

Анализ работ, посвященных механике процесса резания материалов, показывает, что в основном использовались величины составляющих силы резания и влияние на них параметров процесса обработки; механических характеристик обрабатываемого материала, режимов обработки, геометрии заточки рабочей части инструмента и т.д. При этом составляющие силы  $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$  резания принимаются как сосредоточенные силы, которые приложены к одной или разным точкам рабочей части инструмента. Но при расчетах температурных полей зоны резания, деформаций в режущей части инструмента, величин износа рабочих поверхностей необходимы не сосредоточенные силы, а распределенные или удельные силы на рабочих поверхностях.

Целью данной работы является установление зависимостей между составляющими  $P_z$ ,  $P_y$ ,  $P_x$  силы резания и удельными силами на рабочих поверхностях.

### Распределение сил на рабочих поверхностях инструмента

На рис. 1, а представлены силы, действующие на рабочую часть инструмента в условиях несвободного косоугольного резания. Режущий клин инструмента имеет передний угол  $\gamma$ , главный задний угол  $\alpha$ , вспомогательный задний угол  $\alpha_l$  и угол наклона режущей кромки  $\lambda$ . Со стороны срезаемого слоя на  $S_i$  площадку передней поверхности инструмента действует нормальная к ней сила  $N_i$ . При перемещении стружки по  $S_i$  площадке передней поверхности возникает сила трения  $F_i = \mu N_i$ , где  $\mu$  – средний коэффициент трения на передней поверхности. Так как режущий клин имеет угол наклона режущей кромки  $\lambda$  не равный нулю, то стружка отклоняется от нормали к режущей кромки, образуя с ней угол схода  $\eta$ , приблизительно равный углу  $\lambda$ . Поэтому сила трения  $F_i$  может быть разложена на нормальную к режущей кромке силу  $F_{iN}$  и силу  $F_{ik}$  направленную вдоль режущей кромки.

$$F_{iN} = F_i \cdot \cos \lambda, \quad F_{ik} = F_i \cdot \sin \lambda.$$

На контактную площадку  $S_j$  главной задней поверхности режущего клина действует со стороны поверхности резания сила  $N_{1j}$  упругого последствия, нормальная к поверхности резания. Она вызывает касательную к поверхности резания силу трения  $F_{1j} = \mu_1 \cdot N_{1j}$ , где  $\mu_1$  – средний коэффициент трения на задней поверхности. Направление силы  $F_{1j}$  совпадает с траекторией движения элементарных площадок обрабатываемой поверхности заготовки относительно главной задней поверхности режущего клина. Физическая природа сил  $N_{1j}$  и  $F_{1j}$  обуславливает их отличие от сил  $N_i$  и  $F_i$ , действующих на переднюю поверхность инструмента.

На контактную площадку  $S_k$  вспомогательной задней поверхности режущего клина действует со стороны обработанной поверхности сила  $N_{2k}$  упругого последствия, нормальная к вспомогательной задней поверхности. Сила  $N_{2k}$  вызывает касательную к обработанной поверхности силу трения  $F_{2k} = \mu_1 \cdot N_{2k}$ . Направление силы трения  $F_{2k}$  совпадает с траекторией движения элементарных площадок обработанной поверхности относительно вспомогательной задней поверхности режущего клина.

Нормальные силы  $N_i$ ,  $N_{1j}$ ,  $N_{2k}$  и силы трения  $F_i$ ,  $F_{1j}$ ,  $F_{2k}$ , действующие на передней и задних поверхностях рабочей части инструмента и зависящие от геометрии заточки клина, режимов резания, механических характеристик обраба-

тываемого материала и пр., определяют величину силы резания  $\bar{P}$  и положение ее в пространстве

$$\bar{P} = \bar{N} + \bar{F} + \bar{N}_1 + \bar{F}_1 + \bar{N}_2 + \bar{F}_2$$

где

$$N = \sum_1^n Ni \qquad F = \sum_1^n Fi \qquad N_1 = \sum_1^n N_{1j}$$

$$F_1 = \sum_1^n F_{1j} \qquad N_2 = \sum_1^n N_{2k} \qquad F_2 = \sum_1^n F_{2k}$$

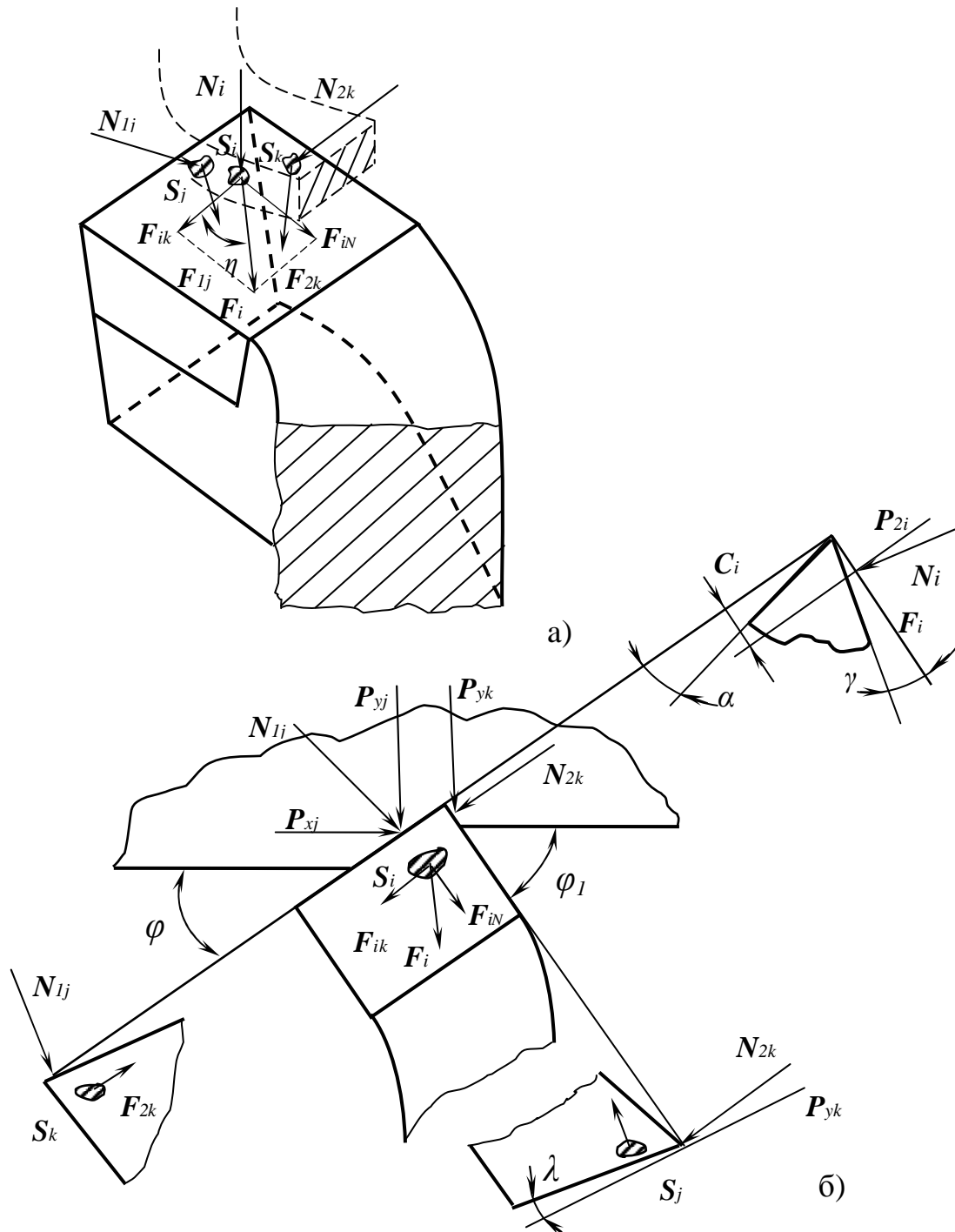


Рисунок 1 – Силы, действующие на рабочих поверхностях инструмента

### **Взаимосвязи сил резания**

На практике предпочитают использовать при расчетах не силу  $\bar{P}$ , а ее составляющие силы  $P_z, P_y, P_x$ , положение которых в пространстве остается постоянным. Существует несколько методов расчетного и экспериментального определения сил  $P_z, P_y$  и  $P_x$  [6]. Зная силы  $P_z, P_y$  и  $P_x$ , которые могут быть измерены динамометром, можно определить величины сил  $N_i, F_i, N_{1j}, F_{1j}, N_{2k}, F_{2k}$ , действующих на элементарные площадки передней и задних поверхностей.

На основании рис. 1б на элементарную  $S_1$  площадку передней поверхности действуют силы

$$N_i = P_{zi} \cdot \cos \gamma \qquad F_i = P_{zi} \cdot \sin \gamma$$

на элементарную площадку  $S_i$  главной задней поверхности – силы

$$N_{1j} = (P_{xj} \cdot \sin \varphi + P_{yj} \cdot \cos \varphi) \cdot \cos \alpha$$

$$F_{1j} = \sqrt{(P_{yj} \cdot \sin \varphi - P_{xj} \cdot \cos \varphi)^2 + (P_{yj} \cdot \cos \varphi + P_{xj} \cdot \sin \varphi)^2} \cdot \sin^2 \alpha$$

и на элементарную площадку  $S_k$  вспомогательной задней поверхности – силы

$$N_{2k} = P_{yk} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \alpha_1$$

$$F_{2k} = \sqrt{(P_{yk} \cdot \sin \varphi_1)^2 + (P_{yk} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \sin \alpha_1)^2} = P_{yk} \sqrt{(\sin \varphi)^2 + (\cos \varphi \cdot \sin \alpha_1)^2}$$

Составляющие силы  $P_z, P_y$ , и  $P_x$  резания могут быть в общем случае выражены через силы  $N, F, N_1, F_1, N_2$  и  $F_2$  следующим образом

$$P_z = N \cdot \cos \gamma \cdot \cos \lambda + F \cdot \sin \gamma \cdot \cos \lambda - N_1 \cdot \sin \alpha + F_1 \cdot \cos \alpha - N_2 \cdot \sin \alpha_1 + F_2 \cdot \cos \alpha_1 \qquad (1)$$

$$P_y = -N \cdot \sin \gamma \cdot \cos \lambda \cdot \cos \varphi + F \cdot \cos \gamma \cdot \cos \lambda \cdot \cos \varphi + N_1 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \varphi + F_1 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \varphi + N_2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \cos \varphi_1 + F_2 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \cos \varphi_1 \qquad (2)$$

$$P_x = -N \cdot \sin \gamma \cdot \cos \lambda \cdot \sin \varphi + F \cdot \cos \gamma \cdot \cos \lambda \cdot \sin \varphi + N_1 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi + F_1 \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi - N_2 \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sin \varphi_1 - F_2 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \varphi_1 \qquad (3)$$

Таким образом, зная величины  $P_x, P_y$  и  $P_z$  составляющих силы  $P$  резания, геометрию заточки режущего клина можно из выражений (1), (2) и (3) рассчитать нормальные силы  $N, N_1, N_2$  и силы трения  $F, F_1, F_2$ , действующие на рабочие поверхности инструмента.

Распределение нормальных сил и сил трения на рабочих поверхностях инструмента получают исследованием контактных нагрузок.

### **Выводы**

Полученные соотношения сил позволяют получить общее представление об особенностях силовой нагрузки рабочей части инструмента в процессе материалобработки и решать в дальнейшем сложные задачи технологической подготовки производства в области обработки материалов резанием.

### **Література**

1. Зорев Н.Н. Вопросы механики процесса резания металлов.– М., Машгиз, 1956. – С.343.
2. Клушин М.И. Резание металлов.– М.: Машгиз, 1958. – С.314.
3. Лоладзе Т.Н. Износ режущего инструмента.– М.: Машгиз, 1958. – С.245.
4. Бетанели А.И. Хрупкая прочность режущей части инструмента. – Тбилиси, Грузинский политехнический институт, 1969. – С.250.

5. Остафьев В.А., Усачев П.А., Выслоух С.П. и др. Физические основы процесса резания металлов.– К.: Вища школа, 1976. – С.214.
6. Остафьев В.А., Усачев П.А., Выслоух С.П. Прочность и износостойкость режущего инструмента.– К.: Знание, 1978. – С.56.

Усачов П.А. Дослідження взаємозв'язків сил, які діють на робочих поверхнях різального інструмента У статті встановлено взаємозв'язок між складовими сил різання та питомими силами на робочих поверхнях різального інструмента.	Usachov P.A. Investigation of interconnections of forces, acting on working surfaces of cutting tools The article deals with the determination of the dependence between the components of cutting force and the specific forces on the working surfaces of cutting tools.
--	---

*Надійшло до редакції  
23 червня 2005 року*

УДК 621.3:537

## МОДЕЛЬ ЕНЕРГЕТИКИ ПРОЦЕСУ МЕТАЛООБРОБКИ

*<sup>1)</sup>Скицюк В.І., <sup>1)</sup>Клочко М.М., <sup>2)</sup>Цірук В.Г., <sup>1)</sup>Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут", <sup>2)</sup> ВАТ Київський завод автоматики ім. Г.І.Петровського, м. Київ, Україна*

*В роботі йдеться про створення моделі енергетичних перетворень, що відбуваються у процесі механічної обробки металів, розглянутої на прикладі токарної обробки. Моделювання енергетики різання металів необхідне для подальшого прогнозування стану інструмента під час механообробки*

### **Вступ**

Незважаючи на досить потужний розвиток техніки контролю стану різального інструмента (PI) [1, 2] залишається проблема контролю незамкненої технологічної системи ТОС. Подібна ситуація призводить до того, що навіть за найдосконаліших систем руху та контролю їх навантажень (в основному силових) не дає можливості спостереження за процесом обробки у повному обсязі. Тобто йдеться про те, що відбувається реєстрація кінцевого факту руйнування інструменту замість того, щоб його передбачити.

Тому задача цієї роботи полягає у тому, щоб створити теоретичні засади передбачення стану процесу металообробки, а саме: визначити критичні ситуації та можливість їх передбачення. Основний напрямок пропонованої роботи - це контроль стану PI під час токарної обробки та прогнозування можливих надзвичайних ситуацій.

### **Загальна постановка задачі**

Якщо розглянути сучасні системи та конструкції приладів контролю стану токарної обробки, то є можливість помітити у їх засадах важливі вади, а саме:

- Велика частина систем контролю базується на невизначеності параметру

«ненормативний режим», але не відповідає на питання, що саме призвело до зміни режиму [1].

- Ще не менша частина систем контролю базується на тому, що необхідно зареєструвати сам факт руйнації РІ. Тут виникає цілком слушне питання: руйнації інструменту як послідовний технологічний процес (а це є дійсно комплексний процес) є ланцюжок технологічних кроків, який призводить до руйнації обладнання, і чи не варто його розірвати саме у тому місці, яке б гарантувало передбачення наслідків.

- Однак подібна задача чомусь не ставилась у жодній науково-технічній роботі, оскільки всі роботи зосередилися на реєстрації самого факту руйнації. Елементарний логічний аналіз доводить, що орієнтуватися на факт руйнації інструменту є вкрай необережною тезою. Основним чинником подібного висновку є те, яка б не була чутлива система контролю стану інструменту, їй необхідно мати час, щоб визначитися з питанням: що це – різання (тобто нормальний процес) або процес руйнації? Наразі такої достеменною відповіді не може дати жодна система контролю у світі, навіть сама найдосконаліша, оскільки цей процес контролю вимагає відповідного часу. Тобто звідсіля виникає основна задача системи контролю: не фіксувати момент тієї чи іншої події у зоні обробки, а передбачити розвиток процесу та не допустити таких процесів, які б негативно впливали на стан процесу обробки і, головне, не допустити стану руйнації як РІ, так і обладнання.

Розглянемо задачу більш достеменно. Процес металообробки є специфічним способом руйнування (при токарній обробці) надлишкового матеріалу [2, 3] з метою отримання визначеної форми деталі.

Специфікою процесу є те, що кінетична енергія руху руйнування розкладається на низку енергетичних підвидів енергії. Основний енергетичний викид відбувається у зоні енергій деформації ТОС, теплових навантажень РІ та деталі. Ще частково енергетичні витрати відбуваються у інтервалі викиду стружки та електричних явищ [3].

З цих енергій найбільш контролюємі є:

- Кінетична – через віброакустичні процеси та електромагнітні посередні явища процесу [3];

- Потенційна – через навантаження ТОС та теплові випромінювання [4].

З цих двох типів енергій досліджувалися обидві у достатньому обсязі. Окрім того, було висунуто кілька гіпотез щодо контролю, але вони або йшли за хибним шляхом, або закінчилися, не знайшовши технічної реалізації.

Все це доводить, що краще використовувати інформативність кінетичної енергії ніж потенційної, хоча це супроводжується деякими зайвими апаратними втратами. Тим не менш конструкційна простота відчутників кінетичної енергії набагато ефективніша за складнощі побудови та встановлення відчутників потенційної енергії (тензометричних).

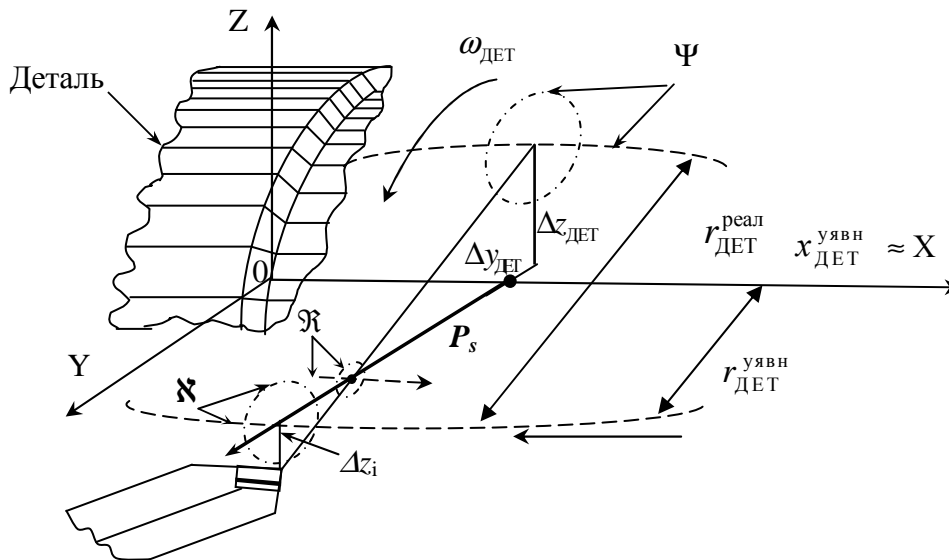
Звідсіля може бути сформована основна задача роботи – виявлення найбільш інформативного характеру мікрорухів РІ та деталі з метою контролю стану процесу металообробки на засадах формалізованих математичних методик.

**Визначення найбільш інформативних проявів кінетичної енергії руху РІ**

При токарній обробці матеріалу маємо досить специфічний рух інструменту вздовж деталі. В основі цього руху покладено гвинтову траєкторію навколо деталі. Оскільки цей процес є достатньо вивченим [3, 4], то зосередимось на тому елементарному русі формотворення, який відпрацьовує РІ, а саме - на одному замкненому циклі (оберті) (рис. 1).

Під час обробки навантаження на РІ викликають розходження між бажаною формою деталі та реальною. При цьому основним чинником цього явища є кінцева жорсткість деталі та ТОС. Під дією навантаження РІ лише намагається досягти координат  $u_{ДЕТ}^{уявн}$  (яка у повному розумінні є лише уявною).

У реальному випадку навантаження спирається на співвідношення жорсткостей у ТОС та деталі, які визначають відстані від  $l_{ДЕТ}$  та  $l_i$  (рис. 2). При цьому вісь деталі піднімається над площиною  $XOY$  (рис. 1, 2) на величину  $\Delta z_{ДЕТ}$ , а верхівка РІ опускається нижче цієї площини на величину  $\Delta z_i$ . Одночасно існує розходження по координаті  $Y$  як наслідок розтискання ТОС, яке має бути безпосередній вплив на точність виконання геометрії деталі ( $Y_{ДЕТ}$ ,  $Y_i$ ) (рис. 2).



$\Psi$  – вісь деталі та її траєкторія руху у просторі;  $\aleph$  – вісь руху різального інструмента та траєкторія його руху;  $\aleph$  – уявна траєкторія руху вектору  $P_y$  у зоні мінімального перерізу;  $\Delta z_i$  - зсув усередненої траєкторії руху верхівки РІ;  $r_{ДЕТ}^{уявн}$  – уявний радіус деталі;  $x_{ДЕТ}^{уявн}$  - уявна вісь деталі,  $r_{ДЕТ}^{реал}$  – реальний радіус деталі

Рисунок 1 – Модель елементарного руху РІ навколо деталі при токарній металообробці та відповідний рух траєкторії верхівки РІ

Під дією подачі  $S$  РІ та навантажень по осі  $X$  утворюється криволінійна траєкторія руху РІ, а також сама (дзеркально площинносиметрична) траєкторія руху осі деталі, тобто вектор  $P_y$  своїм рухом створює однопорожній гіперболоїд, який за своєю формою наближається до залежності наступного вигляду :

$$\frac{y^2}{\left(a - \frac{S}{\omega}\right)^2 \sin^2 \gamma} - \frac{x^2}{(b - r_{\text{ДЕТ}})^2 \sin^2 \alpha} + \frac{z^2}{(c - \Delta z_{\text{ДЕТ}})^2 \sin^2 \beta} = 1 \quad (1)$$

де  $a, b, c$  – параметри ідеального гіперболоїда,  $\alpha, \beta, \gamma$  – кути проєкцій на відповідні осі місцевих координат  $Z'O'Y'$  та  $Z''O''Y''$  деталі та ПІ.

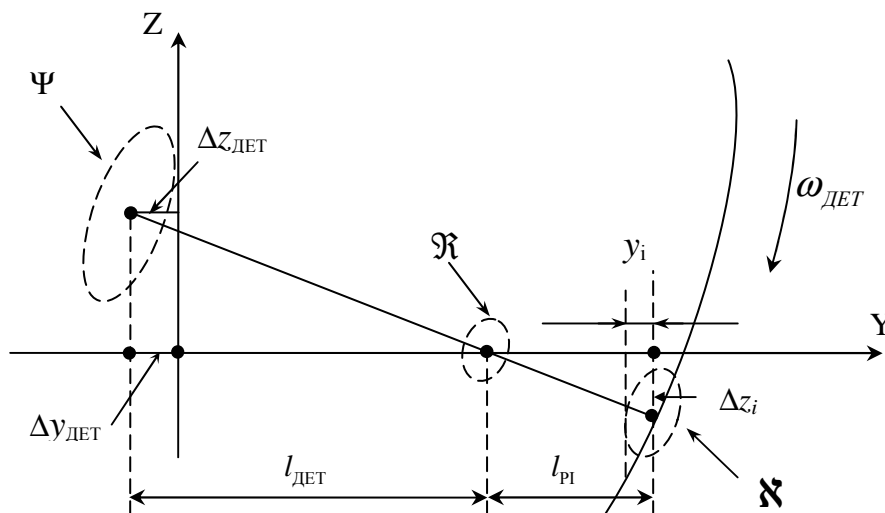
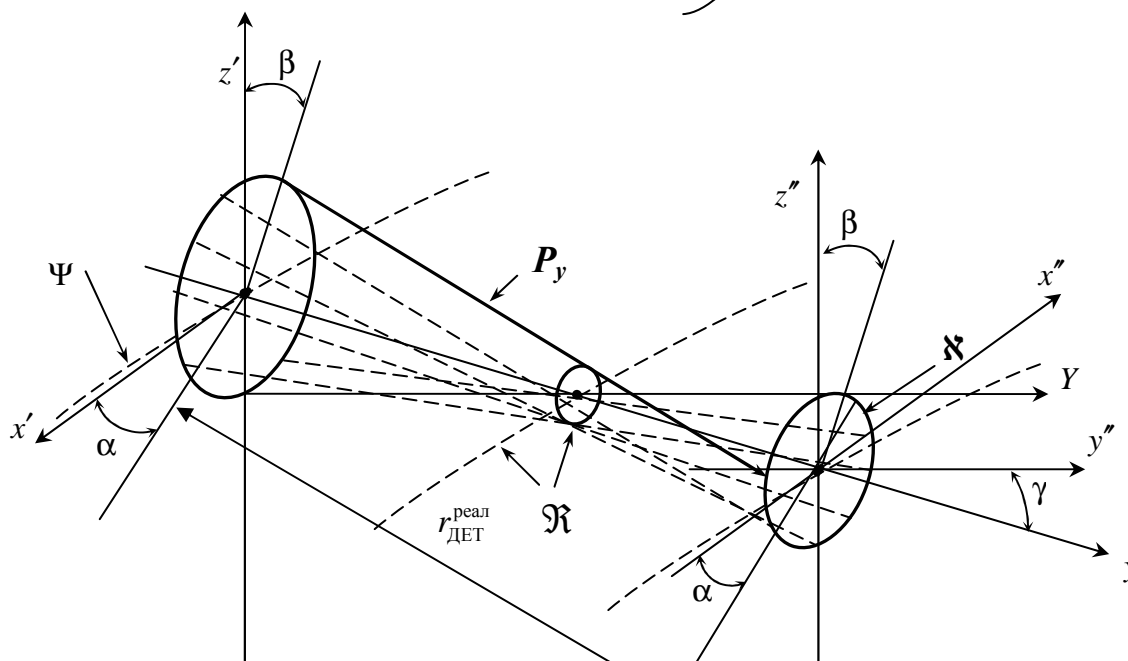


Рисунок 2 – Области руху осей ТОС при металообробці у площині ZOY



$\alpha, \beta, \gamma$  – кути проєкцій на відповідні осі місцевих координат  $Z'O'Y'$  та  $Z''O''Y''$  деталі та ПІ

Рисунок 3 – Узагальнений просторовий рух вектору  $P_y$  у системі ТОС

Користуючись тим, що кути  $\alpha, \beta, \gamma \in$  дуже малими, можна виразити:

$$\sin^2 \alpha = \frac{1}{1 + \alpha^2}; \quad \sin^2 \beta = \frac{1}{1 + \beta^2}; \quad \sin^2 \gamma = \frac{1}{1 + \gamma^2} \quad (2)$$

Підставляючи залежності (2) у (1) отримуємо:

$$\frac{y^2}{\left(a - \frac{S}{\omega}\right)^2 \frac{1}{1+\gamma^2}} - \frac{x^2}{(b - r_{\text{ДЕТ}})^2 \frac{1}{1+\alpha^2}} + \frac{z^2}{(c - \Delta z_{\text{ДЕТ}})^2 \frac{1}{1+\beta^2}} = 1 \quad (3)$$

Залежність (3), хоч і дає загальне уявлення процесу, тим не менш не може бути практично використане для подальшого розгляду, оскільки вона надає лише вигляд руху вектору  $P_y$  у просторі, але не дає можливості визначитися з його полюсом. Тому необхідна стабільна прив'язка вектора у просторі. Найпростішим виходом з цього є прив'язка вектора  $P_y$  до осі верстата  $X$ , як самого стабільного елемента системи ТОС (рис. 1). У такому випадку все можна буде звести до ротору вектора, еквівалентному  $P_y$ , тобто приймаємо вектор  $P_y \approx P_s$ . З цього найбільш цікавою є траєкторія вершини вектора, повний замкнений цикл якого буде відбуватися за час  $\omega_{\text{ДЕТ}}$ , який визначається невривноваженням обертових мас верстата, а саме:

$$F = \frac{G}{q} \omega_{\text{ДЕТ}}^2 \rho \sin \omega_{\text{ДЕТ}} t, \quad (4)$$

де  $G$  та  $q$  – відповідно вага обертових елементів системи та величина зсуву їх центрів ваги від осі обертання;  $\omega_{\text{ДЕТ}}$  – кутова швидкість обертання деталі;  $t$  – час різання.

Тобто у спектрі такого руху повинна бути присутня частота  $\omega_{\text{ДЕТ}}$ . Для сучасної обробки ця частота може коливатися від 0,1 до 150 рад/с.

Одночасно з цим у перерізі деталі відтворюється форма, яка має опис у наступному виді :

$$r_{\text{ДЕТ}} = r_n + r_{\text{max}} \cos(k\omega_{\text{ДЕТ}} + \varphi), \quad (k=2,3,4 \dots n) \quad (5)$$

де  $r_n$  – посередній радіус деталі,  $r_{\text{max}}$  – максимальна амплітуда радіусу деталі,  $k$  – номер гармоніки форми,  $\varphi$  - фазовий зсув.

Оскільки відчутник реагує на динамічні параметри (кінетична енергія), то його реакція буде заснована на похідній від виразу (5), тобто :

$$r_{\text{ДЕТ}}^{\text{УВН}} = -r_{\text{max}} \cdot k \sin(k\omega_{\text{ДЕТ}} + \varphi) \quad (6)$$

З виразу (6) чітко проглядаються гармоніки спектру, а саме:  $2\omega_{\text{ДЕТ}}$ ,  $3\omega_{\text{ДЕТ}}$ ,  $4\omega_{\text{ДЕТ}} \dots, n\omega_{\text{ДЕТ}}$ .

Підводячи підсумки до цього розгляду необхідно констатувати той факт, що рух вершини вектору  $P_y$  буде супроводжуватися гармонійним спектром з ряду  $\omega_{\text{ДЕТ}}$ ,  $2\omega_{\text{ДЕТ}}$ ,  $3\omega_{\text{ДЕТ}}$ .

Формальний опис кінетичної енергії у такій коливальній системі матимемо у наступному вигляді :

$$E = \frac{m}{2} A^2 \omega_{\text{ДЕТ}}^2 \sin^2(k\omega_{\text{ДЕТ}} + \varphi_{\text{ДЕТ}}) \quad \text{при } k = 1,2,3,4 \dots n \quad (7)$$

З виразу (7) видно, що кінетична енергія коливальної енергії прямо пропорційна квадрату амплітуди та частоти. Для верстатів металообробки маса рухомої частини  $m$ , причетність якої до вібрацій досить велика, і, як наслідок, особливо небезпечна частота резонансу обладнання, яка у кращому випадку



може становити 200÷300 Гц. Під час таких резонансних процесів відбуваються прискорені зноси робочих частин верстата та РІ. Саме під час подібних явищ необхідно вчасно зупиняти процес обробки, а ще краще запобігти подібній ситуації під час її розвитку.

**Математичне моделювання умов руху верхівки РІ під час металообробки**

Користуючись узагальненням  $P_y$  та  $P_s$  можна відобразити наступну векторну діаграму (рис.4), якою може бути пояснений розподіл динамічних навантажень на РІ. При цьому вважаємо, що вектор  $P_s$  своєю верхівкою зорієнтований на верхівку РІ, яка приймає безпосередню участь у формуванні поверхні деталі і траєкторія її руху відповідає залежності (3), тобто вектор не є статичним.

Одночасно з цим на РІ має вплив сила  $\bar{P}_z$ , що є спорідненою із силовим вектором  $P_s$  через навантаження на РІ в залежності від параметрів оброблюваного матеріалу на швидкості формотворення (4).

Навантаження по координаті  $Z_i$  для РІ є найбільше з усіх і тому є найбільш істотним за будь-якого способу контролю. Проте аналіз фізичних явищ при металообробці доводить, що необхідно зважити на те, що верхівка вектору  $P_s$  (верхівка РІ) разом з вектором  $P_d$  (високочастотних вібрацій), який є фактором формотворення більш високих порядків, при своєму русі не можуть вийти за межі трьохосових еліпсоїдів (рис. 5).

Відповідно об'єм обмеження для векторів  $P_s$  та  $P_d$ :

$$V_{P_s} = f(x_s, y_s, z_s), V_{P_d} = f(x_d, y_d, z_d). \tag{8}$$

Ці об'єми можуть мати опис через проекції на поверхні  $XOY$ ,  $XOZ$ ,  $YOZ$ .

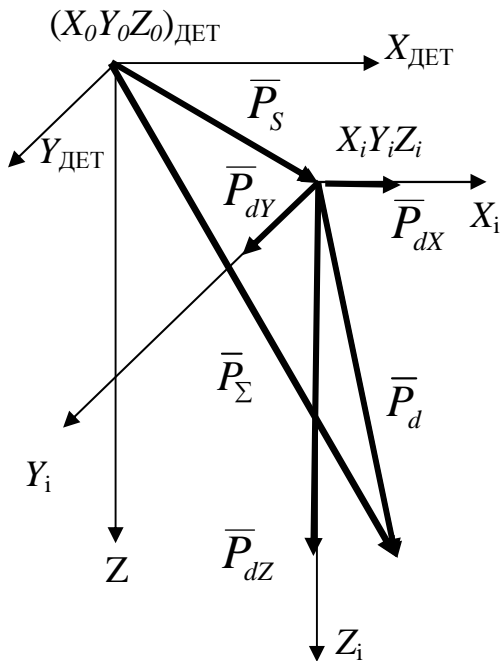


Рисунок 4 – Векторна діаграма навантажень на РІ

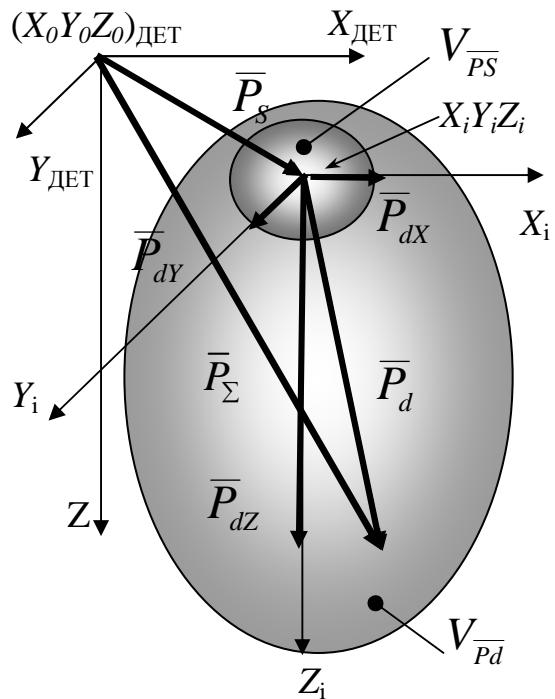


Рисунок 5 – Межові об'ємні зони руху верхівок векторів  $P_s$  та  $P_d$ :

При цьому проекція може бути описаною, як наприклад (площина  $XOY$ ):

$$I_{XY} = \iint_S f(x, y, z) dx dy \quad (9)$$

Користуючись цим можна ввести поняття про проекції екіпотенціальних поверхонь [4, 5]. Спробуємо довести це простим логічним дослідженням. Кінетична енергія має наступний узагальнений вигляд:

$$W_K = \frac{1}{2} m \left[ \left( \frac{dx}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + \left( \frac{dz}{dt} \right)^2 \right] \quad (10)$$

При цьому загальний опис руху верхівки РІ у сферичній системі координат набуває вигляду [5]:

$$rotV = \left( \frac{1}{\rho \sin \theta} \frac{\partial V_\rho}{\partial \varphi} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho V_\varphi)}{\partial \rho} \right) e_\theta + \left( \frac{1}{\rho} \frac{\partial(\rho V_\theta)}{\partial \rho} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) e_\varphi + \frac{1}{\rho \sin \theta} \left( \frac{\partial(\sin \theta V_\varphi)}{\partial \theta} - \frac{\partial V_\theta}{\partial \varphi} \right) e_\rho \quad (11)$$

Оскільки РІ за своєю конструкцією є коливальним елементом (консольна балка), тому й параметри його руху добре можуть бути розглянуті при ідеалізованих умовах. У цьому випадку повна енергія його як коливального елемента з малим декрементом загасання може бути описана як

$$W = \frac{1}{2} k A_0^2 e^{-2\beta t} \left\{ 1 + \frac{\beta}{\omega_0} \sin \left( 2\omega t + 2\varphi_0 + \arctg \frac{\beta}{\omega} \right) \right\}. \quad (12)$$

Звідки швидкість зміни енергії:  $\frac{dW}{dt} = r\dot{x}^2$ ,

де  $A_0 = \frac{\beta x_0 + x_0}{\omega \sin \varphi_0}$  - вихідна амплітуда,  $k$  - пружність інструмента,  $\beta = r/2m$  - коефіцієнт демпфіювання коливань,  $r$  - коефіцієнт в'язкого тертя,  $m$  - коливальна маса;  $\omega$  - поточна частота,  $\omega_0$  - частота резонансу ( $\omega_0^2 = k/m$ ).

Співвідношення енергій при коливальному процесі:

$$W_K = \frac{m}{4} A_0^2 \omega^2 [1 - \cos 2(\omega t + \varphi_0)] \quad (13a)$$

$$W_\Pi = \frac{k}{4} A_0^2 [1 + \cos 2(\omega t + \varphi_0)] \quad (13b)$$

З іншого боку отримано залежність [6], яка однозначно вказує на тривкість інструмента у процесі різання, а саме:

$$T = Q \cdot A^m e^{-nA} \quad (14)$$

де  $T$  - стійкість РІ,  $A$  - амплітуда автоколивань,  $Q, m, n$  - сталі величини, залежні від матеріалу деталі та РІ, а також від параметрів  $V, S, t$ .

Тобто з'являється можливість контролювати енергетичний стан інструмента за допомогою контролю амплітуди його коливань.

На жаль, залежність (14) не враховує впливу частоти коливань інструмента -  $\omega$ , хоч і є досить вагома схожість з (12). Оскільки спостерігаємо сталий знос РІ та, як наслідок, зміну амплітуди частоти коливань, то їх необхідно враховувати у за-

гальному контексті енергетичних перетворень у зоні обробки. Тобто система контролю металообробки заснована на принципах контролю вібрації РІ на засадах (14), повинна реєструвати вхідну амплітуду вібрацій за ідеальних умов. Таке можливо лише у тому випадку, коли маємо не тільки стабільні  $V, S, t$ , але й стабільні параметри матеріалу деталі та абсолютно новий інструмент. Якщо параметри  $V, S, t$ , ще якимось чином зробити стабільними, то параметри деталі та РІ є вкрай невизначеними, навіть за сучасних технологій. Звідси маємо гарантовану непевність параметрів другої та третьої групи, а саме невизначеність фізичних параметрів міцності матеріалу РІ та деталі, а також їх геометрії.

Наразі є вже доведеним [2, 3, 6], що амплітуда коливань деталі та інструмента однозначно зв'язана лінійною залежністю  $y = kx + b$ , тобто:

$$A_0 = a(k_h t \pm h_0), \quad (15)$$

де  $a$  – коефіцієнт пропорційності;  $k_h$  – коефіцієнт, який характеризує кут нахилу залежності  $A_0$  (тангенс),  $h_0$  – початковий знос, який змінюється від нуля у позитивний бік, і приймає від'ємні значення при початку руйнації інструмента.

Якщо на початковій стадії приробки та нормальній обробці амплітуда повільно зростає за лінійною залежністю, то на стадії руйнації інструмента збільшення амплітуди може перевищувати нормальну величину у десятки разів. На відміну від амплітуди коливань частота коливань менше змінюється. Основним фактором такого явища є те, що у верстатах використовуються двигуни головних рушіїв з жорсткими тяговими характеристиками, тому що у супротивному випадку верстат не витримає технологічні умови обробки. Відмінність таких рушіїв полягає у тому, що при якомусь визначеному навантаженні крутний момент на валу різко падає, а чим ближче навантаження до критичного тим більше коливання обертів. Як наслідок, оберти деталі нестали і нестала кутова частота  $\omega$ , аж до повного її зникнення (аварія). Тобто може бути застосована залежність

$$\omega = \eta(\omega_0 \mp k_\omega \cdot t_\omega), \quad (16)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт пропорційності;  $\omega_0$  – колова частота холостого ходу обертання деталі;  $k_\omega$  – коефіцієнт, який характеризує кут нахилу характеристики головного рушія під навантаженням.

Взагалі при нормальній обробці  $\omega$  міняється дуже мало, тобто (1÷2%)  $\omega_0$  і її вплив маловагомий на загальну залежність. Але при значних навантаженнях зміна цієї величини може сягати (30÷50%)  $\omega_0$  і аж до повної зупинки рушія, що є значним фактором для реєстрації критичних ситуацій у зоні обробки.

У підсумку, користуючись залежностями (15) та (16), можемо створити кінцеву енергетичну залежність для контролю стану процесу обробки за амплітудою та частотою, а саме:

$$U = a^2 (k_h t \pm h_0)^2 \cdot \eta^2 (\omega_0 \mp k_\omega t)^2 [1 - \cos 2(\omega t + \varphi_0)] \quad (17)$$

де  $U = 8 \frac{W_k}{r} \beta$  – приведений параметр енергетичного процесу.

Як видно, вираз (17) має два шляхи вирішення. Перший - для нормального навантаження ( $U_n$ ) за верхніми знаками (17) і другий - за критичним ( $U_{кр}$ ) за нижніми знаками. Тоді з'являється можливість за визначеними параметрами правої

частини виразу (17) визначати енергію коливань, але це не доцільно при технічній реалізації системи контролю з погляду швидкодії та апаратурних втрат.

Більш істотний результат система контролю буде мати у тому випадку, якщо просто задавати величину  $U$  у вигляді ряду дискретних значень, наприклад:

$$U = \frac{U_{\max}}{x^{2^n}}, \text{ де } n = 0, 1, 2, 3 \dots \quad (18)$$

У цьому випадку  $U_{\max}$  буде максимальний енергетичний параметр, який може витримати верстат при обробці. Оскільки нас цікавлять максимальні енергетичні навантаження на РІ, то приймаємо у залежності (17), що  $\cos 2(\omega t + \varphi_0) = 0$ . У цьому випадку рівняння (17) матиме два рішення, а з урахуванням (15) – три рішення відносно часу  $t$ .

Розглянемо три випадки стійкості РІ в залежності від стадії його плинного стану, тобто: приробка, нормальний знос різальної частини, критичний знос.

При цьому енергетична характеристика  $U$  також змінюється. Зі збільшенням розмірного зносу РІ зростає величина  $U$ , а ресурс стійкості РІ знижується.

Таким чином, орієнтовний час стійкості РІ на стадії приробки знаходимо при  $h_0 = 0$ , як:

$$t_{\text{П}} = \frac{1}{2} \left[ \frac{\omega_0}{k_\omega} + \sqrt{\left( \frac{\omega_0}{k_\omega} \right)^2 - \frac{2\sqrt{2U_{\text{H}}}}{a\eta k_h k_\omega}} \right] \quad (19)$$

Якщо стійкість РІ відповідає нормальному зносу різальної частини, тобто, коли  $h_0 > 0$ ;  $\omega_0 > 0$ ;  $k_h > 0$ ;  $k_\omega < 0$ , то :

$$t_{\text{H}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{\omega_0}{k_\omega} - \frac{h_0}{k_h} \right) + \sqrt{\left( \frac{\omega_0}{k_\omega} + \frac{h_0}{k_h} \right)^2 - \frac{2\sqrt{2U_{\text{H}}}}{a\eta k_h k_\omega}} \right] \quad (20)$$

Ситуація критичного зносу РІ, коли  $h_0 < 0$ ;  $\omega_0 > 0$ ;  $k_h > 0$ ;  $k_\omega > 0$  визначає стійкість як:

$$t_{\text{КР}} = \frac{1}{2} \left[ \left( \frac{h_0}{k_h} - \frac{\omega_0}{k_\omega} \right) + \sqrt{\left( \frac{h_0}{k_h} + \frac{\omega_0}{k_\omega} \right)^2 - \frac{2\sqrt{2U_{\text{КР}}}}{a\eta k_h k_\omega}} \right] \quad (21)$$

При дослідженні різниці енергетичних навантажень залежність (17) надає можливість орієнтовно визначитись з періодом стійкості інструмента:

$$T = \sqrt{\frac{1}{2k_h k_\omega \cdot a \cdot \eta}} \left( \sqrt{U_{\text{КР}}} - \sqrt{U_{\text{H}}} \right). \quad (22)$$

### **Висновки**

Вирішення проблем контролю стану інструмента під час обробки доводить, що:

- Тривкість роботи інструмента залежить від його енергетичного навантаження і має яскраво визначену по АЧХ оптимальність вібрацій при різанні, що підтверджується виразами (19 - 21), незалежно виведеними від емпіричної залежності (14) [6];

- Існує можливість контролю критичного стану РІ за сигналом вібрації завдяки залежності (21);

- Існує можливість передбачення загальної стійкості інструмента;
- Введення енергетичного ранжування надає можливість спрощеного контролю та передбачення стану інструмента;
- Визначення поведінки функцій коефіцієнтів  $k_w, k_h$  надає можливість ідентифікації процесів у зоні різання.

Перспективами подальших наукових досліджень є вирішення проблеми передбачення можливих надзвичайних ситуацій технологічного процесу в зоні обробки матеріалу, тобто ідентифікація зв'язку енергетичних функціональних залежностей з руйнаціями інструмента та можливими технологічними помилками у визначенні режимів обробки, невірно затиснутого інструмента, перевантажень через помилки програмування, руйнації обладнання тощо.

### Література

1. *Металлорежущие инструменты. Учебник для вузов по специальностям «Технология машиностроения»* Г.Н. Сахаров, О.Б. Арбузов, Ю.Л. Боровой и др. –М.: Машиностроение, 1989. –328 с.: ил.
2. *Лоладзе Т.Н. Прочность и износостойкость режущего инструмента.* –М.: Машиностроение, 1982. –320 с.
3. *Армарего И.Дж.А., Браун Р.Х. Обработка металлов резанием. Пер. с англ. В.А. Пастунова.* –М.: Машиностроение, 1977. – 325 с.
4. *Ю.Г. Кабалдин. Энергетические принципы управления процессами механообработки в автоматизированном производстве // Вестник машиностроения.* –1993. –№1. –С. 37 – 42.
5. *Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов.* – 13-е изд., исправленное. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 544 с.
6. *Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом.* –Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. –184 с.: ил.

<p>Скицюк В.И., Ключко М.М., Цирук В.Г. <b>Модель энергетики процесса металлообработки</b> Статья посвящена вопросам создания модели энергетических преобразований, которые возникают в процессе механообработки металлов, на примере токарной обработки. Моделирование энергетики резания металлов необходимо для дальнейшего прогнозирования состояния РИ во время резания</p>	<p>Skytsiouk V., Klotchko M., Zyruk V. <b>The model of the metal working energetic</b> In work state the creation of the energetic transformation model at the processing machining metal working, for example, turning working. Modelling of the cutting metal energy it is necessary for the further technologic forecasting of the cutting tool at the cutting</p>
--	---

*Надійшла до редакції  
20 липня 2005 року*

УДК 621.924

## ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА МЕХАНООБРАБОТКИ ПУТЁМ СТАБИЛИЗАЦИИ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОБРАБАТЫВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ

*Гнатейко Н.В., Румбешта В.А., Никитчук Е.А., Национальный технический университет  
Украины “Киевский политехнический институт”, г. Киев, Украина*

*Статья содержит анализ динамических явлений при механообработке и методику их*

*стабилизации в обрабатывающей системе путем применения принципа динамического противофазового гашения виброколебаний упругой механической системы станка и увода её неизбежных вибраций из резонансных зон за счет целенаправленного изменения режимов обработки, что значительно повышает качество процесса*

## **Введение**

В современном приборостроении и машиностроении резко возрастают требования к качеству изделий, чего требуют условия конъюнктурности мирового рынка. В свою очередь качество изделий во многом определяется качеством изготовления деталей: точностью размеров и геометрии поверхностей и чистотой их обработки. Достичь высоких показателей по таким характеристикам качества на основных процессах механообработки: точении, фрезеровании и сверлении, на долю которых приходится около 80% общей трудоемкости изготовления деталей, при сохранении высокой производительности, очень трудно.

Ученые всего мира на протяжении длительного времени постоянно занимаются решением проблемы повышения качества процесса механообработки. Разработаны и исследованы множества основных направлений достижения данной цели, такие как: повышение качества режущего инструмента, его износостойкости при резании; оптимизация режимов и схем обработки; создание систем автоматического контроля и диагностики качества процесса механообработки (ПМО); разработка систем поднастройки технологических обрабатывающих систем (ТОС) и др.

В последнее время все чаще появляются научные работы по исследованию влияния на качество механообработки динамических процессов в ТОС, проявляющихся в виде различного рода виброколебаний разной энергетической мощности и с широким спектром частот.

## **Постановка задачи**

Во многих научных работах, в частности [1-4], установлено, что возникновение динамических явлений в ТОС при механообработке является следствием энергетической неустойчивости самого процесса резания и упругой податливости обрабатывающей системы.

Исследованы подробно [5] причины неустойчивости характеристик процесса механообработки при точении. Установлено, что первопричиной возникновения динамических явлений в виде виброколебаний в ТОС является нестабильность величины силы резания, её динамическая составляющая  $\Delta \vec{P}_\delta(\tau)$ , которая квазипериодически меняет суммарную величину силы резания  $\vec{P}_{P\Sigma}(\tau)$  в виде:

$$\vec{P}_{P\Sigma}(\tau) = \vec{P}_{cm} + \Delta \vec{P}_\delta(\tau), \quad (1)$$

где  $\vec{P}_{cm}$  - основная стабильная величина силы резания,

$\tau$  - текущее время обработки.

Возникновение динамической переменной составляющей  $\Delta \vec{P}_\delta(\tau)$  обусловлено изменением величин ряда параметров процесса резания металлов, а именно:

1. Колебанием толщины срезаемого припуска  $\Delta t$  из-за погрешности формы заготовки и её смещением при установке и закреплении на станке.

2. Изменением прочности поверхности заготовки  $\Delta HB$  в её различных местах от предварительных операций.

3. Фрикционными колебаниями силы трения  $\Delta f'_{mp}$  между заготовкой и поверхностями режущего инструмента.

4. Периодическим сколом при стружкообразовании  $T_p$

5. Влиянием нарастающего износа вершины инструмента и возникновением из-за этого дополнительного нарастающего прерывистого трения износа  $\Delta f''_{mp}$  по задней поверхности режущего инструмента.

Таким образом, возникает первый динамический фронт в виде динамики резания, как функция ряда фактов  $\Phi$ :

$$\Delta \vec{P}_o(\tau) = \varphi(\Delta t; \Delta HB; \Delta f'_{mp}; \Delta f''_{mp}; T_p) = \varphi(\vec{\Phi}_\Sigma). \quad (2)$$

Динамическая составляющая силы резания  $\Delta \vec{P}_o(\tau)$  через инструмент и деталь, находящихся между собой в свободной упруго-вязкой связи процесса резания, раскачивает рабочие элементы нежесткой, упруго-диссипативной системы станка, возбуждая в ней вторичный динамический фронт в виде автоколебательного процесса. Это формирует динамический, суммарный вектор сил упругих колебаний  $\vec{F}_{o\Sigma}(\tau)$ , который функционально определяется своим рядом факторов в виде:

$$\vec{F}_{o\Sigma}(\tau) = \varphi(\vec{P}_{P\Sigma}(\tau); M; C; H), \quad (3)$$

где  $M, C, H$  – масса, упругая жесткость и демпфирующе-диссипативные свойства механической системы станка.

Автоколебательный процесс ТОС вызывает колебания инструмента относительно детали. Эти периодические взаимные смещения в нормальном направлении величиной  $Y$  [2] влияют на формообразование геометрии обрабатываемой поверхности детали и вызывают динамические геометрические погрешности обработки в виде изменений величины радиуса-вектора  $\Delta \vec{r}_o$  поверхности детали.

Таким образом, во время механообработки в ТОС возникают два динамических фронта: от динамики процесса резания (как вынужденные колебания) и автоколебательного процесса упругой системы станка. Каждый из них формируется своими возмущающими факторами, (2) и (3), имеющими различные частотно-временные характеристики и энергетические уровни проявления. Все эти факторы возмущения динамики при обработке, накладываясь друг на друга, суммируются в зоне контакта режущего инструмента и детали, образуя широкий спектр колебательных процессов со своими амплитудно-частотными характеристиками (АЧХ) от самых низкочастотных, равных числу оборотов шпинделя станка в секунду, до высокочастотных, достигающих,  $10 \div 20$  кГц и выше, где уже играют роль виброакустические явления в элементах ТОС [4].

Как показали научно-исследовательские работы на кафедре производства приборов НТУУ “КПИ”, на формирование геометрии обрабатываемой поверхности детали, определяющей её качество, различные по величине и частоте ко-

лебания элементов ТОС влияют по разному [5].

Так низкочастотные квазипериодические колебания главных элементов ТОС – суппорта с режущим инструментом и шпиндельного узла с деталью - в нормальном направлении по оси  $Y-Y$  к обрабатываемой поверхности детали по причине изменения припуска  $\Delta t$  и прочности детали  $\Delta HB$ , и автоколебаний этих рабочих органов станка, обладающие наибольшими амплитудами и энергией приводят к взаимному смещению инструмента и детали и образованию геометрических погрешностей обработки  $\Delta r(\tau)$ , определяющих её точность.

В то же время высокочастотные колебания ТОС от изменения  $\Delta \bar{P}_o(\tau)$  по причине периодичности стружкообразования  $T_p$  и фрикционных явлений  $\Delta f_{mp}'$  и  $\Delta f_{mp}''$  релаксационного характера (2), а также высокочастотных автоколебаний мелких элементов станка, формирующих в совокупности весь высокочастотный спектр виброколебаний и виброакустических явлений в системе, образуют на обрабатываемой поверхности детали всю микрогеометрию, то есть шероховатость  $\Delta Ra$ .

Поэтому разработка эффективных универсальных методов стабилизации динамики ТОС при обработке позволит в определенной степени уменьшить влияние всех вышеописанных динамических процессов и тем самым повысить качество механической обработки деталей.

### **Система стабилизации динамики ТОС**

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что при механообработке процесс резания и упруго-механическая система ТОС совместно образуют сложную многопараметрическую и многофункциональную преобразующую систему со многими переменными факторами (2), приводящими в итоге к её неустойчивости и нарушению качества.

Также установлено, что во время обработки в этой обрабатывающей системе противодействуют два динамических фронта в виде общего суммарного вектора динамических сил резания  $\vec{P}_{p\Sigma}(\tau)$  (1) и динамического суммарного вектора сил упругих колебаний элементов станка  $\vec{F}_{o\Sigma}(\tau)$  (3). Это взаимодействие и взаимовлияние можно условно представить в виде:

$$\left| \vec{P}_{p\Sigma}(\tau) \right| \Leftrightarrow \left[ \vec{F}_{o\Sigma} \right]. \quad (4)$$

Анализ этого взаимодействия показывает, что если данные векторы сил начнут совпадать по направлению и времени, то динамические явления в ТОС начнут возрастать и наступит резонанс, который приводит к потере устойчивости процесса механообработки и его качества. В то же время, если добиться противодействия этих двух динамических систем за счёт противостояния векторов сил, то можно в какой-то степени динамические процессы и в зоне резания, и в упругой системе станка (УСС) уменьшить, используя принцип динамического взаимогашения колебаний. Это стабилизирует ТОС и устранит негативное влияние динамики в системе на качество обработки. Для этого рассмотрим задействованные параметры этих двух динамических процессов.



Математически такое взаимодействие двух динамических режимов в нормальном направлении к детали по оси  $Y-Y$ , как наиболее влияющим на качество обработки, можно описать математической моделью в общепринятом изображении системы двух уравнений в виде:

$$\begin{cases} T_p \frac{dP_y(\tau)}{d\tau} + P_y(\tau) = -K_p y, \\ M \frac{d^2 y}{d\tau^2} + H \frac{dy}{d\tau} + Cy = f_{mp} P_y(\tau); \end{cases} \quad (5)$$

где  $T_p$  – время периодичности стружкообразования;

$K_p$  – коэффициент жесткости резания, как  $K_p = P_y/t$  (где  $t$  – глубина резания);

$y$  – величина периодического смещения инструмента относительно детали по оси  $Y-Y$  из-за упругих колебаний ТОС.

Первое уравнение системы описывает динамику процесса резания из-за переменных  $T_p$  и  $\Delta t$ , а второе – динамику станка со своими параметрами  $M, H, C$  под воздействием переменной силы  $P_y(\tau)$  и прерывистого трения.

Сила резания при точении определяется по известной формуле следующими параметрами по зависимости:

$$P_y = C_{py} * t * S_0^{0.75} * HB^m * V^{0.28}, \quad (6)$$

где  $C_{py}$  – силовой коэффициент геометрии резания;

$V$  – скорость резания, определяющая число оборотов шпинделя в секунду.

В этом выражении параметры  $t$  и  $HB$  переменны (2) и заданы технологией. Параметр  $S_0$  – подача инструмента на оборот детали – имеет узкий диапазон изменения. А вот скорость резания  $V$  в современных станках с ЧПУ регулируется легко и плавно, автоматически в любую сторону в широких пределах. В то же время она в основном определяет частоту изменения силы резания  $\Delta P_o(\tau)$  от основных возбудителей динамики –  $\Delta t$  и  $\Delta HB$  (2). Второе уравнение в системе (5), описывающее динамику станка, показывает, что колебания в ней во многом определяются постоянными динамическими характеристиками  $M, H, C$  (3), хотя искажаются в некоторой степени  $\Delta P_o(\tau)$ , а энергия таких колебаний зависит от  $P_r(\tau)$ .

Таким образом, было установлено и экспериментально подтверждено, что фазово-частотными характеристиками процесса резания возможно целенаправленно управлять в процессе механообработки путём определенного изменения скорости  $V$ , через изменения числа оборотов шпинделя станка. В то же время динамические процессы в ТОС более инертны к таким переменам. Это возможно получить за счёт определенного фазового сдвига основной гармоники квазипериодических колебаний силы резания  $P_r(\tau)$  противодействие двух динамических процессов в ПМО и ТОС (4) и тем самым до определенной степени стабилизировать всю обрабатывающую систему и тем самым повысить качество обработки деталей.

Параметрическую схему такой стабилизации ТОС можно упрощенно представить в виде:

$$|\vec{V} \pm \Delta \vec{V}| \rightarrow |\vec{P}_y(\tau)| \rightarrow |\vec{\varphi}_p(\tau)| \rightarrow |\vec{F}_{\partial\Sigma}(\tau)| \rightarrow |\vec{Y}(\tau)| \rightarrow |\Delta \vec{r}(\tau)|, \quad (7)$$

где  $\vec{\varphi}_p(\tau)$  - фазовые сдвиги вектора силы резания относительно вектора сил упругих колебаний ТОС;  $\Delta \vec{r}(\tau)$  - динамические погрешности профиля поверхности обрабатываемой детали.

На основании полученных результатов была разработана виброакустическая система контроля динамики и стабилизации ТОС при точении на токарном станке с ЧПУ марки АТПК – 125. Как показали проведенные испытания этой системы, виброакустический сигнал  $G(\tau)$ , снимаемый с ТОС при помощи стандартных пьезоакселерометров, позволяет получить полную картину всех динамических процессов в обрабатываемой системе в широком диапазоне виброчастот.

На рис. 1 показана функционально-параметрическая схема стабилизации процесса механообработки по принципу динамического противофазового гашения двух динамических процессов в ТОС и, за счёт этого, управления его качеством путём уменьшения динамических погрешностей макронеровностей поверхностей  $\Delta r$  и её шероховатости  $\Delta Ra$ , где вектор  $\vec{r}(\tau)$  - радиус-вектор формирования профиля поверхности детали.

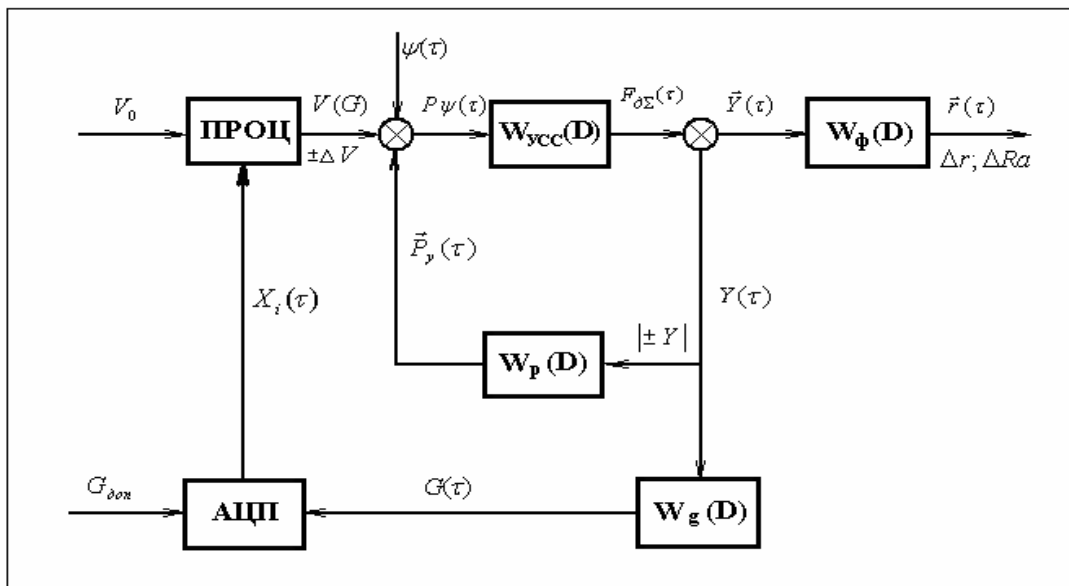


Рисунок 1 - Функционально-параметрическая схема стабилизации ТОС и управления качеством механообработки точением

На схеме при таком управлении представлено четыре динамические составляющие этой автоматически-поисковой системы обозначенных через динамические операторы  $W(D)$  по времени изображением по Лапласу, представляющие собой преобразующие передаточные функции между главными параметрами всей системы.

$W_p(D) = \frac{dP_y(\tau)}{d(\Delta t, T_p; \Delta f_{mp})(\tau)}$  - оператор динаміки процесу різання, збудителя коливань в ТОС;

$W_{ycc}(D) = \frac{dY(\tau)}{dP_y(\tau)}$  - оператор динаміки автоколивань в епружій системі станка з амплітудою  $Y(\tau)$ ;

$W_\phi(D) = \frac{dr(\tau)}{dy(\tau)}$  - оператор динаміки формоутворення поверхні деталі з коливаннями  $\Delta r$  і  $\Delta R_a$ ;

$W_g(D) = \frac{dG(\tau)}{dY(\tau)}$  - оператор динаміки збудження віброакустичного датчика з сигналом  $G(\tau)$ ;

$D$  – часовий оператор ( $D = d/dt$ ).

На рис. 2 представлений приведений алгоритм роботи такої пошукової системи стабілізації шляхом моніторингу динаміки ТОС в час механообробки, який має три рівня. На верхньому рівні для підвищення достовірності ведеться контроль якості процесу механообробки з допомогою аналізу віброакустичного сигналу  $G(\tau)$  із системи. Нижче на другому рівні проводиться пошук необхідної величини швидкості різання ( $\pm \Delta V$ ) для гашення динаміки в ТОС. На нижньому третьому рівні проводиться перевірка якості процесу механообробки, його надійності.

### **Висновки**

На основі розробленої методики стабілізації процесу механічної обробки за принципом динамічного протифазового гашення динамічних явищ в ТОС була створена автоматична пошукова система стабілізації ТОС і управління якістю ПМО на основі віброакустичної системи контролю. Перспективним напрямком подальших досліджень є моніторинг динамічних процесів в системі, вибір режимів різання і їх аналіз, що значно зменшує віброколивання і тим самим підвищує якість процесу точення.

### **Література**

1. Каширин А.И. Вопросы устойчивости рабочего движения при обработке металлов резанием // Сб. "Исследование колебаний металлорежущих станков при обработке". Гл. IV. – М.: Машгиз, 1958. – С.300 - 380
2. Кудинов В.А. Влияние деформируемости системы станок-деталь-инструмент на производительность, точность и чистоту поверхности детали. – М.: 1963, НТП «Машиностроение». - 64 с.
3. Лазарев Г.С. Устойчивость процесса резания металлов. - М.: Высшая школа, 1973. - 184с.
4. Гнатейко Н.В. Исследование колебательного процесса станка при механической обработке // Сб. «Перспективные технологии, оснастка и методология, подготовка производства». –К.:НТУУ «КПИ», 1997. - С.61-64.

5. Гнатейко Н.В., Румбешта В.А. Анализ динамической устойчивости обрабатывающей системы // Вибрация в технике и технологии. -Винница. -1999. - № 12. - С.28-30.
6. Гнатейко Н.В., Румбешта В.А.Методика керування динамікою обробної механічної системи. // Наукові вісті. НТУУ «КПІ». -2003. - № 6.-С.55-58.

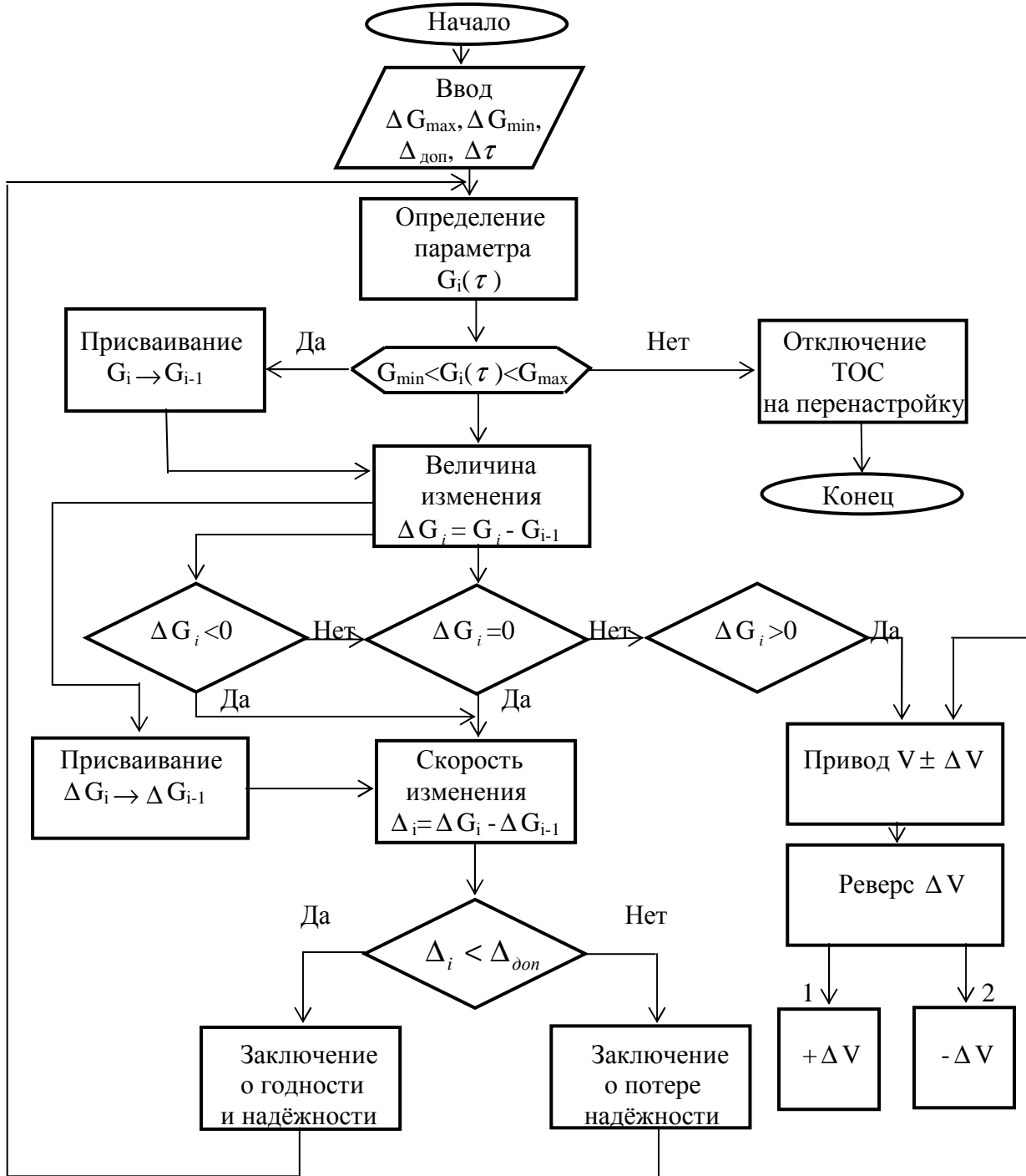


Рисунок 2 - Приведенный алгоритм работы системы стабилизации ТОС при обработке

<p>Гнатейко Н.В., Румбешта В.О., Никитчук Е.А. <b>Підвищення якості процесу механообробки шляхом стабілізації динаміки технологічної оброблювальної системи</b></p> <p>Стаття містить аналіз динамічних явищ при механообробці і методику їхньої стабілізації в обробляючій системі шляхом застосування принципу динамічного протифазного гашення віброколивань пружної механічної системи верстата і уведення її вібрацій, що не можливо уникнути, з резонансних зон за рахунок цілеспрямованої зміни режимів обробки, що значно підвищує якість процесу.</p>	<p>Gnatejko N.V., Rumbeshta V.A., Nikitchuk E.A. <b>The quality improvement of machining by stabilization of dynamics of the technological processing system</b></p> <p>The article contains the analysis of the dynamic phenomena at machining and a technique of their stabilization in processing system by application of a principle of dynamic opposite on a phase clearing of vibrating fluctuations of elastic mechanical system of the machine tool and withdrawal of its inevitable vibrations from resonant zones by purposeful change of modes of processing, that considerably raises quality of process</p>
--	---

*Надійшло до редакції  
20 травня 2005 року*

## **АВТОМАТИЗАЦІЯ ТА ІНТЕЛЕКТУАЛІЗАЦІЯ ПРИЛАДОБУДУВАННЯ**

УДК 658.512.2.011.67.004:681.586.32

### **СПЕЦІАЛІЗОВАНИЙ ПРОГРАМНИЙ ПРОДУКТ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ Й ОПТИМІЗАЦІЇ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК АКСЕЛЕРОМЕТРІВ**

*Беспалов В.О., Дубінець В.І., Гераїмчук М.Д., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м.Київ, Україна*

*У статті розглядається будова та основні характеристики спеціалізованого програмного продукту WinAksel МПКА, що може бути основним засобом для дослідження й оптимізації основних параметрів компенсаційних акселерометрів*

#### **Вступ. Постановка задачі**

Для проектування різного типу вимірювальних перетворювачів (ВП) потрібно детальне вивчення впливу зміни конструктивних параметрів даного вимірювального перетворювача на його метрологічні характеристики, зокрема - динамічні характеристики. Математична модель ВП є досить складною, тому доцільно використання обчислювальної техніки, що значно прискорює процес проектування і дослідження. Істотне значення, при використанні обчислювальної техніки, має обґрунтований вибір прикладного програмного забезпечення для вирішення тієї чи іншої задачі. У випадку невірному виборі програмного забезпечення процес проектування і дослідження може затягтися на досить тривалий проміжок часу, у наслідок чого можуть бути зроблені висновки про недоцільність і складність використання обчислювальної техніки. Так само потрібно відзначити, що один програмний продукт не може вирішити всіх задач, тому потрібно використовувати кілька програмних продуктів, результати використання яких поєднуються в єдине ціле.

До початку розробки спеціалізованого програмного продукту для дослідження й оптимізації динамічних характеристик акселерометрів вже існувало декілька