УДК 621.9.06: 531.781

Л.Є. Глембоцька, інж.
П.П. Мельничук, к.т.н., доц.
Житомирський інженерно-технологічний інститут

ДИНАМОМЕТР ДЛЯ ТОРЦЕВОГО ФРЕЗЕРУВАННЯ

Розглянуто проблеми конструювання динамометрів для вимірювання сил при обробці деталей різанням. Спроектовано оригінальну суцільну конструкцію динамометра для вимірювання сил різання при торцевому фрезеруванні.

1. Необхідність підвищення точності вимірювання зусиль різання за допомогою динамометрів вимагає поглиблення як статичного, так і динамічного їх аналізу. Одним з найбільш складних і водночас недосконалих з усіх типів динамометрів є конструкції фрезерних динамометрів.

Динамометр є спеціальною додатковою ланкою, ввімкненою послідовно в кінематично-силовому ланцюзі технологічної системи при обробці деталей, а тому вплив його на дійсну картину постійних змінних зусиль та інших характеристик процесу різання часто буває досить суттєвим.

Основою динамометрів є пружні елементи, на яких закріплюються перетворювачі (датчики) деформацій цих елементів в електричний сигнал. Однією з головних вимог до динамометрів є досягнення високої чутливості при мінімальних вимірювальних переміщеннях. Серед можливих перетворювачів величин деформацій – п'єзоелектричних, ємкісних, вугільного опору, індуктивних, магнітних та тензорезисторних – найкращими за стабільністю та точністю слід вважати останні. Для підвищення вихідних значень сигналів датчиків шляхом збільшення струму живлення перевагу потрібно віддавати фольговим, а не дротяним тензорезисторам.

В процесі експлуатації динамометрів, у зв'язку з пружними, інерційними характеристиками його елементів та динамічною неврівноваженістю конструкцій виникають похибки виміру зусиль різання статичного та динамічного характеру.

До статичних похибок динамометрів виміру сил різання слід віднести:

– нелінійність характеристик при вимірюванні як окремих складових, так і результуючої сили різання;

– існування залежностей показань величин сил різання від відносного положення зони різання на заготовці;

– існування взаємовпливу величин сигналів при вимірах окремих складових сили різання;

– вплив теплових процесів при різанні на показання зусиль різання тощо.

До динамічних похибок результатів вимірювання сил різання можна віднести:

– створення амплітудних, частотних та фазових похибок вимірюваного сигналу;

– створення похибок, пов'язаних з реакцією та зворотними зв'язками динамічно неврівноваженої конструкції динамометра (як майже і всіх ланок верстата).

Для досягнення високої лінійності при роботі динамометра треба уникати пластичних процесів та гістерезисних явищ. Це можливо завдяки зосередженню максимального деформування пружних елементів лише в місцях наклейки датчиків та надійному неплинному наклеюванню.

Для ліквідації впливу положення зони обробки на показники вимірювання нормальної складової P_y зусилля різання треба знаходити алгебраїчний підсумок електричних сигналів, які вимірюються датчиками на кінцях полів заготовки.

Для послаблення взаємовпливу величин сигналів при вимірюванні окремих складових зусилля різання треба зменшувати паразитне неортогональне деформування за рахунок вирівнювання жорсткостей в різних напрямках та збільшення плечей реактивного моменту (тобто збільшення розмірів корита заготовки) та зменшення висоти заготовки, а також шляхом підвищення чутливості схеми за рахунок виконання вимірювального моста з двома чи чотирма активними датчиками.

Для зниження впливу теплових процесів при різанні на показники зусиль різання треба максимально віддалити та ізолювати пружні елементи з датчиками від зони різання, вирівняти умови нагрівання та використовувати, по можливості, повні вимірювальні мости.

Для зниження динамічних похибок – амплітудних, частотних та фазових – треба підвищувати добротність коливального контуру динамометра, складеного з маси корита і заготовки та пружних елементів (тобто зменшувати реактивні втрати енергії). Як відомо [2], добротність коливальних контурів (в даному разі динамометра) визначається величиною, зворотною декременту згасання коливань. Вона означає, скільки разів підсилюється амплітуда змушуючого сигналу в контурі. Разом з підсиленням спостерігається звуження резонансної кривої, що дозволяє отримати широкі до- та післярезонансні частотні діапазони з малим спотворенням вимірювальних сил.

Разом зі свідомим зсувом резонансної зони шляхом використання різної маси заготовок це дасть змогу широкого використання не тільки дорезонансного частотного діапазону, з невисокими динамічними похибками, а й післярезонансного.

2. Оскільки динамометр є послідовною додатковою ланкою в кінематично-силовому ланцюзі фрезерного верстата, то можливі лише два варіанти його конструкції, наближеної до зони різання: у вигляді спеціальної торцевої фрези з пружними елементами та у формі спеціальної конструкції, яка встановлюється на столі верстата і на котрій закріплюється заготовка. Перша з конструкцій динамометра [1] дозволяє вимірювати лише крутний момент при різанні, а робоче обертання фрези породжує потребу в спеціальному струмознімачі, що призводить до виникнення суттєвих завад вимірювалого сигналу.

Конструкції динамометрів, які встановлюються на столі верстатів, не мають таких завад і дозволяють незалежно вимірювати окремі складові загальної сили різання при фрезеруванні.

Одним з можливих аналогів розроблюваного торцево-фрезерного динамометра можна вважати стандартний динамометр типу СУРП (стара назва УДМ). Він має хоч і технологічну, але складну конструкцію і складається з основи-корпусу, столика для закріплення різця чи заготовки та з пружно-вимірювальних елементів. Останні виконані у вигляді тонкостінних загартованих стальних трубочок, на поверхні яких наклеєні тензорезисторні датчики. З обох боків у трубочки монтуються пробки. Вимірювальні елементи розташовані з протилежних боків чотирьох взаємно ортогональних елементів, які консольно виступають зі столика динамометра. Для усунення негативного впливу зазорів та можливості вимірювання трьох складових сил різання з різними напрямками дії виконане попереднє стискне напруження пар вимірювальних елементів разом з консольними елементами столика в корпусі динамометра.

Аналіз конструкції та роботи динамометра типу СУРП дозволяє зробити висновки:

– внаслідок попереднього напруження вдвічі зменшується пружний діапазон деформування вимірювальних елементів;

– динамометр має невисоку власну жорсткість та гістерезисні характеристики у зв'язку з наявністю сумарних контактних деформацій (по 10 механічних контактів у кожному вимірювальному контурі);

– можливе закріплення заготовок лише обмежених розмірів тощо.

Для виправлення вказаних недоліків розроблена оригінальна суцільна конструкція фрезерного динамометра, яка складається з прямокутної рами, чотирьох вимірювальних призм та корита (для закріплення заготовки) (рис. 1).

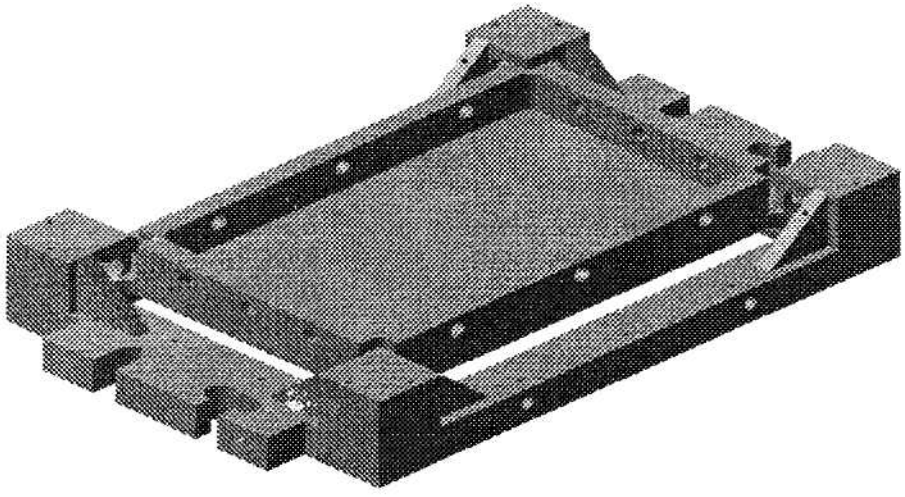

Рис. 1. Зовнішній вигляд суцільної конструкції фрезерного динамометра

Кожна з вимірювальних призм має по чотири пружних елементи (рис. 2). Вони створені з внутрішнього боку на куті призм за допомогою двох пар поздовжніх та поперечних отворів, які перетинаються з вертикальним отвором. Вузли кожної вимірювальної призми між парою вертикальних та поперечним і поздовжнім пружними елементами пов'язані пружносуцільними містками з коритом. Для підсилення загальної жорсткості рами на її з'єднаннях з призмами заварені додаткові кутники. Також круглими дисками заварені зовнішні виходи вищезгаданих отворів. Для зменшення технологічних напружень та вирівнювання структури матеріалу динамометра виконане наскрізне відпалювання.

У зв'язку з відносно ортогональним розташуванням пружних елементів з'являється можливість незалежного вимірювання трьох складових загального зусилля різання – сил P_x, P_y та P_z. Дія складової P_y призводить до розтягування вертикальних верхніх та стискання нижніх пружних елементів вимірювальних призм (рис. 2). Дія складової P_z викликає відповідне стискання та розтягування горизонтальних поперечних пружних елементів. Дія складової P_x – стискання та розтягування поздовжніх пружних елементів. Це прямі відповідні деформації, які викликаються дією власних складових сили різання. Але, у зв'язку з більш високим і змінним в залежності від висоти заготовки положенням площини дії складових P_z та P_x відносно площини симетрії горизонтальних пружних елементів, створюються паразитичні моменти сил з плечем, рівним згаданій висоті заготовки, які викликають додаткове (відносно деформації від дії складової P_z) стискання вертикальних нижніх та розтягування верхніх вертикальних пружних елементів (а на протилежних призмах – навпаки).

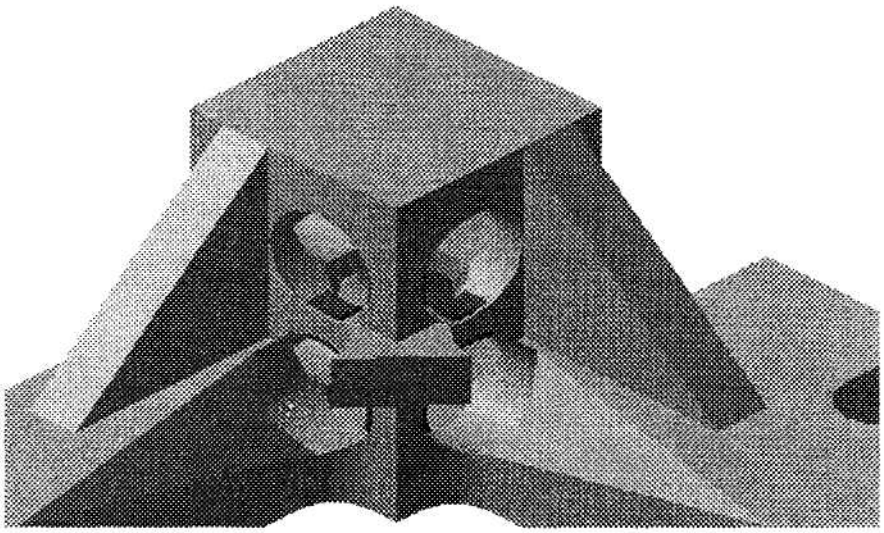

Рис. 2. Вимірювальна призма фрезерного динамометра

Ефективність протидії паразитним моментам сил буде визначатись відношенням плечей моментів, тобто висоти заготовки до відповідно поздовжньої та поперечної відстаней між осями пружних елементів. На кожному з пружних елементів наклеєні по два тензорезисторних датчики. Це дає змогу незалежно реалізувати як комп'ютерну, так і осцилографну схеми виміру зусиль різання при торцевому фрезеруванні (рис. 3 та 4).

Завдяки алгебраїчному підсумовуванню електричних сигналів, які окремо знімаються з верхніх та нижніх датчиків пружних елементів та їх включенням у відповідні плечі мостів, створюється повна компенсація вказаних завад на вимір значень складової P_y. Для знешкодження впливу положення точки дотику фрези з заготовкою в кожному з плечей повного моста вмикається по два однойменних (верхніх чи нижніх) діагонально розташованих датчики.

За датчики використовувались фольгові тензорезистори типу ФКТК 5-100С-ІІІ. Їх перевагою є значно більший струм живлення (до 30 mA) відносно стандартних дротяних тензорезисторів, що призводить до збільшення вихідного сигналу вимірювальних мостів.

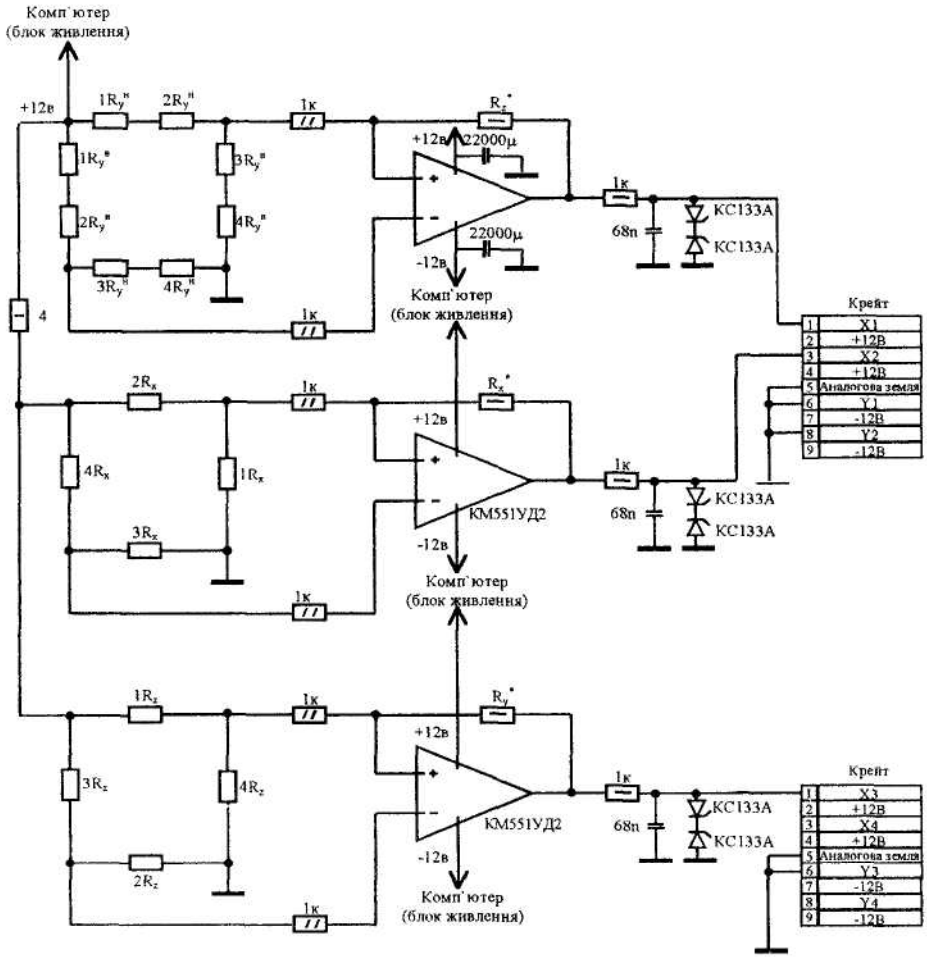

Рис. 3. Електричні схеми повномостового з'єднання датчиків при комп'ютерному вимірюванні сил різання

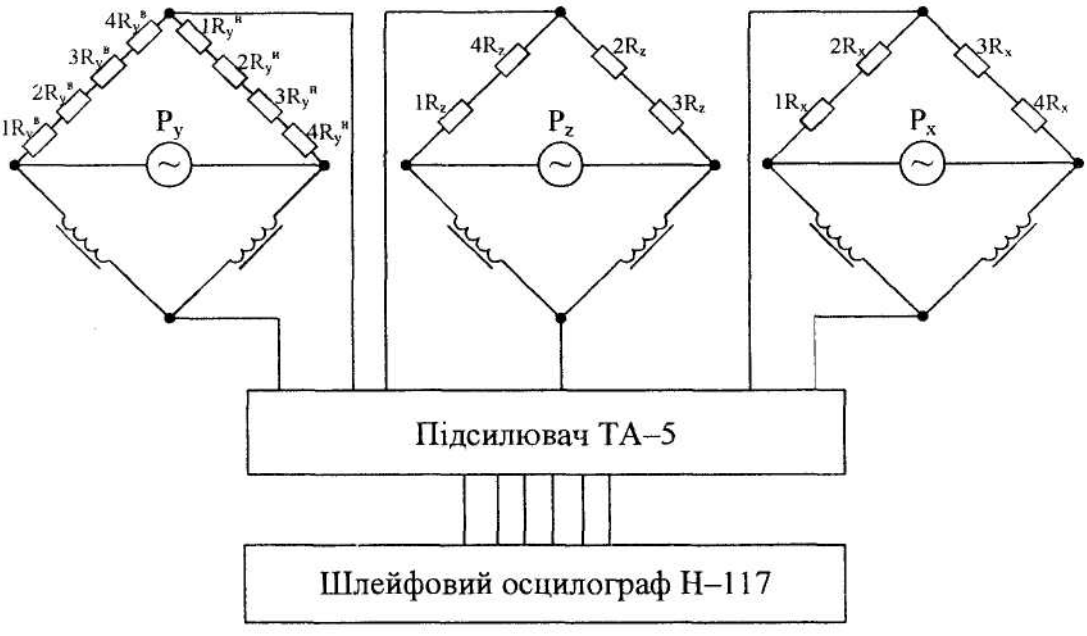

Рис. 4. Напівмостове з'єднання датчиків при осцилографічному вимірюванні сил при фрезеруванні

При осцилографній схемі виміру зусиль різання (рис. 4) для підсилення слабких сигналів з напівмостовою схемою тензорезисторів використовувався підсилювач змінного струму типу ТА-5ю. Несуча частота живлення моста складає 10000 Гц. Пара плечей моста, в якій немає датчиків, є трансформаторним входом підсилювача. На рис. 4 умовно не показано балансування моста за активною та реактивною складовими сигналу.

Запис значень вимірюваних сил виконувався окрім комп'ютера на осцилографі типу Н-117 на рулонному фотопапері шириною 10 см, довжиною 40 м з чутливістю 600 – 1000 одиниць.

3. У зв'язку зі статичною невизначеністю точний розрахунок деформацій суцільного вузла пружних елементів кожної з вимірювальних призм практично неможливий.

Наближений розрахунок деформацій розтягання та стискання вертикальних пружних елементів вимірювальної призми може бути виконаним за законом Гука [3]:

$$\Delta l = \frac{P \cdot l}{E \cdot F},$$

а жорсткість кожного з пружних елементів

$$j = \frac{\Delta P}{\Delta l} = \frac{E \cdot F}{\Delta l},$$

де P – сила деформування;

l – умовна довжина пружного елемента;

E – модуль пружності матеріалу динамометра першого роду;

F – середня площина перерізу пружного елемента на умовній його довжині, рівній l.

Визначення частки деформації пружних елементів відносно рами корпусу динамометра може бути виконаним за відношенням l_i / F_i. Розрахунок показує, що деформація масивної рами майже на порядок менше деформації пружних елементів.

Наближений розрахунок деформацій згину верхнього та нижнього кутових елементів (стелі та підлоги) вимірювальної призми, поєднаних суцільними зв'язками з вертикальними пружними елементами, виконувались за формулою як для консольних балок, рівних згину опору [3]:

$$f = \frac{6 \cdot P_y}{E \cdot b} \cdot \left(\frac{l}{h}\right)^3,$$

де P_y – вертикальна складова сили різання;

l_y – умовна довжина консолі кутового елемента;

E – модуль пружності матеріалу динамометра першого роду;

b – ширина діагоналі "защемлення" кутових елементів;

h – середня висота кутових елементів.

Розрахунок показує, що величина згинних деформацій верхнього та нижнього кутових елементів більш ніж на порядок нижче, ніж величина деформацій розтягування та стискання вертикальних пружних елементів. Ці розрахунки вказують на зосередженість загального деформування динамометра на пружних елементах, що задовольняє умову досягнення максимальної чутливості при найбільш можливій жорсткості динамометра.

Розрахунок частот власних коливань маси корита разом з заготовкою, які "підвішені" на чотирьох парах вертикальних пружних елементів, виконувався за формулою [3]:

$$f_в = \frac{1}{\sqrt{2} \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot F}{m \cdot l}},$$

де E – модуль пружності матеріалу динамометра першого роду;

F – середня площа поперечного перерізу пружного елемента;

m – маса заготовки разом з коритом;

l – умовна довжина пружного елемента.

Приблизний розрахунок власних частот коливань заготовки разом з коритом, "підвішених" на чотирьох коротких горизонтальних пружних зв'язках на вимірювальних призмах, виконувався за формулою [3]:

$$f_г = \frac{l}{\pi \cdot a \cdot b} \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot E \cdot J \cdot l}{m \cdot a \cdot b}},$$

де E – модуль пружності матеріалу динамометра першого роду;

J – момент інерції поперечного перерізу пружного зв'язку корита;

l – середня довжина двох пружних зв'язків разом з коритом;

$a = b$ – середня довжина кожного з пружних зв'язків;

m – маса заготовки разом з коритом.

Розрахунок показує, що при масі заготовки разом з коритом, рівній 6 кг, при деформації розтягування-стискання вертикальних пружних елементів власна частота коливань дорівнює 102,2 Гц, а при $m = 60$ кг – $f_p = 32{,}3$ Гц. В той же час при згинній деформації горизонтальних пружних елементів та з'єднання з коритом відповідно маємо $f_з = 462$ Гц та 146 Гц. Експериментальний запис вільних коливань шляхом удару молотком дозволив визначити, що дійсна частота вільних коливань у першому випадку дорівнює 120 Гц, а в другому – 38 Гц. Неспівпадання з розрахунками пояснюється паралельним з'єднанням і одночасно роботою всіх пружних елементів.

Розроблений фрезерний динамометр можливо використовувати як при чорновому, так і чистовому фрезеруваннях. Похибки вимірювання сил різання при величині 6000 Н складає ± 2,5 %, а при зусиллі 100 Н – ± 21 %. Максимальна нелінійність характеристик, визначена при таруванні, яке виконувалось за допомогою зразкових динамометрів (ДОСМ) з зусиллям 2000 та 10000 Н за окремими складовими сили різання, дорівнює 3...6 %, а взаємовплив – 2...9 %.

Таким чином, при статичному дослідженні малозмінних сил різання при торцевому фрезеруванні потрібно використовувати дорезонансний діапазон з важкою заготовкою, а при динамічних дослідженнях змінних сил різання – зарезонансний режим з полегшеною заготовкою.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Бобров В.Ф.* Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
2. *Стрелков С.П.* Введение в теорию колебаний. – М.: Наука, 1964. – 437 с.
3. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев В.В. Матвеев; Отв. ред. Писаренко Г.С. – 2-е изд., перераб. и доп. – Киев: Наук. думка, 1988. – 736 с.

ГЛЕМБОЦЬКА Лариса Євгенівна – провідний інженер кафедри іноземних мов Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:
- проектування різальних інструментів;
- технологія машинобудування.

МЕЛЬНИЧУК Петро Петрович – кандидат технічних наук, доцент, ректор Житомирського інженерно-технологічного інституту.

Наукові інтереси:
- дослідження у галузі механіки руйнування;
- технологія машинобудування.

Подано 12.10.2002