

УДК 621.91: 534.131

Є.В. Скочко, к.т.н., проф.

Житомирський державний технологічний університет

ЕЛЕМЕНТИ АНАЛІЗУ КОЛИВАНЬ ТА ЇХ НАСЛІДКІВ ПРИ ОБРОБЦІ ДЕТАЛЕЙ РІЗАННЯМ

Виконано загальний аналіз механічних коливальних систем та виявлено специфіку коливальних процесів при обробці деталей різанням. Особливу увагу приділено на нелінійному характеру процесів, пов'язаних зі змінністю відновлювальної та дисипативної сил, а також на характеристики збудників коливань. Характерним при обробці деталей різанням є суміщення різних видів коливань та їх перехід одного в інший у процесі розвитку. Показані наслідки впливу коливних процесів на якість обробки деталей. Запропоновані деякі шляхи боротьби з виникненням та розвитком коливань.

Відомо [1–15], що робота різних механічних систем супроводжується чотирма видами коливань: вільними, вимушеними, параметричними та автоколиваннями (вібраціями). Необхідними умовами існування механічних коливань є інерційні та пружні властивості матеріалів і конструкції елементів реальних систем – машин, пристроїв, верстатів тощо.

При обробці деталей різанням на технологічних системах (ТС), які складаються з металорізальних верстатів (МРВ), різальних інструментів (РІ), заготовок та пристосувань, виникають статичні деформації і динамічні коливальні деформації елементів (деталей) та стиків між ними. Залежно від конструкції та схеми навантаження елементи ТС мають зазвичай один вид статичного та динамічного деформування. Переважним видом пружного робочого деформування більшості заготовок, РІ, деталей МРВ та пристосувань є згинання, яке визначає коливальні траєкторії рухів – при декількох ступенях вільності просторові. Меншу частку процесів коливального робочого деформування займає кручення (ходові вали та ходові гвинти МРВ, свердла, розвертки, мітчики тощо). Ще рідше зустрічається робоче коливальне деформування розтягання (протяжки, ходові гвинти тощо) та стискання (прошивки, ходові гвинти). Особливу групу деформацій стиків між деталями ТС, які супроводжуються коливаннями, складають контактні деформації з відносним напруженим ковзким рухом деталей чи без нього. Найбільш складними є коливальні процеси з пружним і пластичним деформуванням, які протікають в зоні різання – рухомого високонапруженого контакту леза РІ з заготовкою в умовах високих температур.

Досить детально розроблена теорія різних видів коливань для ідеалізованих випадків із розділеними пружністю та зосередженою масою коливальних систем. Коливальні системи з розподіленими жорсткістю та масою елементів значно складніші. Але існують способи “приведення” мас до певної точки, наприклад, до вершини різця. Існують також методи визначення центрів жорсткості та центрів мас елементів коливальних систем [32, 33]. Дуже складним і зазвичай вирішальним є питання взаємодії окремих коливальних мас, а також питання пов'язаності окремих координатних рухів елементів при реалізації просторової траєкторії коливань.

Відомо [16, 20, 30–34], що різні коливання при обробці деталей різанням погіршують якість і точність оброблених поверхонь, примушують знижувати режими різання, призводять до зниження стійкості РІ та довговічності МРВ.

Метою статті є дослідження різних видів коливань з відомими їх математичними моделями та виявленнями їх специфіки при обробці деталей різанням, а також впливу коливань на якість поверхневого шару деталей, продуктивність обробки та стійкість РІ; виявлення резервів удосконалення РІ та розробка методів боротьби з коливаннями.

Розглянемо елементи теорії цих видів механічних коливань в умовах лінійних та нелінійних систем та різновиди наслідків коливань при обробці деталей різанням, а також розробимо можливі шляхи боротьби з ними.

Вільні коливання виникають у механічних системах за відсутності постійного зовнішнього впливу, тобто без надходження додаткової енергії. Вони створюються лише в автономних системах, коли системі надається деяка енергія спочатку – лише один раз у вигляді початкового збурення шляхом статичного або динамічного відхилення від положення статичної

рівноваги. Подальша поведінка системи, яка знаходиться під дією інерційної, відновлювальної та дисипативної сил, визначається загасанням (зменшенням) амплітуди коливань при збереженні їх частоти.

Рівняння Лагранжа для вільних коливань з інерційною складовою, лінійними відновлювальною силою та силою тертя з одним ступенем вільності буде мати вигляд [2–4, 11]:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = 0,$$

де m – маса коливного тіла;

b – лінійний коефіцієнт тертя;

c – лінійний коефіцієнт пружності.

Або

$$\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q = 0$$

з двома постійними параметрами – коефіцієнтом демпфування $h = \frac{b}{2m}$ та власною частотою системи $\omega_0^2 = \frac{c}{m}$.

Кутова частота вільних загасаючих коливань та їх період визначаються [11] таким чином:

$$K = \frac{\sqrt{4mc - b^2}}{2m};$$

$$T = \frac{4\pi m}{\sqrt{4mc - b^2}}.$$

Інтенсивність загасання амплітуди вільних коливань у цьому випадку визначиться подвійною симетричною обвідною (з двох боків синусоїд, амплітуда яких поступово зменшується)

$$A = \pm A_0 \cdot e^{-\frac{h}{m}t},$$

де A_0 – початкова ордината обвідної (тобто найбільше відхилення коливної маси відносно положення рівноваги).

Крім вказаних характеристик для неконсервативних коливальних систем використовуються ще й такі:

– логарифмічний декремент коливань $\Lambda = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}} \approx h \frac{2\pi}{\omega_0}$;

– добротність коливної системи $Q = \frac{\omega_0}{2h}$.

При вільних лінійних коливаннях тільки частота не залежить від початкових умов, а амплітуда і фаза коливань визначаються ними.

З урахуванням нелінійного тертя нелінійне рівняння вільних коливань запишеться

$$m\ddot{q} + b|\dot{q}|^{n-1} \cdot \dot{q} + cq = 0.$$

Обвідна амплітуд вільних загасаючих коливань має вигляд прямої лінії у випадку кулонового тертя ($n = 0$), вид експоненти – при в'язкому терті ($n = 1$) та вид гіперболи – при квадратичному в'язкому терті ($n = 2$).

В найбільш загальному випадку нелінійне рівняння без тертя з нелінійною відновлювальною силою запишеться:

$$m\ddot{q} + F(q) = 0,$$

де нелінійна відновлювальна сила $F(q)$ може мати м'яку характеристику (ящо жорсткість зменшується при зростанні відхилень від рівноваги), жорстку (зростає жорсткість), несиметричну спадно-зростаючу або розсіювальну (гістерезисну) характеристики. Нелінійні немонотонно-змінні відновлювальні сили також створюються у вигляді дискретних величин конструктивним шляхом: у механізмах із люфтами, з попереднім натягом, з сухим тертям, з ударним передаванням енергії тощо.

У загальному випадку нелінійні коливання, створені нелінійною відновлювальною та (чи) нелінійною дисипативною силами не є гармонічними (тобто мають відхилення від синусоїдальної форми в зв'язку з вмістом більш високих гармонік), а їх частота змінюється залежно від амплітуди [11].

При обробці деталей різанням майже у всіх випадках процеси зняття стружки та формування поверхонь супроводжуються різною інтенсивністю всіх вказаних видів коливань. Загальними рисами коливальних процесів при обробці деталей різанням є взаємопов'язаність складових процесів для головних учасників коливального руху – деталі (заготовки) та РІ, взаємовплив окремих складових їх руху в різних координатних площинах та взаємовплив різних паралельних процесів (для багатозубчастих РІ, між ріжучою та калібруючою частинами однозубчастих РІ тощо).

Вільні коливання створюються на початку та в кінці процесу різання тобто на перехідних фазах контакту лез РІ з поверхнею різання заготовки та з обробленою поверхнею деталі. Це, в першу чергу, належить до роботи багатозубих РІ, таких як торцеві та циліндричні фрези, кінцеві та шпонкові фрези, зуборізні головки і різенарізні фрези, зуборізні довбачі та шевери, а також стругальні та довбальні різці та протяжки тощо. Виникають вільні коливання також і при обробці різцями переривчастих поверхонь деталей та обробці отворів осьовими РІ за наявності бінгтя різальних кромки тощо.

Косі удари, що відбуваються на початку та в кінці контакту леза РІ із заготовкою, викликають ступінчасту зміну ординати попередньої траєкторії його відносного руху, тобто відповідно до зменшення чи збільшення величини попереднього заглиблення леза в тіло припуску заготовки (деталі). Ці перехідні фази роботи РІ викликають часткове руйнування як деталі (її країв) так й інструмента. Якщо вхід леза в контакт із заготовкою викликає різке загасання коливного руху, то вихід характеризується значно меншим декриментом загасання, що навіть може викликати шкідливу інтерференцію з коливним рухом у наступному контакті. Для багатозубчастих РІ (наприклад, торцевих фрез чи розверток) ударний вступ у роботу нового леза призводить до миттєвих зменшень швидкості різання та шкідливого відтискання від поверхні різання корпусів РІ та тих ножів, які різали перед цим, що викликає додаткове мікроруйнування лез. Таким чином, удари та створені вільні коливання при різанні призводять до погіршення якості обробленої поверхні та інтенсифікації процесів зношування РІ.

Зниження негативного впливу на процеси обробки деталей вільних коливань можна очікувати при зменшенні амплітуд коливань, особливо нормальних до обробленої поверхні, що можна отримати при послабленні позитивного зворотного зв'язку нормальних складових коливань відносно коливань у напрямку швидкості різання, збільшенні хоча б тангенційної складової жорсткості при одночасному зменшенні коливної маси та зменшенні сил різання. Зменшення негативного впливу ударів при різанні можна отримати при зниженні ударних імпульсів шляхом поділу площі зрізу між окремими лезами та подовження в часі дії окремих імпульсів (наприклад, завдяки нахилу різальних кромки).

Вимушені коливання викликаються у будь-якій коливній системі безперервною змінною в часі зовнішньою дією. Вони характерні для неавтономних систем, якщо коливальні процеси викликаються і підтримуються вимушуючими силами, тобто силами, заданими у вигляді явних функцій часу, які не залежать від руху системи. Вимушені коливання існують у неконсервативних дисипативних системах [1-4, 24, 35].

Рівняння вимушених коливань при гармонічному збудженні в системі з в'язким тертям доповнюється відносно вільних коливань виразом вимушуючої сили:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = P \cdot \cos \omega t,$$

$$\text{або } \ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q = \frac{P}{m} \cdot \cos \omega t,$$

де P – вимушуюча сила;

ω – частота дії вимушуючої сили;

ω_0 – частота власних коливань $\omega_0 = \sqrt{c/m}$;

h – коефіцієнт демпфування $h = b/2m$.

Амплітуда і фаза лінійних вимушених коливань визначиться відповідно

$$A = \frac{P}{m \sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4 h^2 \omega^2}};$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{2 h \omega}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$

Таким чином, при вимушених коливаннях амплітуда і фаза коливань визначиться впливом зовнішньої сили та розладом (розстройкою) частот.

Залежно від співвідношення величин власної та вимушуючої частот при наближенні до резонансу коефіцієнт динамічного підсилення визначиться таким чином:

$$\chi = \frac{A}{q_{cm}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{w_0^2}\right)^2 + \frac{4 h^2 w^2}{w_0^4}}};$$

де q_{cm} – статичне відхилення системи від дії вимушуючої сили $q_{cm} = \frac{P}{m w_0^2}$.

При лінійних вимушених коливаннях в резонансній зоні від невеликої вимушуючої сили виникають значні амплітуди, але достатньо невеликого тертя для їх суттєвого обмеження. Тертя збільшує і початкову фазу коливань, створюючи відставання переміщень по фазі від зміни вимушуючої сили.

При вивченні характеристик нелінійних вимушених коливань через складність найбільше розповсюдження отримали лише наближенні методи їх дослідження в неавтономних системах [11].

Розглянемо лише особливості вимушених коливань у нелінійних системах. Залежно від характеристики нелінійної відновлюючої сили (м'яка, жорстка чи несиметрична) та дисипативної (гістерезисна – одна з можливих її форм) сил, при певних співвідношеннях значень $\frac{w}{w_0}$ спостерігається не одне (як у лінійних системах), а три значення амплітуди коливань (не всі стійкі). Навіть за відсутності розсіювання енергії, амплітуди вимушених коливань в нелінійних системах будуть завжди обмеженими. Вимушені коливання у нелінійних системах можуть проходити не тільки з періодом вимушуючої сили, а й з періодами, рівними цілим кратним його частинам [3, 23, 24]. І навіть за збігу значень власної і вимушуючої частот резонанс в нелінійній системі зі збільшенням амплітуди коливань неможливий. В нелінійній системі з тертям резонансна максимальна амплітуда коливань буде мати місце при фазовому зсуві власних і вимушуючих коливань на кут $\frac{\pi}{2}$ на власній частоті нелінійної системи [11].

Серед можливих фізичних нелінійностей при обробці деталей різанням мають місце лише несиметрична відновлювальна та гістерезисна розсіювальні характеристики. Несиметрична – тому, що при миттєвому заглибленні леза в тіло припуска створюється жорстка, а при вилученні леза в процесі коливань створюється м'яка характеристика відновлюючих сил. Прикладом нелінійної несиметричної відновлювальної сили може бути [43]:

$$F_y = k \cdot q + a(1 - e^{-\beta q}).$$

Гістерезисна сила тертя в зоні різання при незгасаючих гармонійних коливаннях може бути записана співвідношенням [6, 7]:

$$F_D = \frac{\alpha \cdot A^n}{\pi} \cdot \sqrt{1 - \frac{q^2}{A^2}} \cdot \operatorname{sgn} \dot{q},$$

де q – узагальнена координата;

$\operatorname{sgn} \dot{q}$ – знак швидкості руху відносно напрямку узагальненої координати;

A – амплітуда коливань;

α, n – коефіцієнт і показник степеня характеристики відповідно.

Гістерезисними нелінійностями діючих сил характеризується процес різання внаслідок пружного та пластичного деформування матеріалу припуску і створення сил внутрішнього тертя в процесі утворення стружки, а також сил зовнішнього тертя між створеною стружкою і передньою поверхнею леза РІ та між задньою його поверхнею і поверхнею різання.

Представлений математичний опис вільних та вимушених коливань як систем з одним ступенем вільності задовільний лише у випадку значної віддаленості частот коливань кожного з елементів (РІ та заготовки) системи. При зближенні величин парціальних частот коливань заготовки і РІ задовільний опис вільних та вимушених коливань може бути реалізованим лише у випадку їх представлення двомасовою системою, кожен з елементів якої характеризується не менш ніж двома ступенями вільності.

При обробці деталей на МРВ вимушені коливання створюються як дією зовнішніх систем – встановленого поряд стругального чи довбального верстата, молота тощо, так і дією внутрішніх причин. Вони створюються як змінною дією відцентрованих сил – невірноваженістю патрона, зубчастих коліс, шківів, шліфувального круга, ротора двигуна тощо, так і дією кінематичних чинників – биттям шківів, зубчастих коліс, муфт тощо, а також більшою частиною неперіодичним відносним проковзуванням окремих клинових пасів на багатоборознистих шківках (через неоднаковість передаточних відношень та накопичення напружень в пасах навіть від незначних похибок виготовлення), вливом зшивки на плоских пасах, відносним перекосом та зсувом напівмуфт тощо. Крім вказаних причин, биття зубців фрез та інших багатозубих РІ, а також при обробці деталей в шпинделях, які встановлені на підшипниках кочення з неідеально круглими біговими доріжками кілець, кульками або роликами, створюються широкоспектральні випадкові вимушені коливання різного рівня від вказаних причин у вигляді “білого шуму”. Але найбільшими збудниками вимушених коливань є коливання величини припуску чи значень його твердості, яке відтворюється на динамічній ТС як змінність величини складових сили різання.

Наслідком вимушених коливань може бути погіршення точності форми оброблених поверхонь в поперечному перетині у вигляді явища часткового копіювання форми поверхні заготовки, яке має тенденцію до зростання в ході зношування РІ та при зменшенні жорсткості ТС. Коливання величини припуску викликає зміну швидкості різання, величин деформації елементів ТС, зміну величин, в першу чергу передніх та задніх робочих кутів, що призводить до інтенсифікації процесів зношування РІ. Макроформа обробленої поверхні деталі, отримана при реалізації явища часткового копіювання на деталі поверхні заготовки, є наслідком динамічної взаємодії двох пружноінерційних мас (РІ та заготовки), що мають нелінійні зв'язки в процесі їх відносного робочого руху. Одним з результатів такої динамічної взаємодії буде деякий кутювий зсув неправильної форми поверхні деталі відносно поверхні заготовки у напрямку робочого обертання, який збільшується при підвищенні частоти обертання. Другим результатом нелінійних залежностей є змінність коефіцієнтів копіювального “уточнення” залежно від коливання величини припуску та співвідношень статичної та динамічної жорсткостей підсистем заготовки та РІ.

Зменшення амплітуди вимушених коливань можна очікувати при зменшенні енергії вимушуючої сили та (або) збільшення динамічного реактивного опору удосконалюваної ТС.

Шляхами зменшення вимушуючої сили – збудника коливань – слід вважати:

- при дії зовнішніх відносно даної ТС причин – шляхом віддалення від збудника та (або) встановлення даного МРВ на спеціальних амортизаторах;
- при дії верстатних динамічних і кінематичних джерел – шляхом зменшення їх інтенсивності (динамічне балансування патрона токарного верстата, заміна багатопасових клинових передач на поліклинові передачі, підвищення точності виготовлення та зменшення моменту інерції зубчастих коліс, шківів, дисків муфт тощо);
- при дії значних коливань величини твердості припуску заготовки – виконувати її відналювання;
- при дії значних коливань величини припуску – поліпшувати точність установки заготовки в багатоточкових самовстановлювальних пристосуваннях тощо.

Шляхами підвищення динамічного реактивного опору розвитку вимушених коливань можна обрати:

- зменшення статичної та динамічної реакції шпинделя МРВ шляхом установки його на трьох опорах, наприклад, на підшипниках кочення, які при наявності розвантажувальних зон для тіл кочення та засобів додаткового теплопроводу, можуть бути змонтованими з натягом;
- використання врівноважених способів обробки деталей (обточка чи розточка деталей двома, а краще трьома різцями, рівномірно розташованими по колу деталі, фрезерування деталі одночасно з двох боків тощо);
- використання розтягування валу при точінні замість стискання в центрах;
- використання адаптованих РІ до коливання величини припуску – малочутливих відносно зміни особливо нормальної складової сили різання.

Серед найменш вивчених видів коливань, які також виникають при обробці деталей різанням і за якими існує широке різноманіття поглядів, визначень та аргументувань, є автоколивання та параметричні коливання. Ця невизначеність існує у всій механічній частині

ТС при її роботі, а особливо в зоні різання – найбільш напруженій і відповідальній щодо результатів обробки деталі зоні. В роботах багатьох вчених [47–50] необґрунтовано введено нове (чи перенесено з радіотехніки) некоректне поняття “регенеративні коливання”, яке створило величезну плутанину при вивченні й аналізі автоколивань та параметричних коливань.

Спочатку розглянемо автоколивання. Це – такі коливання, які самозбуджуються, тобто коли процеси збудження і підтримки коливань існують завдяки надходженню енергії від джерела неколивної природи, яке регулюється рухом самої системи. Автоколивання існують в автономних системах, тобто за рахунок внутрішніх джерел енергії. На відміну від вільних, автоколивання не загасають. Автоколивання створюються в неконсервативних системах, коли частина коливної енергії перетворюється на тепло. Втрачена кількість енергії автоколивань відновлюється шляхом забору енергії за часом подачі та за величиною з неколивного джерела енергії за допомогою зворотного зв'язку системи. Автоколивання виникають в стаціонарних системах, в яких властивості системи та її елемент з часом незмінні [1–18].

Автоколивання виникають як при ковзкому відносному русі деталей МРВ, так і в процесах обробки деталей різанням. Фрикційні коливання вивчалися Крагельським І.В. [5], Кудіновим В.О. [26], Пушем В.Е. [39] та іншими. Перше, на що хотілось звернути увагу, це на недоцільність представлення коливних процесів системами з обмеженою кількістю ступенів вільності. Так, в роботі [26] пропонується виконувати дослідження фрикційної пари як системи не з однією, а з двома ступенями вільності, причому нормальна складова траєкторії коливань розглядається тільки як спливання (підняття) ковзкого елемента на шарі мастила. На наш погляд, залежно від різних комбінацій точок прикладення та напрямків дії активної і реактивної сил та положення сили інерції відносно сили тертя, можливий і протилежний напрямок руху – взаємного наближення ковзких елементів та витискання шару мастила. Результатом цього разом з гістерезисною характеристикою тертя стає релаксаційний рух ковзкого елемента, наприклад супорта МРВ [39].

Звичайно нелінійні автоколивання механічних систем можуть бути описані, наприклад за допомогою рівняння Релея [1, 6, 11]:

$$m\ddot{q} - h_1\dot{q} + b_2q^3 + cq = 0,$$

де h_1 – коефіцієнт “негативного” тертя (тобто прискорювальної сили);

b_2 – коефіцієнт тертя.

Залежно від співвідношень величин цих коефіцієнтів тертя на фазовій діаграмі $\dot{q} = \varphi(q)$ створюються дві несталі форми стану рівноваги: типу несталого “фокусу” та несталого “вузла”, тобто обидва випадки характеризуються розвитком амплітуди коливань [11].

При обробці деталей різанням за умов, що автоколивання вже розпочалися, з деяким часом на обробленій поверхні та поверхні різання виникає спочатку незначний, а потім – помітний вібраційний слід. При зрізанні наступного шару із зовнішнім вібраційним слідом виникає змінна товщина, часто і змінна ширина зрізу, що обумовлює змінність сили різання. Але це – ознака вимушених коливань. Зрізання змінного за шириною і товщиною зрізу призводить до створення на поверхні різання нового вібраційного сліду, але цей слід буде характеризуватись фазовим зсувом в $30...90^\circ$ (залежно від умов) відносно попереднього вібраційного сліду. Контакт задньої поверхні різання за формою і величиною площі буде дуже змінним (відмінність на один-два порядки). Крім того, відомо [26], що процес стружкоутворення протікає дискретно в часі та характеризується релаксаційним рухом стружки по передній поверхні леза. Спочатку частина зрізуваного шару спускається, розповсюджуючись на передню поверхню, потім площа його контакту з нею збільшується до досягнення в зоні зсуву достатнього напруження, яке перевищує міцність матеріалу припуску на зсув (з урахуванням деформаційного зміцнення). Потім, після жорсткого “спирання” задньої поверхні леза на збіжну за знаком нахилу частину коливного сліду, інтенсифікується і закінчується процес мікрозсуву елемента стружки в умовах найменш енергетичного “вибору” величини кута зсуву та його площі. При зливному стружкоутворенні процеси зсуву мають місце не по одній поверхні, а в цілій зоні зсуву, тобто змінно-контактні процеси проходять майже паралельно зсувним, але все ж таки наростання площі контакту стружки з передньою поверхнею та площі контакту задньої поверхні з поверхнею різання йдуть попереду. Внаслідок змінних товщини та ширини зрізу, викликаних коливаннями, стружка, що зрізається, має змінну площу перерізу.

Ознаки змінної жорсткості контактів передньої та задньої поверхонь леза РІ, які визначаються змінними величинами площі дотику з ним, та змінною величиною площі перерізу утворюваної стружки є прямим підтвердженням існування параметричних коливань в ТС при її роботі. Тобто має місце швидке переродження початкових автоколивань в параметричні коливання.

Зазвичай рівняння нелінійних параметричних коливань з кубічною характеристикою відновлюючої сили має вигляд [1, 11]:

$$\ddot{q} + 2h\dot{q} + w_0^2(1 - 2\mu \cdot \cos wt) \cdot q - \gamma \cdot q^3 = 0 \quad ,$$

де μ – параметр збудження;

$$\gamma - \text{постійна величина } \gamma = \frac{w_0^2}{6}.$$

Для балки (різця) цей параметр для випадку втрати сталості за першою формою визначається так:

$$\mu = \frac{Pl^2}{2\pi^2 EI} = \frac{P}{P_c},$$

де P_c – ейлерова критична сила.

Параметричні резонансні коливання можливі при декількох співвідношеннях власної частоти коливань і частоти збудження. Коливання з частотою $2w_0 = w$ називають субгармонічними, з частотою $w_0 = w$ – гармонічними, з частотами $w_0 = \frac{3}{2}w, 2w, \dots$ – супергармонічними [11]. Параметричні коливання, які виникають при обробці деталей різанням, будуть гармонічними. В цьому випадку періоди збудження і періоди власних коливань співпадають за схемою дії: в напівперіод заглиблення леза в тіло припуску та кінцевого спирання його задньою поверхнею створюється збудження (накачка), а в напівперіод вилучення леза з тіла припуску такого збудження не виникає.

Розуміння механізмів автоколивань та параметричних коливань може бути досягнуто лише при врахуванні трьох (наближено – при двох найбільш важливих, домінуючих) ступенів вільності для кожного з елементів – РІ та заготовки. У випадках віддаленості (неспівпадання) парціальних частот коливань кожного з елементів достатньо розглянути три або два ступені вільності домінуючого елемента, тобто елемента з найбільшою коливною енергією (РІ чи заготовки).

Відомо [20, 26, 30], що при обробці різанням між РІ та заготовкою існує активна взаємодія у створенні та розвитку коливань.

В найбільш простому випадку [30] двомасової пов'язаної системи (РІ чи заготовка), якщо осі їх узагальнених координат q_1 та q_2 лежать на одній прямій, рівняння рухів елементів запишуться:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{q}_1 + h_1 \cdot \dot{q}_1 + k_1 \cdot q_1 + k_p \cdot k_{11} \cdot q_1 + k_p \cdot k_{12} \cdot q_2 &= 0; \\ m_2 \cdot \ddot{q}_2 + h_2 \cdot \dot{q}_2 + k_2 \cdot q_2 + k_p \cdot k_{21} \cdot q_1 + k_p \cdot k_{22} \cdot q_2 &= 0, \end{aligned}$$

де m_1, m_2 – маси РІ та заготовки відповідно;

$k_p \cdot k_{11}, k_p \cdot k_{12}, k_p \cdot k_{21}, k_p \cdot k_{22}$ – коефіцієнти координатного зв'язку.

Згідно з принципами синергетики [21] при знятті із заготовки припуску та формоутворенні поверхні деталі процеси руйнування зайвих для деталі шарів матеріалу проходять у постійному "пошуку" ТС типу відносного руху – штатного чи вібраційного, певного перерозподілу об'ємів пружного та пластичного стану, "пошуку" форми умовної поверхні зсуву та величин кута зсуву тощо за критерієм найменш енергетичного вивільнення частки енергії двигуна, підведеної до зони різання. Динамічною основою створення ТС певного відносного просторового руху РІ та заготовки є напрямки найменших величин таких характеристик:

- приведеної маси (РІ чи заготовки) з найбільшою власною частотою коливань;
- найменшої осі жорсткості (РІ чи заготовки) з найбільшою частотою коливань;
- поверхні та кута зсуву, які характеризуються найменшим опором руйнуванню.

Напрямок просторової траєкторії коливань леза РІ відносно заготовки навколо положення рівноваги відповідає "перегляду" системою вказаної послідовності характеристик.

Оскільки центри жорсткості консольно-закріпленого різця розташовані вздовж його нейтральної осі, найбільше статичне згинне деформування буде мати місце відносно найбільш віддалених центрів жорсткості – тобто навколо тих центрів, які знаходяться поблизу місця його закріплення.

У зв'язку з тим, що маса різця більше сконцентрована біля передніх поверхонь (тому що на опорній площині різця частина маси знята під заднім кутом), то центри мас консольно-закріпленого різця знаходяться дещо вище нейтральної лінії. Найбільшою кінетична енергія різця буде в точці його коливального руху з найбільшою швидкістю – тобто на початку координат. Початковий динамічний згинальний рух різця буде мати місце навколо найбільш віддалених центрів мас – біля місця його закріплення. Найбільшою потенціальна енергія буде при двох протилежних найбільш віддалених його положеннях відносно стану статичної рівноваги. Коливальне повернення різця до положення рівноваги буде мати місце завдяки накопиченій потенційній пружиній енергії шляхом згинального руху навколо центрів жорсткості, розташованих поблизу місця його закріплення.

Графічно якісні процеси взаємодії в коливальному процесі двомасової системи, яка складається з різця та заготовки, кожен з яких має два ступеня вільності, можна розглянути в площині, що збігається з поперечним перерізом заготовки в процесі її точіння (рис. 1). Умовно розведемо точки A_3 та A_p контакту різця із заготовкою в зоні різання. До точки A_p прикладемо радіальну P_{1p} і тангенційну P_{2p} складові сили різання – дію заготовки на різець. Аналогічно до точки A_3 заготовки прикладемо радіальну P_{13} та тангенційну P_{23} складові сили різання – дію різця на заготовку. Якщо складова P_{1p} сили різання не викличе великої радіальної деформації різця з різцетримачем, то складова P_{13} сили різання викличе згинну деформацію заготовки і створить пружну реакцію P_Y , прикладену до осі заготовки – точки O назустріч напрямку P_{13} . Тангенційна складова P_{2p} сили різання, що прикладена до консольного різця, викличе його згинну деформацію – переміщення в точку A_3 з відповідною тангенційною прямою Δ_{2p} та радіальною (поперечною) паразитною Δ_{1p} складовими. Для аналізу деформації заготовки прикладемо до її осі "статичний нуль", складений з двох протилежно направлених сил, паралельних складовій P_{23} і рівних їй. Протилежно направлена сила до F' складової P_{23} створює крутний момент сил з плечем, що дорівнює радіусу заготовки. Цей момент є реакцією заготовки на крутний момент, підведений від двигуна до зони різання. Невикористана сила F'' "статичного нуля" після складання з радіальною силою P_{13} створює силу T , яка повертає вісь (центр – точку O) заготовки навколо точки A_3 , як навколо полюса зачеплення. Тобто маємо небажане нерівноважене навантаження заготовки крутним моментом і поперечною силою.

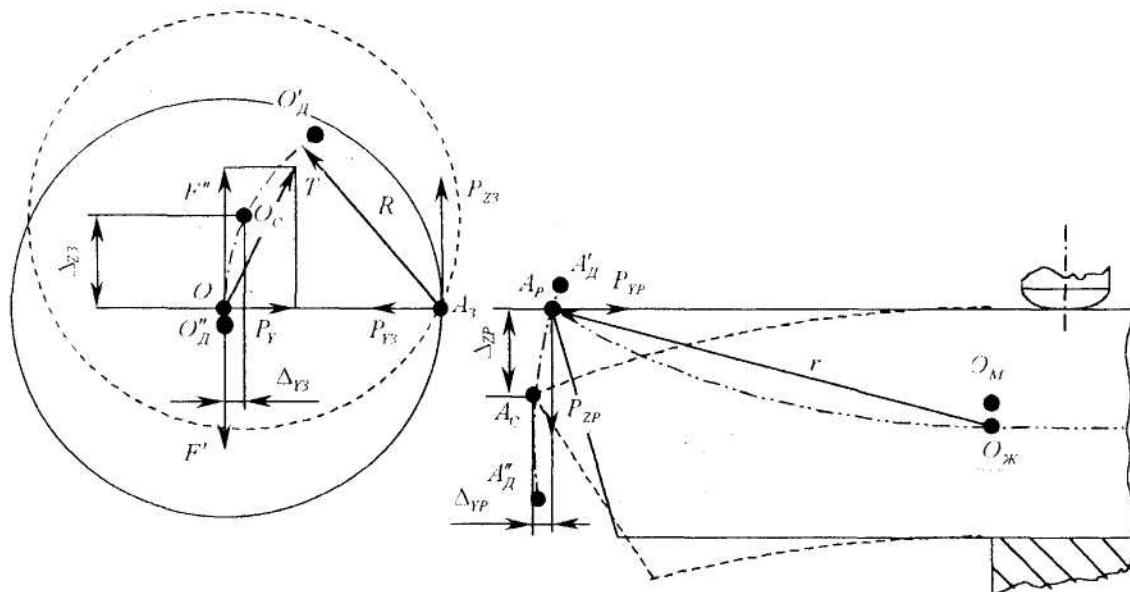


Рис. 1. Процеси взаємодії різця та заготовки при точінні

Центр – точка O заготовки – займе нове положення в точці O_c . Нове положення центра заготовки буде мати пряму складову Δ_{z3} та паразитну радіальну складову Δ_{r3} деформації заготовки. Зміщені положення центра заготовки (точки O_c) та точки A_c (вершини різця) будуть характеризувати їх положення статичної рівноваги. Динамічні коливання різця та заготовки навколо відповідних положень статичної рівноваги будуть визначатись динамічним розподілом коливальних енергій їх мас, тобто амплітудами, які визначені точками O'_d та O''_d заготовки і A'_d та A''_d різця.

Якщо протилежне деформування Δ_{zP} та Δ_{z3} різця і заготовки від дії тангенційних складових P'_{zP} і P''_{zP} сили різання відповідно можна розглядати як пряму реакцію, то зустрічне їх деформування Δ_{rP} і Δ_{r3} можна розглядати як зворотну реакцію (тобто позитивний зворотній зв'язок [22]).

Користуючись наведеною схемою статичного та динамічного деформування різця і заготовки (рис. 1) та матеріалами роботи [50], розробимо блок-схему динамічних процесів при токарній обробці в умовах постійної ширини зрізу (рис. 2). В цій блок-схемі для двомасової системи, кожен з елементів якої має два ступені вільності, простежується зміна від заданої на верстаті товщини зрізу $y_0(t)$ до скорегованої від дії зворотних негативних 1 та 2 і позитивних 3 та 4 зв'язків товщини зрізу $y_i(t)$. Далі після перетворення зрізуваного шару на стружку в зоні різання у вигляді повного контуру, складеного з жорсткості K_H контакту передньої поверхні леза зі стружкою та жорсткості K_V контакту задньої поверхні леза з поверхнею різання, створюється сила різання $P(t)$. Якщо дія стружкоутворювальної складової сили різання реалізується з постійною часовою затримкою τ_H процесу стружкоутворення, то дія другої складової контакту задньої поверхні леза з поверхнею різання є безпосередньою, без затримки. Але таке становище буває лише у випадку автоколиваний, тобто при неколивальній поверхні різання. У випадку параметричних коливань, при коливальному сліді поверхні різання, по цій другій складовій виникає змінна затримка часу τ_V , пов'язана з появою змінної нормальної складової коливального руху різця.

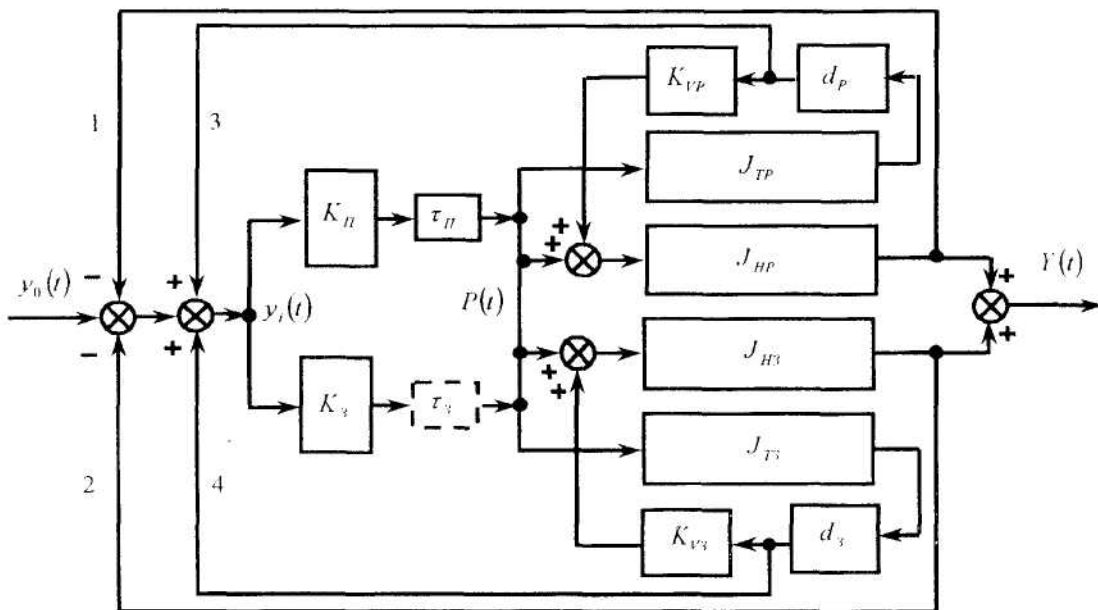


Рис. 2. Блок-схема динамічних процесів при токарній обробці

Далі створене зусилля різання викликає коливання пружно-масових тіл (різця та заготовки) залежно від характеристик їх динамічної податливості: J_{HP} та J_{TP} – нормальної та

тангенційної складових податливості різця та J_{H3} та J_{T3} – нормальної та тангенційної складових податливості заготовки.

Сили різання, деформуючи різець та заготовку в нормальному напрямку до обробленої поверхні, визначають реальну товщину зрізу $Y(t)$ припуску. Тангенційні складові деформації різця та заготовки через коефіцієнти відповідності d_p та d_γ між тангенційним та нормальним їх деформуваннями створюють канали позитивного зворотного зв'язку на вхід системи, а також через нелінійні жорсткості K_{TP} та K_{T3} залежно від зміни товщини зрізу – позитивний зворотний зв'язок як корекцію нормальної складової сили різання. Вихід системи у вигляді збільшеної деформації різця та заготовки, яка викликає зменшення товщини зрізу, подається у вигляді негативного зворотного зв'язку на вхід системи, корегуючи задане значення товщини зрізу.

При обробці деталей різцями з великими кутами в плані, малими радіусами заокруглення вершини та малою шириною зрізу вібрації не виникають. Але в цьому випадку на поверхнях деталей створюються значні величини поперечних мікронерівностей, різці характеризуються інтенсивним зношуванням вершини, продуктивність обробки низька. При спробі виправити ситуацію, шляхом збільшення радіуса при вершині та зменшення величини кута в плані, подовжується ширина та зменшується товщина зрізу, наслідком чого часто буває виникнення різних коливань. Тому одним з ефективних шляхів боротьби з коливаннями можна назвати поділ ширини зрізу між окремими лезами РІ [26].

Відомо [26, 31–33, 35], що при обробці деталей різанням різець та заготовка мають більшу власну частоту коливань ніж сусідні елементи кінематичного ланцюга – різцетримач та шпиндель з патроном відповідно. А тому “відповідальними” за створення поздовжніх мікронерівностей (шорсткості) є перші, а за створення хвилястості та явища копіювання поверхні заготовки – другі.

Більшість вчених [26–36] вважає причинами виникнення автоколивань негативне демпфірування, спадну характеристику залежності “сила–швидкість”, відставання за фазою зміни сили різання від коливального руху, вплив елементного створення стружки, виникнення та схід наросту тощо. На наш погляд, залежно від умов обробки різанням, усі ці причини реальні. Але хотілось би звернути увагу не тільки на процеси, які є в зоні різання, а й на пов'язаність процесів деформування РІ та заготовки між окремими координатами, якщо деформування їх у напрямках, паралельних швидкості різання, викликає небажаний зустрічний напрямок їх деформування у поперечному перерізі, що призводить до збільшення товщини і ширини зрізу, тобто до суттєвого зростання сил різання. При великих ширинах зрізу [26] автоколивання мають тенденцію до такого розвитку, коли на поверхні різання створюється коливальний слід – ознака переродження автоколивань у параметричні коливання. В зв'язку з багаточастотністю спектра резонансів параметричних коливань боротьба з ними, особливо в нелінійних випадках, що характерно для процесів обробки різанням, складна або взагалі неможлива. А тому боротьбу треба виконувати попереджуючи умови виникнення автоколивань. Хоча більшість вчених, а особливо виробничників, багато енергії та часу витрачають на пошук ефективних шляхів та засобів віброгасіння.

Головними напрямками боротьби з коливаннями та ударами слід вважати:

1. Зменшення сили різання, особливо її нормальної складової. Це можливо виконати шляхом пошуку доцільної форми ріжучої частини, обмеженої такими формами передньої та задньої поверхонь, щоб створити режим малонапруженого стружкоутворення та малого значення нормальної складової сили різання.
2. Знизити положення лез РІ до рівня центрів мас та центрів жорсткості, що дасть основу для зниження рівня амплітуд коливань.
3. Підвищити тангенційний напрям жорсткості та суттєво знизити масу РІ.
4. На зону різання накладати додатковий “динамічний блокувальний контур” зовнішнього чи внутрішнього виконання [51].

Найбільш доцільно вести боротьбу з різними коливаннями на початковій (приробній) фазі роботи РІ, яка характеризується з одного боку найкращими різальними властивостями, а з іншого – найбільшою вразливістю щодо інтенсивності зношування.

Подальшу роботу в боротьбі з негативним впливом коливань при обробці деталей різанням слід виконувати шляхами:

- пошуку доцільних форм ріжучих частин РІ та оптимальних значень геометричних параметрів;
- розробки конструкцій РІ з доцільно керованим положенням лез відносно центрів мас та жорсткості державок;
- пошуку найкращих форм та положень стрижнів РІ відносно оброблюваних поверхонь деталей.

Успішна боротьба з коливаннями за вказаними напрямками при обробці деталей різанням дозволить досягти зменшення зусиль різання та енергії на обробку, суттєво підвищити стійкість РІ та продуктивність обробки, а також отримати змогу розробки і впровадження у виробництво прогресивних безвершинних інструментів, які дозволять підвищити якість обробленої поверхні до шорсткості $R_a = 0,8-1,6$ мкм, а точність – на 2–3 квалітети.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей – М.: Машиностроение, 1978.
2. Стрелков С.П. Введение в теорию колебаний. – М.: Наука, 1964. – 437 с.
3. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: Наука, 1968. – 650 с.
4. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. М.: Высш. школа, 1980. – 408 с.
5. Крагельский И.В., Гитис Н.В. Фрикционные автоколебания. – М.: Наука, 1987. – 183 с.
6. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний: Учебное пособие. 2-е изд., перераб. – М.: Наука. 1980. – 272 с.
7. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: ГИФМЛ, Физматгиз, 1960. – 193 с.
8. Пановко Я.Г., Губанова Н.И. Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука, 1967. – 420 с.
9. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
10. Житомирский В.К. Механические колебания и практика их устранения. М.: Машиностроение, 1966. – 175 с.
11. Василенко Н.В. Теория колебаний. – К.: Выща школа, 1992. – 430 с.
12. Халфман Р. Динамика / Пер. с англ. – М.: Гл. ред. Физ.-мат. литературы, изд. «Наука», 1972. – 568 с.
13. Цзе Ф.С., Морзе И.Е., Хинкл Р.Т. Механические колебания / Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
14. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле / Пер. с англ.; Под ред. Э.И. Григолюка. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
15. Дружинский И.А. Механические цепи. – Л.: Машиностроение, 1977. – 238 с.
16. Основы теории колебаний / В.В. Мигулин, В.И. Медведев, Е.Р. Мустель, В.Н. Парыгин – М.: Наука, 1978. – 392 с.
17. Штейнвольф Л.И. Динамические расчёты машин и механизмов. – М.: Машгиз, 1961. – 340 с.
18. Ганцев Р.Ф., Кононенко В.О. Колебания твёрдых тел. – М.: Наука, 1976. – 432 с.
19. Яблонский А.А., Корейко С.С. Курс теории колебаний. – М.: Высш. шк., 1966. – 255 с.
20. Фикс Марголиш Г.Б. Оценка качества станков по характеристикам жёсткости. – Фрунзе, Фан, 1977. – 90 с.
21. Хакен Г. Синергетика: Пер. с англ. – М., 1960. – 404 с.
22. Хэммонд П. Теория обратной связи и её применение: Пер. с англ. – М.: Мир, 1961. – 431 с.
23. Стокер Дж. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. – М.: ИЛ, 1953. – 256 с.
24. Хаяси Т. Вынужденные колебания в нелинейных системах. – М.: ИЛ, 1957. – 204 с.
25. Вульфсон И.И., Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение, 1968. – 284 с.
26. Кудинов В.А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 359 с.

27. Амосов И.С., Скраган В.А. Точность, вибрации и чистота поверхности при токарной обработке. – М.–Л.: Машгиз, 1958. – 142 с.
28. Жёсткость, точность и вибрации при механической обработке // Под ред. В.А. Скрагана. – М.–Л.: Машгиз, 1956. – 194 с.
29. Армарего И.Дж. А., Браун Р.Х. Обработка металлов резанием. – М.: Машиностроение, 1977. – 326 с.
30. Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978. – 200 с.
31. Орликов М.Л. Динамика станков. – К.: Выща школа, 1989. – 270 с.
32. Попов В.И., Локтев В.И. Динамика станков. – К.: Техника, 1975. – 136 с.
33. Никитин Б.В. Расчёт динамических характеристик металлорежущих станков. – М.: Машгиз, 1962. – 112 с.
34. Рывин Е.И. Динамика привода станков. – М.: Машиностроение, 1966. – 204 с.
35. Вейц В.Л., Дондошанский В.К., Чиряев В.И. Вынужденные колебания в металлорежущих станках. – М.–Л.: Машгиз, 1959. – 290 с.
36. Маруи Е., Эма С., Като С. Автоколебания токарных резцов. Ч. 1 и 2: Труды АОИМ. Конструирование. – 1983. – Т.105. – № 2. – С. 121–135.
37. Глусты И. Автоколебания в металлорежущих станках // Пер. с чеш. – М.: Машгиз, 1956. – 121 с.
38. Пуш В.Э. Малые перемещения в станках. – М.: Машгиз, 1961. – 124 с.
39. Конелев Ю.Ф. Параметрические колебания станков // Металлорежущие станки // Техника. – 1984. – № 12. – С. 3–8.
40. Масахиро Д., Масахиро О. Исследование параметрических колебаний при точении // Труды ДСМИ – 1992,58. – № 547 – С. 931–937.
41. Tansel I.N. A Unified Transfer Function Approach for the Modeling and Stability Analysis of Long Slender Bars in 3-D Turning Operations. – Trans. ASME. – J.Eng.Ind. Vol.115/193, May 1993, P. 193–204.
42. Жарков И.Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Л.: Машиностроение, 1986. – 180 с.
43. Кламецьки Б.Е. О влиянии асимметрии процесса точения на его динамику: Труды ASME, Современное машиностроение. – Сер. Б. – 1990. – № 5. – С. 80–86.
44. Кеенсариев К.С., Ле Суань Ань. Исследование параметрических возбуждений на токарном станке. – Сб. «Автоматизация технологических процессов в машиностроении», Фрунзе, 1988. – С. 68–70.
45. Кондаков А.И. О параметрическом механизме возбуждения колебаний фрезерных станков с ЧПУ // Известия ВУЗов. – № 4 – Машиностроение, 1980. – С. 123–126.
46. Конелев Ю.Ф. Оптимальные параметры динамического виброгасителя при параметрических колебаниях // Металлорежущие станки. – 1976. – № 4. – С. 3–6.
47. Das M.K. Machine tool chatter – «Chartered Mechanical Engineer» 1981,28. – № 8. P. 22–27.
48. Regenerative chatter vibration occurring in turning with different side cutting edge angles/ E.Marui, M.Hashimoto, S.Kato // Trans. ASME. J. Eng.Ind. – 1995. – 117. – № 4 – P. 537–538.
49. Ота, Коно. О самовозбуждающихся вибрациях станка или обрабатываемой детали, вызываемых регенеративным влиянием следа и запаздыванием: Труды АОИМ, 1974 – № 4. – С. 246–257.
50. Кавабэ Х. Устойчивость систем механической обработки с учётом внутреннего трения. / Пер. с япон. ХКДКК. – 1974. – Т.9. – С. 103–116.
51. Скочко Є.В. Різальні інструменти. – Житомир: ЖІТІ. – 2000. – 206 с.

СКОЧКО Євген Вікторович – кандидат технічних наук, професор кафедри технології машинобудування та конструювання технічних систем Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- металорізальні інструменти;
- теорія та практика різання.