Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Кафедра «Металорізальні верстати та системи»

ДИНАМІКА ВЕРСТАТНИХ СИСТЕМ

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ

до виконання практичних робіт
для студентів освітнього рівня «Магістр»
спеціальностей 131 "Прикладна механіка" та
133 "Галузеве машинобудування"

Затверджено на засіданні кафедри
«Металорізальні верстати та системи»
Протокол № 04 від 01.11.2019 р.

Кропивницький
2020

Динаміка верстатних систем. Методичні рекомендації до виконання практичних робіт для студентів освітнього рівня «Магістр» спеціальностей 131 "Прикладна механіка" та 133 "Галузеве машинобудування" / Укл.: О.В.Лисенко. – Кропивницький: ЦНТУ, 2020. – 84 с.

Укладач: Лисенко О.В. – канд. техн. наук, доцент;

Рецензент: Гречка А.І. – канд. техн. наук, доцент.

© Центральноукраїнський національний технічний університет

© Лисенко О.В.

ВСТУП

Підвищення вимог до точності розмірів та форми деталей, оброблюваних на металорізальних верстатах, поява нових важкооброблюваних матеріалів, широке впровадження обробних центрів та автоматизації виробництва викликало суттєве збільшення ролі динамічних процесів у верстатних системах.

При проектуванні, виготовленні й експлуатації верстатних систем виникає необхідність рішення задач, пов'язаних з динамікою явищ. У першу чергу це відноситься до забезпечення умов сталого руху інструмента і заготовки, тобто відсутності вібрацій, коливань, «підривання», «заклинювання» або стрибкоподібного переміщення вузлів верстатних систем.

Головним є забезпечення умов, необхідних для отримання деталі необхідної якості з мінімальними похибками розмірів і форми, тобто відсутності відхилень від заданих сталих положень інструмента і заготовки.

Динаміка верстатних систем базується на загальних принципах теоретичної механіки і теорії машин і механізмів та безпосередньо пов'язана з технологією обробки металів.

Не менш важливим в динаміці верстатних систем є роль наук про різання металів, про тертя, електротехніки, гідродинаміки, теорії пружності, теорії коливань, теорії автоматичного регулювання і т.п.

Для рішення задач динаміки верстатів широко використовують загальні методи динаміки машин і теорії автоматичного керування. Для математичного моделювання процесів, що відбуваються при роботі верстатів, для оптимізації параметрів їхніх елементів на стадії проектування застосовують потужну комп'ютерну техніку, що дозволяє реалізувати моделювання динамічних явищ в верстатних системах.

Практична частина з дисципліни «Динаміка верстатних систем» складається з семи робіт та призначена для закріплення на практиці теоретичного матеріалу.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1

Тема: Динамічна якість технологічної оброблювальної системи при точінні

Завдання: Визначення динамічної якості технологічної оброблювальної системи при точінні та факторів, що на неї впливають.

Теоретична частина

Найважливішими вимогами, котрим повинен задовольняти будь-який металорізальний верстат є можливість забезпечення потрібної точності обробки та якості обробленої поверхні при високій продуктивності. Цим обумовлена основна тенденція сучасного верстатобудування – підвищення швидкості головного руху різання і швидкостей формоутворюючих рухів. Наприклад, швидкості різання сучасних токарних верстатів сягають величин 20-30 м/с і вище, а завдяки підвищенню характеристик формоутворюючих приводів подач верстатів з ЧПУ та систем управління значно розширився діапазон можливих величин подач. В результаті, для виконання вимог з точності та якості обробки при високій продуктивності головною стає проблема підвищення жорсткості, вібросталості верстатів, покращення динамічних характеристик технологічної оброблювальної системи (ТОС).

У цілому процес обробки деталей на верстатах можна розділити на три етапи, що виконуються у часі послідовно. До першого етапу можна віднести процес установки деталі на бази верстату або пристрою, її базування у пристосуванні з точністю, що вимагається і закріплення з досягнутою точністю на весь час обробки. Після установки деталі здійснюється статичне (без робочих навантажень) налагоджування розмірних і кінематичних ланцюгів технологічної системи верстату на необхідну точність – цей процес можна віднести до другого етапу. Причому налагоджування полягає в установці різальних крайок інструменту відносно баз верстату або пристрою (інколи відносно баз деталі, що обробляється) на необхідній відстані. До третього етапу відноситься динамічне (тобто з урахуванням робочих навантажень) налагоджування тих же ланцюгів технологічної системи верстату.

При виконанні кожного етапу виникають похибки, що приводять до похибок розмірів і відносних положень поверхонь деталей. Тому, для підвищення точності деталі, що обробляється, необхідно зменшувати похибки, що виникають на кожному з трьох розглянутих етапів. Питома вага похибок

налагоджування у більшості випадків є значною, тому необхідно розглянути існуючі шляхи їхнього скорочення. Практика машинобудування показує, що в результаті виконання будь-якого технологічного процесу з'являються відхилення за всіма показниками точності деталі. Практично всі відхилення, що виникають в результаті обробки деталі на металообробному обладнанні, породжуються спільною дією різноманітних факторів (як випадкових, так і систематичних) і процесів, що змінюються під час обробки.

Основними випадковими факторами є: відхилення припуску на обробку, фізико-хімічних властивостей матеріалу окремих деталей партії так же, як і у межах кожної деталі, відхилення температури деталей, що надходять на обробку, і ряд інших. Необхідно відмітити, що відхилення одного чи декількох випадково діючих факторів можуть зростати або зменшуватись. Відхилення величини припуску на обробку і фізико-хімічних властивостей матеріалу деталей, ступінь затуплення різального інструменту викликає відхилення сили різання, що, у свою чергу, породжують додаткові відносні переміщення різального інструменту і деталі, що обробляється, з-за податливості технологічної системи верстату. У результаті на деталі, що обробляється, утворяться похибки, що складають, як правило, найбільшу частину загальної похибки розміру динамічного налагоджування, розміру деталі.

Основними систематичними діючими факторами, що змінюються за певним законом, є: розмірне зношування різального інструменту, змінна жорсткість технологічної системи верстату за координатою переміщення сили різання, власна деформація деталі, що обробляється, як під дією сили різання, що переміщується: так і через жорсткість деталі, що змінюється у процесі її обробки, геометричні похибки верстату, температурні деформації технологічної системи верстату і ряд інших.

При експлуатації верстат піддається численним зовнішнім і внутрішнім впливам. Всі види енергії, в першу чергу механічна і теплова, діючи на верстат і його механізми, викликають у ньому цілий ряд небажаних процесів, створюють умови для погіршення його технічних характеристик і у першу чергу точності. Частина процесів, що відбуваються у верстаті і впливають на його технічні характеристики, оборотні, бо вони змінюють параметри деталей, вузлів і всієї системи у певних межах, без тенденції прогресивного погіршення. Найбільш характерний приклад оборотних процесів – деформація вузлів і деталей верстатів, що відбуваються під дією зовнішніх і внутрішніх сил або температурних полів.

На зміну показників якості верстату впливає швидкість процесів, діючих на його вузли і механізми. За швидкістю протікання всі процеси, можна поділити на три категорії:

– швидкоплинні процеси;

– процеси середньої швидкості;

– повільні процеси.

Швидкоплинні процеси мають періодичність, що вимірюється звичайно частками секунди. Ці процеси закінчуються у межах циклу роботи верстату і знов виникають при обробці наступної деталі. До них відносяться вібрація вузлів, модифікація сили тертя у рухомих сполученнях, коливання робочих навантажень та інші процеси, що впливають на взаємне розташування інструменту і заготовки у кожний довгий момент часу і що знижують точність обробки.

Процеси середньої швидкості протікають за час безперервної роботи верстату і їхня тривалість вимірюється звичайно у хвилинах чи годинах. Вони приводять до модифікації початкових параметрів верстату. До цієї категорії відносяться як оборотні процеси, наприклад процеси модифікації температурних полів верстату і температури довкілля, так і необоротні, наприклад процес зношування різального інструменту, що протікає в багато разів інтенсивніше, ніж процес зношування деталей та вузлів верстату.

Повільні процеси протікають протягом усього періоду експлуатації верстату і проявляються, як правило, між його періодичними ремонтами. Вони тривають дні і місяці. До таких процесів відносяться зношування основних механізмів верстату, перерозподіл внутрішніх напружень у деталях, повзучість металів, забруднення поверхонь тертя, корозія, сезонні модифікації температури. Ці процеси впливають на параметри верстату у тому числі і на точність, але модифікація цих параметрів відбувається дуже поволі.

Динамічна модель ТОС у координатній системі. Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

Отже, математична модель процесу точіння повинна будуватись з урахуванням замкненості ТОС, відтворенням найбільш впливових зворотних зв`язків. Якщо у якості вхідних величин прийняти параметри процесу різання:

задані глибину $H_з$, подачу $S_з$ і швидкість $V_з$ різання, а у якості вихідних величин – складові P_x, P_y і P_z сили різання, то процес різання може бути представлений функціональною схемою на рис. 1.

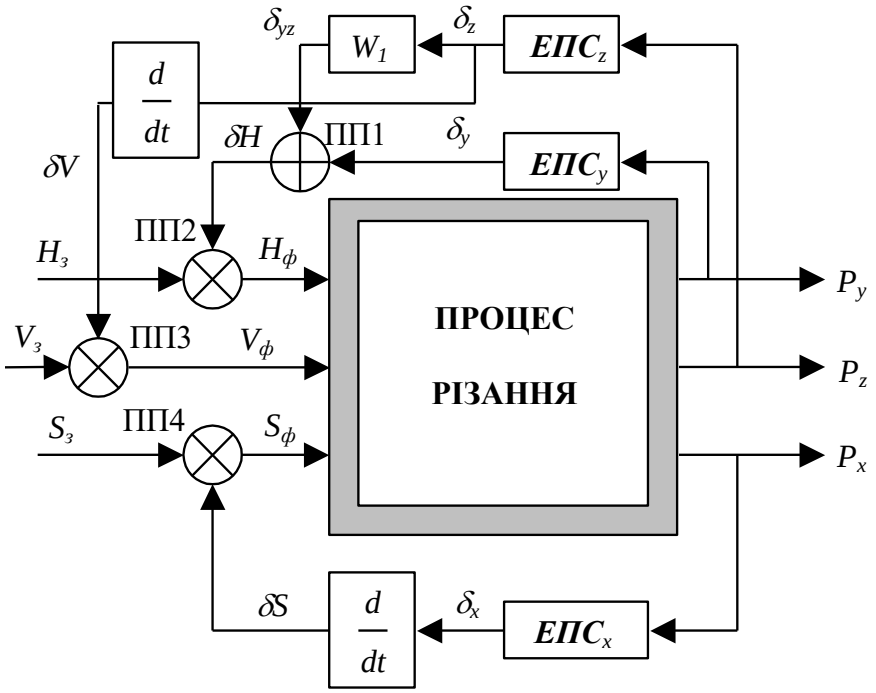


Рис. 1. Функціональна схема процесу різання

Еквівалентна пружна система (ЕПС) представлена блоками, що відображають її реакцію на складові сили різання за осями координат. Отже, реакція ЕПС у вигляді пружної деформації також представлена за осями координат складовими δ_x, δ_y і δ_z відповідно. Проте, ці пружні деформації залежно від їх спрямування, по різному впливають на задані вхідні впливи. Так, встановлено, що деформація за координатою Y безпосередньо впливає на задану глибину різання, тоді як деформація за координатою Z впливає через геометричні співвідношення схеми формоутворення. Такі впливи представлені на функціональній схемі за допомогою порівняльних пристроїв ПП1, ПП3 та передаточної функції W_1, яка відображає геометричне перетворення складової δ_z пружної деформації у складову δ_{yz}, що впливає на глибину різання.

Швидкість зміни деформації δ_z впливає на фактичну швидкість різання, оскільки її вектор співпадає з вектором швидкості різання. Такий зв`язок на функціональній схемі відтворюється за допомогою порівняльного пристрою ПП3. Аналогічно, швидкість зміни деформації δ_x впливає на фактичну величину повздовжньої подачі – порівняльний пристрій ПП4.

Отже, фактична повздовжня подача визначається з урахуванням впливу швидкості зміни складової δ_x деформації ЕПС$_x$ таким чином:

$$S_{ф} = S_{з} - \frac{d\delta_x}{dt}. \quad (1)$$

Аналогічно, швидкість зміни складової δ_z деформації ЕПС$_z$ впливає на фактичну швидкість різання:

$$V_{ô} = V_{ç} - \frac{d\delta_z}{dt}. \quad (2)$$

Як вже зазначалося, деформація ЕПС$_y$ безпосередньо впливає на фактичну глибину різання, а вплив деформації ЕПС$_z$ може бути визначений за геометричною схемою рис. 2. Так, з геометричних співвідношень маємо:

$$\delta_{yz} = \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R. \quad (3)$$

де $R = D/2$ – радіус деталі, що обробляється.

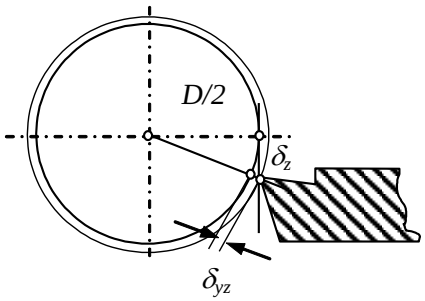


Рис. 2. Схема впливу деформації δ_z на $H_ф$

Таким чином, вплив деформації всієї ЕПС на фактичну глибину різання відображається залежністю:

$$H_{ô} = H_{ç} - (\delta_y + \sqrt{R^2 + \delta_z^2} - R). \quad (4)$$

Процес різання може бути представлений за допомогою відомих з теорії різання залежностей:

$$P_z = C_{Pz} H_{ô}^{x_{pz}} S^{y_{pz}} V^{n} k_{Pz}, \quad (5)$$

де C_{Pz}, k – емпіричні коефіцієнти, x_{pz}, y_{pz}, n – показники ступеня.

Проте, з урахуванням динамічних властивостей, процесу різання, які визначаються постійною часу стружкоутворення, він представляється диференціальним рівнянням першого порядку:

$$T_p \frac{dP_z}{dt} + P_z = k_p H_{ô}, \quad (6)$$

де T_p – постійна часу стружкоутворення;

k_p – коефіцієнт лінеаризованої залежності сили різання від глибини.

Коефіцієнт лінеаризованої залежності знаходиться за відомим правилом з використанням частинних похідних:

$$k_p = \left(\frac{\partial P_z}{\partial H_{\hat{o}}} \right)_0 = C_{Pz} x_{Pz} (H_{\hat{o}\,0})^{x_{Pz}-1} (S_{\hat{o}\,0})^{y_{Pz}} (V_{\hat{o}\,0})^{n} k_{Pz}, \qquad (7)$$

де $H_{ф0}$, $S_{ф0}$, $V_{ф0}$ – значення параметрів режиму різання у точці лінеаризації, тобто у роботі з режимом, що встановився.

Скориставшись відомим співвідношенням $P_{xy} = 0.6P_z$ та геометричним розташуванням складових сили різання, отримуємо такі залежності для розрахунку складових P_y та P_x сили різання:

$$P_y = \sqrt{\frac{P_{xy}^2}{1 + tg^2(\varphi + \eta)}}; \qquad (8)$$

$$P_x = P_y \cdot tg(\varphi + \eta), \qquad (9)$$

де φ – головний кут в плані різця;

η – кут сходу стружки.

ЕПС в першому наближенні може бути представлена одномасовою системою, що має три ступеня рухомості у відповідності до координатної системи *XYZ* (рис. 3).

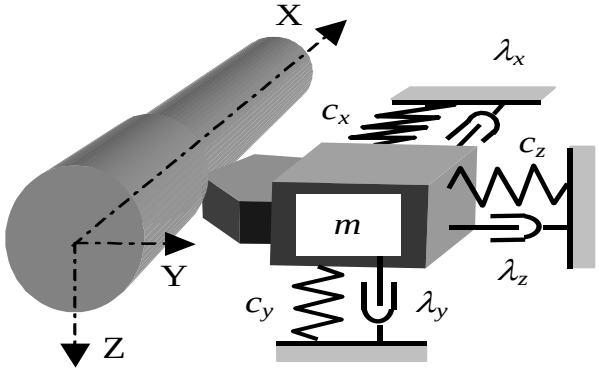


Рис. 3. Динамічна модель ТОС у координатній системі

За кожною координатою зв`язок маси $m$ з основою представлений приведеною жорсткістю $c$ та коефіцієнтом в`язкого тертя λ, тобто такого тертя, коли сила тертя пропорційна швидкості відносного руху. У цьому випадку рух системи за кожною координатою описується трьома диференційними рівняннями, кожне другого порядку:

$$\left.\begin{aligned} \frac{d^2\delta_x}{dt^2}m + \lambda_x\frac{d\delta_x}{dt} + c_x\delta_x = P_x;\\ \frac{d^2\delta_y}{dt^2}m + \lambda_y\frac{d\delta_y}{dt} + c_y\delta_y = P_y;\\ \frac{d^2\delta_z}{dt^2}m + \lambda_z\frac{d\delta_z}{dt} + c_z\delta_z = P_z. \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

Практична частина

Для виконання практичної частини використовується прикладна програма «Дослідження динамічних характеристик процесу точіння» (виконавча програма DME.PR.1-2-3.exe). Моделювання процесу обробки відбувається за допомогою даного програмного забезпечення.

Процес різання у замкненій ТОС, представлений математичною моделлю (залежності (1-10), є базовим для вивчення впливу різних параметрів на вихідні характеристики. Копія екрану монітору під час функціонування програми представлена на рис. 4.

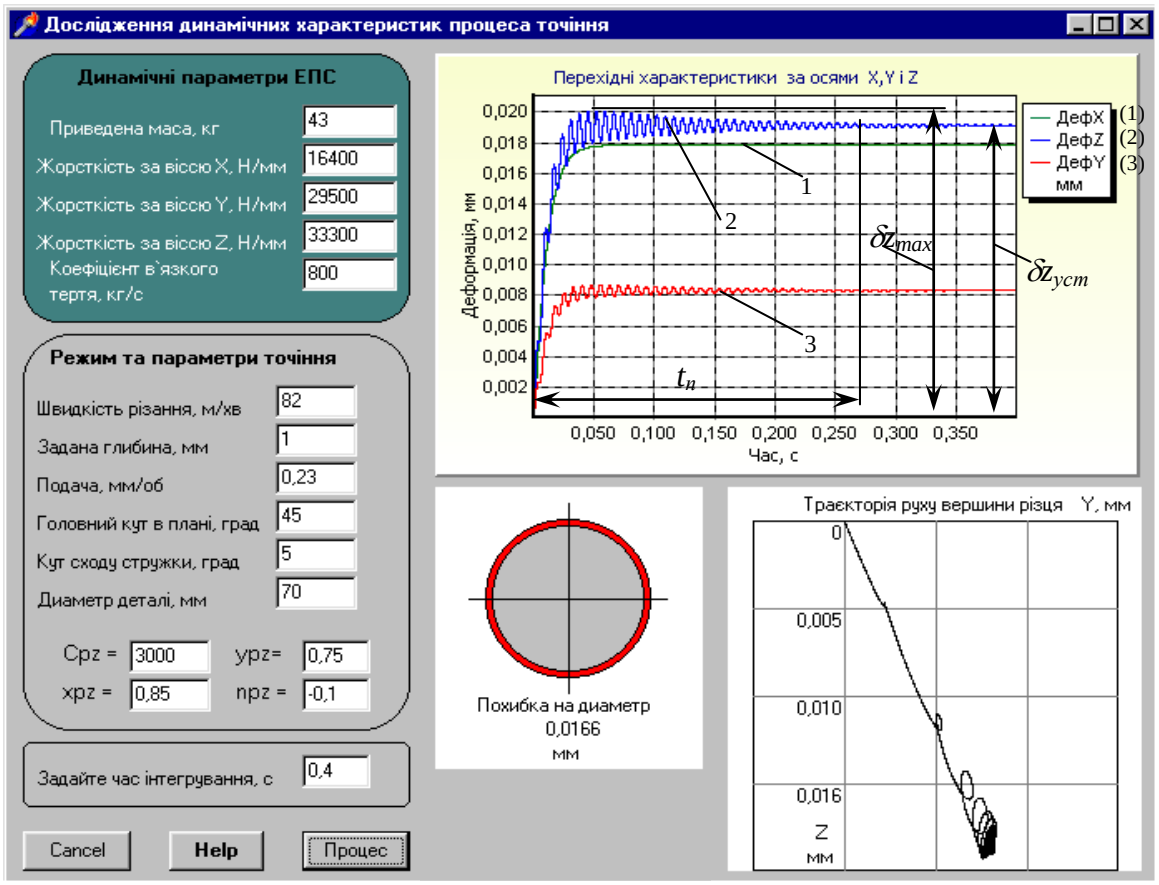


Рис. 4. Інтерфейс прикладної програми DME.PR.1-2-3.exe при моделюванні перехідного процесу ТОС при точінні

На лівій частині інтерфейсу організовано введення вихідних параметрів системи та завдання часу інтегрування, унизу розташовані кнопки управління. На правій частині зарезервоване місце для виведення результатів моделювання у графічній формі. Реакція системи на раптове збільшення заданої глибини різання представлена трьома графіками перехідних характеристик за відповідними осями координат. Крім того представлена траєкторія руху вершини різця, яка відображає реакцію на це збурення у поперечному перерізі ТОС. Виводиться також результат зміни діаметру оброблювальної деталі у режимі точіння, що встановився.

Аналіз динамічної якості ТОС за результатами моделювання. Якість роботи будь-якої системи можна оцінити за величиною помилки, що виникає безпосередньо у процесі її роботи:

$$\delta(t) = y(t) - x(t). \qquad (11)$$

Проте, внаслідок великого різноманіття вхідних впливів і випадкового характеру збурень, такий підхід до оцінки якості систем не застосовується, оскільки він не дасть можливості порівнювати системи між собою. Наприклад, один і той же гідросупорт може забезпечувати різну точність обробки залежно від обробного матеріалу заготовки (збурення) і профілю копира (керуючий вплив). Тому на практиці якість систем оцінюють за певними їх властивостями, що виявляються при різноманітних типових динамічних впливах, оскільки завдяки цьому можна:

а) легко знайти відповідність між характеристиками системи і вимогами якості;

б) порівняно просто побудувати характеристики систем з використанням типових динамічних елементів;

в) забезпечити можливість порівняння різноманітних систем.

Якість систем оцінюється трьома групами критеріїв, що характеризують відповідно:

1. Сталість.

2. Швидкодію.

3. Точність в різних режимах роботи.

Кожний показник якості може формуватися на основі використання характеристик часу, частотних характеристик або коренів характеристичного рівняння. Використання того або іншого підходу при формуванні критеріїв

якості визначається вигодою його застосування в кожному конкретному випадку.

В окремих випадках доцільно застосовувати комплексні критерії якості – інтегровані показники, що дають оцінку деяких узагальнених властивостей системи. Динамічна якість ТОС у часовому просторі за перехідними характеристиками може бути оцінена інтегрованим показником динамічної якості A, що є добутком відносного підскоку та часу перехідного процесу. Так, для координати Z ТОС отримуємо з вимірювань на рис. 4:

$$A = t_n \left(1 + \frac{\delta z_{max} - \delta z_{уст}}{\delta z_{уст}} \right),$$

де t_n – час перехідного процесу,

δz_{max}, $\delta z_{уст}$ – максимальне і усталене значення пружної деформації за координатою Z.

Значення показника динамічної якості A може змінюватись в діапазоні від 0 до 1. Зрозуміло, що чим менше цей показник, тим краща динаміка системи (в ідеалі $A = 0$). Динамічна якість ТОС вважається достатньої для забезпечення вимог на операції точіння, якщо значення A знаходиться у діапазоні від 0 до 0,5 ($0 < A < 0{,}5$), та недостатньої, якщо A має значення від 0,5 до 1,0 ($0{,}5 < A < 1{,}0$).

Не достатня динамічна якість ТОС при точінні може призвести до незабезпечення потрібних показників якості обробки деталі, зокрема по точності, похибка обробки перевищить максимально допустиму допуском на розмір, по стану обробної поверхні – величена шорсткості перевище мінімально допустиму. У випадку недостатньої динамічної якості ТОС для даних умов обробки, необхідно відкорегувати її вхідні параметри. Найпростіше для даного випадку це зробити шляхом корегування режимів різання (швидкість різання V, подача S або глибина t) поки значення параметру A не увійде у діапазон $0 < A < 0{,}5$. Якщо корегуванням режимів різання не вдалося забезпечити необхіну динамічну якість ТОС, корегують параметри ісінтрумента і, в останню чергу, верстата.

Аналогічно можуть бути визначені інтегровані показники динамічної якості ТОС за іншими технологічними координатними осями.

Хід виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями.
2. Отримати індивідуальне завдання для виконання завдання – вихідні дані на технологічну операцію точіння (табл. 1).
3. Проаналізувати фактори, що будуть впливати на виникнення похибок у процесі виконання заданої технологічної операції.
4. Розрахувати та призначити за отриманими даними режими різання на задану технологічну операцію
5. Визначити за емпіричними залежностями значення технологічних складових сили різання – P_z, P_y, P_x.
6. Підставити отримані результати у програму DME.PR.1-2-3, що моделює процес обробки та дозволяє отримати графік зміни пружної деформації ТОС у часі, прогнозоване значення максимальної похибки на діаметр та траєкторію руху вершини різця у координатній площині *YOZ*.
7. Отримати результати моделювання. Зробити копію інтерфейсу програми DME.PR.1-2-3 з результатами моделювання.
8. Розрахувати за отриманими результатами показник динамічної якості ТОС – A.
9. Оформити звіт з виконання завдання, в якому навести графік зміни пружної деформації ТОС у часі – вікно «Перехідні характеристики за осями *X, Y* і *Z*», максимальне значення похибки на діаметр – вікно «Похибка на діаметр» та траєкторію руху вершини різця у координатній площині *YOZ* – вікно «Траєкторія руху вершини різця» інтерфейсу програми DME.PR.1-2-3 (рис. 4).
10. Зробити висновки по результатам виконання завдання в яких обов'язково проаналізувати отримані залежності та оцінити динамічну якість ТОС для заданої операції точіння.

Звертаю вашу увагу, що загальні підсумкові висновки повинні містити короткий анотований опис результатів отриманих у роботі. Як правило, висновки умовно складаються з трьох частин. У першій частині зазначається, що було зроблено у даній роботі. Друга частина висновків присвячена описанню отриманого результату. Третя частина висновків містить аналіз отриманих у роботі результатів.

Завдання

На токарно-гвинторізному верстаті 16К20 обточити заготовку діаметром D до діаметру d. Довжина обробної поверхні ℓ, довжина заготовки ℓ_1. Згідно свого варіанту обрати умови обробки. Якщо варіант має номер від 1 до 9, то перша цифра «0» (варіанти від 01 до 09), а друга відповідно номер варіанту.

Таблиця 1.

Перша цифра	Матеріал заготовки	Механічні властивості матеріалу заготовки	Тип заготовки
0	Сталь Ст5	σ_B = 600 МПа	Поковка
1	Сірий чавун СЧ10	НВ 160	Відливка без корки
2	Сталь 45	σ_B = 680 МПа	Прокат
3	Сірий чавун СЧ20	НВ 200	Відливка без корки
4	Сталь 45Х	σ_B = 750 МПа	Штампована
5	Бронза Бр. АЖ 9-4	НВ 120	Відливка без корки
6	Сірий чавун СЧ 30	НВ 220	Відливка без корки
7	Сталь 40 ХН	σ_B = 750 МПа	Поковка
8	Сілумін АЛ2	НВ 50	Відливка без корки
9	Сталь 20	σ_B = 500 МПа	Штампована

Друга цифра	Спосіб закріплення заготовки	Обробка та параметр шорсткості поверхні, мкм	Система верстат-інструмент-заготовка	D, мм	d, мм	ℓ, мм	ℓ_1, мм
0	В центрах	Обточування на прохід, попереднє, Rz = 80	Середня	90	83h12	290	450
1	В патроні	Обточування на прохід, попереднє, Rz = 80	Жорстка	100	92h12	40	65
2	В центрах	Обточування кінцеве, Ra = 2	Нежорстка	52,5	50e9	550	740
3	В патроні з заднім центром	Обточування до кулачків попереднє, Rz = 80	Середня	90	82h12	340	400
4	В патроні	Обточування кінцеве, Rz = 20	Середня	122,5	120d11	95	250
5	В патроні з заднім центром	Обточування до кулачків попереднє, Rz = 80	Середня	110	102h12	440	500
6	В патроні	Обточування кінцеве, Ra = 2	Жорстка	152	150h9	50	80
7	В центрах	Обточування на прохід, попереднє, Rz = 80	Нежорстка	64	57h12	400	820
8	В патроні	Обточування кінцеве, Rz = 20	Жорстка	160	152h11	75	105
9	В центрах	Обточування на прохід, попереднє, Rz = 80	Середня	72	67h12	225	390

Зміст звіту

1. Назва та мета практичної роботи.
2. Вихідні дані для заданої технологічної операції точіння.
3. Аналіз факторів, що призводять до виникнення похибок у процесі обробки для заданої технологічної операції.
4. Розрахунок режимів різання на задану технологічну операцію.
5. Розрахунок значення технологічних складових сили різання P_z, P_y, P_x, що виникають у процесі виконання заданої технологічної операції
6. Результати моделювання – графік зміни пружної деформації ТОС у часі, максимальне значення похибки на діаметр та траєкторію руху вершини різця у координатній площині *YOZ*.
7. Розрахунок показника динамічної якості для заданих параметрів ТОС при точінні – A.
8. Аналіз динамічної якості ТОС для заданої технологічної операції: достатня, не достатня.
9. Рекомендації по покращенню, у разі не достатньої динамічної якості системи для виконання заданої технологічної операції.
10. Загальні висновки по роботі.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2

Тема: Залежність сталості та автоколивань від жорсткості технологічної оброблювальної системи при точінні

Завдання: Визначення залежності умов сталості та режиму автоколивань у технологічній оброблювальній системі при точінні від жорсткості динамічної системи верстата за координатами *Z* та *Y*.

Теоретична частина

У процесі різання у різних елементах технологічної оброблювальної системи (ТОС) виникають коливання. Найбільш характерною формою коливань є автоколивання, що супроводжують практично всі види обробки різанням. Фізична сутність таких коливань пояснюється тим, що будь-яка випадкова зміна умов різання викликає відповідну реакцію процесу різання і пружної ТОС, яка у свою чергу провокує зміну умов різання. В цьому проявляється замкненість всієї системи через процес різання (рис. 1). Наприклад, зміна припуску викликає зміну силу різання, яка провокую зміну пружної деформації ТОС, що, у свою чергу, викликає відповідну зміну глибини різання. Таким чином, автоколивання виникають і підтримуються за рахунок внутрішніх процесів замкненої ТОС, яка має зовнішнє джерело енергії.



Рис. 1. Схема замкненої системи

Розрізняють три основних режими роботи ТОС при різанні:

1. Сталий процес різання.
2. Умовно сталий процес різання з усталеними автоколиваннями.
3. Нестале різання, так зване підривання.

Практичними дослідженнями доведено, що найбільш вірогідним є процес різання з автоколиваннями. В реальній пружній ТОС в процесі різання діє багато факторів, що викликають автоколивання.

Найбільш суттєвим є вплив специфічних особливостей процесу різання, а саме, залежності сили різання від глибини та швидкості різання і її вплив на багатокоординатну динамічну систему верстата, яка має зворотні зв'язки (рис. 1). Значну роль у цьому відіграє і те, що залежності сили різання від складових режиму різання є нелінійними.

Виникненню автоколивань додатково сприяє відставання у часі зміни сили різання від товщини шару, що зрізується. Таке запізнення вимірюється постійною часу стружкоутворення. Постійна часу стружкоутворення залежить від умов різання: вона прямо пропорційна величині усадки стружки і зворотно пропорційна швидкості різання. Крім того, на постійну часу стружкоутворення впливає геометрія різального клину, яка визначає постійні часу переднього і заднього кутів.

Майже для всіх процесів обробки різанням характерним є обробка «по сліду», тобто зрізання на поточному проході шару припуску, форма якого у певній мірі сформувалася на попередньому проході при певному рівні вібрацій ТОС. Таке явище може викликати навіть втрату сталості процесу різання при вторинному підсиленні коливань за рахунок вимушених коливань з частотою, що дорівнює частоті власних коливань ТОС (або одній з власних частот). Так чи інакше, оскільки практично всі реальні процеси різання виконуються при різанні «за слідом», вторинне збудження приводить до посилення інтенсивності автоколивань. Через певний проміжок часу в системі настає рівновага між енергією збурення автоколивань і енергією, що розсіюється. Доведено, що усталені автоколивання настають після 5-30 обертів від початку різання для токарної обробки однолезовим інструментом.

Підривання виникає внаслідок аперіодичної несталості динамічної системи верстату. Підривання виникає після автоколивань з амплітудою, що швидко збільшується і характеризує втрату сталості. При такому режимі роботи різання вести неможливо.

Рівень автоколивань у значній мірі впливає на стійкість інструменту і продуктивність та якість обробки. Доведено, що залежність стійкості інструменту від амплітуди автоколивань для різних процесів різання лезовим інструментом має екстремальний характер. Це означає, що для кожного конкретного технологічного процесу існує певна оптимальна амплітуда автоколивань, при якій стійкість максимальна. При обробці корозійностійких, жароміцних, високоміцних сталей, а також титанових сплавів твердосплавними інструментами зона оптимальних за критерієм стійкості амплітуд автоколивань знаходиться у діапазоні 8...18 *мкм*.

Управлінням рівнем автоколивань можна досягнути підвищення продуктивності обробки за рахунок інтенсифікації режиму різання. Геометричні параметри обробленої поверхні також суттєво залежать від рівня амплітуди автоколивань та їх частоти. Експериментальне доведено, що автоколивання впливають як на мікрогеометрію – шорсткість поверхні, так і на макрогеометрію – хвилястість. Циклічний характер взаємодії задньої поверхні інструменту з поверхнею деталі при вібраціях суттєво підвищує ступінь та глибину наклепу поверхневого шару.

Оскільки динаміка верстатів пояснює виникнення автоколивань багатьма причинами, у тому числі і наявністю складних багатокоординатних зв'язків у пружній системі, то для побудови адекватної математичної моделі не можна обмежитись всього однією координатою. Для теоретичного дослідження умов сталості та виникнення автоколивань необхідно, як мінімум, розглянути ТОС, представлену у вигляді взаємозв'язаної двох координатної динамічної моделі. Крім того, оскільки одною з основних причин виникнення автоколивань визначається обробкою «по сліду», то подібне збурення обов’язково повинно бути ураховане у математичній моделі ТОС, що повинна відображати замкненість усієї системи через процес різання.

Виходячи з таких міркувань, для побудови математичної моделі ТОС можна скористатися динамічною моделлю поперечного перерізу токарного верстата, що представлена на рис. 2.

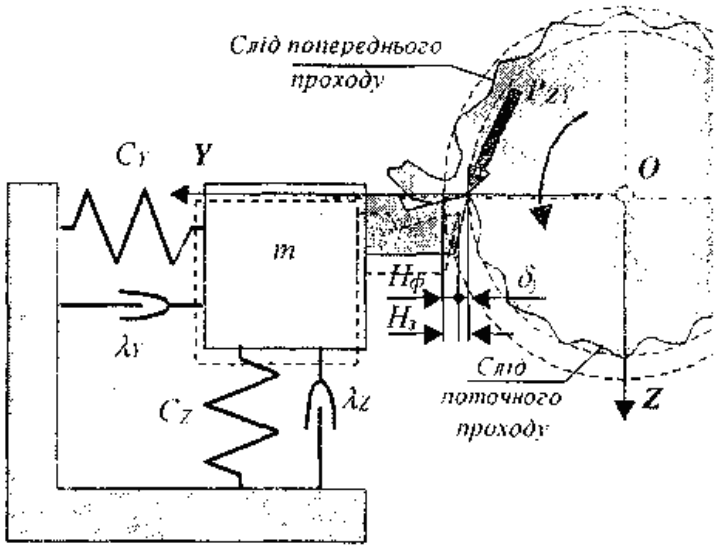


Рис. 2. Динамічна схема ТОС токарного верстата

Пружна система верстату представлена у вигляді одномасової динамічної системи (приведена маса m) з двома ступенями рухомості за координатою Z і координатою Y. Маса має пружні зв'язки з основою

жорсткістю C_Z і C_Y відповідно, а також в'язким тертям (сила тертя пропорційна швидкості) з коефіцієнтами пропорційності Z і Y. Оскільки на практиці демпфіруванням складно управляти, у подальших розрахунках коефіцієнти в'язкого тертя за обома координатами прийняті однаковими. В процесі різання, під дією складової сили різання P_{ZY}, пружна система деформується і різець займає положення, показане пунктирною лінією на рис. 2. З розмірного ланцюга схеми (рис. 2) можна отримати у напрямку утворення розміру обробки (вісі Y) величину фактичної глибини різання $H_{\phi Y}$:

$$H_{\phi Y} = H_з - \delta_Y, \qquad (1)$$

де $H_з$ – задана глибина різання;

δ_Y – пружна деформація ТОС у напрямку утворення розміру (вісі Y).

Деформація ТОС у напрямку вісі Y безпосередньо впливає на фактичну глибину різання H_ϕ, а вплив деформації ТОС у напрямку вісі Z на фактичну глибину різання H_ϕ можна визначити за схемою на рис. 3.

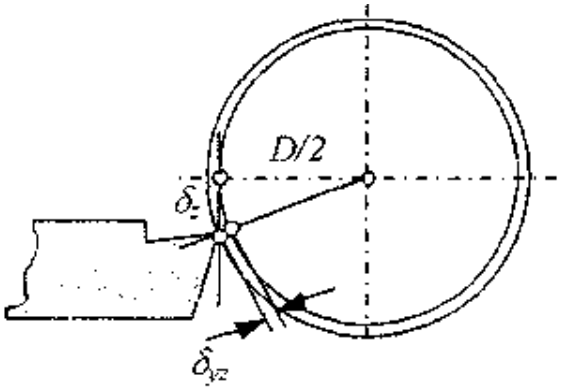


Рис. 3. Схема впливу деформації δ_Z на H_ϕ

З геометричних співвідношень на рис. 3, виходить:

$$\delta_{YZ} = \sqrt{R^2 + \delta_Z^2} - R, \qquad (2)$$

де $R = D/2$ – радіус заготовки.

Вплив деформації всієї пружної системи на фактичну глибину різання відображається залежністю, що поєднує залежності (1) та (2):

$$H_\phi = H_з - \left(\delta_Y + \sqrt{R^2 + \delta_Z^2} - R\right). \qquad (3)$$

Оскільки деформація за віссю Z відбувається у напрямку швидкості головного руху V, то швидкість зміни деформації δ_Z ТОС впливає на фактичну швидкість різання:

$$V_\phi = V - \frac{d\delta_Z}{dt}. \qquad (4)$$

Процес різання може бути представлений за допомогою відомих з теорії різання емпіричних залежностей:

$$P_z = C_{Pz} \cdot H_{\phi}^{x_{Pz}} \cdot S^{y_{Pz}} \cdot V^{n_{Pz}} \cdot k, \qquad (5)$$

де C_{Pz}, k – емпіричні коефіцієнти,

x_{Pz},y_{Pz}, n_{Pz} – показники ступеня.

Скориставшись відомим з теорії різання співвідношенням $P_{xy} = 0{,}6P_z$. та розташуванням технологічних складових сили різання у просторі, можна отримати наступну залежність для визначення складової сили різання P_y:

$$P_y = \sqrt{\frac{P_{xy}^2}{1 + tg^2(\varphi + \eta)}}, \qquad (6)$$

де φ – головний кут в плані різця;

η – кут сходу стружки.

Врахування динамічної характеристики саме процесу різання, яка у першому наближенні представляє запізнення сили різання від зміни товщини шару зрізного припуску, відтворюється наступним диференційним рівнянням першого порядку:

$$T_P \frac{dP}{dt} + P = k_P \cdot H \qquad (7)$$

де T_p – постійна часу стружкоутворення,

k_p – коефіцієнт лінеаризованої залежності сили різання від глибини.

За експериментальними даними постійна часту стружкоутворення змінюється у діапазоні 0,001...0,005 с. Однак більш суттєвим для покращення адекватності математичної моделі є те, що постійна часу стружкоутворення для складової P_Z є меншою, ніж для складової P_Y сили різання.

За кожною координатою зв'язок маси m з основою представлений приведеною жорсткістю C та коефіцієнтом в'язкого тертя λ, тобто такого тертя, коли сила тертя пропорційна швидкості відносного руху. У цьому випадку рух системи відносно деформації δ за кожною координатою описується двома диференціальними рівняннями, кожне другого порядку:

$$\begin{cases} \dfrac{d^2\delta_y}{dt^2} m + \lambda_y \dfrac{d\delta_y}{dt} + C_y \delta_y = P_y; \\ \dfrac{d^2\delta_z}{dt^2} m + \lambda_z \dfrac{d\delta_z}{dt} + C_z \delta_z = P. \end{cases} \qquad (8)$$

Представлена математична модель (залежності (1)-(8) покладена в основу алгоритму, за яким складена прикладна програма моделювання на комп'ютері (рис. 4).

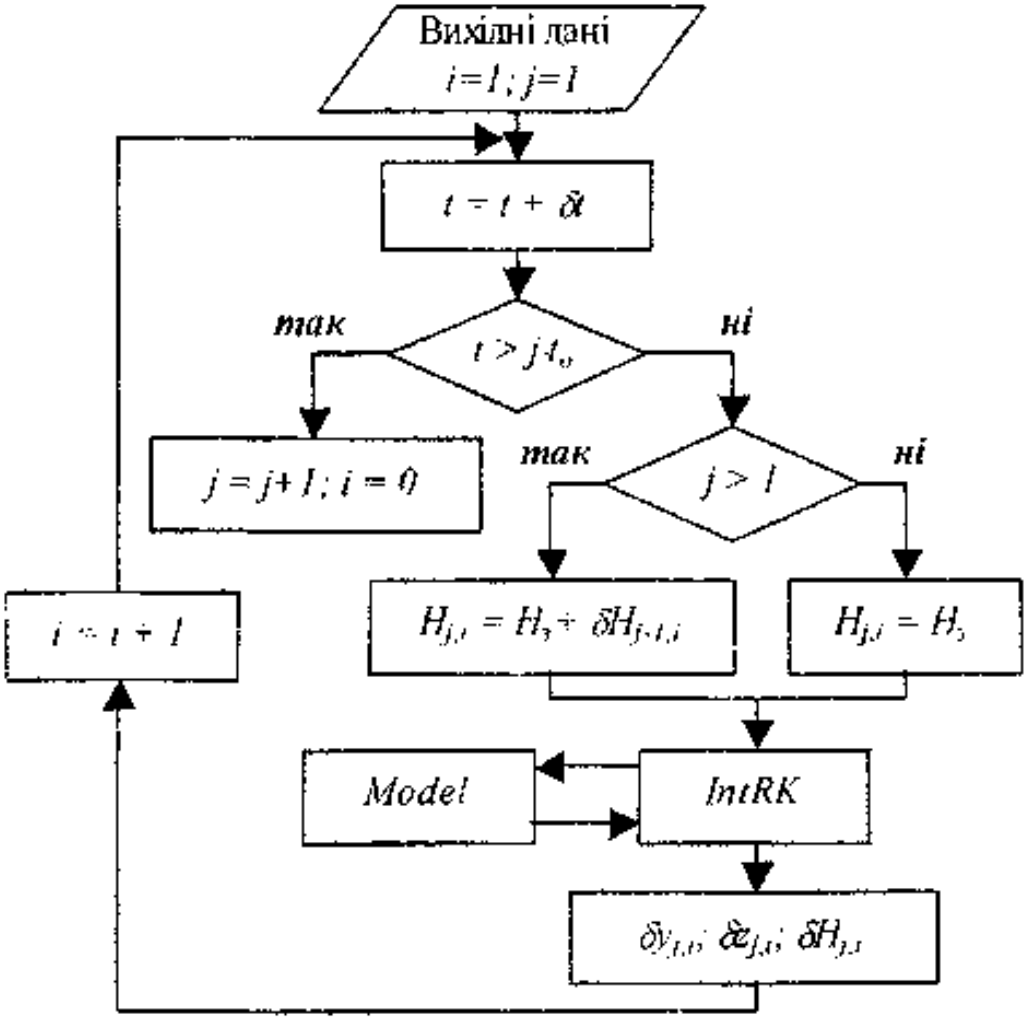


Рис. 4. Блок-схема алгоритму моделювання

Моделювання виконується чисельним методом з кроком інтегрування δt у функції номеру i за кутовою координатою контуру обробної заготовки та номеру j оберту деталі. Така структура алгоритму дозволяє врахувати вплив обробки «по сліду», коли похибка $\delta H_{j,i}$ від пружних деформацій, що утворилася на першому оберті заготовки сприймається ТОС як зміна заданої глибини різання $H_{j,i} = H_з - \delta H_{j-1,i}$ на другому оберті заготовки і т.д. Чисельне інтегрування виконується за методом Рунге-Кутта четвертого порядку (модуль *IntRK*) у відповідності до математичної моделі, що представлена за допомогою змінних стану у модулі *Model*.

За допомогою представленої методики можна проводити аналіз та оцінювати вплив будь-яких параметрів системи, що наведені у вихідних даних, на її динамічні показники і характеристики.

Практична частина

Для виконання практичної частини використовується прикладна програма «Автоколивання», її головний інтерфейс представлений на рис. 5. Інструкції і пояснення до роботи з прикладною програмою з'являються на додатковому інтерфейсі при натисканні кнопки Help.

На інтерфейсі розташовані вікна завдання вихідних даних, кнопки управління, а також вікно 1 анімації процесу точіння, зображення осцилографу 2 і вікна 3. Вікно 3 відображає траєкторію (лінія 4) руху вершини різця за координатами *Z* і *Y*, тобто у вертикальному перерізі заготовки. На зображенні осцилографа (синхронно з анімацією процесу різання у графічному вікні 1 інтерфейсу) з'являються осцилограми його характеристик: лінія 5 – деформація за координатою *Z*, лінія 6 – деформація за координатою *Y*. Функція представлення частини траєкторії дозволяє спостерігати на екрані вікна тільки ту частину, яка відповідає періоду коливань.

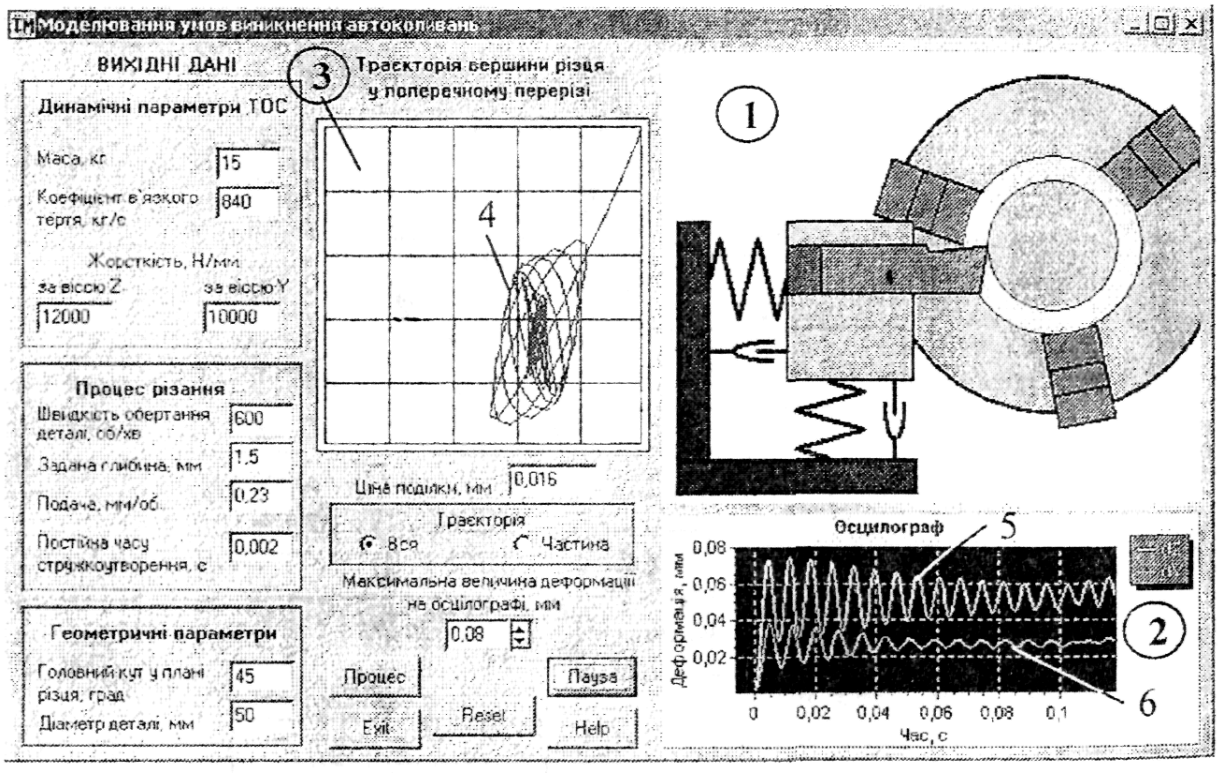


Рис. 5. Головний інтерфейс прикладної програми

Графічне зображення анімації побудоване таким чином, що при зміні глибини різання відповідні зміни у певному масштабі відображаються у графічному вікні. На початку процесу різання різець врізається в заготовку і на проекції, що зображена у графічному вікні анімації, такий процес відображається збільшенням глибини різання від нуля до заданого значення.

Прийнято, незалежно від величини повздовжньої подачі, що тривалість початкового процесу дорівнює часу одного оберту заготовки. Така особливість полегшує контроль часу одного оберту заготовки при різних значеннях частоти обертання, після якого вже наступає різання "по сліду", за зображенням на полі анімації.

У відповідності до заданої у вихідних даних частоти обертання заготовки (600 *об/хв*), час одного оберту дорівнює 0,1 *с*. Саме після цього часу настає обробка по сліду, що починає додатково збуджувати систему. Початок такого процесу зафіксований на осцилографі рис. 6, де після 0,1 *с* амплітуди коливань пружної системи за координатою *Z* (лінія 1) та за координатою *Y* (лінія 2) збільшуються.

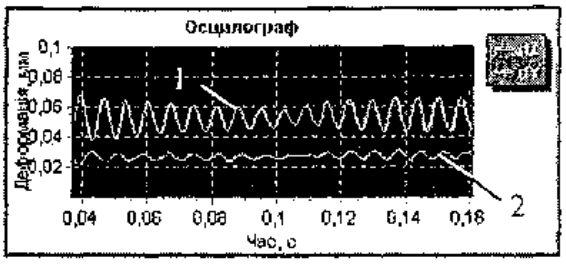


Рис. 6. Початок обробки "по сліду" попереднього проходу

В залежності від динамічних характеристик ТОС далі настають або усталені коливання, які визначають рівень вібрацій в системі під час обробки, або амплітуда коливань постійно збільшується, що визначатиме втрату сталості і так зване підривання. В такому випадку, реально, процес різання продовжуватись не може. Для визначення наведених тенденцій необхідно оцінювати процес не менш, ніж через 5 обертів заготовки.

При вихідних даних, що наведені у інтерфейсу на рис. 5, стан осцилографу і вікна через 5 обертів заготовки (час > 0,5 с) показано на рис. 7.

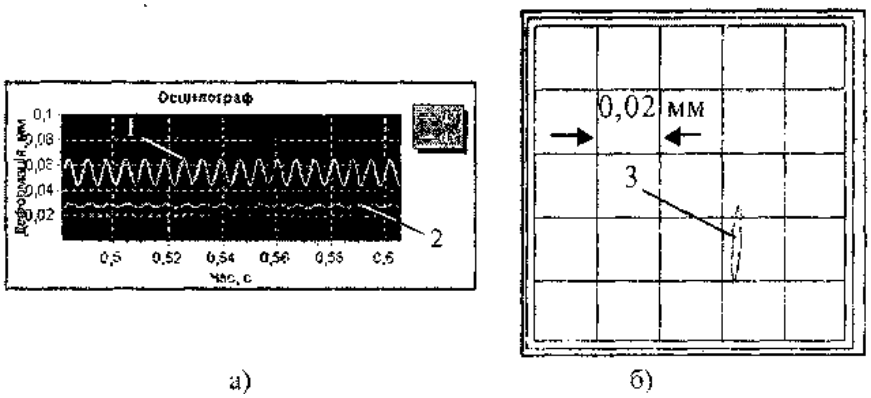


Рис. 7. Результати моделювання ТОС при різанні в усталеному режимі: а) осцилограми деформацій, б) траєкторія вершини різця у поперечному перерізі

За результатами моделювання (лінія 1 – деформація за координатою *Z*, лінія 2 – деформація за координатою *Y*, лінія 3 – траєкторія вершини різця у поперечному перерізі) можна констатувати, що процес різання супроводжується усталеними автоколиваннями з амплітудами 22 *мкм* за координатою *Z* і 4 мкм за координатою *Y*. З рис. 7 видно, що усталений режим автоколивань супроводжується рухом вершини різця за еліпсом головна вісь якого займає певне положення у площині, що співпадає з теоретичними дослідженнями і експериментальними вимірами. У перехідний період, на першому оберті заготовки, рух вершини різця виконується також за траєкторіями, що нагадують еліпс, головна вісь якого повертається.

Стан системи на початку процесу, який приводить до послідовного збільшення коливань, що свідчить про несталість процесу, показаний на рис. 8. До такого наслідку привело збільшення заданої глибини різання до 3,5 *мм* при всіх інших незмінних параметрах у відповідності до інтерфейсу рис. 5. Після виконання одного оберту заготовки (час 0,1 *с*) амплітуда коливань деформацій за віссю *Z* (лінія 1) та віссю *Y* (лінія 2) поступово збільшується, відповідно збільшуються також розміри еліпсів, що описує вершина різця у поперечному перерізі (лінія 3). Моделювання у такому випадку може деякий час продовжуватись, однак у реальному процесі такі коливання провокують «підривання» різця, що приводить до відомих колізій процесу різання.

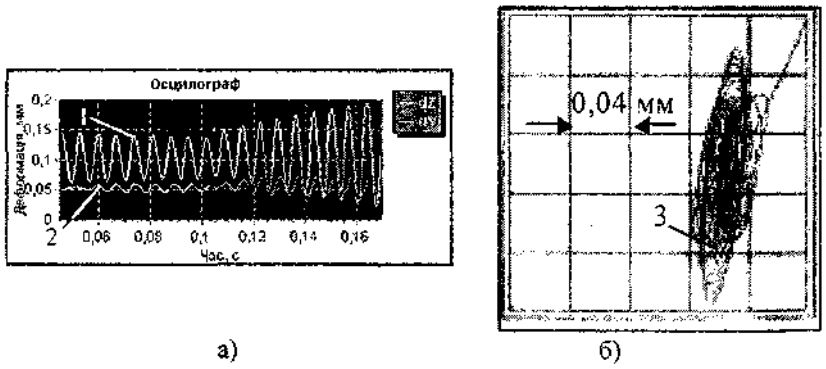


Рис. 8. Результати моделювання ТОС при втраті сталості процесу різання: а) осцилограми деформацій, б) траєкторія вершини різця у поперечному перерізі

Звертаємо увагу на те, що середня деформація ТОС за осями координат значно збільшилась, що пояснюється збільшенням сили різання у відповідності до збільшення глибини (порівняйте з рис. 7). Перед виконанням експериментальних досліджень необхідно у відповідності до завдання підготувати таблиці для запису експериментальних даних. При цьому необхідно орієнтуватись на діапазони зміни параметрів процесу обробки, які забезпечуються програмою.

В програмі передбачене застосування наступних значень вихідних параметрів: приведена маса ТОС > 1 *кг*, приведена жорсткість за двома координатами > 1000 *Н/мм*, коефіцієнт в'язкого тертя > 10 *кг/с*, частота обертання заготовки > 10 *об/хв*, повздовжня подача $> 0{,}01$ *мм/об*, глибина різання < 5 *мм*, діаметр заготовки > 10 *мм*, головний кут у плані різця φ від 15° до 80°, постійна часу стружкоутворення $0 < T_p < 0{,}005$ *с*. Кроки зміни вихідних параметрів обираються вільно, в залежності від мети моделювання. Емпіричні коефіцієнт і показники ступеня у математичній моделі, що покладена в основу прикладної програми моделювання, відповідають умовам точіння матеріалу Сталь 45 стандартним різцем з матеріалу різальної частини Т15К6.

Дослідження виконуються за методикою однофакторних та двофакторних експериментів, а діапазони та крок зміни параметрів, у функції яких встановлюються залежності, обираються з урахуванням обмежень параметрів системи, що були наведені вище, таким чином, щоб максимально продемонструвати чи виявити деяку загальну тенденцію. Результати вимірювань записують у таблиці експериментальних даних, за якими необхідно побудувати графіки відповідних залежностей у кожному експерименті.

Визначимо залежність амплітуди автоколивань від жорсткості ТОС за осями Z і Y для вихідних даних наведених у табл. 1.

Таблиця 1.

Вихідні дані

m, *кг*	C_z, *Н/мм*	C_y, *Н/мм*	λ, *кг/с*	$n_з$, *об/хв*	$H_з$, *мм*	S, *мм/хв*	T_P, *с*	φ, *град.*	$D_з$, *мм*
15	12000	10000	840	600	1,5	0,23	0,002	45	50

Перед активацією прикладної програми необхідно підготувати таблиці експериментальних даних, де зазначити конкретні цифрові величини параметрів, у функції яких будуть проводитись дослідження. При цьому треба орієнтуватися на рекомендовані діапазони та кроки зміни параметрів. Після активації програми ввести вихідні дані, встановити перше значення параметру, що змінюється і послідовно провести визначення необхідних характеристик процесу за осцилограмами процесу точіння.

Перша серія програмних експериментів у відповідності до завдання проводиться для визначення залежностей амплітуди коливань за визначеними осями координат від жорсткості за віссю Z та приведеної маси динамічної системи. Оскільки вид таких залежностей невідомий, спочатку необхідно провести пошуковий експеримент зі збільшеним кроком зміни жорсткості – 1000 *Н/мм*. Прийнятий крок зміни маси 5 *кг*. Отримані дані занесені у табл. 2.

Аналіз отриманих даних (табл. 2) показує, що у деяких діапазонах зміни жорсткості є різкі зміни деформацій, що порушує регулярний характер залежностей. Наприклад, при масі $m = 15$ *кг* і жорсткості $C_z = 14000$ *Н/мм* спостерігається збільшення амплітуди коливань у порівнянні з сусідніми значеннями. Це свідчить про наявність декількох резонансних зон ТОС при різанні в залежності від жорсткості C_z.

Таблиця 2.

Залежність амплітуди коливань від жорсткості C_z та маси ТОС

№	C_z, *Н/мм*	***m* = 10 *кг***		***m* = 15 *кг***		***m* = 20 *кг***	
		δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*
1	9000	н.с.	н.с.	н.с.	н.с.	н.с.	н.с.
2	10000	11	4	н.с.	н.с.	н.с.	н.с.
3	11000	3	1	н.с.	н.с.	н.с.	н.с.
4	12000	2	0	22	4	н.с.	н.с.
5	13000	2	0	2	0	5	0
6	14000	1	0	4	0	18	2
7	15000	0	0	1	0	2	0
8	16000	0	0	0	0	4	1

Таким чином, виникла необхідність більш точно встановити значення жорсткості C_z, що призводить до резонансу, а також межу втрати сталості ТОС (у табл. такий стан позначений скороченням н.с. – не стала). Такі дослідження проведені для маси $m = 15$ *кг* при кроці зміни жорсткості 250 *Н/мм* (табл. 3).

Таблиця 3.

Залежність амплітуди коливань від C_z, для $m = 15$*кг*

№	C_z, *Н/мм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*	№	C_z, *Н/мм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*	№	C_z, *Н/мм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*
1	11000	н.с.	н.с.	6	12250	19	3	11	13500	2	0
2	11250	16	4	7	12500	13	2	12	13750	4	1
3	11500	9	2	8	12750	6	1	13	14000	4	1
4	11750	14	2	9	13000	2	0	14	14250	3	0
5	12000	21	3	10	13250	1	0	15	14500	2	0

За результатами отриманих даних (табл. 3) побудовані графіки відповідних залежностей (рис. 9.).

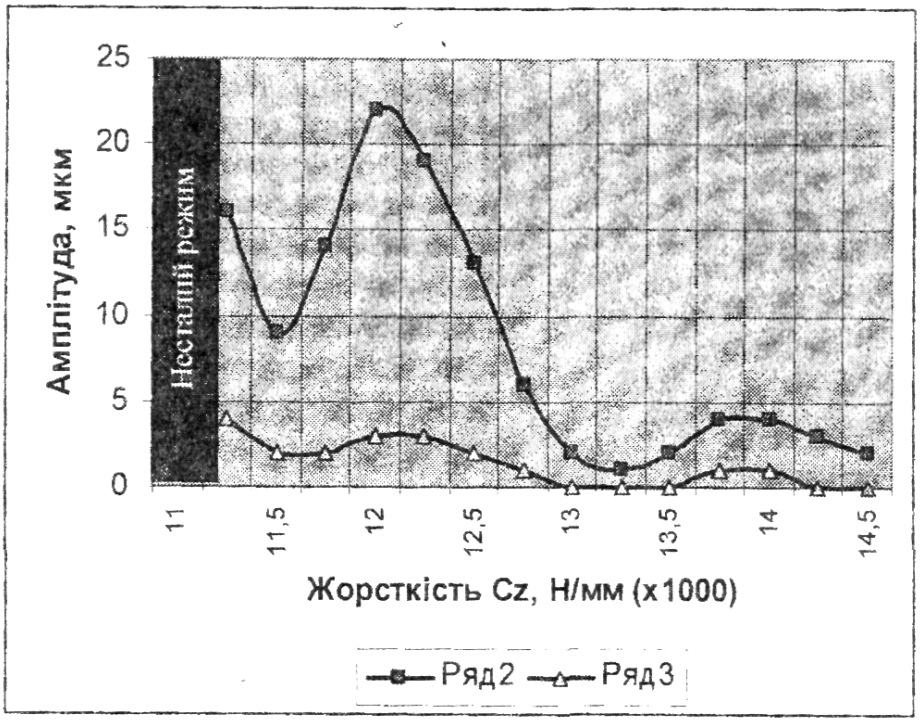


Рис. 9. Графіки залежностей амплітуд автоколивань за осями *Z* і *Y* від жорсткості C_z ТОС для приведеної маси 15 *кг*

Далі необхідно встановити залежності автоколивань ТОС при різання від жорсткості C_y за схемою однофакторного експерименту. Всі інші вихідні дані незмінні та відповідають табл. 1. Отримані результати занесені у табл. 4.

Таблиця 4.

Залежність амплітуди коливань від жорсткості ТОС C_y

№	C_y, *Н/мм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*	№	C_y, *Н/мм*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*
1	7000	16	1	6	12000	н.с.	н.с.
2	8000	17	2	7	13000	18	7
3	9000	18	2	8	14000	12	3
4	10000	21	4	9	15000	12	2
5	11000	н.с.	н.с.	10	16000	12	1

При зниженні величини жорсткості ТОС за віссю *Y* було з’ясовано, що траєкторія руху вершини різця у поперечному перерізі змінює свою форму. Особливо помітною різниця форми стає при величинах жорсткості за межами, зазначеними у табл. 4. На рис. 10 зафіксований стан ТОС на початку процесу різання при заниженій жорсткості C_y: коливання за координатою *Y* – лінія 1, за

координатою *Z* – лінія 2. Вершина різця рухається за сідлоподібною траєкторією (лінія 3), що пояснюється значною різницею частот власних коливань за осями *Z* та *Y* (осцилограми 1 і 2 на рис. 10).

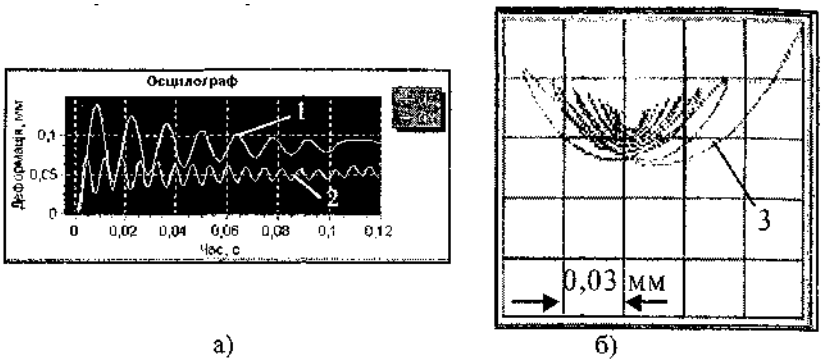


Рис. 10. Результати моделювання ТОС при C_y = 3000 *Н/мм*:
***а*) осцилограми деформацій, *б*) траєкторія вершини різця у поперечному перерізі**

За результатами досліджень, які занотовані у табл. 4, побудовані графіки відповідних залежностей (рис. 11).

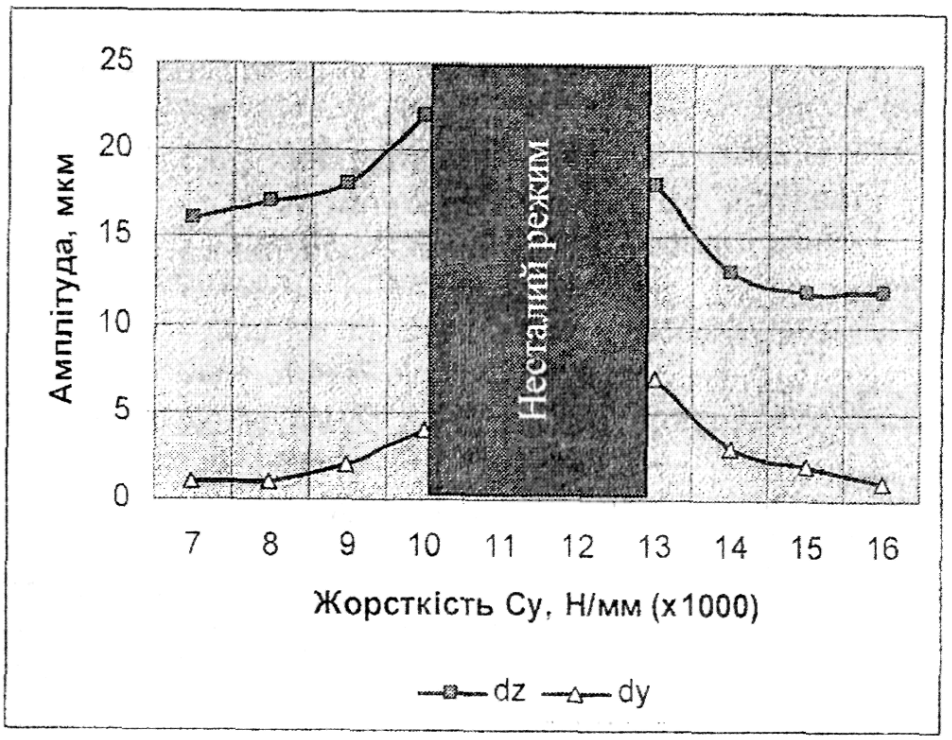


Рис. 11. Графіки залежностей амплітуд автоколивань за осями *Z* і *Y* від жорсткості C_y ТОС для приведеної маси 15 *кг*

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити наступні висновки, що відповідають заданому діапазону режиму різання та іншим параметрів процесу точіння:

З отриманих у першій серії моделювання результатів, можна зробити висновок, що режим роботи ТОС при різанні суттєво залежить від жорсткості C_z за координатою *Z*. Залежність має періодичний характер і визначає такі

режими роботи: при $C_z < 11000$ *Н/мм* – несталий режим, при 11000 *Н/мм* $< C_z < 15000$ *Н/мм* – режим усталених автоколивань, при $C_z > 15000$ *Н/мм* – сталий режим роботи. В режимі усталених автоколивань амплітуда коливань змінюється в залежності від жорсткості з деякою періодичністю, що свідчить про наявність декількох резонансних зон пружної ТОС при різанні. Несталий режим при жорсткості $C_z < 11000$ *Н/мм* характеризується поступовим збільшенням коливань, проте, на практиці, такий режим характеризується як «підривання», оскільки реально, після суттєвого збільшення перерізу зрізного шару, настає злам або інструменту, або заготовки. Приведена маса пружної ТОС також суттєво впливає на динамічну частотну характеристику системи, а саме, на зсув межі сталості за жорсткістю C_z. При збільшенні маси з 10 *кг* до 20 *кг* межа сталості за жорсткістю зсувається з 9000 *Н/мм* до 12000 *Н/мм*.

Вплив жорсткості за координатою *Y* C_y на режим роботи ТОС суттєво відрізняється від характеристик, що були встановлені попередньо. Виявлена зона несталого режиму різання при 11000 *Н/мм* $< C_y < 12000$ *Н/мм*, по обидва боки від якої розташовані зони усталених автоколивань (рис. 11). При жорсткості $C_y < 5000$ *Н/мм* статичні деформації (середні значення деформацій) за осями *Z* і *Y* стають однаковими ($0{,}056$ *мм*), а подальше зменшення жорсткості C_y змінює форму траєкторії руху вершини різця у поперечному перерізі (рис. 10) з еліптичної на сідлоподібну. Система не втрачає сталості навіть при малих величинах жорсткості C_y, проте на практиці пружні деформації у такому випадку значно збільшують похибку обробки. Також було виявлено, що ТОС є менш чутлива до змін жорсткості за координатою *Y*, ніж за координатою *Z* (видно з порівняння кроків зміни жорсткостей у табл. 4 і табл. 3). Проте, виявлена зона несталості у певному діапазоні зміни C_y показує, що при проектуванні реальних процесів необхідні додаткові дослідження для виявлення такої небезпечної зони.

Порівняння результатів впливу основних динамічних параметрів пружної динамічної системи C_z, C_y і *m* на режим роботи показує, що для практики важливим є забезпечення високої жорсткості за координатою *Z* C_z і зниження приведеної маси. Щодо жорсткості C_y, то необхідно уникати простих рекомендацій підвищення жорсткості, які є ефективними стосовно координати *Z*. Отримані результати показали, що при певних співвідношеннях між динамічними параметрами, при підвищенні жорсткості C_y. можна потрапити у зону несталого режиму роботи.

Хід виконання роботи

1. У відповідності до варіанту визначити зміст завдання.
2. Ознайомитися з теоретичними відомостями.
3. Підготувати таблиці відповідних даних для кожного моделювання.
4. За допомогою прикладної програми провести моделювання.
5. Занести отримані результати у відповідні таблиці.
6. За отриманими даними побудувати графіки залежностей
7. Проаналізувати графіки залежностей.

Завдання

Для всіх варіантів індивідуального завдання, вихідні дані яких наведено в табл. 5, необхідно визначити наступні залежності амплітуди автоколивань за осями *Z* та *Y*:

– від жорсткості ТОС за координатою *Z* та маси ТОС;

– від жорсткості ТОС за координатою *Y*.

Таблиця 5.

Вихідні дані до варіантів завдань*

Перша цифра	m, кг	λ, кг/с	C_z, Н/мм	C_y, Н/мм	$T_р$, с	Друга цифра	$n_з$, об/хв	$H_з$, мм	S, мм/об	φ, град	D, мм
0	20	900	18000	15000	0,002	0	500	2,0	0,20	30	50
1	25	1100	16000	18000	0,002	1	600	3,0	0,25	35	45
2	30	1400	20000	18000	0,003	2	700	1,5	0,15	40	40
3	35	1000	22000	16000	0,003	3	400	2,5	0,10	45	55
4	40	1100	18000	12000	0,002	4	800	1,8	0,30	50	65
5	50	1300	23000	14000	0,002	5	550	2,2	0,35	55	70
6	55	1000	19000	23000	0,001	6	450	2,4	0,20	60	75
7	60	1200	24000	17000	0,002	7	750	2,8	0,25	65	80
8	65	1600	26000	30000	0,001	8	850	3,0	0,30	70	60
9	70	1500	32000	25000	0,001	9	650	3,5	0,25	75	50

* Якщо варіант має номер від 1 до 9, то перша цифра «0» (варіанти від 01 до 09), а друга цифра відповідно номер варіанту.

Зміст звіту

1. Назва та мета завдання.
2. Вихідні дані і завдання у відповідності до варіанту.
3. Необхідну інформацію з теоретичної частини.
4. Отримані результати у вигляді таблиць.
5. Копію інтерфейсу програми для будь-якого моделювання.
6. Побудовані графіки отриманих залежностей.
7. Висновки.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3

Тема: Залежність сталості та автоколивань від параметрів процесу обробки у технологічній оброблювальній системі при точінні

Завдання: Визначення залежності умов сталості та режиму автоколивань у технологічній оброблювальній системі при точінні від параметрів процесу обробки: швидкості різання, глибини різання та діаметру заготовки

Теоретична частина

Аналогічна практичній роботі № 2.

Практична частина

Для виконання практичної частини використовується прикладна програма «Автоколивання», її головний інтерфейс представлений на рис. 1. Інструкції і пояснення до роботи з прикладною програмою з'являються на додатковому інтерфейсі при натисканні кнопки Help.

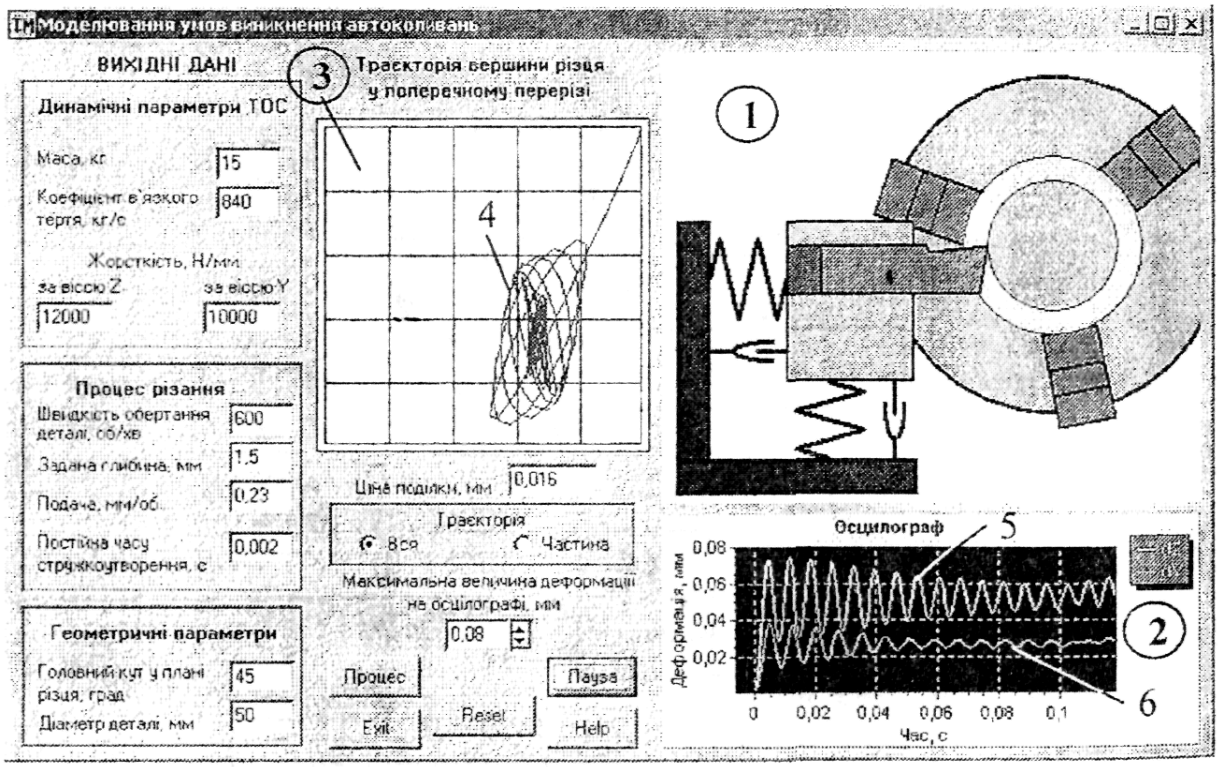


Рис. 1. Головний інтерфейс прикладної програми

На інтерфейсі розташовані вікна завдання вихідних даних, кнопки управління, а також вікно 1 анімації процесу точіння, зображення осцилографу

2 і вікно 3. Вікно 3 відображає траєкторію (лінія 4) руху вершини різця за координатами *Z* і *Y*, тобто у вертикальному перерізі заготовки. На зображенні осцилографа (синхронно з анімацією процесу різання у графічному вікні 1 інтерфейсу) з'являються осцилограми його характеристик: лінія 5 – деформація за координатою *Z*, лінія 6 – деформація за координатою *Y*. Функція представлення частини траєкторії дозволяє спостерігати на екрані вікна тільки ту частину, яка відповідає періоду коливань.

Графічне зображення анімації побудоване таким чином, що при зміні глибини різання відповідні зміни у певному масштабі відображаються у графічному вікні. На початку процесу різання різець врізається в заготовку і на проекції, що зображена у графічному вікні анімації, такий процес відображається збільшенням глибини різання від нуля до заданого значення. Прийнято, незалежно від величини повздовжньої подачі, що тривалість початкового процесу дорівнює часу одного оберту заготовки. Така особливість полегшує контроль часу одного оберту заготовки при різних значеннях частоти обертання, після якого вже наступає різання "по сліду", за зображенням на полі анімації.

У відповідності до заданої у вихідних даних частоти обертання заготовки (600 *об/хв*), час одного оберту дорівнює 0,1 *с*. Саме після цього часу настає обробка по сліду, що починає додатково збуджувати систему. Початок такого процесу зафіксований на осцилографі рис. 2, де після 0,1 с амплітуди коливань пружної системи за координатою *Z* (лінія 1) та за координатою *Y* (лінія 2) збільшуються.

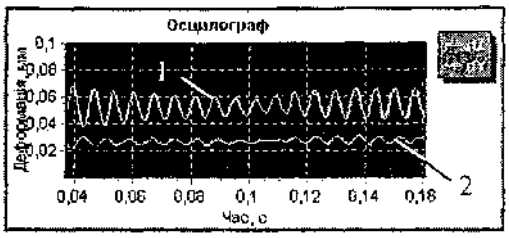


Рис. 2. Початок обробки "по сліду" попереднього проходу

В залежності від динамічних характеристик ТОС далі настають або усталені коливання, які визначають рівень вібрацій в системі під час обробки, або амплітуда коливань постійно збільшується, що визначатиме втрату сталості і так зване підривання. В такому випадку, реально, процес різання продовжуватись не може. Для визначення наведених тенденцій необхідно оцінювати процес не менш, ніж через 5 обертів заготовки.

При вихідних даних, що наведені у інтерфейсу на рис. 1, стан осцилографу і вікна через 5 обертів заготовки (час > 0,5 *с*) показано на рис. 3.

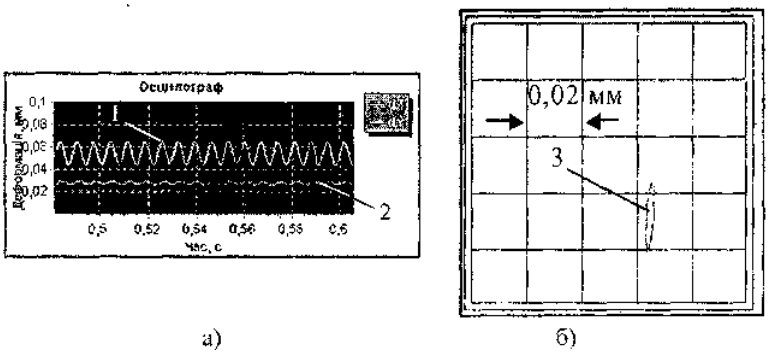


Рис. 3. Результати моделювання ТОС при різанні в усталеному режимі: *а*) осцилограми деформацій, *б*) траєкторія вершини різця у поперечному перерізі

За результатами моделювання (лінія 1 – деформація за координатою *Z*, лінія 2 – деформація за координатою *Y*, лінія 3 – траєкторія вершини різця у поперечному перерізі) можна констатувати, що процес різання супроводжується усталеними автоколиваннями з амплітудами 22 *мкм* за координатою *Z* і 4 *мкм* за координатою *Y*. З рис. 3 видно, що усталений режим автоколивань супроводжується рухом вершини різця за еліпсом головна вісь якого займає певне положення у площині, що співпадає з теоретичними дослідженнями і експериментальними вимірами. У перехідний період, на першому оберті заготовки, рух вершини різця виконується також за траєкторіями, що нагадують еліпс, головна вісь якого повертається.

Стан системи на початку процесу, який приводить до послідовного збільшення коливань, що свідчить про несталість процесу, показаний на рис. 4. До такого наслідку привело збільшення заданої глибини різання до 3,5 *мм* при всіх інших незмінних параметрах у відповідності до інтерфейсу рис. 1. Після виконання одного оберту заготовки (час 0,1 *с*) амплітуда коливань деформацій за віссю *Z* (лінія 1) та віссю *Y* (лінія 2) поступово збільшується, відповідно збільшуються також розміри еліпсів, що описує вершина різця у поперечному перерізі (лінія 3). Моделювання у такому випадку може деякий час продовжуватись, однак у реальному процесі такі коливання провокують «підривання» різця, що приводить до відомих колізій процесу різання.

Звертаємо увагу на те, що середня деформація ТОС за осями координат значно збільшилась, що пояснюється збільшенням сили різання у відповідності до збільшення глибини (порівняйте з рис. 3). Перед виконанням експериментальних досліджень необхідно у відповідності до завдання підготувати таблиці для запису експериментальних даних. При цьому необхідно орієнтуватись на діапазони зміни параметрів процесу обробки, які забезпечуються програмою.

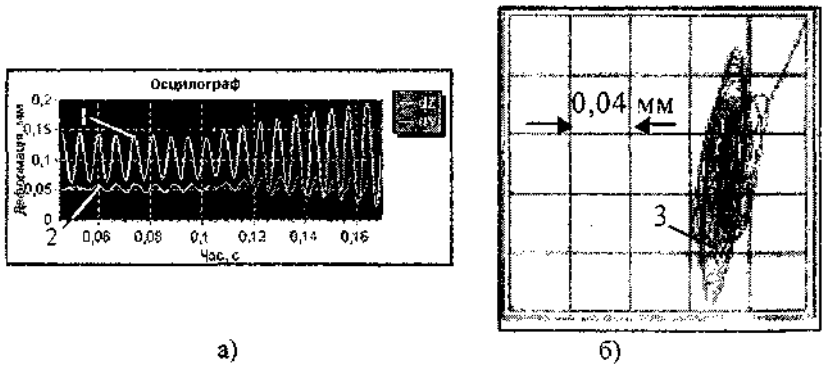


Рис. 4. Результати моделювання ТОС при втраті сталості процесу різання: *а*) осцилограми деформацій, *б*) траєкторія вершини різця у поперечному перерізі

В програмі передбачене застосування наступних значень вихідних параметрів: приведена маса ТОС > 1 *кг*, приведена жорсткість за двома координатами > 1000 *Н/мм*, коефіцієнт в'язкого тертя > 10 *кг/с*, частота обертання заготовки > 10 *об/хв*, повздовжня подача $> 0{,}01$ *мм/об*, глибина різання < 5 *мм*, діаметр заготовки > 10 *мм*, головний кут у плані різця φ від 15° до 80°, постійна часу стружкоутворення $0 < T_p < 0{,}005$ *с*. Кроки зміни вихідних параметрів обираються вільно, в залежності від мети моделювання. Емпіричні коефіцієнт і показники ступеня у математичній моделі, що покладена в основу прикладної програми моделювання, відповідають умовам точіння матеріалу Сталь 45 стандартним різцем з матеріалу різальної частини Т15К6.

Дослідження виконуються за методикою однофакторних та двофакторних експериментів, а діапазони та крок зміни параметрів, у функції яких встановлюються залежності, обираються з урахуванням обмежень параметрів системи, що були наведені вище, таким чином, щоб максимально продемонструвати чи виявити деяку загальну тенденцію. Результати вимірювань записують у таблиці експериментальних даних, за якими необхідно побудувати графіки відповідних залежностей у кожному експерименті.

Визначимо залежність амплітуди автоколивань від параметрів процесу обробки: швидкості різання, глибини різання та діаметру заготовки для вихідних даних наведених у табл. 1.

Таблиця 1.

Вихідні дані

m, *кг*	C_z, *Н/мм*	C_y, *Н/мм*	λ, *кг/с*	$n_з$, *об/хв*	$H_з$, *мм*	S, *мм/хв*	T_P, *с*	φ, *град.*	$D_з$, *мм*
15	12000	10000	840	600	1,5	0,23	0,002	45	50

У відповідності до завдання визначається залежність автоколивань від частоти обертання заготовки або швидкості різання. Оскільки моделюється

обробка по сліду, то для збереження адекватності вимірів, необхідно проводити заміри амплітуди коливань за осями координат через однакову кількість обертів заготовки. Для таких вимірів у таблицю експериментальних даних необхідно додати стовпчик з часом п'яти обертів заготовки, що визначається за залежністю $t_{5об} = 300/n_з$, де $n_з$ – частота обертання заготовки (табл. 2).

Таблиця 2.

Залежність амплітуди коливань від частоти обертання заготовки

№	$n_з$, *об/хв*	$t_{5об}$, *с*	*V, м/хв*	δ_z, *мкм*	δ_y, *мкм*
1	400	0,75	63	н.с.	н.с.
2	500	0,60	79	19	3
3	600	0,50	94	22	4
4	700	0,43	109	14	2
5	800	0,38	126	6	1
6	900	0,33	141	11	2
7	1000	0,30	157	10	2
8	1100	0,27	173	1	0
9	1200	0,25	188	3	0
10	1300	0,23	204	7	1
11	1400	0,21	219	2	0
12	1500	0,20	236	3	0

За отриманими результатами (табл. 2) побудовані графіки відповідних залежностей (рис. 5).

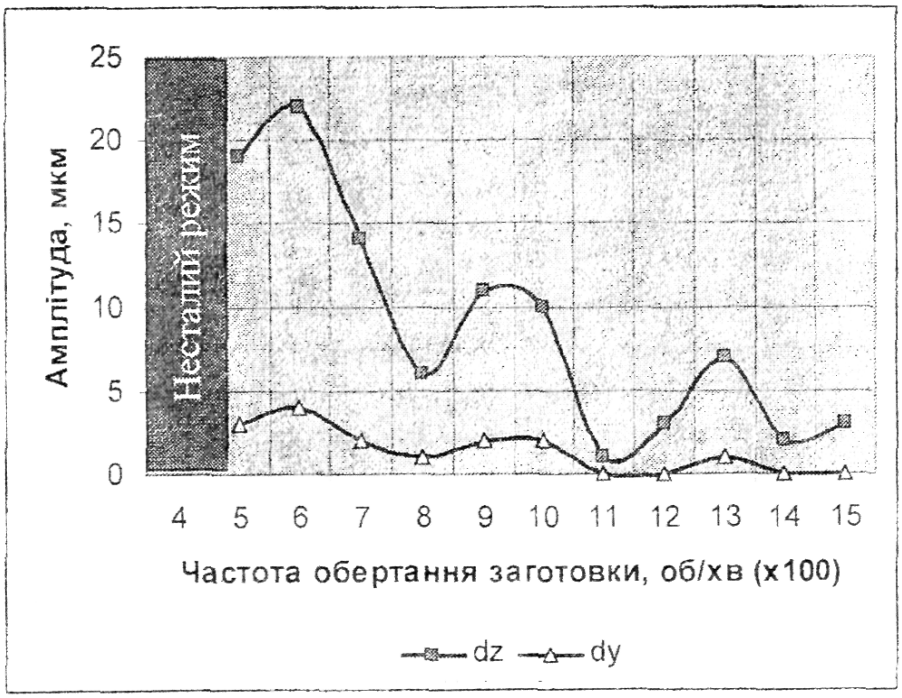


Рис. 5. Графіки залежностей амплітуд автоколивань за осями *Z* і *Y* від частоти обертання заготовки

Встановлюються залежності амплітуди автоколивань ТОС при точінні від заданої глибини різання. Діапазон і крок зміни глибини різання доцільно встановити за попередніми результатами, де визначається чутливість системи до зміни обраного аргументу і максимально допустима величина, за якою настає несталий режим роботи. Результати представлені у табл. 3, та на графіках залежностей (рис. 6).

Таблиця 3.

Залежність амплітуди коливань від глибини різання

№	$H_з$, мм	δ_z, мкм	δ_y, мкм	№	$H_з$, мм	δ_z, мкм	δ_y, мкм	№	$H_з$, мм	δ_z, мкм	δ_y, мкм
1	0,5	0	0	5	0,9	2	0	9	1,3	10	3
2	0,6	0	0	6	1,0	3	0	10	1,4	15	2
3	0,7	0	0	7	1,1	5	1	11	1,5	22	4
4	0,8	1	0	8	1,2	7	2	12	1,6	н.с.	н.с.

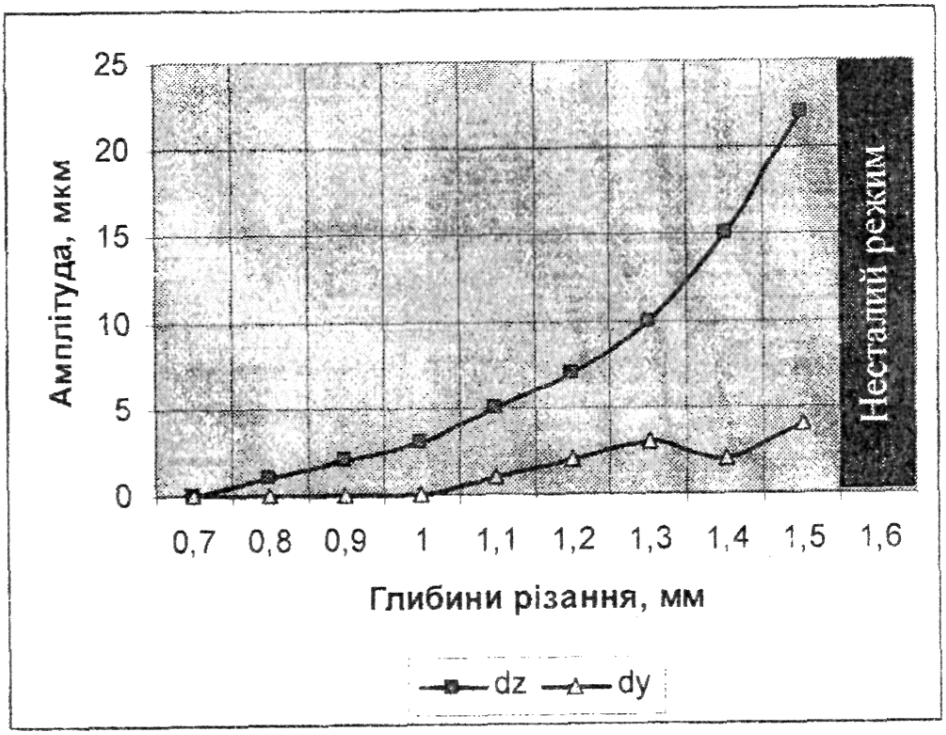


Рис. 6. Графіки залежностей амплітуд автоколивань за осями *Z* і *Y* від глибини різання

Визначення режиму автоколивань ТОС в залежності від діаметру заготовки. Чи доцільно це визначати, адже жорсткість заготовки, яка залежить від діаметру, не входить у визначення жорсткостей ТОС за осями координат (математичну модель (8)? Однак, можна помітити, що діаметр заготовки опосередковано впливає на фактичну глибину різання, яка є важливим фактором процесу різання і впливає, у, свою чергу, на силу різання. Таким

чином, через замкненість ТОС при різанні, діаметр заготовки повинен впливати на режим автоколивань. Для виявлення такого впливу необхідно попередньо визначити крок і діапазон зміни аргументу (табл. 4) як і в попередніх випадках.

Таблиця 4.

Залежність амплітуди коливань від діаметру заготовки

№	$D_з$, *мм*	δ_z, *мм*	δ_y, *мм*	№	$D_з$, *мм*	δ_z, *мм*	δ_y, *мм*
1	40	н.с.	н.с.	6	65	3	0
2	45	н.с.	н.с.	7	70	2	0
3	50	22	4	8	75	1	0
4	55	9	2	9	80	0	0
5	60	5	0	10	85	0	0

За отриманими результатами (табл. 4) побудовані графіки, представлені на рис. 7.

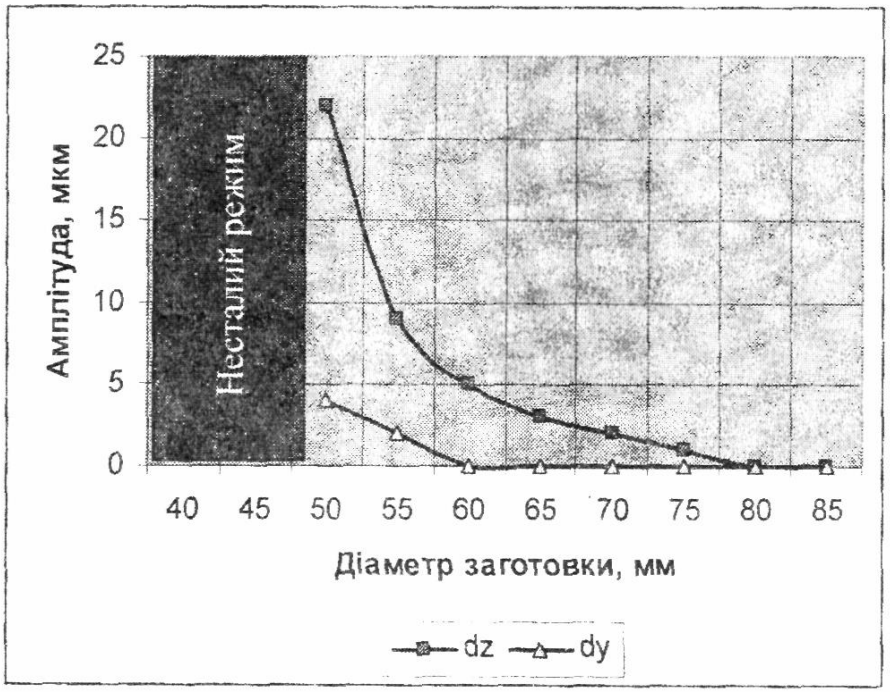


Рис. 7. Графіки залежностей амплітуд автоколивань за осями *Z* і *Y* від діаметру заготовки

Аналіз отриманих результатів дозволяє зробити наступні висновки, що відповідають діапазону режиму різання відповідно вихідним даним та іншим параметрів процесу точіння.

Оскільки амплітуда коливань є частотною характеристикою пружної ТОС, що замкнена через процес різання, яке здійснюється «по сліду», спостерігається суттєвий вплив частоти обертання заготовки на режим роботи. Була виявлена зона несталого режиму різання при $n_з < 400$ *об/хв* та зона

усталених автоколивань. Визначення за межею 1500 *об/хв* не проводились, оскільки закладена у математичній моделі залежність сили різання від швидкості різання при $V > 200$ *м/хв* втрачає адекватність. Залежність амплітуди коливань від частоти обертання заготовки має періодичний характер, що збігається з запропонованою методикою моделювання обробки «по сліду». Амплітуда коливань поступово зменшується, проходячи через три резонансні зони. Тут, крім впливу частотних факторів, відчувається також вплив зменшення сили різання при збільшенні швидкості від 60 *м/хв* до 200 *м/хв*. За отриманими результатами моделювання для реальних процесів рекомендується підвищити частоту обертання заготовки, а значить швидкості різання.

Експерименти щодо визначення максимально допустимої, граничної глибини різання є надзвичайно важливими для практики, оскільки саме такий показник визначає максимальну продуктивність обробки. В ході виконання роботи було встановлено, що, в цілому, залежність амплітуди автоколивань від глибини різання має монотонний характер. Для прийнятих у прикладі вихідних даних, які визначають систему низької жорсткості, виявлені три режими роботи: при $H_з < 0{,}7$ *мм* – сталий режим, при $0{,}7$ *мм* $< H_з < 1{,}5$ *мм* – режим усталених автоколивань і при збільшенні глибини різання більше 1,5 *мм* настає підривання. Отже, максимально допустима глибина різання для ТОС прикладу дорівнює 1,5 *мм*.

Залежність амплітуди коливань від діаметру заготовки також має монотонний характер. Виявлено три характерні зони: несталий режим при $D_з < 45$ *мм*, режим усталених автоколивань при 45 *мм* $< D_з < 75$ *мм* і сталий режим роботи при $D_з > 75$ *мм*. Такі діапазони отримані для вихідної системи низької жорсткості і пояснені у відповідному розділі практичної частини (дивись табл. 4 і рис. 7). На практиці, при реальному різанні добре відомо, що підривання частіше за все настає при обробленні деталей з меншими діаметральними розмірами. Зона несталого різання зсувається до менших значень діаметрів при збільшенні жорсткості ТОС.

Хід виконання роботи

1. У відповідності до варіанту визначити зміст завдання.
2. Ознайомитися з теоретичними відомостями.
3. Підготувати таблиці відповідних даних для кожного моделювання.
4. За допомогою прикладної програми провести моделювання.
5. Занести отримані результати у відповідні таблиці.

6. За отриманими даними побудувати графіки залежностей

7. Проаналізувати графіки залежностей.

Завдання

Для всіх варіантів індивідуального завдання, вихідні дані яких наведено в табл. 5, необхідно визначити наступні залежності амплітуди автоколивань за осями *Z* та *Y*:

– від частоти обертання заготовки (швидкості різання);

– від заданої глибини різання;

– від діаметру заготовки.

Таблиця 5.

Вихідні дані до варіантів завдань*

Перша цифра	m, кг	λ, кг/с	C_z, Н/мм	C_y, Н/мм	$T_р$, с	Друга цифра	$n_з$, об/хв	$H_з$, мм	S, мм/об	φ, град	D, мм
0	20	900	18000	15000	0,002	0	500	2,0	0,20	30	50
1	25	1100	16000	18000	0,002	1	600	3,0	0,25	35	45
2	30	1400	20000	18000	0,003	2	700	1,5	0,15	40	40
3	35	1000	22000	16000	0,003	3	400	2,5	0,10	45	55
4	40	1100	18000	12000	0,002	4	800	1,8	0,30	50	65
5	50	1300	23000	14000	0,002	5	550	2,2	0,35	55	70
6	55	1000	19000	23000	0,001	6	450	2,4	0,20	60	75
7	60	1200	24000	17000	0,002	7	750	2,8	0,25	65	80
8	65	1600	26000	30000	0,001	8	850	3,0	0,30	70	60
9	70	1500	32000	25000	0,001	9	650	3,5	0,25	75	50

* Якщо варіант має номер від 1 до 9, то перша цифра «0» (варіанти від 01 до 09), а друга цифра відповідно номер варіанту.

Зміст звіту

1. Назва та мета завдання.
2. Вихідні дані і завдання у відповідності до варіанту.
3. Необхідну інформацію з теоретичної частини.
4. Отримані результати у вигляді таблиць.
5. Копію інтерфейсу програми для будь-якого моделювання.
6. Побудовані графіки отриманих залежностей.
7. Висновки.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4

Тема: Управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні

Завдання: Забезпечення управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні за допомогою спеціального інструментального пристрою.

Теоретична частина

Аналіз існуючих конструктивних рішень, що дають змогу здійснювати управління динамічними параметрами ТОС при точінні, дозволить обрати конструкцію з необхідними параметрами.

Відомі пристрої для гасіння коливань ТОС, котрі можна класифікувати напрямками покращення динамічної якості ТОС. За принципами дії розрізняють пристрої що підвищують демпфірування, що створюють сили, рівні та протилежно направлені силам, які збурюють, комбіновані, активної чи пасивної дії.

При зміні умов обробки для кращої адаптації динамічного гасника коливань пропонується автоматизувати процес віброгасіння за допомогою системи, структурна схема якої представлена на рис. 1.

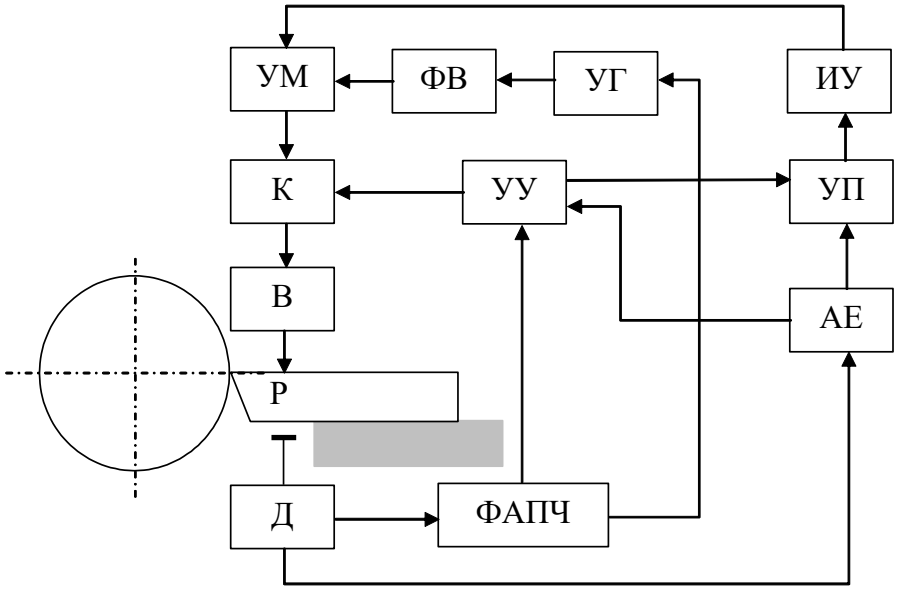


Рис. 1. Структурна схема автоматичного гасіння коливань

Система працює у два етапи. На першому етапі при вимкненій системі відбувається підстроювання частоти і фаз и напруги генератора УГ, на другому – підстроювання амплітуди напруги вібратора В, для досягнення

найменшого рівня коливань різця Р. Підстроювання частоти і фази генератора у відповідності до частоти і фази коливань різця, які фіксуються датчиком Д, відбувається системою фазового автоматичного підналагодження з підвищеною фазовою стабільністю ФАПЧ. Фазовий зсувач ФВ забезпечує зсув фази вихідної напруги генератора на 180°, яка, через підсилювач потужності УМ і ключ К подається на другому етапі на вібратор В, що діє на різець.

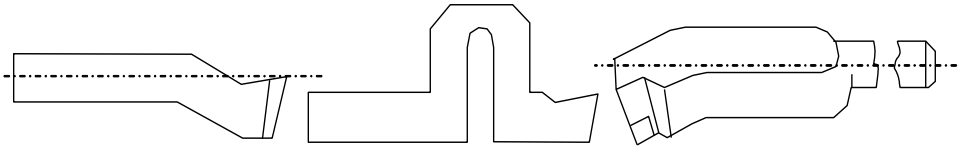
Вибір амплітуди, що забезпечує мінімальний рівень коливань різця, виконується екстремальним пошуковим регулятором, який має аналізатор екстремуму АЕ, пристрій пошуку УП крокового типу і виконуючий пристрій ИУ, що змінює амплітуду вихідних коливань підсилювача потужності. Управління послідовністю операцій виконується пристроєм управління УУ.

У якості датчиків коливань заготовки рекомендується застосовувати кільцеві багатосекційні кінцеві перемикачі, кожна з секцій функціонує в залежності від напрямку коливань, що переважають. Конструкції вібраторів – переважно електромагнітні.

Запропонована система автоматичного управління має суттєві вади, що не забезпечують її застосування на виробництві. По-перше система дуже складна, вимагає великої кількості блоків та елементів, що повинні функціонувати в узгодженому порядку. По-друге застосування принципів адаптації з пошуковими екстремальними системами завжди приводить до суттєвого зниження швидкодії системи. Такий недолік не дозволить завчасно керувати динамічними процесами, які апріорі є швидкими завдяки високій частоті власних коливань пружних систем верстатів.

Хвилястість поверхні деталі, яка виникає від коливань ТОС, знижують зміною конструкції різального інструменту, орієнтації різальних крайок та розташування інструменту відносно еліпса жорсткості пружної системи.

Так, у конструкції за (рис. 2, *а*) при прогині різця з розташуванням верхівки нижче нейтрального шару задня грань не занурюється у деталь. Змінна сила на задній грані при цьому не підтримує коливань, а гасить їх. На цьому ж принципі функціонують конструкції різців К.В. Лакури (рис. 2, *б*). При перевертанні різця та співпадінні осей жорсткості з напрямком складових P_y і P_z сили різання також значно підвищується вібросталість (рис. 2, *в*).



а) б) в)

Рис. 2. Конструкції вібросталих різців

Ідея і конструкції перших динамічних гасників коливань належать А.П. Соколовському. Були запропоновані і сконструйовані гідравлічні гасники, функціонування яких основане на тому, що при протіканні рідини скрізь малий отвір опір різний при різних швидкостях течії: при малих швидкостях опір малий, а при підвищенні швидкості за рахунок виникнення вібрацій опір значно збільшується. Таким чином, гідравлічний пристрій гасить вібрації без підвищення загальної жорсткості ТОС. Але незручності використання зробили пристрій дослідницькою конструкцією, за допомогою якої вивчалися можливості демпфірування.

Одним із шляхів підвищення ефективності дії динамічних гасників коливань є розподіл додаткового вантажу на декілька частин (рис. 3). Рекомендується застосовувати такі конструкції при розточуванні довгих отворів, коли навіть застосування додаткових шпинделів не дає вагомого результату.

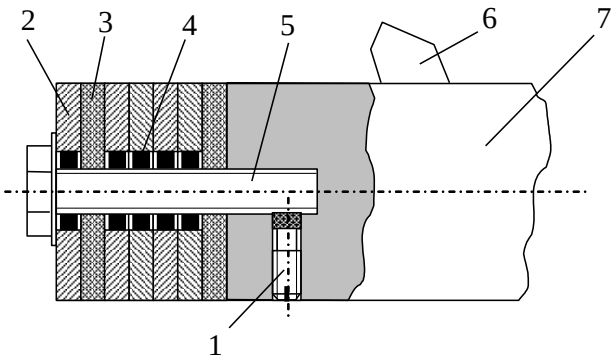


Рис. 3. Багатомасовий віброгасник з регульованими параметрами

Гасник коливань борштанги 7 з закріпленим на ній різцем 6 складається з гвинта 5, що регулює, з насадженими на нього кільцями 2. Між кільцями і гвинтом встановлені гумові втулки 4. Набір кілець 2 та гумових проміжних кілець 3 стягується гвинтом 5. Після регулювання сили затиску, гвинт 5 закріплюється від саморозкручування гвинтом 1 мідною прокладкою та пружним кільцем. Випробування довели значне зниження вібрацій, шорсткість обробленої поверхні зменшується, якість підвищується.

Для підвищення характеристик пружної системи токарного верстату рекомендується використовувати конструкцію різцетримача, що дозволяє регулювати орієнтацію осей жорсткості (рис. 4). Такий різцетримач дозволяє регулювати жорсткість за напрямками складових P_y і P_z сили різання і при цьому змінювати траєкторію коливального руху різця відносно деталі, що обробляється.

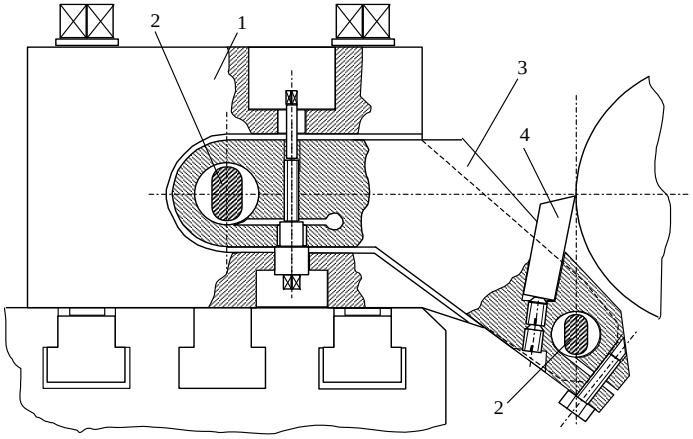


Рис. 4. Різцетримач з регульованою жорсткістю

Різцетримач складається з корпуса 1, у якому на пружних скалках 2 закріплений сам різцетримач 3 з різцем 4. Опорні шийки скалок 2 жорстко закріплені у корпусі 1. Скалки мають не круглі пружні дільниці, де осі поперечних перетинів розміщені на лініях дії складових сили різання. При цьому кожна скалка сприймає практично тільки одну складову сили різання, на лінії дії якої вона знаходиться. Така конструкція дозволяє за рахунок повороту скалок змінювати величину і напрям повної деформації різця під дією сили різання.

Використання різцетримача з жорсткістю, що регулюється, дозволяє розширити зону режимів безвібраційного різання.

Запропонований принцип корекції динамічних характеристик всієї ТОС за рахунок спеціально введеного елементу у ланцюг проходження сигналу у замкненій пружній системі. Цей елемент відіграє роль, схожу з своєрідним фільтром, який крім корекції у напрямку динамічних характеристик (гасіння коливань ТОС при різанні), виконує ще й корекцію геометричних параметрів формоутворення, яка призначена для компенсації похибки від пружних деформацій ТОС, що виникають під час обробки.

Отже, було запропоновано використовувати позитивний ефект від застосування динамічних компенсаторів коливань з одночасним управлінням точністю формоутворення у поперечному перетині деталі. Ця ідея була реалізована у спеціальній конструкції різців, приклад якої наведений на рис. 5.

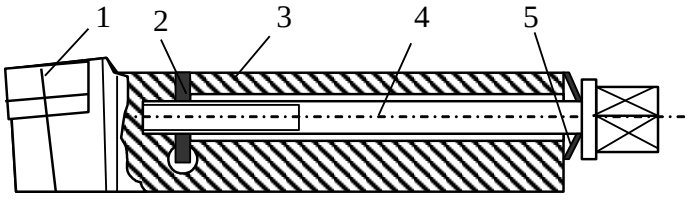


Рис. 5. Приклад конструкції інструментального пристрою

Різець складається з різальної твердосплавної непереточувальної пластини 1, державки 3 з поперечним пазом, в якому розміщений гумовий демпфер 3, гвинта 4 для регулювання попереднього натягу і тарілчастої пружини 5. Таким чином, за рахунок розподілу різця на дві маси, жорсткість з`єднання яких може регулюватися, а також завдяки вибраному центру повороту верхівки різця, що розташований нижче лінії центрів верстату, він виконує поставлену задачу.

З огляду, проведеного у першому розділі, випливає, що найбільш перспективним методом підвищення динамічних властивостей ТОС є побудова такої системи, де має місце певний баланс між кількома (мінімум двома) одномасовими динамічними системами. Такий підхід дозволяє створювати такі взаємовідносини між цими одномасовими системами, які приводять до гасіння коливань у зоні обробці. Проте, не зважаючи на очікувану високу ефективність такого методу, він може бути надзвичайно чутливим до відхилень параметрів систем від необхідних оптимальних значень, які можуть бути визначені лише при моделюванні на ЕОМ.

Динамічна модель ТОС у координатній системі, з врахуванням конструктивних особливостей інструментального пристрою. Наявність адекватної математичної моделі процесу різання в замкненій пружній ТОС дозволить проводити дослідження впливу параметрів динамічної системи на сталість процесу різання, обирати такі значення цих параметрів, що забезпечуватимуть необхідні динамічні характеристики, тобто цілеспрямовано впливати на динаміку процесу формоутворення.

Виконаний у пункті 1 огляд показує, що для динамічного гасіння коливань, в основному застосовується схема за рис. 6, *а*. Розрахунки квазі-оптимальних параметрів такого гасника (маси m_3, жорсткості c_3, і коефіцієнту λ_3 в`язкого тертя) виконуються пошуком екстремуму функції динамічної якості.

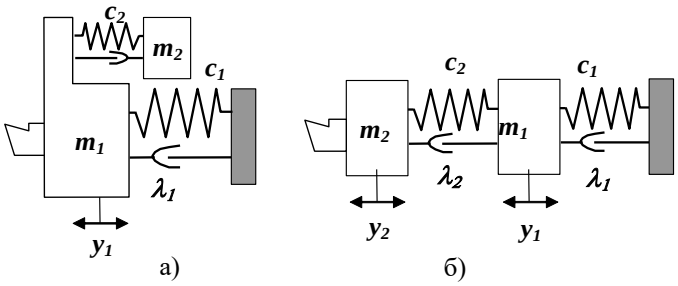


Рис. 6. Динамічні моделі динамічних гасників коливань

Проте, аналіз показує, що аналогічні динамічні властивості притаманні також динамічній моделі за схемою рис. 6, *б*. До того ж, такими схемами

можуть бути представлені пружні системи верстатів і в цьому випадку також наявна можливість отримати оптимальні динамічні характеристики за рахунок вірного вибору параметрів. Перші спроби використання таких підходів (для розрахунку високошвидкісних копіювальних механізмів) довели можливість отримання позитивного результату. Однак, така динамічна модель повинна доповнюватись процесом різання у замкненій ТОС, модель якого, з урахуванням його власних динамічних характеристик викладена вище.

Таким чином, для визначення оптимальних параметрів такої динамічної системи верстата, вона повинна бути доповнена процесом різання, причому за всіма координатами по яких розкладається сила різання. На рис. 7 представлена така система за координатою *Y*, де, в силу замкненості ТОС, маємо: $H_ф = H_з - \delta_y$ ($H_ф$ – фактична глибина різання, $H_з$ – задана глибина різання, δ_y – пружна деформація за координатою *Y*).

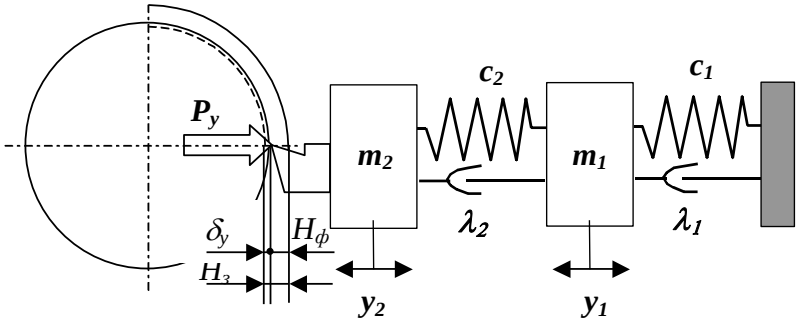


Рис. 7. Динамічна модель двомасової системи з процесом різання

Спрощено можна прийняти пружну систему різця (див. рис. 5) як таку, що замінюється важільною системою з деякою віссю повороту O_p важеля постійною довжиною ℓ_1 (рис. 8). У такому разі заданими вихідними даними, що визначають положення системи можна вважати радіус деталі $R_д$, і відстань $EO_p = h_p$ між центром $O_д$ обертання деталі та центром повороту важеля O_p за напрямком осі *Z*.

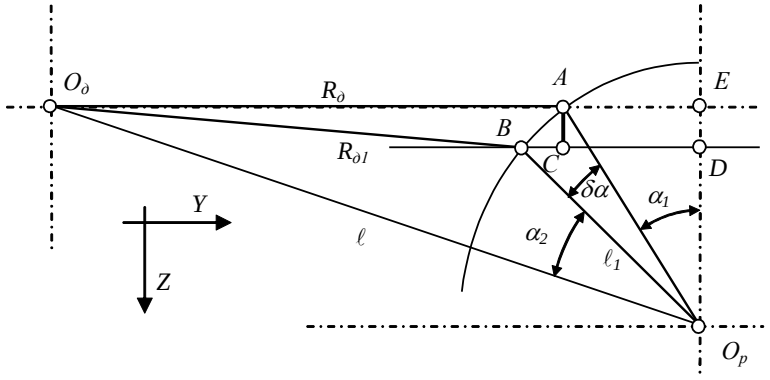


Рис. 8. Розрахункова схема компенсації похибки обробки

Виходячи з прийнятої кінематичної схеми, що заміщує діючу пружну систему, вважаємо, що при деформації у напрямку вісі *Z* така важільна система зберігається, а вершина різця рухається за дугою кола радіусом ℓ_1 і переміщується з точки *A* у точку *B*. При цьому радіус деталі, що обробляється змінюється з $R_д$ до $R_{д1}$. Таким чином, з геометричних співвідношень рис. 8 визначається міжцентрова відстань:

$$\ell = \sqrt{(R_д + AE)^2 + h_д^2}, \qquad (1)$$

де $AE = \sqrt{\ell_1^2 - h_д^2}$ – катет ΔAEO_p.

Крім того, вихідний кут повороту важеля:

$$\alpha_1 = \arccos\left(\frac{h_д}{\ell_1}\right). \qquad (2)$$

Якщо при деформації $\delta z = AC$ у напрямку осі *Z* вершина різця рухається за дугою коли радіусом ℓ_1 навколо центру O_p , із прямокутного ΔBDO_p маємо:

$$\delta\alpha = \arccos\left(\frac{h_д - \delta z}{\ell_1}\right) - \alpha_1. \qquad (3)$$

Таким чином, можна дістати новий кут α_3, що визначає стан кінематичної схеми при деформації:

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{AE + d/2}{\ell}\right) - \alpha_1 - \delta\alpha. \qquad (4)$$

Тепер, за теоремою косинусів з $\Delta O_д B O_p$ можна визначити новий, скоректований радіус деталі:

$$R_{д1} = \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1\cos(\alpha_2)}. \qquad (5)$$

Загальна математична модель повинна бути доповнена диференціальними рівняннями, що описують рух двомасової системи за схемою рис. 6. Для розрахунку складових P_z, P_y і P_x сили різання, що входять до моделі, користуємось методикою, представленою для вихідної ТОС. Крім того, оскільки така модель є суттєво нелінійною і високого порядку (13-ий порядок), вона не має аналітичного розв`язку і повинна бути представлена у формі Коши, що передбачає використання комп'ютерної техніки.

Таким чином, математична модель, що задовольняє вимогам, має вигляд:

$$
\left.
\begin{aligned}
&H_ф = H_з - y_2 - \delta z + \delta zy;\\
&sy_1 = a_5 P_y - a_6(y_1 - y_3) - a_7(y_2 - y_4);\\
&sy_2 = y_1;\\
&sy_3 = a_5(y_1 - y_3) + a_9(y_2 - y_4) - a_1 y_3 - a_2 y_4;\\
&sy_4 = y_3;\\
&sy_5 = a_8 P_x - a_6(y_5 - y_7) - a_{10}(y_6 - y_8);\\
&sy_6 = y_5;\\
&sy_7 = a_8(y_5 - y_7) + a_{11}(y_6 - y_8) - a_1 y_7 - a_3 y_8;\\
&sy_8 = y_7;\\
&S_ф = S_з - 18{,}85 y_5 d / V_ф;\\
&sy_9 = a_5 P_z - a_6(y_9 - y_{11}) - a_{12}(y_{10} - y_{12});\\
&sy_{10} = y_{11};\\
&sy_{11} = a_8(y_9 - y_{11}) + a_{13}(y_{10} - y_{12}) - a_1 y_{11} - a_4 y_{12};\\
&sy_{12} = y_{11};\\
&V_ф = V_з - 60 y_9;\\
&\delta z = \sqrt{(d/2)^2 + y_{10}^2} - d/2;\\
&\delta\alpha = arccos\left[(h_P - y_{10})/\ell_1\right] - \alpha_1;\\
&\alpha_2 = arcsin\left[(d/2 + AE)/\ell\right] - \alpha_1 - \delta\alpha;\\
&\delta zy = d/2 - \sqrt{\ell^2 + \ell_1^2 - 2\ell\ell_1 \cos\alpha_2}\,.
\end{aligned}
\right\} \qquad (6)
$$

де коефіцієнти моделі розраховуються за формулами: $a_1 = \lambda_1/m_1$; $a_3 = c_{y1}/m_1$; $a_3 = c_{x1}/m_1$; $a_4 = c_{z1}/m_1$; $a_5 = 1/m_3$; $a_6 = \lambda_3/m_3$; $a_7 = c_{y3}/m_3$; $a_8 = \lambda_3/m_1$; $a_9 = c_{y3}/m_1$; $a_{10} = c_{x3}/m_3$; $a_{11} = c_{x3}/m_1$; $a_{13} = c_{z3}/m_3$; $a_{13} = c_{z3}/m_1$. Всі індекси і позначення відповідають схемі за рис. 7.

Представлена таким чином математична модель системи дозволяє проводити імітаційні дослідження з метою встановлення найбільш раціональних конструктивних і динамічних параметрів запропонованих інструментальних пристроїв при їх проектуванні і оцінці ефективності.

Практична частина

Моделювання процесу обробки з автоматичним управлінням динамічними параметрами ТОС здійснюється за допомогою спеціального програмного забезпечення.

Процес різання у замкненій ТОС, що був представлений розробленою математичною моделлю (залежності (1-10) практична робота № 1), є базовим для вивчення впливу різних параметрів на вихідні характеристики і нарощення до відповідних більш складних моделей, які відбивають системи з

інструментальним пристроєм. Математична модель базової системи була реалізована у програмному середовищі Delphi – програма DME.PR.4-5-6.

Копія екрану монітору під час функціонування програми представлена на рис. 9. На лівій частині інтерфейсу організовано введення вихідних параметрів системи та задання часу інтегрування, унизу розташовані кнопки управління. На правій частині зарезервоване місце для виведення результатів моделювання у графічній формі. Реакція системи на раптове збільшення заданої глибини різання представлена трьома графіками перехідних характеристик за відповідними осями координат. Крім того представлена траєкторія руху вершини різця, яка відображає реакцію на це збурення у поперечному перерізі ТОС. Виводиться також результат зміни діаметру оброблювальної деталі у режимі точіння, що встановився.

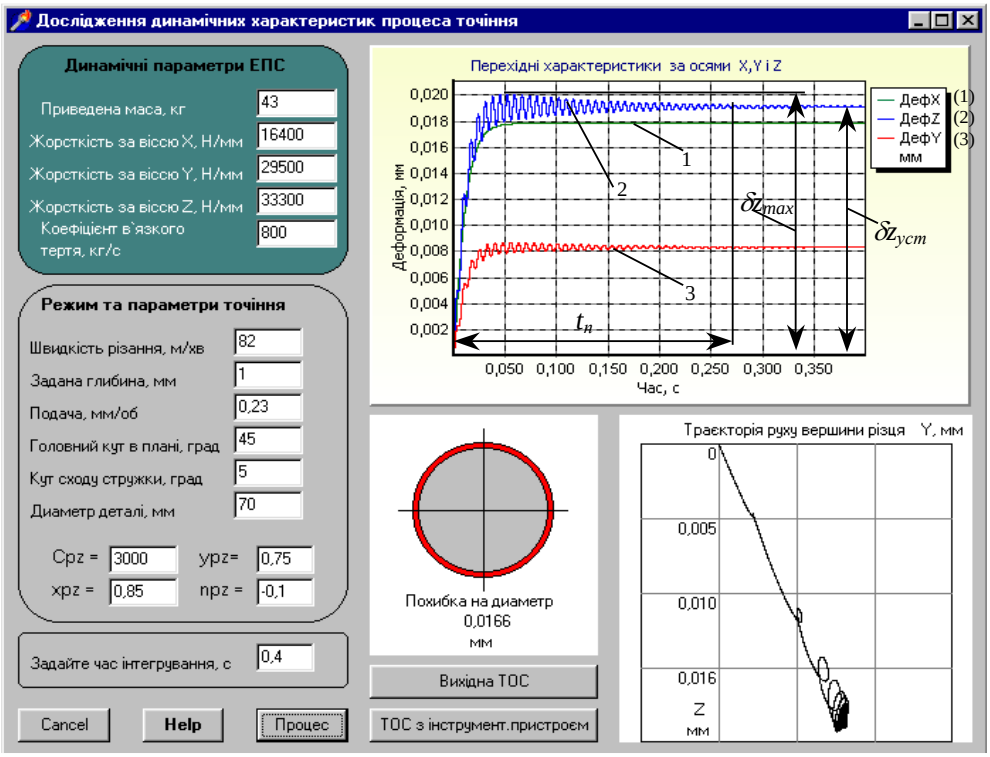


Рис. 9. Інтерфейс прикладної програми DME.PR.4-5-6 при моделюванні перехідного процесу вихідної ТОС

Розроблена програма може застосовуватись при проектуванні процесів точіння з метою покращення їх динамічних характеристик, для визначення оптимальних параметрів ТОС та динамічних компенсаторів коливань. Вона є базовою для вивчення можливостей покращення динамічних властивостей пружної ТОС за рахунок введення пристроїв, що автоматично компенсують похибку обробки від пружних деформацій. Крім того, є корисним використання програми у навчальному процесі при підготовці спеціалістів та магістрів відповідних спеціальностей.

Для зручності користування програма має додатковий інтерфейс, на якому розміщений текст інструкцій та пояснень (рис. 10).

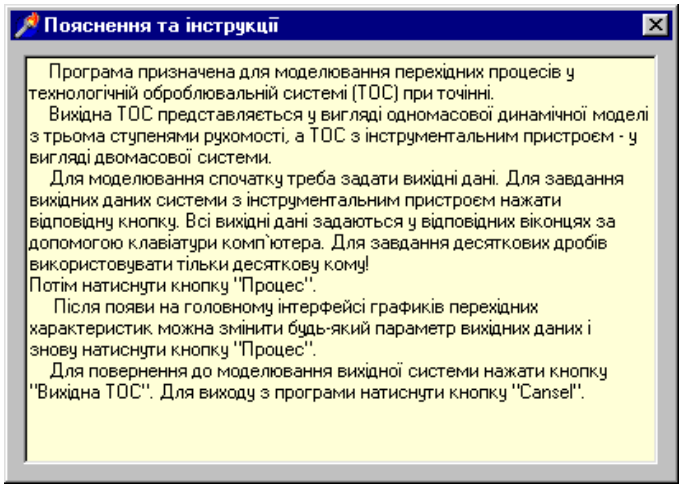


Рис. 10. Додатковий інтерфейс прикладної програми

У теоретичній частині була визначена математична модель системи з запропонованим інструментальним пристроєм (рис. 7). Оскільки якісні характеристики роботи такого пристрою, особливо з точки зору гасіння коливань цілком залежать від його динамічних параметрів і від їх взаємодії з динамічними параметрами вихідної системи, неможливе вдале конструювання і застосування без попередніх експериментів. Значно спростити проектну роботу без погіршення достовірності результатів можна за допомогою розробленої програми, яка вбудована у базову програму DME.PR.1-2-3, що була використана у практичній роботі № 1.

На головному інтерфейсі програми (дивись рис. 9) є кнопка з назвою “ТОС з інструмент. пристроєм”, при натисканні на яку з`являється додатковий інтерфейс (рис. 11).

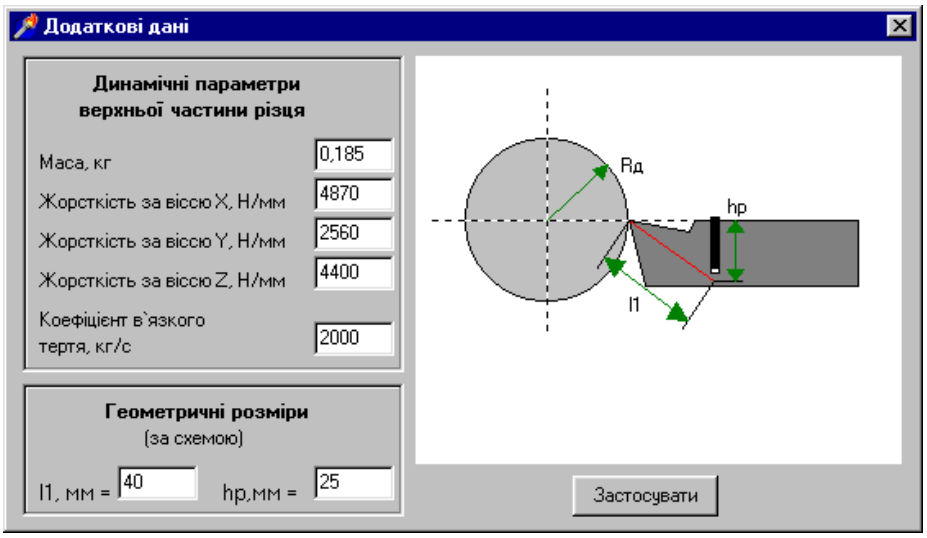


Рис. 11. Інтерфейс завдання вихідних даних для інструментального пристрою

На додатковому інтерфейсі вводяться динамічні і конструктивні параметри інструментального пристрою, останні відповідають прийнятій кінематичній схемі, що заміщує пружну систему за рис. 5. Після повернення до головного інтерфейсу і натисканні кнопки “Процес”, моделювання виконується за математичною моделлю (6).

При машинному експерименті необхідно вирішити дві проблеми: вибір оптимальних динамічних параметрів інструментального пристрою і вибір таких значень конструктивних параметрів, що забезпечують компенсацію похибки обробки від пружних деформацій у сталому режимі.

На рис. 12 представлений головний інтерфейс з результатами моделювання перехідного процесу ТОС з запропонованим інструментальним пристроєм при оптимальних значеннях динамічних параметрів. Не зважаючи на загальне підвищення статичних значень пружних деформацій системи за всіма осями координат, динамічна якість перехідного процесу значно поліпшена. Суттєво змінився розподіл пружних деформацій за координатними осями, що свідчить про цілеспрямоване управління динамічними характеристиками ТОС при різанні. Так, за координатою Z інтегральний показник за вимірами тих же величин, що і для вихідної системи, знизився до 0,2177 (для порівняння, був 0,2663), а траєкторія руху верхівки різця у поперечній до вісі обертання деталі площині має значно більш плавний характер, тоді як для вихідної системи легко бачити петлі, які взагалі є чинниками втрати сталості процесу різання. Таким чином можна стверджувати, що застосування запропонованого інструментального пристрою підвищує динамічні властивості ТОС при різанні.

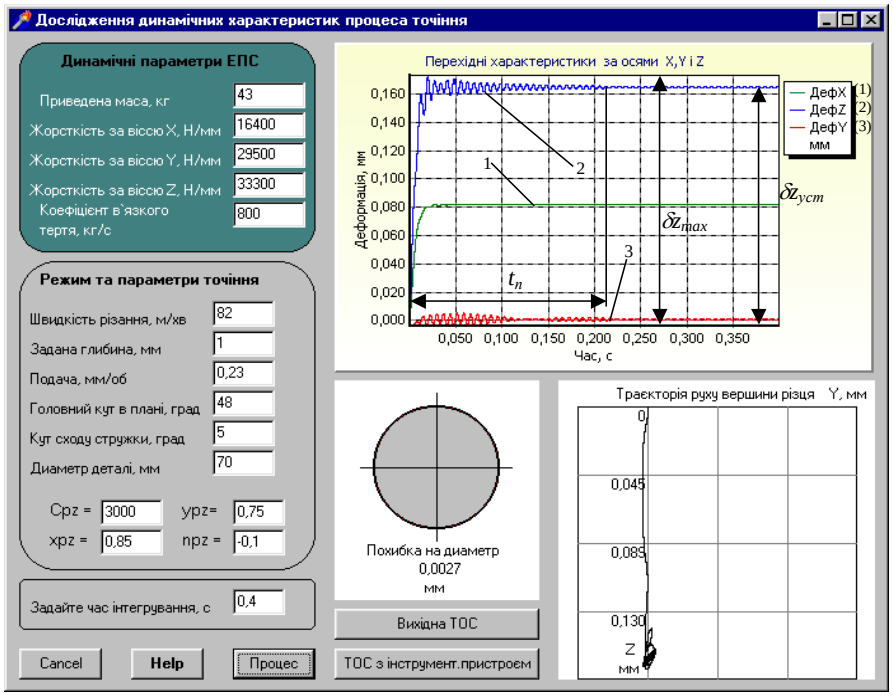


Рис. 12. Інтерфейс прикладної програми при моделюванні перехідного процесу ТОС з інструментальним пристроєм

Крім того, траєкторія руху верхівки різця максимально наблизилася до вертикальної вісі, завдяки чому вдалося значно зменшити похибку на діаметр від пружних деформацій ТОС з інструментальним пристроєм до 0,0027 мм (порівняйте – для вихідної системи 0,0166 мм).

Аналіз динамічної якості ТОС за результатами моделювання. Динамічна якість ТОС у часовому просторі за перехідними характеристиками може бути оцінена показником A, що є добутком відносного підскоку і часу перехідного процесу. Так, для координати Z ТОС отримуємо з вимірювань на рис. 9 для вихідної ТОС та на рис. 12 для ТОС з інструментальними пристроєм:

$$A = t_n \left(1 + \frac{\delta z_{max} - \delta z_{уст}}{\delta z_{уст}} \right),$$

де t_n – час перехідного процесу,

δz_{max}, $\delta z_{уст}$ – максимальне і усталене значення пружної деформації за координатою Z.

Аналогічно можуть бути визначені інтегральні показники динамічної якості ТОС і за іншими координатними осями. Ясно, що чим менше цей показник, тим краща динаміка системи (в ідеалі $A = 0$).

Хід виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями.
2. Завдання для виконання – вихідні дані на технологічну операцію точіння аналогічні даним отриманим при виконанні завдання до практичної роботи № 1.
3. Виконати ескіз інструменту (токарного різця) з вказуванням розмірів (довжини, висоти, ширини, розміру поперечного перетину державки), що був обраний та розрахований для виконання заданої технологічної операції.
4. Підставити отримані результати у програму DME.PR.4-5-6, що моделює процес обробки, та визначити величину похибки обробки для випадку застосування звичайного інструменту (для цього необхідно у програмі DME.PR.4-5-6 активувати режим розрахунку для звичайної ТОС, це можна зробити натиснувши на кнопку "Вихідна ТОС").
5. Розрахувати за отриманими результатами показник динамічної якості ТОС – A.
6. Обрати за розрахованими у практичній роботі № 1 конструктивними параметрами різального інструменту (токарного різця) діапазон можливих раціональних значень конструктивних параметрів інструментального пристрою ℓ_1 і h_p.

7. Виконати ескіз інструментального пристрою для токарної обробки з позначенням розмірів ℓ_1 і h_p.
8. Активувати у програмі DME.PR.4-5-6 модуль розрахунку, що враховує конструктивні особливості інструментального пристрою. Для цього необхідно у програмі натиснути кнопку "ТОС з інструментальним пристроєм" та у вікні, що відкрилось ввести середні значення параметрів ℓ_1 і h_p.
9. Визначити величину похибки обробки для випадку застосування інструментального пристрою.
10. Розрахувати за отриманими результатами показник динамічної якості ТОС, що включає інструментальний пристрій – A'.
11. Побудувати графік залежності показника динамічної якості ТОС з інструментальним пристроєм від значення параметру h_p.
12. Побудувати графік залежності показника динамічної якості ТОС з інструментальним пристроєм від значення параметру ℓ_1.
13. Оформити звіт з виконання завдання, в якому навести графік зміни пружної деформації ТОС у часі, максимальне значення похибки на діаметр та траєкторію руху вершини різця у координатній площині *YOZ*.
14. Зробити висновки по результатам виконання завдання, в яких обов'язково проаналізувати отримані залежності та зробити висновок про доцільність використання на даній технологічній операції інструментального пристрою.

Зміст звіту

1. Назва та мета завдання.
2. Вихідні дані для заданої технологічної операції та призначені режими різання.
3. Ескіз токарного різця з позначеними лінійними розмірами.
4. Результати моделювання обробки для випадку застосування звичайного інструменту (похибка обробки та показник динамічної якості)
5. Ескіз інструментального пристрою з позначеними діапазонами розмірів його конструктивних особливостей ℓ_1 і h_p.
6. Результати моделювання – обробки для випадку застосування інструментального пристрою (похибка обробки та показник динамічної якості A').
7. Графіки залежності показника динамічної якості ТОС з інструментальними пристроєм A' від можливого діапазону значень ℓ_1 і h_p.
8. Висновки.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5

Тема: Визначення діапазонів раціональних значень параметрів спеціального інструментального пристрою

Завдання: через оцінку динамічної якості системи визначити діапазони раціональних значень параметрів інструментального пристрою та умов обробки для його застосування

Теоретична частина

Аналогічна практичній роботі № 4.

Практична частина

Визначення діапазону раціональних значень геометричних параметрів різальної частини інструментального пристрою. Принцип компенсації похибки обробки, реалізований у спеціальному інструментальному пристрої (див. рис. 5, практична робота (ПР) № 4) від пружної деформації ТОС базується на перерозподілі технологічних складових сили різання P_y і P_z, який, головним чином залежить від головного кута у плані різця φ. Тому вплив величини головного кута на похибку обробки Δ буде більш значним ніж вплив інших геометричних параметрів. Визначимо за допомогою програми DME.PR.4-5-6 діапазон раціональних значень кута φ та його вплив на похибку обробки для випадків застосування звичайного інструменту та інструментального пристрою.

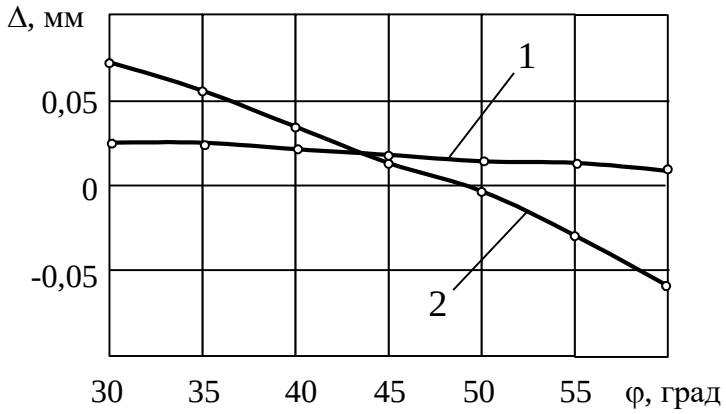


Рис. 1. Залежність похибки на діаметр від головного кута у плані: 1 – для звичайного інструменту; 2 – для інструментального пристрою

Залежності, отримані для умовного прикладу за допомогою програми DME.PR.4-5-6 приведені на рис. 1. Для даного прикладу, похибка обробки значно більше залежить від головного кута у плані різця для інструментального пристрою (лінія 2 на рис. 1) ніж для вихідної ТОС – лінія 1 на рис. 1. Отримані залежності дозволяють вибрати оптимальні значення головного кута φ у плані при технологічній підготовці виробництва.

З проведеного аналізу за допомогою програми виходить, що при даних геометричних параметрах інструментального пристрою діапазон раціональних значень величини головного кута у плані знаходиться у межах 46°-52°, при цьому відбувається майже повна компенсація похибки обробки від пружних деформації ТОС.

Визначення діапазону раціональних значень конструктивних параметрів інструментального пристрою. Конструктивні параметри інструментального пристрою, що визначають величини ℓ_1 та h_p на кінематичній схемі, яка заміщує пружну систему (див. рис. 8, ПР № 4), також істотно впливають на величину компенсації похибки обробки від пружних деформацій технологічної оброблювальної системи (ТОС) при точінні.

Визначення такого впливу може бути також проведено за допомогою програмного забезпечення DME.PR.4-5-6 (див. рис. 9, ПР №4). Для обробного прикладу були отримані залежності (рис. 2) похибки обробки деталі ∅70 мм при головному куті у плані $\varphi = 45°$ від параметру h_p для трьох значень параметру ℓ_1: лінія 1 – ℓ_1 = 44 мм, лінія 2 – ℓ_1 = 42 мм, лінія 3 – ℓ_1 = 40 мм. Для даного випадку впливу зазначених параметрів на динамічні явища при точінні виявлено не було.

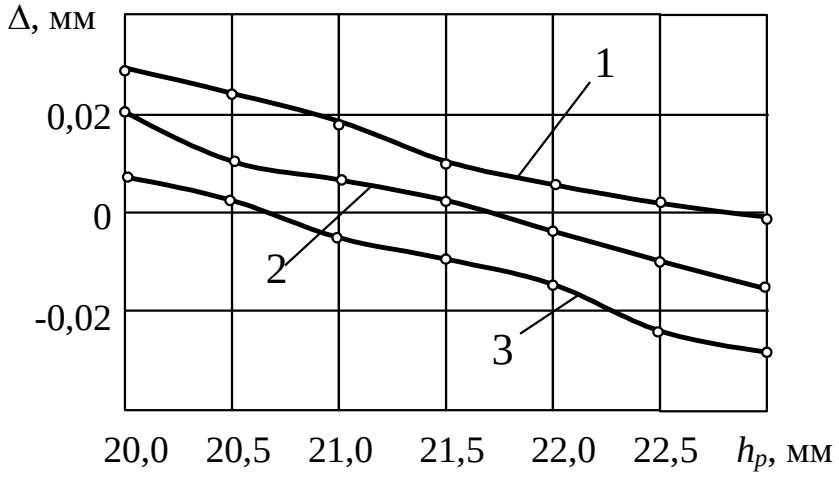
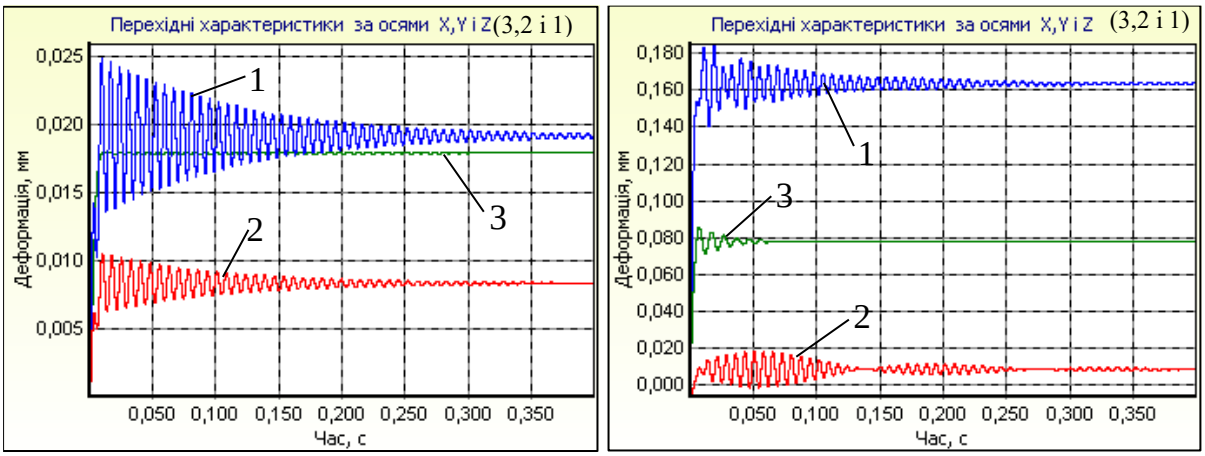


Рис. 5.2. Залежність похибки на діаметр від геометричних параметрів інструментального пристрою: головний кут у плані 45°
1 – ℓ_1 = 44 мм, 2 – ℓ_1 = 42 мм, 3 – ℓ_1 = 40 мм.

За допомогою програми DME.PR.4-5-6 можна також провести дослідження впливу будь-яких (з запропонованих на головному інтерфейсі рис. 9 і додатковому інтерфейсі рис. 11) параметру на динамічну якість ТОС при точінні.

На рис. 3 представлені осцилограми перехідних процесів для вихідної ТОС і ТОС з інструментальним пристроєм з однаковими вихідними параметрами при точінні деталі ∅20 мм.



а) б)

Рис. 3. Перехідні характеристики вихідної ТОС (*а*) і системи з інструментальним пристроєм (*б*)

Визначення діапазону раціональних значень параметрів інструментального пристрою в залежності від умов обробки Визначення раціональних параметрів інструментального пристрою за допомогою оцінки динамічної якості вихідної системи і системи з інструментальним пристроєм від діаметра деталі, що обробляється у графічному вигляді представлені на рис. 4 та рис. 5. Динамічна якість оцінювалась за інтегрованим критерієм, який розраховувався за залежністю:

$$A = t_n\left(1+\frac{\delta z_{max}-\delta z_{ycm}}{\delta z_{ycm}}\right), \qquad (1)$$

де t_n – час перехідного процесу,

δz_{max}, δz_{ycm} – максимальне і усталене значення пружної деформації за координатою Z.

Значення отримані при наступних вихідних параметрах: головний кут у плані різця φ = 48°, геометричні параметри інструментального пристрою ℓ_1 = 42 мм, h_p = 21,5 мм.

Динамічна якість в обох випадках залежить від діаметру деталі, що обробляється. Проте, якщо для вихідної системи вона за інтегрованим критерієм змінюється від 0,487 до 0,263 для різних діаметрів деталі (лінія 1 на рис. 4), то для системи з інструментальним пристроєм зареєстроване значне підвищення динамічної якості: діапазон зміни інтегрального критерію від 0,337 до 0,215 (лінія 2 на рис. 4) для тих же величин діаметру деталі.

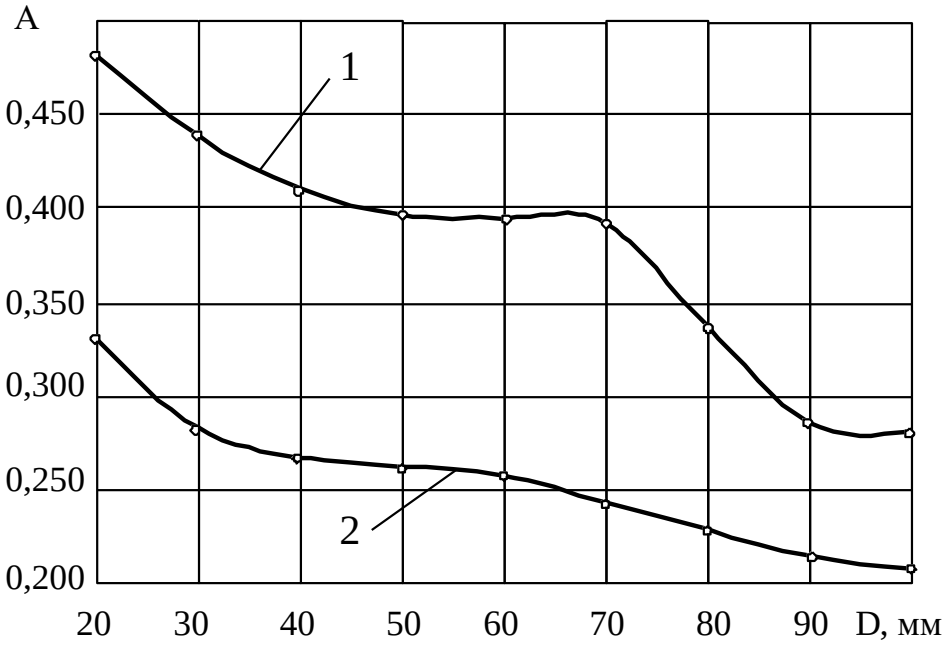


Рис. 4. Залежність динамічної якості від діаметра деталі, що обробляється:
1 – залежність динамічний якості від діаметру для звичайного інструмент,
2 – залежність динамічний якості від діаметру для інструментального пристрою

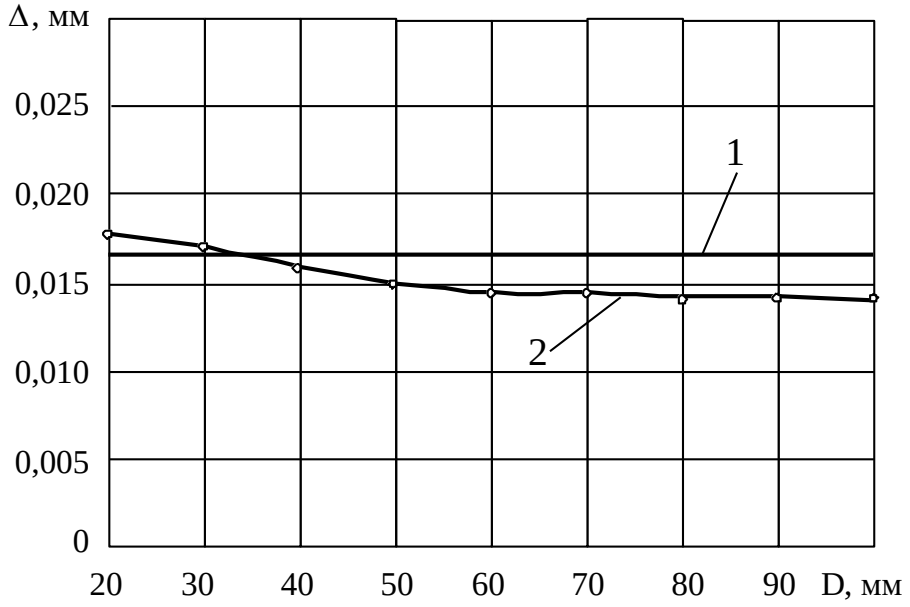


Рис. 5. Залежність похибки на діаметр від діаметра деталі, що обробляється:
1 – залежність похибки обробки від діаметру для звичайного інструменту;
2 – залежність похибки обробки від діаметру для інструментального пристрою

Аналіз залежностей рис. 5 показує, що для вихідної системи похибка від пружних деформацій майже не залежить від діаметра деталі і оцінюється у межах 0,0166 мм (лінія 1 на рис. 5), а для системи з інструментальним пристроєм на значному діапазоні зміни діаметру заготовки спостерігається зниження похибки за рахунок компенсації інструментальним пристроєм (лінія 2 на рис. 5). Причому при обробці заготовки діаметром ∅ 33 мм значення прогнозованої похибки при обробці на заданих умовах з використанням звичайного інструменту та інструментального пристрою зрівнюються (рис. 5). При подальшому збільшенні діаметру обробки похибка при застосуванні інструментального пристрою (крива 2, рис. 5) менша чим при застосуванні звичайного інструменту (крива 1, рис. 5.)

Хід виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями.
2. Завдання для виконання практичного завдання – вихідні дані на технологічну операцію точіння аналогічні даним отриманим при виконанні завдань до практичної роботи № 1.
3. Визначити для заданих умов обробки діапазон раціональних значень головного кута в плані φ моделюванням процесу обробки за допомогою програми DME.PR.4-5-6. Отримані дані занести в таблицю 1.

Таблиця 1

Похибка на діаметр Δ, мм в залежності від головного кута φ°

головний кут в плані φ°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	55°	60°
звичайний інструмент								
інструментальний пристрій								

4. За результатами даних таблиці 1 побудувати графіки залежностей похибки на діаметр Δ від головного кута в плані φ для звичайного інструменту та для інструментального пристрою аналогічно рис. 1.
5. Визначити для заданих умов обробки діапазон значень діаметрів заготовок для яких доцільне використання інструментального

пристрою моделюванням процесу обробки за допомогою програми DME.PR.4-5-6. Отримані дані занести в таблицю 2.

Таблиця 2

Динамічна якість системи *A*, мм в залежності від діаметра обробки *D*,

діаметр обробки *D*	20	30	40	50	60	...	110	120
звичайний інструмент								
інструментальний пристрій								

6. За результатами даних таблиці 2 побудувати графіки залежностей динамічної якості системи *A* від діаметру обробки *D* для звичайного інструменту та для інструментального пристрою аналогічно рис. 4.
7. Визначити для заданих умов обробки діапазон значень діаметрів заготовок для яких доцільне використання інструментального пристрою моделюванням процесу обробки за допомогою програми DME.PR.4-5-6. Отримані дані занести в таблицю 3.

Таблиця 3

Похибка на діаметр обробки Δ, мм в залежності від діаметра обробки *D*

діаметр обробки *D*	20	30	40	50	60	...	110	120
звичайний інструмент								
інструментальний пристрій								

8. За результатами даних таблиці 2 побудувати графіки залежностей похибки на діаметр обробки Δ, від діаметру обробки *D* для звичайного інструменту та для інструментального пристрою аналогічно рис. 5.
9. Оформити звіт з виконання завдання, в якому навести отримані графіки.
10. Зробити висновки по результатам виконання завдання, в яких обов'язково проаналізувати отримані залежності та зробити висновок про межі раціональних значень параметрів інструментального пристрою та діапазон значень параметрів процесу обробки для яких доцільне використання інструментального пристрою.

Зміст звіту

1. Назва та мета роботи.
2. Вихідні дані для заданої технологічної операції та призначені режими різання.
3. Таблиці значень (табл. 1, 2 та 3), отриманих у результаті моделювання процесу обробки.
4. Графіки залежностей за отриманими результатами (за прикладом, наведеним на рис. 1, 4 та 5)
5. Аналіз отриманих графіків з встановленими раціональними діапазонами значень параметрів інструментального пристрою та умов обробки.
5. Висновки по роботі, що обов'язково мають включати аналіз отриманих залежностей з обґрунтуванням вибраних раціональних діапазонів значень параметрів інструментального пристрою та умов обробки.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6

Тема: Вибір оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань

Завдання: виконати вибір оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань методом покоординатного спуску за критерієм оптимальності показником динамічної якості системи.

Теоретична частина

Динамічні властивості технологічної системи значною мірою впливають на якість обробки і інші важливі характеристики процесу різання. Тому завжди прагнуть покращити ці показники, тобто зробити систему нечутливою до різноманітних збурень, що провокують виникнення коливань, які найбільш небезпечні у напряму утворення розміру обробки – за технологічною координатою *Y*. Особливо актуальним таке завдання стає при обробці в системах з малою жорсткістю, наприклад, при розточуванні, коли діаметр оправки або борштанги обмежений розмірами оброблюваного отвору.

Найкращим вирішенням такого завдання є застосування динамічних компенсаторів коливань. Однак вони ефективно працюють тільки у випадку правильного розрахунку їх параметрів, що є достатньо складною задачею, яка може бути розв'язана виключно за допомогою комп’ютерної техніки.

Вихідна динамічна модель технологічної системи в найпростішому вигляді може бути представлена одно-масовою системою (рис. 1):

$$\begin{cases} ms^2 y + \lambda s y + cy = P, \\ H_з = H_ф - y, \\ P = kH_ф. \end{cases}$$

де m – маса супорта (або борштанги); λ – коефіцієнт в'язкого тертя;

y – деформація технологічної системи;

P – сила різання (її нормальна складова);

$H_ф$ – задана і фактична глибина різання;

k – коефіцієнт лінеаризованої залежності сили різання від глибини.

Для оцінки динамічних властивостей такої системи пропонується критерій, що визначається за даними перехідної характеристики:

$$A = y_{max} t_n,$$

де $y_{\max}$ – максимальна величина деформації (підскок, перерегулювання);

t_n – час перехідного процесу.

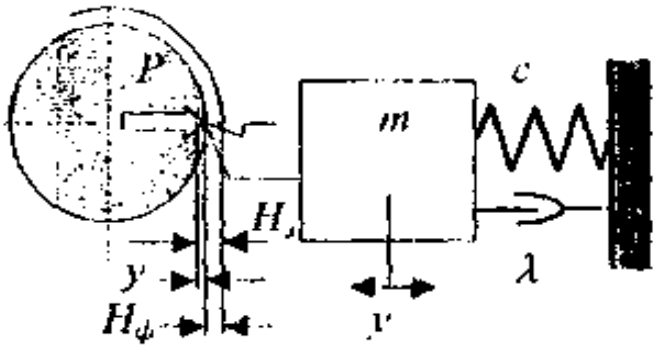


Рис. 1. Вихідна динамічна модель

Найкращою, з точки зору динаміки, буде система, для якої $A \to \min$. Цю задачу розв'язують за допомогою динамічного компенсатора коливань.

Схему динамічної моделі системи с компенсатором наведено на рис. 2

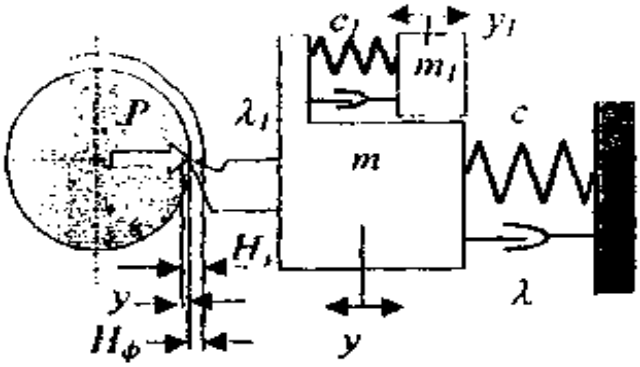


Рис. 2. Динамічна модель з компенсатором коливань

Як видно з рис. 2, у випадку використання динамічного компенсатора коливань, технологічна система може бути представлена у вигляді двомасової моделі, рух якої описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 s^2 y_1 + \lambda_1 s(y_1 - y) = 0, \\ ms^2 y + \lambda s y + cy = P + \lambda_1 s(y_1 - y) + c_1(y_1 - y). \end{cases}$$

Таким чином, задача зводиться до наступної: знайти такі параметри динамічного компенсатора коливань, а саме: масу m_1 і жорсткість c_1, щоб критерій A був мінімальним. Пропонується розв'язання цієї задачі, що належить до класу задач оптимізації, методом покоординатного спуску (методом Гаусса-Зейделя).

Для організації руху в напрямку мінімуму критерію A з деякої початкової точки поверхні, що відповідає координатам $(m_1)_0$ і $(c_1)_0$, необхідно вибрати координату, за якою організується рух і крок руху. На кожному кроці за результатами моделювання перехідної характеристики оцінювані значення критерію динамічної якості системи A і коли він почне збільшуватися,

необхідно змінити координату спуску. Оптимальними вважаються такі значення параметрів динамічного компенсатора коливань, при яких крок в будь-якому напрямку по координатах призводить до збільшення критерію A. Відзначимо, що рух слід викопувати з постійним кроком і не змінювати його в ході оптимізації.

Практична частина

Приклад. Знайти оптимальні параметри динамічного компенсатора коливань для технологічної системи з наступними вихідними даними: m = 10 кг, c = 10^4 Н/мм, k = 500 Н/мм, λ = 500 кг/с. Пошук почати з точки з координатами: m_1 = 6 кг, c_1 = 3000 Н/мм.

Для розв'язання задачі використовуємо програму DME.PR.4-5-6. Для оцінки динамічних властивостей вихідної системи (рис. 1) скористаємось моделлю "Вихідна ТОС" (рис. 3), оскільки в ній реалізована модель з однією масою.

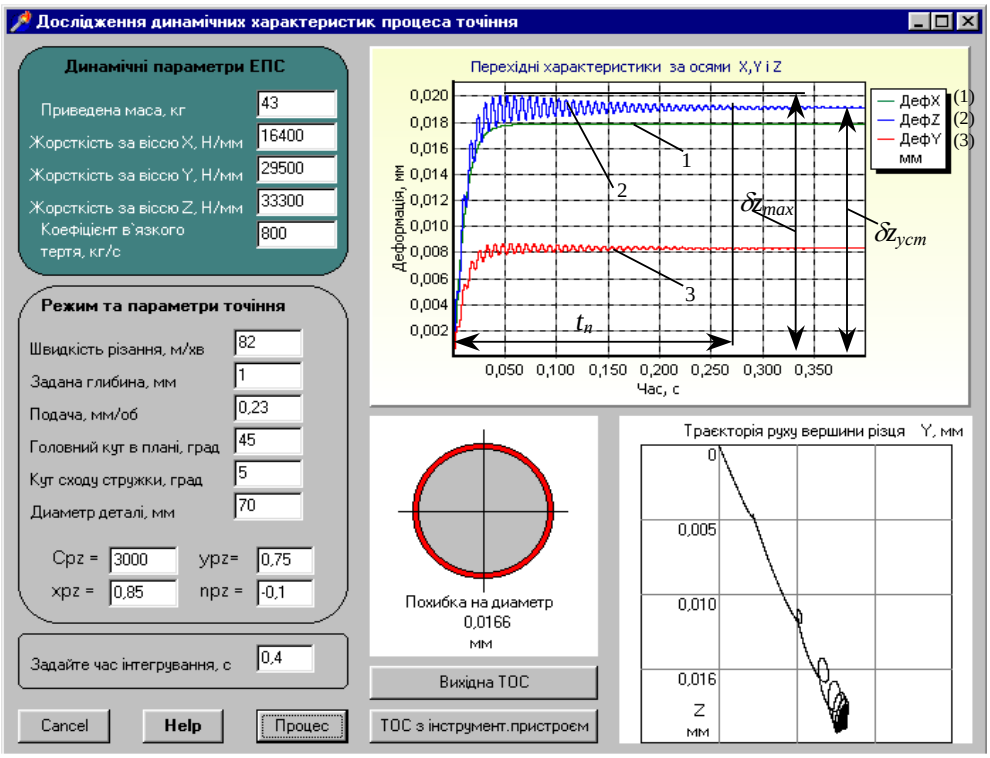


Рис. 3. Інтерфейс прикладної програми DME.PR.4-5-6 при моделюванні перехідного процесу вихідної ТОС

На екрані монітора у лівій частині вікна програми, згідно зі своїми вихідними даними відповідно варіанту необхідно ввести задані параметри. Для прикладу вводимо: приведена маса m = 10 кг; жорсткість за віссю Y c = 10^4 Н/мм; коефіцієнт в'язкого тертя λ = 500 кг/с. Причому вводити дані

необхідно в таких же одиницях, що позначені у вихідних даних. В якості інших даних використати, ті, що пропонуються програмою.

Далі, після перевірки, необхідно ввести час інтегрування для одержання перехідної характеристики. Час задавати таким, щоб на екрані монітора був відображений весь перехідний процес. Наприклад, для даного прикладу (рис. 4) достатньо ввести час інтегрування 0.1 с.

Графік отриманою перехідного процесу для вихідної технологічної системи за координатою *Y* на рис. 4. На цьому графіку визначаємо максимальну величину деформації (0.092 мм) і час перехідного процесу (0.215 с). Таким чином, критерій схильності вихідної системи до коливань складає 0.01978.



Рис. 4. Перехідна характеристика вихідної системи

На головному інтерфейсі програми (рис. 3) є кнопка з назвою “ТОС з інструмент. пристроєм”, при натисканні на яку з`являється додатковий інтерфейс (рис. 5) та вмикається модуль, що враховує дві маси. У який, згідно зі своїми вихідними даними відповідно варіанту необхідно ввести задані параметри динамічного компенсатора коливань: для прикладу вводимо: маса m_1 = 6 кг, жорсткість за віссю Y – c_1 = 3000 Н/мм.

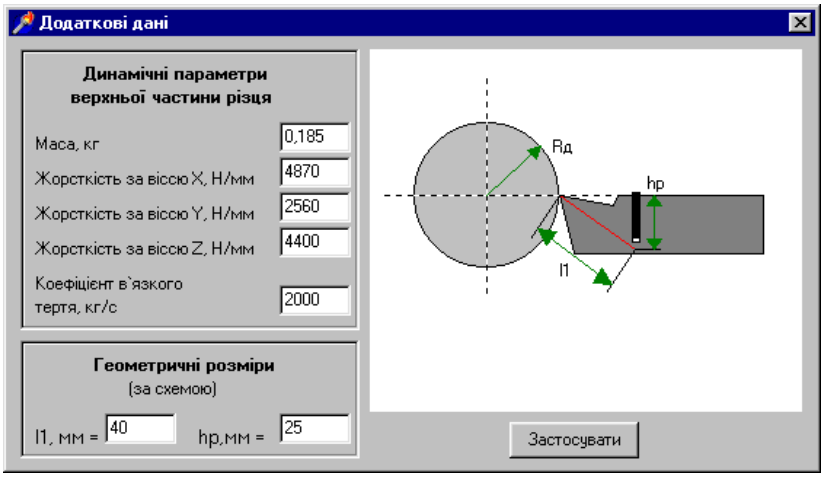


Рис. 5. Додатковий інтерфейс завдання вихідних даних для динамічного компенсатора коливань

Починаємо оптимізацію параметрів динамічного компенсатора коливань маси m1 та жорскості c_1 за критерієм оптимальності показником динамічної якості А методом покоординатного спуску.

Крок 1. Вводимо вихідні дані у програму та отримуємо графік перехідної характеристики за координатою *Y*. З графіку перехідної характеристики, розраховуємо величину критерію оптимальності *A*. Отриманий результат заносимо до табл. 1 у рядок крок 1 та ставимо вихідну точку 1 на трикоординатному графіку (рис. 6).

Крок 2. Робимо крок за обраною координатою. Спочатку здійснюємо рух за координатою жорсткості c_1 з заданим кроком k = 500 Н/мм у бік збільшення ($c_{1\ крок2} = c_{1\ крок1} + k = 3000 + 500 = 3500$ Н/мм). Вводимо всі дані з новим збільшеним на задний крок значенням жорсткості $c_{1\ крок2}$ у програму, та визначаємо $A_{крок2}$. Результат заносимо у табл. 1 у рядок крок 2, ставимо точку 2, до якої проводимо стрілку з точки 1 на трикоординатному графіку (рис. 6). Порівнюємо значення А першого та другого кроків:

$$A_{крок1} = 0{,}0210 < A_{крок2} = 0{,}0219.$$

В результаті збільшення жорсткості c_1 значення *A* зросло, що свідчить про погіршення динамічної якості системи. Це означає, що рух у цьому напряму за кординатою c_1 хибний.

Крок 3. Повертаємось у вихідну точку 1 з $c_1 = 3000$ Н/мм та перевіряємо напрям зменшення жорсткості c_1 з кроком k = 500 Н/мм ($c_{1\ крок3} = c_{1\ крок1} - k = 3000 - 500 = 2500$ Н/мм). $A_{крок3} = 0{,}0182 < A_{крок1} = 0{,}0210$. Показник *A* зменшився, динамічна якість системи покращелась, значить рух у цьому напряму вірний. Отримані результати заносимо у таблицю та на графік.

Кроки 4, 5, 6, 7. Продовжуємо рухатись за координатою c_1 в напряму її зменшення з заданим кроком k = 500 Н/мм, отримані результати заносимо у табл. 1 та на графік (рис. 6). Знаходим локальний мінімум *A* за параметром c_1. Це значення $A_{крок6} = 0{,}0100$ для $c_{1\ крок6} = 1000$ Н/мм з кроку 6 (табл. 1).

Крок 8. Повертаємось з точки 7 до точки 6. Оскільки можливість покращети динамічну якість системи шляхом зміни значення c_1 вичерпалась (як збільшення її (крок 5) так і зменшення (крок 7) призводить до погіршення динамічної якості) зупиняємось на значенні $c_1 = 1000$ Н/мм та починаємо рух з точки 6 за іншою координатою маси m_1 з кроком 0.5 кг. Спочатку у бік збільшення ($m_{1\ крок8} = m_{1\ крок6} + 0.5 = 6 + 0.5 = 6.5$ кг). Динамічна якість погіршилась, крок хибний:

$$A_{крок6} = 0{,}0100 < A_{крок8} = 0{,}0116.$$

Кроки 9, 10, 11. Повертаємось з точки 8 до точки 6 та рухаємось у бік зменшення m_1 з кроком 0.5 кг. Знаходимо локальний мінімум *A*, який дорівнює 0,0075 в точці 10 з параметрами компенсатора коливань $c_1 = 1000$ Н/мм та $m_1 = 5$ кг.

Кроки 12 та 13. Оскільки екстремум *A* за координатою c_1 знайдено для маси $m_1 = 6$ кг, необхідно перевірити чи відповідає значення c_1 оптимуму *A* для маси $m_1 = 5$ кг. Зростання значення *A* у точці 12 (збільшення $c_{1\ крок10}$ на крок k) та у точці 13 (зменшення $c_{1\ крок10}$ на крок k) доводять що так.

Таким чином, параметри динамічного компенсатора коливань, що відповідають 10 кроку (табл. 1), а саме $c_1 = 1000$ Н/мм та $m_1 = 5$ кг є оптимальними за параметром показника динамічної якості системи A, оскільки відповідають його найменшому значенню для даної системи $A = 0{,}0075$. Рух з точки 10 в будь-якому напряму за будь-якою координатою призводить до збільшення значення показника A, а значить до погіршення динамічної якості системи, що включає динамічний компенсатор коливань.

Зверніть увагу, що обрані для руху кроки не змінювалися протягом усього пошуку екстремуму методом покоординатного спуску.

Таблиця 1.

№ кроку	m_1, *кг*	c_1, *Н/мм*	y_{max}, *мм*	$t_п$, *с*	A
1	6	3000	0,075	0,28	0,0210
2	6	3500	0,073	0,30	0,0219
3	6	2500	0,076	0,24	0,0182
4	6	2000	0,078	0,16	0,0125
5	6	1500	0,080	0,15	0,0120
6	6	1000	0,083	0,12	0,0100
7	6	500	0,085	0,16	0,0136
8	6,5	1000	0,083	0,14	0,0116
9	5,5	1000	0,083	0,10	0,0083
10	5	1000	0,083	0,09	0,0075
11	4,5	1000	0,083	0,11	0,0091
12	5	1500	0,080	0,13	0,0104
13	5	500	0,085	0,13	0,0111

Схему пошуку проілюстровано графічно на рис. 6.

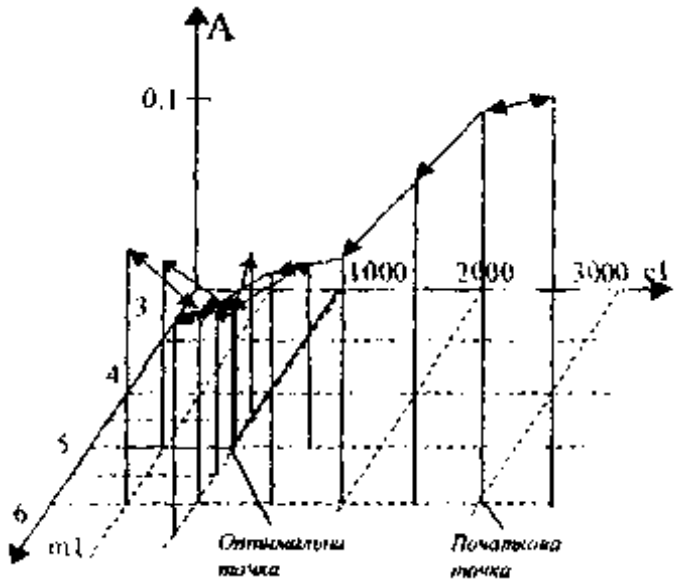


Рис. 6. Схема пошуку екстремуму

Завдання

Згідно з номером варіанта виконати вибір оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань. Для всіх варіантів взяти глибину різання t = 1 мм, крок зміни маси Δm_1 = 0,5 кг і коефіцієнт в'язкого тертя динамічного компенсатора коливань, що дорівнює коефіцієнту в'язкого тертя основної системи.

Таблиця 2

№ варіанту	*m*, *кг*	*c*, *Н/мм*	*k*, *Н/мм*	λ, *кг/с*	m_1, *кг*	c_1, *Н/мм*
1	10	10000	500	700	2.0	3000
2	13	17500	600	950	3.5	5000
3	8	11000	700	600	4.0	4000
4	15	20000	800	700	5.0	6000
5	17	15500	900	950	6.0	7000
6	12	14000	500	750	5.5	4500
7	6	9000	300	650	4.5	3500
8	20	16000	400	900	3.0	5500
9	22	12000	550	800	2.5	6500
10	16	13000	650	600	7.0	7000

Зміст звіту

1. Назва та завдання роботи.
2. Вихідні дані для заданого компенсатора коливань.
3. Схема системи.
4. Графік перехідної характеристики системи без динамічного компенсатора коливань, її критерій схильності до коливань.
5. Таблиця з результатами пошуку екстремуму та графік, що її ілюструє.
6. Графік перехідної характеристики системи і оптимальними параметрами динамічного компенсатора коливань.
7. Висновок.

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 7

Тема: Дослідження частотних характеристик другого роду технологічної оброблювальної системи при точінні

Завдання: за допомогою спеціальної прикладної програми побудувати амплітудо-фазову частотну характеристику технологічної оброблювальної системи при точінні

Теоретична частина

Основні характеристики САУ. При аналізі різноманітних САУ часто виникає необхідність в об'єктивній оцінці, порівнянні систем поміж собою. Системи, як правило, оцінюються за критерієм, що визначається з їх функціонального призначення. Так, для САУ металорізного устаткування найважливішим критерієм є точність відтворення різних законів руху, точність обробки, точність позиціонування, точність досягнення прийнятого критерію оптимальності тощо. В умовах промислової експлуатації на САУ діє принаймні один керуючий вплив і одне збурення, а оцінка проводиться за ступенем відповідності вихідної величини (цілі управління) закону, що вимагається. Оскільки в цьому випадку точність відтворення буде залежати як від параметрів самої САУ, так і від модифікації законів, що задаються і що збурюють, які заздалегідь не визначені, виділити вплив безпосередньо системи на загальному фоні дуже важко. Наприклад, для оцінки точності гідросупорта по обробленій деталі (розмір у на рис. 1) необхідно враховувати закон модифікації управляючого впливу *x(t)*, що визначається профілем копіра *K* і повздовжньою подачею *S*, а також з усіх діючих збурень хоча б одне – складову P_y сили різання. Два однакові гідросупорти, які працюють в різних умовах, тобто при різних задавальних впливах та збуреннях, забезпечують різну точність обробки.

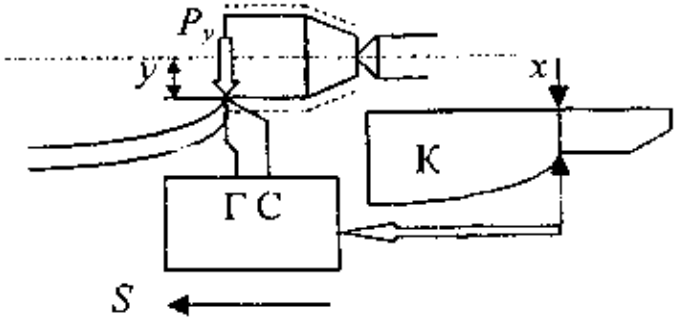


Рис. 1 Оцінка точності гідросупорта

Тому для забезпечення об'єктивної оцінки САУ користуються спеціальними однаковими сигналами, що подаються на вхід системи. Ці сигнали називають типовими динамічними впливами. При дослідженні САУ прагнуть вибрати такий вплив, реакція на який достатньо повно відображає як статичні, так і динамічні характеристики системи. Крім того, враховується вимога простоти відтворення такого впливу. Цим вимогам якнайбільше відповідають два типові динамічні впливи: гармонічний сигнал і східчаста функція.

Частотні характеристики. Використання типового гармонічного впливу означає подачу на вхід САУ або об'єкта гармонічного сигналу

$$x(t) = B_1 \cos(\omega t),$$

де B_1 – амплітуда, ω – кругова частота (рис. 2).

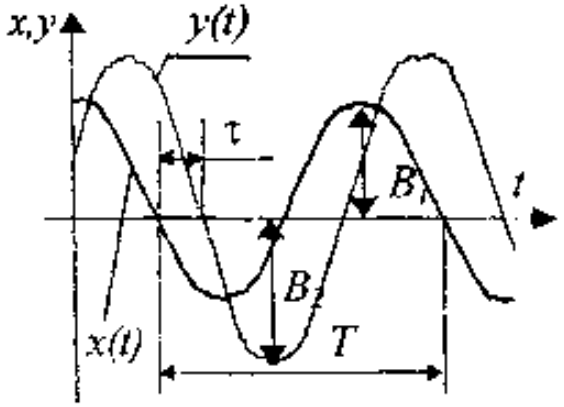


Рис. 2. Типовий гармонічний вплив

На виході лінійної САУ або об'єкту в режимі, що встановився, буде також гармонічний сигнал:

$$y(t) = B_2 \cos(\omega t + \varphi),$$

де $\varphi = \dfrac{360°\tau}{T}$ – фазовий кут.

Реакція САУ на гармонічний вплив подається двома частотними характеристиками: амплітудно-частотною і фазово-частотною. Амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) показує, як змінюється відношення амплітуди вихідного сигналу до амплітуди вхідного від частоти:

$$\text{АЧХ: } A(\omega) = \frac{B_2(\omega)}{B_1(\omega)}.$$

Фазово-частотна характеристика (ФЧХ) показує залежність фазового кута від частоти:

$$\text{ФЧХ: } \varphi(\omega).$$

На етапі аналізу і синтезу проектованих систем і об'єктів визначити їх частотні характеристики можна за відомими передаточним функціями. При цьому зручно записати гармонічний сигнал у вигляді функції комплексної змінної з використанням формули Ейлера. Таким чином, вхідний вплив:

$$x(t) = B_1(cos\,\omega t + j\,sin\,\omega t) = B_1 e^{j\omega t},$$

вихідна величина:

$$y(t) = B_2\left[cos(\omega t + \varphi) + j\,sin(\omega t + \varphi)\right] = B_2 e^{j(\omega t+\varphi)}.$$

Нехай система, що аналізується, описується рівнянням:

$$T_1^2 \cdot s^2 \cdot y + T_2 \cdot s \cdot y + y = k_1 \cdot x_1 + \tau \cdot k_2 \cdot s \cdot x_2 + k_2 x_2, \qquad (1)$$

де s – оператор диференціювання, $s = d/dt$; T_1, T_2, τ – постійні часу; k_1, k_2 – коефіцієнти передачі.

Відкинувши для простоти вхідний вплив x_1 і вважаючи $x_2 = x(t)$, знайдемо похідні від вхідної та вихідної величин:

$$\frac{dx}{dt} = j\omega B_1 e^{j\omega t};\ \frac{dy}{dt} = j\omega B_2 e^{j(\omega t+\varphi)};\ \frac{d^2y}{dt^2} = (j\omega)^2 B_2 e^{j(\omega t+\varphi)}$$

і підставимо їх у вихідне рівняння. Отримаємо

$$T_1^2 (j\omega)^2 B_2 e^{(\omega t+\varphi)} + T_2 (j\omega) B_2 e^{(\omega t+\varphi)} + B_2 e^{(\omega t+\varphi)} = k_2 B_1 e^{j\omega t}.$$

Після скорочення на загальний множник $e^{j\omega x}$ та простих перетворень, маємо:

$$\frac{B_2}{B_1} e^{j\omega} = \frac{k_2\left[T_3(j\omega)+1\right]}{T_1^2(j\omega)^2 + T_2(j\omega) + 1}. \qquad (2)$$

Цей вираз називають частотною передаточною функцією. З порівняння формул (2) і (3) видно, що частотна передаточна функція може бути отримана із звичайної передаточної функції заміною s на $j\omega$.

Отже, частотна передаточна функція $W(j\omega)$ є комплексним числом, модуль якого відповідає АЧХ, а аргумент – ФЧХ. Таким чином, справедливі співвідношення:

$$A(\omega) = mod\ W(j\omega);$$

$$\varphi(\omega) = mod\ W(j\omega); \qquad (3)$$

Очевидно, що задача аналітичного визначення частотних характеристик на етапі аналізу проектного рішення зводиться до визначення комплексного виразу *W(jω)* і виділення в ньому модуля і аргументу. Це неважко зробити, коли відомі дійсна $U(\omega) = Re[W(j\omega)]$ і уявна $V(\omega) = Im[W(j\omega)]$ частини частотної передаточної функції $W(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega)$ (рис. 4.3). У цьому випадку користуємось співвідношеннями:

$$A(\omega) = \sqrt{[U(\omega)]^2 + [V(\omega)]^2}$$

$$\varphi(\omega) = arctg\frac{V(\omega)}{U(\omega)}. \qquad (4)$$

Як правило, частотна передаточна функція подається у вигляді відношення двох поліномів і для виділення дійсної і уявної частин застосовують відомий прийом: множать чисельник і знаменник на поліном, спряжений до знаменника.

Наприклад, при визначенні частотних характеристик системи з передаточною функцією $W(s) = \frac{k}{(Ts+1)}$ спочатку знаходять її частотну передаточну функцію $W(j\omega) = \frac{k}{[T(j\omega)+1]}$, а після цього множать чисельник і знаменник на $T(j\omega)-1$. Після простих перетворень одержують частотну передаточну функцію у вигляді

$$W(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega) = \frac{k}{\left(T^2\omega^2+1\right)} - j\frac{kT\omega}{\left(T^2\omega^2+1\right)}.$$

АЧХ і ФЧХ знаходять безпосередньо за залежностями (4):

$$A(\omega) = \frac{k}{\sqrt{T^2\omega^2+1}}; \quad \varphi(\omega) = arctg(-T\omega). \qquad (5)$$

Якщо частотна передаточна функція має вигляд співвідношення двох поліномів: $W(j\omega) = \frac{C_1(j\omega)}{C_2(j\omega)}$, то найлегше можна знайти АЧХ і ФЧХ, користуючись залежностями:

АЧХ: $$A(\omega) = \frac{mod[C_1(j\omega)]}{mod[C_2(j\omega)]}; \qquad (6)$$

ФЧХ: $$\varphi(\omega) = arg[C_1(j\omega)] - arg[C_2(j\omega)].$$

Із залежностей (4) випливає, що АЧХ і ФЧХ можуть бути об'єднані в одну характеристику – АФЧХ (амплітудно-фазово-частотна характеристика), яка будується на комплексній площині (рис. 3). АФЧХ являє собою годограф радіус-вектора частотної передатної функції при модифікації частоти від 0 до ∞. На графіку АФЧХ, що називають також діаграмою Найквіста, обов'язково виділяють точки, біля яких пишуть значення відповідних частот.

Розглянемо методику експериментального визначення частотних характеристик систем і об'єктів автоматичного управління. Для проведення таких експериментів необхідно мати генератор гармонічних коливань з можливістю регулювання частоти в діапазоні: для дослідження САУ робочими органами верстатів і промислових роботів – від 0 до 100 характеристика Гц для дослідження об'єктів – до 500 Гц і вище.

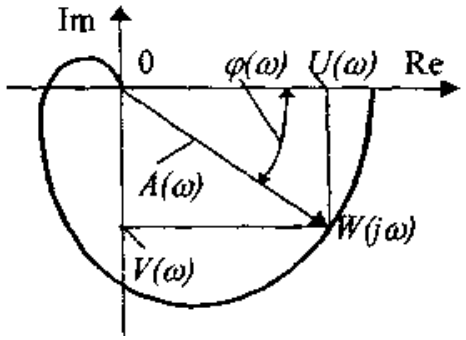


Рис. 3. Амплітудно-фазово-частотна характеристика

За допомогою такого генератора на вхід досліджуваної системи подається гармонічний сигнал постійної амплітуди і реєструється вихідний сигнал при різних значеннях частоти. При дослідженні замкненої САУ вихідний сигнал можна отримати безпосередньо в системі з вимірювального приладу зворотного зв'язку. Якщо ж досліджувана САУ є розімкненою, то необхідно використовувати спеціальний вимірювальний прилад вихідний величини. Для реєстрації сигналів на виході САУ, як правило, використовують двоканальні самописні прилади або електронні запам'ятовуючі осцилографи.

На рис. 4. показана схема установки для експериментального визначення частотних характеристик приводу стеження. Досліджувався привід фірми ВВС (Швейцарія), спрощену функціональну схему якого представлено у вигляді порівняльного пристрою, тиристорного перетворювача (ТП), двигуна постійного струму (Д) тахогенератора (ТГ) зворотного зв'язку. Такими приводами оснащуються як металорізальні верстати, так і роботи. В приводі використаний малоінерційний двигун з друкованим якорем і збудженням від постійних магнітів М26 фірми СЕМ потужністю до 5 кВт. Задавальна напруга

U, приводу може змінюватися в діапазоні від -10 В до +10 В, що відповідає частоті обертання двигуна від -3000 об/хв до +3000 об/хв.

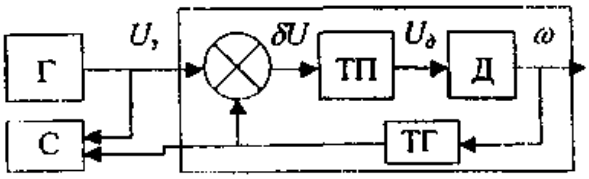


Рис. 4. Схема експериментального визначення ЧХ

Сигнал від генератора (Г) у формі гармонічних коливань напруги амплітудою 1В подавався на вхід приводу, що управляється і на один канал самописного приладу (С) (двоканальний самопис Н-338-2). Другий канал самописного приладу підключений до тахогенератору (ТГ) зворотного зв'язку і реєструє наріжну швидкість двигуна. Результати експериментальних досліджень наведені на рис. 5.

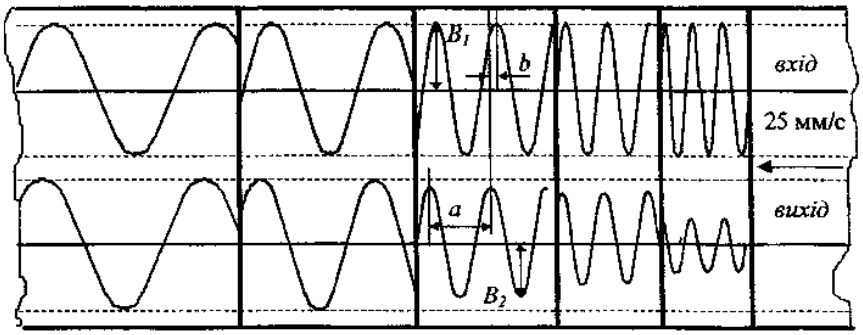


Рис. 5. Осцилограма наріжної швидкості двигуна (*вихід*) й задавального впливу (*вхід*)

При обробці осцилограми визначалися: частота – за швидкістю руху стрічки і періодом коливань, АЧХ – як співвідношення $A(\omega)=\frac{B_2}{B_1}$ Ф і ФЧХ – $\varphi(\omega)=\frac{360°b}{a}$. Дані результатів експерименту зведені до табл. 1 і за ними побудовано АФЧХ на рис. 6.

Таблиця 1.

№	Частота, рад/с	АЧХ	ФЧХ, град
1.	0.1	31.40	0
2.	3.14	30.47	-5
3.	6.28	29.85	-10
4.	12.5	27.65	-25
5.	25.1	22.62	-75
6.	31.4	16.02	-110
7.	62.8	5.65	-130

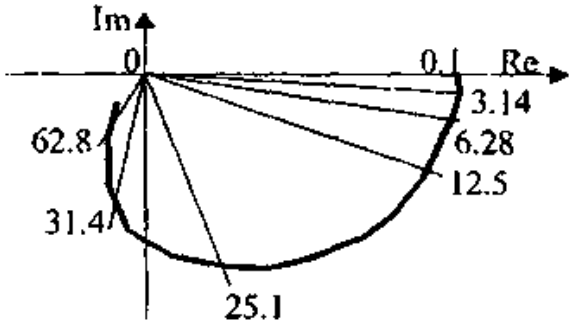


Рис. 6. Експериментальна АФЧХ приводу

Більш раціональним методом одержання експериментальних характеристик є метод, оснований на використанні фігур Ліссажу. При цьому для реєстрації експериментальних даних замість двоканального самописного приладу використовується електронно-променевий осцилографі

Фігури Ліссажу виникають на екрані осцилографа при підключенні до вертикальної і горизонтальної відхиляючих систем вхідного і вихідного гармонічних сигналів. Якщо ці сигнали відрізняються за амплітудою і мають деяке фазове зрушення, на екрані з'являється еліпс (рис. 7).

Оскільки цей еліпс відповідає одній частоті, то при вимірюванні одержуємо одну точку частотної характеристики. Розрахунки проводимо за формулами:

$$A(\omega) = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)}, \tag{7}$$

якщо вісь еліпса знаходиться між 0 і 90 градусами, то

$$\varphi(\omega) = arcsin\left[\frac{a}{X(\omega)}\right], \tag{8}$$

якщо між 90 і 180 градусами, то

$$\varphi(\omega) = 180° - arcsin\left[\frac{a}{X(\omega)}\right] \tag{9}$$

Знак фазового кута визначається за напрямком руху електронного променю при малюванні еліпса: за годинниковою стрілкою – знак "мінус", проти годинникової стрілки – знак "плюс".

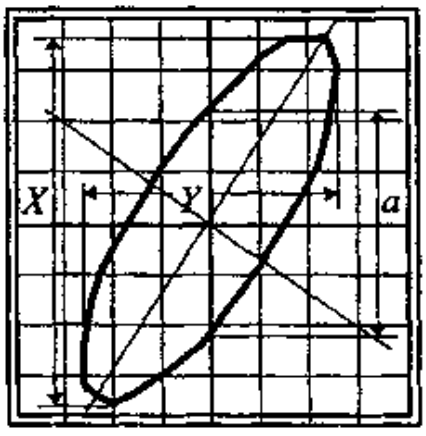


Рис. 7. Фігура Ліссажу на екрані осцилографа

Частотні характеристики широко використовуються для оцінки динамічних властивостей металорізних верстатів, їх окремих вузлів, а також

промислових роботів, процесів різання та інших об'єктів, що управляються. За частотними характеристиками можна судити про якість і можливу продуктивність процесу різання в замкненій технологічній системі, оскільки в більшості випадків шорсткість обробленої поверхні і гранична глибина різання обмежуються вібросталістю технологічної системи.

Для динамічних випробувань вузлів металорізних верстатів застосовують спеціальні установки, що складаються із звукового генератора (ЗГ), підсилювача потужності (ПП), електромагнітного вібратора (ЕМВ), джерела постійного струму (ДПС), вимірювача вектора механічних зусиль (ВМЗ) і вимірювача вектора вібропереміщень (ВВВ) (рис. 8).

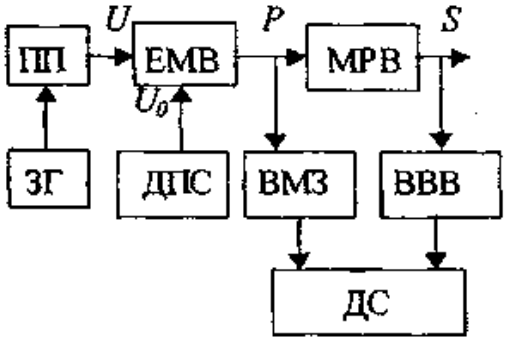


Рис. 8. Схема експериментальної установки

Електромагнітний вібратор мод. ЛДС-62 виконаний безконтактним, що дозволяє визначати частотні характеристики при шпинделі верстата, коли він обертається (рис. 9). Вібратор складається з корпуса 1, в якому встановлений сердечник 2 з Ш-подібного трансформаторного заліза з обмотками 3, 4 і 5, а також вібродатчик 6 (мод. ЛДС-29-70). При експериментальному визначенні частотних характеристик, наприклад, шпинделя токарного верстата, що обертається, корпус вібратора встановлюють у різцетримач 7 верстата, а в шпиндель 8 – оправку 9. Конструкція вібратора дозволяє змінювати кут дії вектора збурюючого зусилля на шпиндель верстата.

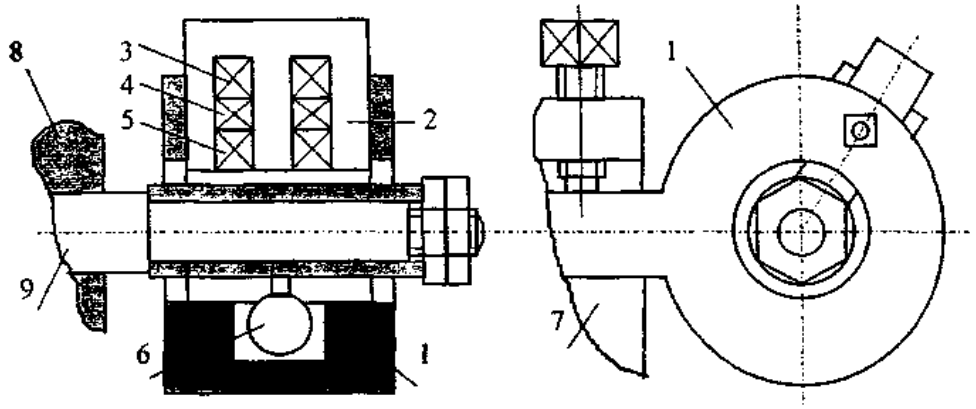


Рис. 9. Конструкція електромагнітного вібратора

При роботі віброустановки на обмотку 3 від генератора ЗГ через підсилювач ПП подається напруга $U = U_M \sin \omega t$ і постійна напруга U_0 від ДПС на обмотку 4. В результаті в системі збуджується силове збурення $P = P_M \sin \omega t + P_0$. Це збурення вимірюється за допомогою вимірювальної обмотки 5, а коливання (віброперемещення) пружної системи верстата $S = S_M \sin(\omega\tau + \varphi) + S_0$ вимірюється вимірювальним приладом 6. Як вимірювачі векторів зусиль і віброперемещень в установці використані тензометричний підсилювач, фазочутливий вольтметр і автоматичний регулятор фази. Реєстрація АФЧХ виконується двокоординатним столом мод. ПДС-021М. АФЧХ можна побудувати і більш простими засобами за результатами порівняння осцилограм зміни збурення *P* і віброперемещення *S*, записаних на шлейфовому осцилографі або самописці, який підключений до виходу тензометричного підсилювача. Приклад експериментальне отриманої АФЧХ показаний на рис. 10.

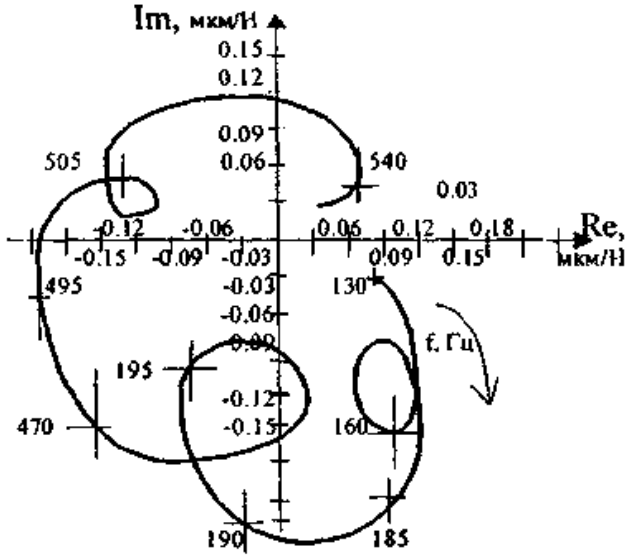


Рис. 10. АФЧХ верстата мод. 16Б20А з гідростатичними опорами (мастило И5А, тиск 3 МПа)

При вивченні частотних характеристик процесу різання в пружній технологічній оброблюваній системі розрізняють характеристики першого і другого виду. Частотні характеристики першого виду одержують експериментально, задаючи інструменту і деталі відносні коливання в зоні різання, тобто при кінематичному збудженні (рис. 11, *а*). Вхідним впливом є віброперемещення *x(t)* інструменту (або інструментального супорта) під впливом вібратора 1, а вихідною величиною – сила різання *P(t)* або її складова, що вимірюється за допомогою трикомпонентного динамометра 2. Експеримент проводять при точінні деталі 3, що має рівномірний припуск.

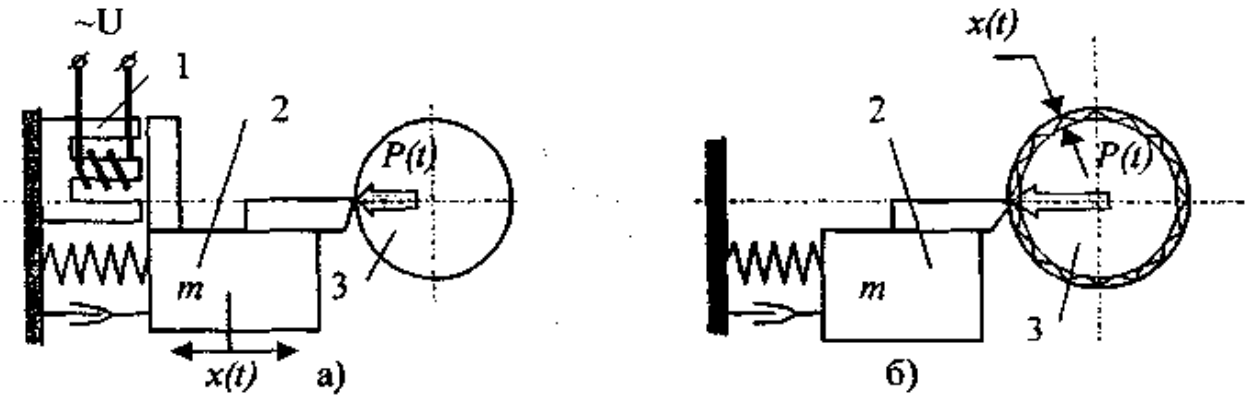


Рис. 11. Схеми визначення частотних характеристик процесу різання: *а*) першого роду; *б*) другого роду

Динамічні частотні характеристики другого виду одержують при обробці спеціально підготовленої деталі 3 з припуском *x(t)*, що змінюється за гармонічним, або близьким до нього, законом (рис. 11, *б*). Рекомендується проводити визначення частотних характеристик першого та другого виду за два оберти деталі на спеціальній автоматизованій установці.

На першому оберті відбувається зрізання рівномірного припуску при ввімкненому вібраторі, а на другому – зрізання сліду при вимкнутому вібраторі.

Експериментальна установка безпосередньо зв'язана з комп’ютером, що виконує обробку експериментальних даних.

Експериментальні частотні характеристики пружної технологічної системи при різанні, що зв'язують зміни припуску із модифікацією пружних деформацій системи і характеризують технологічну спадковість, можна отримати у виробничих умовах без застосування складної і надто коштовної апаратури.

Пропонується наступна схема експерименту. При постійних установках інструменту обробляють на різних частотах обертання шпинделя в досліджуваному діапазоні спеціально підготовлену деталь з припуском, який гармонічно змінюється. Вимірюючи за допомогою кругломіра або безпосередньо на верстаті за допомогою індикатора відхилення обробленої поверхні і записуючи кут, можна побудувати графік залежності максимальної деформації системи і відповідного фазового кута в функції частоти. Порівнюючи отримані залежності з розташуванням припуску, знаходять частотні характеристики.

Простіше за все підготувати деталь з припуском, що змінюється ексцентрично, хоча при цьому характер модифікації припуску дещо відрізняється від гармонічного, а експеримент можна провести тільки в низькій

області частот, обмеженій можливостями приводу головного руху верстата. Крім того, внаслідок плавного характеру модифікації припуску і спадкового сліду на обробленій поверхні деталі виникають труднощі з визначенням ФЧХ. Однак, враховуючи, що ексцентричне розташування припуску найбільш часто зустрічається на практиці, з цього експерименту можна дістати цінну інформацію для прогнозування технологічної спадковості.

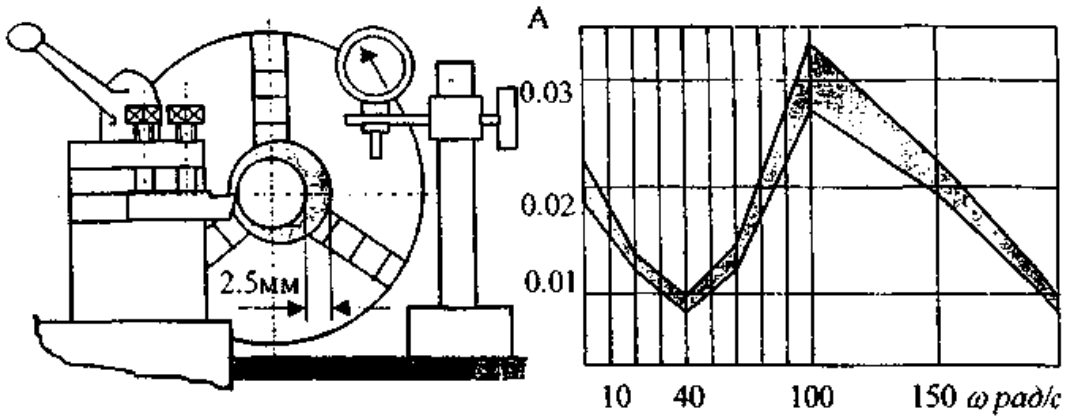


Рис. 12. Схема визначення частотних характеристик пружної системи верстата при різанні

Такі експерименти були проведені на токарному верстаті мод. ТВ-320 з варіатором у приводі головного руху (рис. 12). Оброблювальні деталі мали 5 поясків з ексцентриситетом припуску 1 мм. Матеріал деталі – Сталь 45, діаметр оброблених поясків 40 мм. Обробка виконувалася прохідним різцем Т15К6 з головним кутом в плані $\varphi = 45°$. Різець встановлювався так, щоб припуск змінювався від 0.5 мм до 2.5 мм за оберт деталі. Кожний поясок обточувався при постійному значенні подачі 0.089 мм/об і різних частотах обертання шпинделя. Динамічні властивості системи оцінювалися за АЧХ як залежність співвідношення амплітуди сліду до амплітуди припуску в функції від частоти. Результати експериментальних досліджень при обробці 10-ти деталей показані на рис. 12. Поле розсіювання АЧХ заштриховане. У дослідженій області частот можна бачити один резонансний пік на частоті ~100 рад/с. Зниження амплітуди у дорезонансній зоні пояснюється зниженням величини сили різання при підвищенні швидкості різання.

Практична частина

Моделювання процесу обробки за допомогою спеціального програмного забезпечення. Відповідно з розглянутою у теоретичній частині

методикою визначемо амплітудно-фазово частотні характеристики ТОС другого роду. Найбільш достовірні результати дає використання експериментальних АФЧХ ТОС, яку можна отримати в результаті досить складних експериментів при точінні спрофільованої за гармонічним законом заготовки. Тому, на етапі технологічної підготовки виробництва доцільно провести моделювання цього експерименту за допомогою розробленої в Лабораторії віртуальних засобів навчання Міністерства освіти і науки України прикладною програмою "Експериментальне дослідження частотних характеристик другого роду ТОС", головний інтерфейс якої представлений на рис. 13.

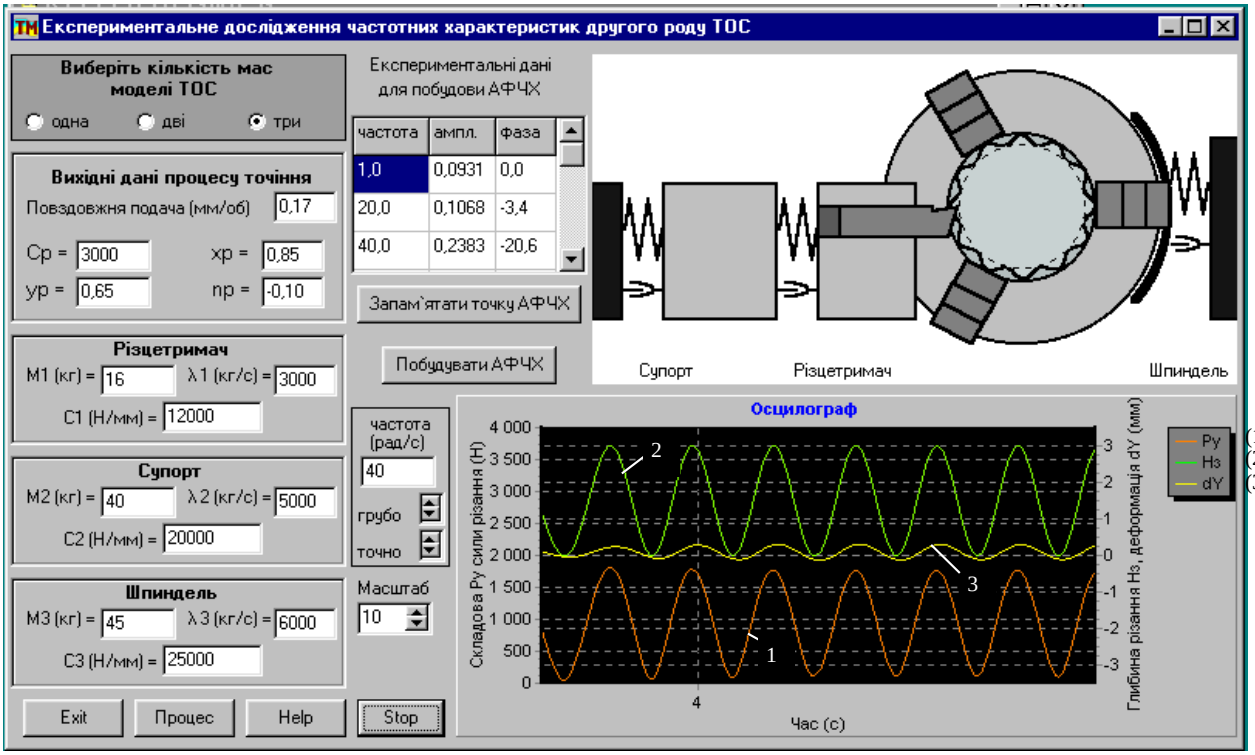


Рис. 13. Головний інтерфейс прикладної програми

Програма призначена для моделювання експериментального дослідження частотних властивостей ТОС при точінні. Динамічна модель ТОС, в залежності від ступеня ідеалізації, може бути представлена одномасовою, двомасовою або тримасовою системою. У разі вибору одномасової системи до моделі входить пружна система, яка зведена до різцетримача та процес точіння, що відбувається в замкненій ТОС. У разі вибору двомасової системи динамічна модель складається з різцетримача і супорта, а при тримасовій системі до них додається динамічна модель шпинделя. При будь-якому виборі до математичної моделі входить процес різання, що відбувається в замкненій системі.

При моделюванні досліджується процес обробки спеціально підготовленої деталі, контур якої у поперечному перерізі сформований за гармонічним законом. Таким чином, на пружну ТОС діє збурення у вигляді припуску, що змінюється також за гармонічним законом. Амплітуда закону постійна, а частота змінюється дослідником під час експерименту.

Реакція пружної ТОС спостерігається на осцилографі як зміна складової P_y сили різання і пружної деформації у напрямку осі Y, яка визначає технологічну спадковість. Залежність амплітуди, що вимірюється як відношення максимальної величини пружної деформації до максимальної величини складової P_y сили різання і фази, яка дорівнює куту між піком пружної деформації і складової P_y сили різання, від частоти визначає амплітудно-фазову частотну характеристику другого роду даної ТОС.

На головному інтерфейсі програми розташовані поля для вибору відповідної динамічної моделі пружної ТОС. Ці поля відмічаються мишкою і на інтерфейсі з`являються відповідні вихідні дані, а схема динамічної моделі (розташована справа на інтерфейсі) змінюється.

Процес моделювання розпочинається з натискання на кнопку "Процес". Над кнопкою "Stop" розташовані кнопки управління масштабом зображення складової P_y сили різання (ліва вісь осцилографа) та частотою ("грубо" – через 1 рад/с, "точно" – через 0.1 рад/с). Ще вище розташовані кнопки "Побудувати АФЧХ" і "Запам`ятати точку АФЧХ", призначення яких випливає з назви. Таблиця експериментальних даних для побудови АФЧХ призначена для візуалізації частоти, амплітуди і фази у кожній строчці, що визначають координати однієї точки графіку АФЧХ .

При моделюванні на екрані осцилографа з`являються осцилограми:

– складової P_y сили різання – червона лінія (лінія 1 на рис. 13);

– припуску $H_з$ – зелена лінія (лінія 2 на рис. 13);

– пружної деформації dy – жовта лінія (лінія 3 на рис. 13).

При натисканні на кнопку "Запам`ятати точку АФЧХ" у таблиці з`являються відповідні дані. Після зміни частоти при натисканні на кнопку "Запам`ятати точку АФЧХ" дані будуть автоматично занотовані у наступний рядок таблиці.

При наявності даних, що визначають не менш ніж три точки, натискання на кнопку "Побудувати АФЧХ" приводить до появи додаткового інтерфейсу з відповідним графіком. Підписи біля експериментальних точок відповідають значенню частоти, а крива графіку побудована як Ермитів кубічний сплайн.

Розглянемо приклад. Нехай на токарному верстаті обробляється заготовка $Rз = 50$ мм до розміру деталі $Rд = 45$ мм, причому ексцентриситет $e = 0.5$ мм. Параметри ТОС верстата відповідають зазначеним на головному інтерфейсі прикладної програми (рис. 13).

Необхідні характеристики у вигляді амплітудно-фазової частотної характеристики (рис. 14) отримані при імітаційному моделюванні ТОС за допомогою прикладної програми DME.PR.7. Параметри динамічної моделі та процесу різання ТОС відповідають зазначеним на інтерфейсі програми (рис. 13).

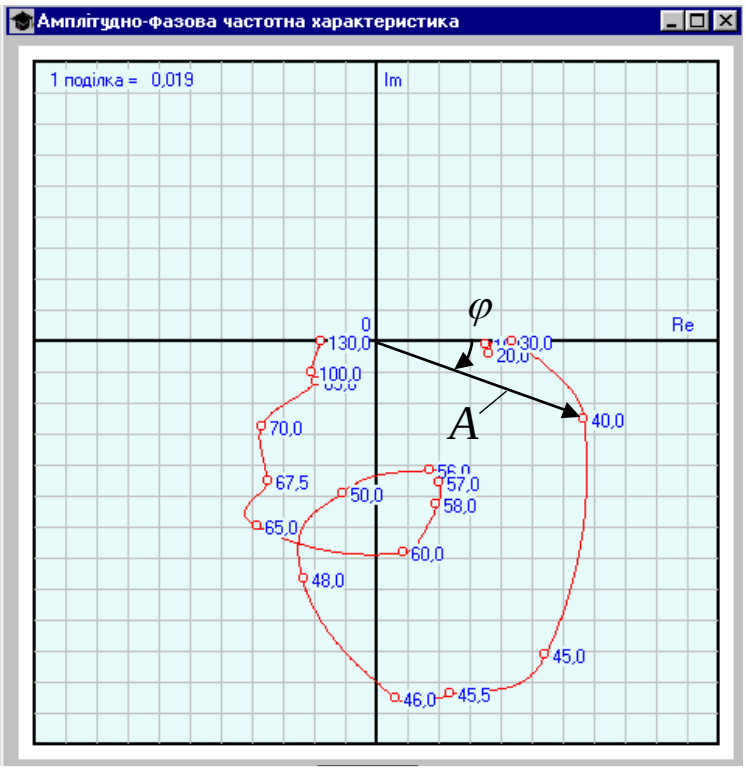


Рис. 14. Результати моделювання АФЧХ ТОС другого роду

Хід виконання роботи

1. Ознайомитись з теоретичними відомостями.
2. Завдання для виконання завдання практичної роботи – вихідні дані на технологічну операцію точіння аналогічні даним отриманим при виконанні завдання практичної роботи № 1.
3. За допомогою спеціальної програми DME.PR.7 отримати АФЧХ ТОС у випадку **одномасової** системи (встановлюється відповідним перемикачем зліва вверху програми, рис. 13), для ряду частот: 1.0; 3.1; 6.3; 12.5; 25.1; 31.4; 62.8; 125.6; 251.2;
4. За допомогою спеціальної програми DME.PR.7 отримати АФЧХ для ТОС у випадку **двомасової** системи (встановлюється відповідним

перемикачем зліва вверху програми, рис. 13), для ряду частот: 1.0; 3.1; 6.3; 12.5; 25.1; 31.4; 62.8; 125.6; 251.2;

5. За допомогою спеціальної програми DME.PR.7 отримати АФЧХ для ТОС у випадку **тримасової** системи (встановлюється відповідним перемикачем зліва вверху програми, рис. 13), для ряду частот: 1.0; 3.1; 6.3; 12.5; 25.1; 31.4; 62.8; 125.6; 251.2;

УВАГА! Для отримання коректних результатів у програмі DME.PR.7 необхідно при моделюванні частоту (рад/с) (рис. 13) задавати виключно через перемикання відповідних перемикачів – кнопками зі стрілками вверх та вниз ("грубо" – через 1 рад/с, "точно" – через 0.1 рад/с). Якщо внести значення безпосередньо набравши цифри за допомогою клавіатури, результати зіб'ються і точки АФЧХ запам'ятовуватись не будуть. Для встановлення наступного значення частоти, наприклад 251,2 не потрібно натискати кнопку навпроти "грубо" зі стрілкою вверх 251 раз, достатньо натиснути її та потримати поки значення частоти не досягне 251.

6. Проаналізувати отримані результати моделювання.
7. Оформити звіт, в якому навести таблиці з отриманими результатами моделювання – експериментальні дані для побудови АФЧХ та АФЧХ для ТОС як 1-, 2- та 3-масової системи (рис. 14).
8. Зробити висновки по результатам виконання завдання, в яких обов'язково проаналізувати отримані АФЧХ.

Зміст звіту

1. Назва та завдання роботи.
2. Вихідні дані для заданої технологічної операції.
3. Таблиця з результати моделювання та АФЧХ у випадку розгляду ТОС як одномасової системи.
4. Таблиця з результати моделювання та АФЧХ у випадку розгляду ТОС як двомасової системи.
5. Таблиця з результати моделювання та АФЧХ у випадку розгляду ТОС як трьохмасової системи.
6. Результати моделювання – графік зміни пружної деформації ТОС у часі, максимальне значення похибки на діаметр та траєкторію руху вершини різця у координатній площині *YOZ*.
7. Висновки.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кедров С.С. Колебание металлорежущих станков / Кедров С.С. М.: Машиностроение, 1978.– 199 с.

2. Кудинов В.А. Динамика станков / Кудинов В. А. М.: Машиностроение, 1967.– 357 с.

3. Орликов М.Л. Динамика станков / М.Л. Орликов.- 2-е изд., перераб. и доп.– Киев: Выща школа, 1989.– 272 с.

4. Струтинський В.Б. Динамічні процеси в металорізальних верстатах: Монографія. / В.Б.Струтинський, В.М. Дрозденко. Київ.: Основа-Принт, 2010.– 440 с.

5. Струтинський В.Б. Технологія моделювання динамічних процесів та систем. Монографія. / В.Б.Струтинський, Веселовська Н.Р. Вінниця: О.Власюк 2007.– 466 с.

6. Петраков Ю.В. Автоматичне управління процесами обробки матеріалів різанням: Навчальний посібник + CD Міністерство освіти і науки України, Київ 2004.– 384 с.

7. Петраков Ю.В., Драчев О.И. Автоматическое управление процессами резания: учебное пособие + CD. Старый Оскол: ТНТ, 2011.– 408 с.

ЗМІСТ

ВСТУП 3
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1. Динамічна якість технологічної оброблювальної системи при точінні 4
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2. Залежність сталості та автоколивань від жорсткості технологічної оброблювальної системи при точінні 16
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3. Залежність сталості та автоколивань від параметрів процесу обробки у технологічній оброблювальній системі при точінні 31
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4. Управління динамічними характеристиками технологічної оброблювальної системи при точінні 40
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5. Визначення діапазонів раціональних значень параметрів спеціального інструментального пристрою 53
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6. Вибір оптимальних параметрів динамічного компенсатора коливань 60
ПРАКТИЧНА РОБОТА № 7. Дослідження частотних характеристик другого роду технологічної оброблювальної системи при точінні 67
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ 82

Електронне навчально-методичне видання

Динаміка верстатних систем

Методичні рекомендації до виконання практичних робіт

для студентів освітнього рівня «Магістр»

спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування»

Укладач: Лисенко О.В.

Формат 60×84 1/16. Ум. друк. арк. 5,25.

Кафедра «Металорізальні верстати та системи»

Центральноукраїнський національний технічний університет

м. Кропивницький, просп. Університетський, 8