Сборник статей./Под ред. проф. Балакшина Б.С. - М: Машиностроение, 1970. - 415 с.
3. Горчаков Л.М. Исследование динамических погрешностей обработки при прерывистом резании. Автореферат диссертации на соискание ученой степени канд. техн. наук. - Орджоникидзе, 1969. - 32 с.
4. Горчаков Л.М., Колев К.С. О возмущающих воздействиях при прерывистом резании. - Труды СКГМИ.- Орджоникидзе, 1970. - Вып. 27, С. 3-8.
5. Розенберг А.М., Розенберг О.А. Механика пластического деформирования в процессах резания и деформирующего протягивания. - К.: Наук. думка, 1990. - 320 с.

**Стаття представлена професором Рибакком Т.І.**

## **МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРІОДИЧНОСТІ ПІДНАЛАГОДЖУВАННЯ ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ**

**І. Зубченко, Р. Шпак**

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль)

*Анотація.* Розглянуто можливість створення оптимального натягу холостої вітки для різнорозмірної за кроком ланцюга передачі. Визначено періодичність підналагодження передачі при відомому темпі спрацювання ланцюга.

Ланцюгові передачі застосовують в багатьох машинах та агрегатах. Автомобілі, транспортні і сільськогосподарські машини, конвейєри для транспортування заготовок, зварювальні кантувачі та маніпулятори - ось далеко не повний їх перелік.

Теоретично і експериментально доведено, що найкращими умовами експлуатації передачі є такі, котрі забезпечують нормальну форму розміщення шарнірів ланцюга на зубах зірочки. Практично нормальна форма розташування шарнірів на зубах зірочки можлива лише для однорозмірного за кроком ланок ланцюга. Для реального ланцюга добитися нормальної форми розташування всіх шарнірів неможливо. Причинами цього є різнорозмірність довжин ділянок ланцюга, які знаходяться на зірочках, що, в свою чергу, приводить до випадкової величини коефіцієнта зчеплення ланцюга із зірочкою і різнорозмірності довжин холостої вітки, котра викликає випадкову зміну стрілки провисання, а отже, і натягу ланцюга.

Розглянемо діапазони можливого розкидання натягу холостої вітки від обох факторів.

Якщо в зчеплення із зірочкою входить  $P$  ланок, то їх довжина коливається в межах від  $p \cdot t_{\min}$  до  $p \cdot t_{\max}$ . Розрахунок оптимального натягу холостої вітки проводимо за умовною величиною коефіцієнта зчеплення  $B_{\text{ум}}$ , що відповідає найімовірнішому розміщенню шарнірів ланцюга на зубах зірочки.

Коли на зірочці розташована ділянка ланцюга мінімальної довжини  $l_{\min}$ , в розрахунок необхідно ввести найменше з імовірних значень коефіцієнта зчеплення  $B_{\text{ум}\min}$  і визначити натяг холостої вітки: