

П.П. Мельничук, д.т.н., проф.

Є.В. Скочко, к.т.н., доц.

Житомирський державний технологічний університет

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ПРИ ОБРОБЦІ ДЕТАЛЕЙ РІЗАННЯМ

Розглянуто аналіз проблем динаміки технологічних систем (ТС) з обробки деталей різанням. Розроблені структурні блок-схеми ТС з різною деталізацією динаміки в кінематичному ланцюзі. Виконаний аналіз динаміки елементів і вузлів ТС з форсуючими і антифорсуючими властивостями.

Постановка проблеми в загальному вигляді. Відомо, що якість та продуктивність обробки деталей різанням значно залежить від стабільності функціонування технологічних систем (ТС), що складаються з металорізального верстата (МРВ), ріжучого інструмента (РІ), заготовки (З) та пристосування (П).

При обробці деталей різанням, в процесі виконання РІ двох його функцій – зрізання шару припуску та формоутворення поверхні деталі – в зоні різання витрачається величезна питома енергія (від 1,5 до 33,5 кДж/см³) [22]. Така енергія призводить до скорочення стійкості РІ.

Через недостатню вивченість динаміки верстатів, а точніше – ТС, залишається неосвоєним великий резерв стійкості РІ, навіть коли використовуються інструментальні матеріали з високими характеристиками – твердістю, теплостійкістю, зносостійкістю. В основному цей резерв стійкості може бути реалізованим за рахунок суттєвого подовження приробної фази зношування РІ, коли він характеризується високою різальною здатністю. Водночас, ця фаза зношування РІ характеризується надвисокою чутливістю до руйнування у вигляді зсувів, мікропластичного деформування тощо, що визначається динамікою процесу різання.

Обмежені величини модулів пружності першого та другого роду матеріалів, з яких виготовляються елементи ТС, значні діючі в них сили, похибки в їх конструкціях та вади у виконанні призводять до створення суттєвих і некерованих деформацій при обробці деталей. Динамічні процеси, які мають місце в зоні різання та інших ділянках кінематичних ланцюгів ТС, помітно обмежують їх характеристики – знижують продуктивність та викликають погіршення якості оброблених поверхонь деталей.

Найбільш шкідливими при обробці ТС є удари та різного роду коливання. Особливо вразливими до інтенсивності динамічних процесів є РІ, які на природній фазі зношування лавиноподібно втрачають різальну здатність, що призводить до суттєвого зниження їх стійкості.

А тому дослідження динамічних процесів, які мають місце в ТС, є злосоденною проблемою.

Аналіз досліджень, виконаних в галузі динаміки в машинах та ТС. Динаміка машин, ТС та МРВ вивчалась багатьма вченими (М.З. Коловський, В.Л. Вейц, І.І. Вульфсон, С.Н. Кожевніков, Я.Кожешник, В.А. Кудинов, С.С. Кедров, Б.В. Нікітін, В.І. Попов, В.І. Локтев, Л.С. Мурашкін, С.Л. Мурашкін, К.В. Фролов, А.І. Левін, М.Л. Орликов) [1–9].

Виконано огляд робіт з динаміки машин і механізмів, що мають пружні ланки. Складено деякі схеми динамічних структур машин та верстатів. Розглянуто динамічні моделі механічних систем. Розроблені основи для спрощеної побудови динамічних моделей. Виконано приведення мас, сил, моментів сил та жорсткостей до окремих ланок чи точок для створення динамічних моделей машин та ТС.

Вивчені характеристики різних робочих процесів та проаналізовані сили та моменти сил робочого в машинах та технологічного в ТС опорів. Вивчались роль жорсткості деталей та контактної жорсткості з'єднань, а також роль зазорів (люфтів) у з'єднаннях на стабільність рухів машин.

Різні види механічних коливань в машинах та верстатах вивчались великою кількістю вчених: (В.Л. Бідерман, С.П. Стрелков, Я.Г. Пановко, Н.В. Василенко, Ф.С. Цзе, І.Є. Морзе, Р.Т. Хинкл, С.П. Тимошенко, Р.Ф. Ганієв, В.О. Кононенко, Дж.Стокер, С.С. Кедров, В.Л. Вейц, І.Тлуста) [10–19].

Переважно вивчались лінійні, менше – нелінійні коливання. Досконало вивчені коливання з зосередженими параметрами і значно менше – з розподіленими параметрами.

Але, варто зауважити, що в роботах з динаміки машин та ТС недостатньо вивчалась поведінка кожного з елементів та часто був відсутній комплексний аналіз взаємодії всіх сил – активних, реактивних, сил інерції, тертя та ваги – для кожної деталі та її сусідів у кінематичному ланцюзі.

Однією з найбільш складних, енергонапружених, дуже різноманітних за розподілом мас та жорсткостей в кінематичному ланцюзі, схильних до створення різноманітних коливань при роботі, є ТС, призначена для обробки деталей різанням.

Мета роботи. Метою роботи є аналіз динаміки структур та їх складових та функціонування ТС при обробці деталей різанням. Необхідний комплексний аналіз створення та взаємодії різних як внутрішніх,

так і зовнішніх сил на кожен з елементів кінематичного ланцюга ТС та прогнозування поведінки кожного з них.

Основний матеріал досліджень. Відомо, що будь-яка з робочих машин – літак, автомобіль, космічний корабель чи будь-яка технологічна машина – металорізальна, обробки деталей тиском чи литвом, складається з головної – функціональної частини та двигуна певної природи. Кожна з вказаних частин, залежно від власних характеристик, створює прямий і зворотний вплив, що вимагає виконання їх динамічного аналізу.

Нестабільність і нерівномірність функціонування пари ТС–двигун, внаслідок внутрішньої взаємодії змінних навантажень в ТС, виникнення різного роду коливань, зношування РІ тощо, негативно впливають на якість її функціонування, призводять до зниження коефіцієнта корисної дії, скорочення її надійності та довговічності.

Динамічні моделі механічних систем, які включають в себе динамічні моделі двигунів з різними характеристиками та динамічні моделі змінних робочих, а також технологічних опорів, вивчались М.З. Коловським [8], С.Н. Кожевниковим [9], В.А. Кононенко [19] та К.В. Фроловим. Досліджувались динамічні характеристики різних типів двигунів, а серед них найбільш поширені – електродвигунів. Встановлювались динамічні характеристики двигунів залежно від величини їх навантаження динамічним робочим, чи технологічним опором.

Зі зростанням динамічного опору ТС (наприклад, при підвищенні глибини різання) збільшувалось навантаження на двигун, від чого в більшості випадків зменшувалась частота його обертання. Найбільш м'яку характеристику мають асинхронні електродвигуни. При зростанні навантаження частота обертання асинхронного двигуна суттєво зменшується. Більш жорстку характеристику мають шунтовий і серієсний електродвигуни, в яких зменшення частоти супроводжувалось підвищенням крутного моменту (але неспівставним зі зменшенням частоти обертання).

Найбільш жорстку характеристику мають синхронні електродвигуни, в яких частота обертання взагалі не змінюється. І лише у випадку перевищення потужності двигуна він повністю зупиняється. Вони використовуються в машинах і ТС великої потужності. Виявлено, що найбільш інтенсивною буде змінність характеристик двигуна за умови роботи ТС на перехідних режимах (початок і кінець різання, переривчасте різання, зміна глибини різання чи подачі тощо).

Динамічні процеси в ТС, окрім її самої, визначаються також основною складовою технологічного опору – динамічною силою, яка діє в зоні різання (**ДСЗР**). Блок-схема цих динамічних процесів показана на рис. 1, *а*, в якій **ДТС** – динамічна ТС, **ДСД** – динамічна система двигуна. На **ДТС** також здійснюється некерований зовнішній вплив $f(t)$.

На рис. 1, *б* наведена блок-схема динамічних процесів у ТС з розвинутим складом елементів технологічного опору, в яку додатково входять динамічна система ріжучого інструмента (**ДСРІ**), динамічна система заготовки (**ДСЗ**), динамічна система пристосування (**ДСП**). В цьому випадку динамічна система ТС замінюється на динамічну систему верстата (**ДСВ**).

На рис. 1, *в* показана розвинута детальна система як за складовими **ДСВ**, так і за складовими динамічного технологічного опору. Це динамічна система механізму головного руху (**ДСМГР**), динамічна система механізму формоутворення (**ДСМФ**) та динамічна система механізму подач (**ДСМП**). Додатковими елементами технологічного опору є з'єднання „шпindelь–допоміжний інструмент” (**ДСЗ Ш–ДІ**), динамічна система з'єднання „допоміжний інструмент–ріжучий інструмент” (**ДСЗ ДІ–РІ**), динамічна система з'єднання „заготовка–пристосування” (**ДСЗ З–П**) та динамічна система з'єднання „пристосування–верстат” (**ДСЗ П–В**).

Якщо об'єднати ДСВ з ДСД та з іншими складовими динамічного технологічного опору то можна отримати еквівалентну динамічну технологічну систему (ЕДТС). На рис. 1, *г* представлена блок-схема динамічних процесів для випадку паралельного з'єднання елементів – динамічних зубців ДЗ1, ДЗ2, ДЗ3, ДЗ4, встановлених у корпусі, наприклад, торцевої фрези (ДСРІ), які одночасно обробляють заготовку (ДСЗ). Ефективність роботи такої торцевої фрези визначається рівномірністю навантаження зубців, що залежить від їх биття. Найбільший вплив на роботу інших зубців спричиняють як найбільш навантажені зубці, так і зубці, що не дістають по поверхні різання.

Випадки динамічного самовстановлення ріжучого інструмента – ДСРІ по заготовці – ДСЗ показані на рис. 1, *д*, *е*. В першому випадку – безцентрового точіння, заготовку – ДСЗ охоплює рамка з встановленими на ній з трьома різцями ДЗ1, ДЗ2, ДЗ3. У другому випадку тризубий зенкер обробляє отвір в заготовці. Для реалізації самовстановлювання необхідна відповідна невисока радіальна жорсткість, поділ припуску тощо. Самовстановлення різальних елементів можливе лише при тризубому варіанті виконання РІ і при відсутності биття головних кромки відносно допоміжних (калібруючі). При чотирьох і більшій кількості зубців РІ якісне самовстановлення РІ по заготовці (чи навпаки) неможливе.

На рис. 1, *є* показана блок-схема ЕДТС4, яка має найбільш деталізовану динамічну систему робочого контакту передньої і задньої поверхонь РІ з заготовкою. Досліджується двомасова система, яка складається з токарного прохідного різця і заготовки, кожен з яких має два ступеня вільності [6, 20]. У зоні різання вказаної блок-схеми простежується зміна від заданої на ТС товщини $Y_0(t)$ зрізу до скорегованої від дії зворотних негативних 1 та 2 і зворотних позитивних 3 та 4 зв'язків товщини $Y_i(t)$ [20, 21]. Далі після перетворення шару, що зрізається, на стружку в зоні різання, повному контурі, складеному з жорсткості K_n контакту передньої поверхні лека різця зі стружкою та жорсткості K_z контакту задньої поверхні лека з поверхнею різання, створюється сила різання $P(t)$. Якщо дія стружкоутворюючої складової сили різання реалізується з деякою часовою затримкою τ_n процесу стружкоутворення, то дія другої складової контакту задньої поверхні лека з поверхнею різання є практично безпосередньою, майже без затримки.

Далі створене зусилля різання викликає коливання пружно-масових тіл (різця та заготовки) залежно від характеристик їх динамічної податливості: j_{no} та j_{mp} – нормальної та тангенційної складових податливості різця та j_{nz} та j_{mz} – нормальної та тангенційної складових динамічної 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_n та d_z між тангенційним та нормальним їх деформуванням створюють канали 3 та 4 форсування або позитивного зворотного зв'язку на вхід системи. Через нелінійні жорсткості K_{yp} і K_{yz} залежно від зміни товщини зрізу, подається позитивний зворотний зв'язок, як корекція величини нормальної складової сили різання. Вихід системи у вигляді збільшеної деформації різця та заготовки подається по каналах 1 та 2 у вигляді негативного зворотного зв'язку або антифорсуючої дії на вхід системи, коригуючи задане значення товщини зрізу.

Таким чином, розроблена низка структурних блок-схем динамічних процесів в ТС з різною деталізацією. Основою кожного з елементів блок-схем є певний динамічний елемент з двома з'єднаннями з динамічними сусідами з двох боків або одне динамічне з'єднання з двох динамічних елементів. Динамічний аналіз кожної з блок-схем може виконуватися з урахуванням механічного імпеданса [11] – повного комплексного опору за методикою І.А. Дружинського [12], як складених з механічних дво- чи чотиріполюсників.

Для виконання аналізу ТС згідно з наведеними блок-схемами кожного динамічного елемента, що знаходиться в з'єднанні з двома динамічними сусідами в кінематичному ланцюзі ТС, чи одного з'єднання, що складається з двох динамічних елементів, потрібно розібратися з діючими миттєвими силами та динамічними характеристиками елементів.

Відомо, що будь-який процес обробки деталей різанням супроводжується ударами, поштовхами та коливаннями. Динаміка процесу визначається миттєвою силою інерції $m\ddot{y}$, миттєвою зворотною силою $k\dot{y}$, миттєвою силою демпфування $g\dot{y}$ та миттєвою збуджуючою силою $F(t)$, де y – координата, t – час.

Деформаційні та рухомі характеристики елементів визначаються зосередженістю жорсткості та маси – відповідно. Як відомо з курсу теоретичної механіки, зосередженість мас в різних напрямках деталі визначається еліпсоїдом інерції. З курсу опору матеріалів відомо, що опір деформуванню деталі в різних напрямках характеризується еліпсоїдом жорсткості. Чим меншою буде різниця між найбільшою і найменшою осями еліпсоїдів, тим більш зосередженою буде маса деталі, задана в центрі мас і тим більшою буде її жорсткість – в центрі жорсткості.

Динамічна поведінка будь-якого елемента кінематичного ланцюга ТС в першу чергу буде визначатись як напрямком і величиною миттєвої діючої сили, так і миттєвою силою реакції. Реакції повинні бути спрямованими від центрів жорсткості та мас. Залежно від фази перетворення кінетичної енергії в потенціальну і навпаки в коливному русі будуть грати різну роль жорсткість та маса кожного з елементів. Так, в початковому ненавантаженому положенні елемента найменшу роль в опорі буде грати зворотна сила, а найбільшу – сила інерції, при максимальному навантаженні – навпаки.

Взаємодія активної сили та реактивної, яка проведена у вигляді реакції від відповідного центра жорсткості чи центра мас, дозволить виявити напрямок миттєвої деформації певного динамічного елемента.

Суттєвим елементом динамічного аналізу є врахування „чистоти навантаження” будь-якої деталі кінематичного ланцюга ТС. Мова йде як про відсутність „зайвих” кінематичних зв’язків, так і про врівноважене навантаження деталей „чистим” крутним моментом $M_{кр}$ чи „чистою” силою P .

Теоретично існує лише один вид навантаження – розтяг, коли всі діючі активна та реактивна сили, сила інерції та сила тертя можуть бути розташованими на одній прямій лінії. Навіть стиск деталі може розглядатись як умовно врівноважений. Реально, внаслідок особливостей конструкцій деталей та похибок їх виготовлення, не існує абсолютно врівноважених деталей ні за силами, ні за моментами сил. Завжди існує неуврівноважена сила або момент сил, що „додатково” діють на кожну з деталей кінематичного ланцюга.

З урахуванням обмежених величин модуля Юнга реальних матеріалів, створюються значні деформації як самих деталей, так і з’єднань між ними. Наявність зазорів в з’єднаннях, неуврівноваженого характеру навантажень деталей кінематичного ланцюга ТС, безмежної кількості ступенів свободи (зауваження С.Н. Кожевнікова) кожної з деталей пояснює дуже складну, просторову та інтенсивно динамічну роботу будь-якої ТС.

За вказаних умов, багато з деталей та вузлів реальних ТС при миттєвому навантаженні отримують деформацію, перекіс або зміщення, які „спрямляють” і одночасно „подовжують” кінематичний ланцюг певної ланки. Одночасно підвищується динамічне напруження у вказаній ланці. Таку ланку можна назвати „форсууючою”, тобто такою, яка збільшує величину миттєвого напруження, а при коливаннях призводить до зростання їх амплітуди. Ланку, яка при навантаженні скорочує свою довжину в кінематичному ланцюзі ТС, можна назвати „антифорсууючою”.

Наявність вказаних ланок в маложорсткому кінематичному ланцюзі ТС викликає в ньому створення позитивних або негативних зворотних зв’язків [21]. Функціонування таких ланок в ланцюзі ТС, що складається з масових і пружних елементів, які є основою для створення коливних контурів, призводить до збудження різного роду коливань [10–20]. В коливальному контурі, що пов’язаний із зоною різання, схильність до розвитку коливань залежить від форми різальної частини РІ [23].

Зрозуміло, що ланку, яка, деформуючись, практично не змінює своєї довжини в кінематичному ланцюзі ТС, можна назвати „нейтральною”.

Форсууючими властивостями характеризуються як окремі ланки у вигляді РІ або допоміжних інструментів (ДТ), так і цілі вузли верстатів.

Так, на рис. 2 наведені конструкції РІ, які характеризуються при деформуванні форсууючими властивостями. На рис. 2, а наведено конструкцію прохідного різця, який від сил різання P_{yz} і P_{xy} згинається в двох координатних площинах і, оскільки вершина різця зміщена відносно центра жорсткості $O_{жс}$ і центра мас O_m , від згину він „подовжується” на величину Δu . Це призводить до збільшення товщини, а, часто, і ширини різцу, що викликає зростання миттєвої сили різання.

Детально питання зростання ширини різцу, яке залежить від форми різальної частини різця, розглянуто в роботі [23].

Аналогічно, на рис. 2, б показано згин від сили різання довбального різця і його миттєве додаткове врізання в заготовку. На рис. 2, в показана деформація оправки фрези і кутове переміщення її неточного конічного хвостовика в отворі шпинделя від дії сили P_{xy} різання. Фреза від цього миттєво „подовжується” і додатково заглиблюється в заготовку на величину Δy . Аналогічна ситуація з зуборізним довбачем (рис. 2, з), який додатково миттєво заглиблюється в заготовку на величину Δy .

При роботі маложорстких осьових РІ (свердло, зенкер чи розвертка) внаслідок неточного, з биттям зубців, виготовлення та/або установки з похибкою заготовки, має місце „зачеплення” одного з найбільших зубців з виступаючою точкою отвору заготовки. В цьому випадку точка миттєвого контакту перетворюється на полюс миттєвого зачеплення та центр жорсткості $O_{ж}$. Внаслідок обмеженої жорсткості, осьовий РІ миттєво повертається навколо точки $O_{ж}$ до досягнення контакту одного з наступних зубців. Від цього жорсткість миттєвого з’єднання РІ–З зростає і перший з зубців від зростання сили різання починає і відразу закінчує різання, виконуючи вирив частини тіла заготовки. При близькому положенні наступного різця до центра $O_{ж}$ створюється антифорсуюча поведінка розвертки (рис. 2, д) при віддаленому (не показано) – форсуюча.

На рис. 2, е показано різання конічною розверткою, напрям зубців якої співпадає з напрямком робочого руху. „Закручування”, яке супроводжує процес різання в заготовку, викликає лавиноподібне зростання крутного моменту, що свідчить про її форсуючі властивості.

На рис. 2, є показано процес розсвердлювання отвору довгим гвинтовим свердлом. Від дії крутного моменту свердло „розкручується” від чого подовжується на величину Δ . Це викликає збільшення товщини зрізу і зростання крутного моменту, що свідчить про форсуючі властивості гвинтового свердла.

На рис. 2, ж показана робота мітчика при нарізанні внутрішньої різьби. Від дії крутного моменту мітчик закручується навколо своєї осі, чим викликає зростання тертя і заклинювання різьби на перах в різьбовому отворі. Це теж свідчить про форсуючі властивості конструкції мітчика.

На рис. 3, а показана деформація консольної оправки з закріпленою на ній дисковою фрезою. Від дії зусиль P_{xz} та P_{yz} оправка згинається в двох координатних площинах, що призводить до заклинювання фрези в прорізаному пазу. Це теж приклад допоміжного інструмента – оправки – з форсуючими властивостями.

На рис. 3, б показані форсуючі властивості довгої маложорсткої двоопорної оправки, на якій встановлена фреза, що працює з попутним різанням. Оправка згинається, що дозволяє фрези „вискочити” на заготовку, у зв’язку з чим крутний момент різко зростає.

На рис. 3, в, г показані форсуючі властивості торцевої фрези та фрези, призначеної для обробки ластівчиних пазів, які встановлені на довгих оправках. Внаслідок нежорсткого закріплення в конічному отворі шпинделя верстата та деформації оправок від дії сил різання виникає „додаткове” заглиблення цих фрез в заготовку на величину Δy .

На рис. 4, а, б, в показані форсуючі властивості вузлів супорта та шпинделя токарного верстата. Від дії сил різання деформуються не стільки деталі вузлів, як стики між ними, що призводить до явища „підхвату” тобто прояву форсуючих властивостей вказаних вузлів.

На рис. 4, г проілюстровані деформації вузла поздовжньої подачі загострювального верстата. Стіл верстата встановлений на роликах з базою меншою, ніж висоти плеча H , що теж може викликати його форсуючі зміщення.

На рис. 5, а показана форсуюча поведінка довгого нежорсткого валу при точінні. На рис. 5, в наведена схема обробки кутника, що супроводжується показана його „підривом” на величину Δy . Аналогічною поведінкою характеризується поведінка лопаток вентилятора при обточуванні, яка показана на рис. 5, в.

На рис. 5, г проілюстрована форсуюча деформація конічного кільця на величину Δy при довбанні в ній паза.

Всі наведені приклади форсуючих властивостей РІ, деталей, допоміжних інструментів та вузлів верстатів можуть привести до їх заклинювання при роботі або розвитку позитивного зворотного зв’язку у вигляді появи чи підсилення амплітуди автоколивань.

Ці коливання будуть найбільш шкідливими для щойно загостреного РІ. Найбільш інтенсивним буде його зношування в другій та третій чвертях кожного періоду коливання внаслідок:

- найменшої площі дотику задніх поверхонь при найбільшій величині задніх кутів;
- найбільшій площі дотику передньої поверхні зі стружкою;
- зниження миттєвої швидкості різання.

При нарізанні по вібраційному сліду на поверхні різання, завдяки змінній жорсткості контактів задньої поверхні леза РІ з поверхнею різання, а передньої – зі стружкою, будуть виникати параметричні коливання з частотою, кратною або рівною частоті власних коливань найбільш динамічного елемента (РІ чи заготовка).

На рис. 6 показані приклади реалізації антифорсуючих властивостей деяких РІ та заготовок.

Таким РІ являється відомий стругальний різець типу „півник” (рис. 6, *a*). Його різальна частина знаходиться на рівні опорної поверхні, тобто нижче центра $O_{ж}$ жорсткості.

Робота різця починається з миттєвого віддалення різальної частини від заготовки на величину Δu при навантаженні, тобто зменшення площі зрізу. Аналогічне зменшення параметрів зрізу отримує ліве гвинтове свердло при правому різанні, скорочуючись при деформації скручування на величину Δu (рис. 6, *d*). При знятті окалини на заготовках неправильної форми поверхні за допомогою сталеної круглої щітки має місце згин її елементів на величину Δu (рис. 6, *e*). Розвантажуюче динамічне деформування заготовок наведено на рис. 6, *b*, *e* при обробці протяжкою та стругальним різцем.

Антифорсуюча поведінка конічної лівозубої розвертки при правому різанні показана на рис. 6, *z*. Аналогічна поведінка розточного різця досягається за рахунок створення двох лисок на державці – керованої відгинної реакції оправки на дію сили P_{xz} різання. Найбільш активно це явище протікає на першій та четвертій чвертях кожного періоду коливань.

Найбільш корисними можуть бути нейтральні динамічні характеристики РІ, заготовок, пристосувань та вузлів верстатів – таких, деформування чи переміщення яких не викликає помітної зміни положення лева у напрямку нормалі до обробленої поверхні тобто величина Δu повинна бути мінімальною.

На рис. 7, *a*, *b* показані токарні різці, різальна частина яких розташована на рівні осі $O_{ж}$ жорсткості. Завдяки такій конструкції вертикальне деформування – згин стрижня – не супроводжується ні подовженням, ні скороченням різців. Вибір нестандартного позадвжнього положення стрижня різця, показаного на рис. 7, *b* (замість стандартного радіального) пояснюється бажанням зменшити величини суми потенціальної і кінетичної енергії коливань, шляхом використання положення стрижня за зменшеними жорсткістю і моментом інерції відповідно.

На рис. 7, *e* наведена складна, з тонким енергонапруженим різанням довгими кромками, обробка конічного отвору з малою конусністю.

Обробка виконується тризубим зенкером з нахиленими кромками, нахил яких протилежний робочому рухові. Така конструкція забезпечує антифорсуючі властивості зенкера і попереджає його заклинювання в отворі.

Звичайно обробка точінням, фрезеруванням тощо за допомогою різальних частин, що мають круглу, встановлену з можливістю обертання пластинку, характеризується тонким та широким різанням, наслідком чого стає виникнення і посилення коливань. Можливість безвібраційної обробки може бути забезпеченою завдяки суттєвому наближенню зони різання заготовки до центра $O_{ж}$ жорсткості (тобто наближенню підшипникового вузла).

Висновки та перспективи досліджень. Розроблені можливі структурні блок-схеми ТС з різною деталізацією динаміки в кінематичному ланцюзі. Виконаний динамічний аналіз елементів та вузлів ТС з форсуючими, антифорсуючими та нейтральними властивостями.

Планується продовжити аналіз структурних блок-схем ТС за методом механічного імпеданса з використанням методики І.А. Дружинського за допомогою дво- та чотириполосників.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Никитин Б.В.* Расчет динамических характеристик металлорежущих станков / *Б.В. Никитин.* – М. : Машгиз, 1962. – 112 с.
2. *Кудинов В.А.* Динамика станков / *В.А. Кудинов.* – М. : Машиностроение, 1967. – 357 с.
3. *Попов В.И.* Динамика станков / *В.И. Попов, В.И. Локтев.* – К. : Техника, 1957. – 136 с.
4. *Мурашкин Л.С.* Прикладная нелинейная механика станков / *Л.С. Мурашкин, С.Л. Мурашкин.* – Л. : Машиностроение, 1977. – 192 с.
5. *Левин А.И.* Математическое моделирование в исследованиях и проектировании станков / *А.И. Левин.* – М. : Машиностроение, 1978. – 184 с.
6. *Кедров С.С.* Колебания металлорежущих станков / *С.С. Кедров.* – М. : Машиностроение, 1978. – 199 с.
7. *Орликов М.Л.* Динамика станков / *М.Л. Орликов.* – К. : Вища школа, 1980. – 256 с.; 1989. – 269 с.
8. *Коловський М.З.* Динамика машин / *М.З. Коловський.* – Л. : Машиностроение, 1989. – 263 с.
9. *Кожевников С.Н.* Динамика нестационарных процессов в машинах / *С.Н. Кожевников.* – К. : Наукова думка, 1986. – 286 с.
10. *Тимошенко С.П.* Колебания в инженерном деле / *С.П. Тимошенко.* – М. : Наука, 1967. – 444 с.
11. *Цзе Ф.С.* Механические колебания / *Ф.С. Цзе, И.Е. Морзе, Р.Т. Хинкл.* – М. : 1966. – 507 с.
12. *Дружинский И.Е.* Механические цепи / *И.Е. Дружинский.* – Л. : Машиностроение, 1977. – 238 с.
13. *Стрелков С.П.* Введение в теорию колебаний / *С.П. Стрелков.* – М. : Наука, 1964. – 437 с.

14. Стокер Дж.Дж. Нелинейные колебания в механических системах / Дж.Дж. Стокер. – М. : ИЛ, 1953. – 256 с.
15. Глусты И. Автоколебания в металлорежущих станках / И.Глусты : пер. с чеш. – М. : Машгиз, 1956. – 121 с.
16. Тондл А. Автоколебания механических систем / А.Тондл. – М. : Мир, 1979. – 429 с.
17. Мигулин В.В. Основы теории колебаний / В.В. Мигулин, В.И. Медведев, Е.Р. Мустель, В.Н. Парыгин : под ред. В.В. Мигулина. – М. : Наука, 1978. – 392 с.
18. Василенко Н.В. Теория колебаний / Н.В. Василенко. – К. : Вища шк., 1992. – 430 с.
19. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением / В.О. Кононенко. – М. : Наука, 1964. – 254 с.
20. Скочко Є.В. Елементи аналізу коливань та їх наслідків при обробці деталей різанням / Є.В. Скочко // Вісник ЖДТУ / Технічні науки. – 2003. – № 1 (25). – С. 44–55.
21. Хэммонд П. Теория обратной связи и ее применение / П.Хэммонд. – М. : ГИФМЛ, 1961. – 425 с.
22. Скочко Є.В. Дослідження відносної ефективності обробки деталей різанням різними інструментами за енергозберігаючими показниками процесів / Є.В. Скочко та ін. // Вісник ЖІТІ / Технічні науки. – 1998. – № 11. – С. 43–51.
23. Скочко Є.В. Дослідження різальних частин різців / Є.В. Скочко // Вісник ЖІТІ. – № 7. – Житомир, 1998. – С. 67–72.

МЕЛЬНИЧУК Петро Петрович — доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технологій машинобудування і конструювання технічних систем, ректор Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

– технології машинобудування.

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

Наукові інтереси:

– металорізальні інструменти;

– теорія та практика обробки деталей різанням.

Подано 12.12.2009

Мельничук П.П., Скочко В.Є. Аналіз динаміки технологічних систем при обробці деталей
різанням

Мельничук П.П., Скочко В.Є. **Анализ динамики технологических систем.**

Мельничук П.П., Скочко В.Є. **Analysis of the dynamics of the technological systems**

УДК 921.9:531.3

Анализ динамики технологических систем / П.П. Мельничук, В.Е. Скочко

Рассмотрен анализ проблем динамики технологических систем (ТС) по обработке деталей резанием
Разработаны структурные блок-схемы ТС с различной детализацией динамики в кинематической цепи.
Выполнен анализ динамики элементов и узлов ТС с форсирующими и антифорсирующими свойствами.

УДК 921.9:531.3

Analysis of the dynamics of the technological systems /

The analysis of the dynamics problems of the technological systems (TS) of machining parts is considered.
The structural block-schemes of the TS with different detailization of the dynamics in the kinematic chain are
designed. The analysis of dynamics of the elements and the units of the TS with forcing and antforcing
properties is realized.

