

Я.М. Новіцький, В.І. Гурей\*

Національний університет "Львівська політехніка",

\*Тернопільський національний технічний університет ім. І. Пулюя

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЖОРСТКОСТІ СИСТЕМИ ВЕРСТАТ-ПРИСТРІЙ-ІНСТРУМЕНТ-ДЕТАЛЬ НА ПРОЦЕС ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

© Новіцький Я.М., Гурей В.І., 2012

**Розглянуто побудову математичної моделі віброударної системи верстат-пристрій-інструмент-деталь, що використовується для процесу фрикційного зміцнення робочих поверхонь деталей машин. Досліджено основні параметри моделі та встановлено їх вплив на процес фрикційного зміцнення.**

**The construction of mathematical models of the vibroshock system machine-device-tool-detail are considered which are used for the process of the friction hardening of workings surfaces of machines details. The basic parameters of model are investigated and their influence is set on the process of the friction hardening.**

**Вступ.** Експлуатаційні властивості деталей і механізмів істотно залежать від якості контактуючих поверхонь і поверхневого шару, який визначається геометричними (макровідхилення, хвилястість, шорсткість) і фізико-механічними (мікротвердість, залишкові напруження, структура) характеристиками і взаємним розташуванням мікронерівностей на контактуючих поверхнях. Усі ці параметри залежать від технології обробки деталей і складання виробів. Використання поверхневого зміцнення дає змогу знизити швидкість зношування і підвищити ресурс роботи виробу. Способи зміцнення можуть впливати як на мікрогеометрію поверхні, так і на фізико-хімічні властивості приповерхневих об'ємів металу, їхню структуру і фазовий склад, який визначає стан поверхневого шару. Відомо, що механічні властивості матеріалів пов'язують з початковою мікроструктурою, тоді як експлуатаційні властивості визначаються динамічною структурою, яка формується під час деформації. Недостатнє врахування цього чинника значно обмежує цілеспрямоване керування структурою і властивостями поверхневих шарів деталей і фактично унеможливорює одержувати вироби із заданими характеристиками [2].

**Постановка проблеми та аналіз відомих досліджень і публікацій.** Фрикційне зміцнення належить до методів поверхневого зміцнення із застосуванням висококонцентрованих потоків енергії. Такий потік енергії створюється на локальній поверхні оброблюваної деталі у зоні контакту інструмент-деталь під час високошвидкісного тертя диска по поверхні. Під час тертя відбувається одночасне швидкісне зсувне деформування локального поверхневого шару металу. Швидкість нагрівання поверхневого шару у зоні контакту інструмент-деталь досягає  $10^5$ - $10^6$  К/с. Локальні поверхневі шари деталі нагріваються до температур, вищих від точки фазових перетворень  $A_{c3}$ . Час дії концентрованого джерела на локальні об'єми металу є малим, товщина металу, яка прогрівається до високих температур порівняно з основним об'ємом, є також незначною, то охолодження за рахунок тепловідведення у глибину металу відбувається з великими швидкостями. Швидкість охолодження досягає  $10^4$ - $10^5$  К/с. У поверхневому шарі деталей машин формується специфічний структурно-напружений стан металу – білий шар. Структура білого шару являє собою високодисперсний мартенсит, залишковий аустеніт і дуже дисперсні карбіди [4].

**Постановка завдання.** Як бачимо із функціональної схеми (рис. 1), процес фрикційного зміцнення ґрунтується на використанні механічних коливань деталі стосовно інструмента, тому необхідно вяснити, як впливають параметри коливальної (віброударної) системи на зміцнення поверхні деталі.

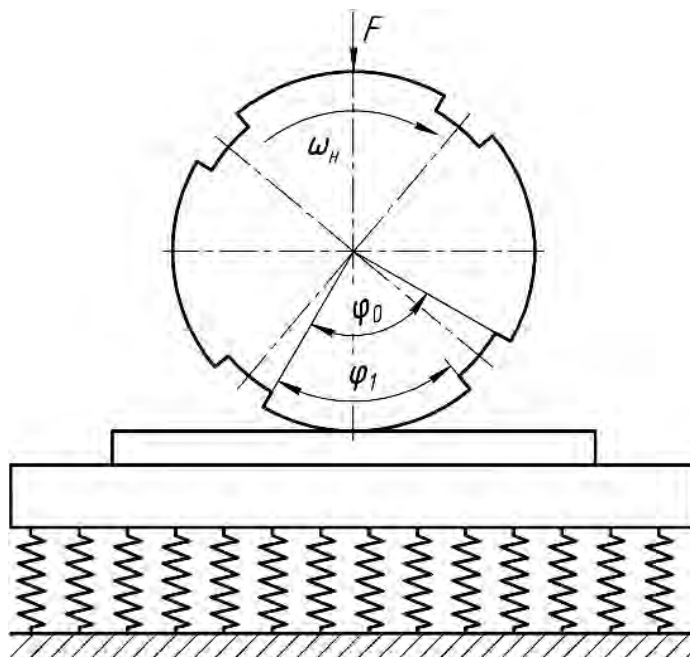


Рис. 1. Функціональна схема процесу зміцнення

**Основний текст.** Фрикційне зміцнення за принципом його виконання подібне до шліфування (рис. 1). Тому для його здійснення можна використовувати плоско- чи круглошліфувальні верстати або спеціально розроблене обладнання. Фрикційне зміцнення плоских поверхонь проводили на модернізованому плоскошліфувальному верстаті моделі *SPC-20a*. Для фрикційного зміцнення необхідна лінійна швидкість на периферії інструмента  $V_d = 60\text{--}80$  м/с, тому була проведена модернізація вузла головного приводу верстата. Замінили електродвигун на інший з більшою частотою обертання та більшою потужністю ( $N = 3$  кВт) та встановили замість плоско-пасової клинопасову передачу, інші функціональні рухи верстата залишили без зміни. Замість абразивного круга встановили металевий інструмент-диск, виготовлений з вуглецевої конструкційної сталі 45 у нормалізованому стані. Діаметр інструмента-диска становив 200 мм, ширина робочої частини – 12–14 мм.

Металевий диск встановили безпосередньо на конусі шпинделя верстата, щоб зменшити його биття і відповідно вібрації, які передаються на шпиндельний вузол. Перед встановленням диска на верстат проводили його статичне і динамічне балансування. Для збільшення зсувного деформування у поверхневих шарах деталей у зоні контакту інструмент-деталь під час фрикційного зміцнення використовували інструмент з нарізаними поперечними пазами на робочій частині. Ширина паза становила 3–4 мм і була вибрана з умови гарантованого повного виходу з контакту інструмента і деталі. Кількість пазів вибирали з умови зниження температури поверхневого шару на величину, не більшу за 10 % (рис. 1).

Як бачимо із рис. 2, коливальна система верстата є двомасовою. Для зручності аналізу коливальних процесів приведемо двомасову коливальну схему до одномасової [1], в якій приведена маса стола верстата коливатиметься на пружних елементах з приведеною жорсткістю стосовно нерухомого центра обертання інструмента (рис. 3).

Удар між деталлю та інструментом (вертикальний) змодельємо контактною жорсткістю та демпфуванням енергії локального пружно-пластичного деформування поверхні деталі.

Запишемо диференціальне рівняння, що описує вимушені коливання стола та деталі стосовно нерухомого центра обертання інструмента у вертикальному напрямі:

$$\frac{d^2 y_{CT}}{dt^2} m_{CT}^* - c_K (y_{CT} - y_H) - k_K \left( \frac{dy_{CT}}{dt} - \frac{dy_H}{dt} \right) - c_{CT.B}^* y_{CT} - k_{CT.B}^* \frac{dy_{CT}}{dt} = 0 \quad (1)$$

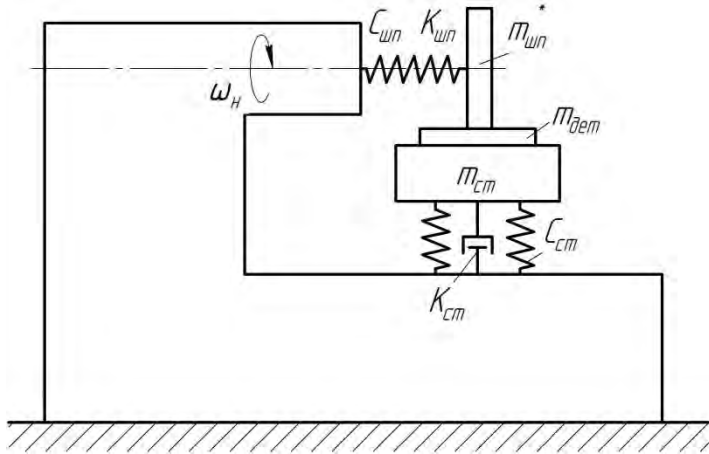


Рис. 2. Коливальна схема верстата

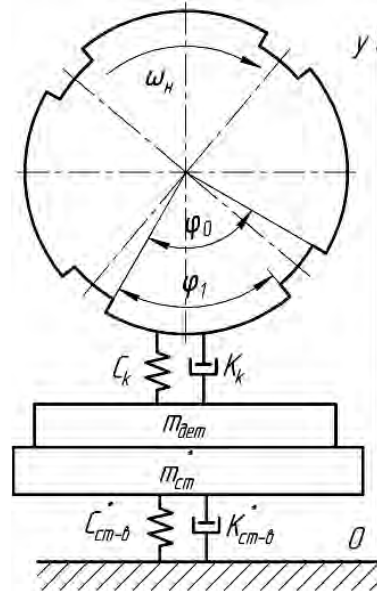


Рис. 3. Приведена коливальна схема вертикальних коливань верстата

де  $m_{CT}^*$  – приведена маса стола (кг);

$$\frac{1}{m_{CT}^*} = \frac{1}{m_{CT}} + \frac{1}{m_{шп}^*}, \quad (2)$$

де  $m_{CT}$  – маса стола верстата з пристроєм та деталлю (кг);  $m_{шп}^*$  – приведена до інструмента маса шпинделя верстата (кг);

$$m_{шп}^* = m_H + \frac{1}{3} m_{шп} \quad (3)$$

де  $m_{шп}$  – маса вала шпинделя верстата (кг);  $c_K$  – контактна жорсткість між інструментом і деталлю (Н/м);  $k_K$  – коефіцієнт демпфування між інструментом і деталлю (внутрішнє затухання) (Нс/м);  $y_H$  – вертикальне переміщення (координата) інструмента (м);  $c_{CT.B}^*$  – приведена вертикальна жорсткість верстата (Н/м);  $k_{CT.B}^*$  – приведені демпфування верстата (Нс/м);

$$\frac{1}{c_{CT.B}^*} = \frac{1}{c_{CT.B}} + \frac{1}{c_{шп.B}}; \quad \frac{1}{k_{CT.B}^*} = \frac{1}{k_{CT.B}} + \frac{1}{k_{шп.B}}, \quad (4)$$

де  $c_{CT.B}$  – вертикальна жорсткість стола верстата;  $c_{шп.B}$  – вертикальна жорсткість шпинделя верстата;  $k_{CT.B}$  – коефіцієнт вертикального демпфування стола верстата;  $k_{шп.B}$  – коефіцієнт вертикального демпфування шпинделя верстата.

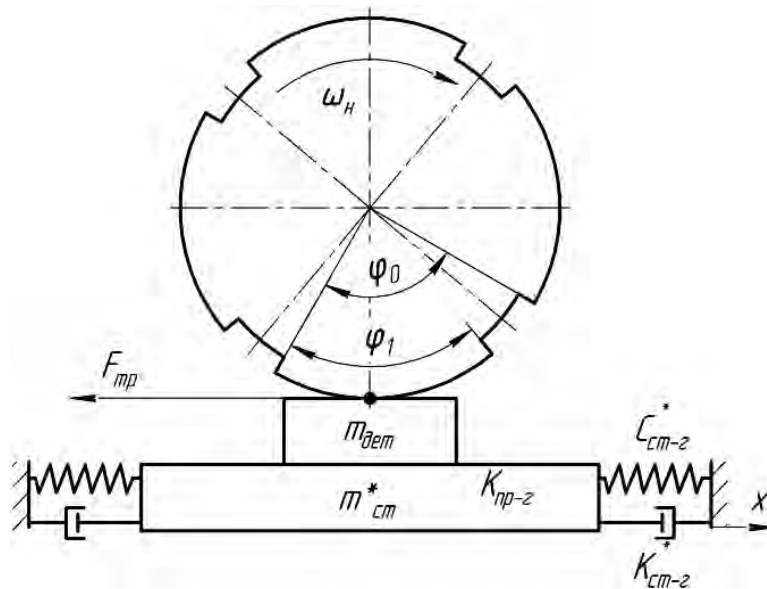


Рис. 4. Приведена до одномасової коливальна схема горизонтальних коливань верстата

Коливання у горизонтальній площині стола верстата (рис. 4) збуджуватимуться лише силою тертя між інструментом та деталлю, оскільки для передачі імпульсу в горизонтальному напрямі необхідно, щоб кут удару був менший за кут тертя [3], а це тут неможливо.

Складемо диференціальне рівняння для горизонтальної площини (осі) верстата:

$$\frac{d^2 x_{ст}}{dt^2} m_{ст}^* - F_T + c_{ст.г}^* x_{ст} + k_{ст.г}^* \frac{dx_{ст}}{dt} = 0 \quad (5)$$

де  $c_{ст.г}^*$  – приведена горизонтальна жорсткість стола верстата;  $k_{ст.г}^*$  – приведенне горизонтальне демпфування стола верстата;

$$\frac{1}{c_{ст.г}^*} = \frac{1}{c_{ст.г}} + \frac{1}{c_{шп.г}}; \quad \frac{1}{k_{ст.г}^*} = \frac{1}{k_{ст.г}} + \frac{1}{k_{шп.г}}; \quad (6)$$

де  $c_{ст.г}$  – горизонтальна жорсткість стола верстата;  $c_{шп.г}$  – горизонтальна жорсткість шпинделя верстата;  $k_{ст.г}$  – коефіцієнт горизонтального демпфування стола верстата;  $k_{шп.г}$  – коефіцієнт горизонтального демпфування шпинделя верстата;  $F_T$  – сила тертя між інструментом та поверхнею деталі (Н);  $f$  – коефіцієнт тертя між матеріалами інструмента та деталі.

Тертя між деталлю та інструментом визначимо рівняння:

$$F_T = c_k (y_{ст} - y_H) f, \quad (7)$$

де  $c_k (y_{ст} - y_H)$  – величина нормальної реакції між інструментом та деталлю.

$$\text{Якщо } (y_H - y_{ст}) > 0, \text{ то } c_k = 0; k_k = 0; \quad (8)$$

тобто інструмент не може потягнути деталь за собою вверх.

Числові розв'язки диференціальних рівнянь методом Рунге–Кутта (1) (5) з умовою (8) для реальних експериментально визначених параметрів вищеописаного верстата SPC-20a показані на рис. 5, 6. Інструмент з кількістю зубців  $z = 1$  та кутами  $f_0 = 2p$ ;  $f_1 = 0,5f_0 = p$  притиснуто до поверхні деталі зусиллям притискання  $F = 1200$  Н. Радіус інструмента  $R = 0,1$  м, кутова частота обертання шпинделя – 100 рад/с.

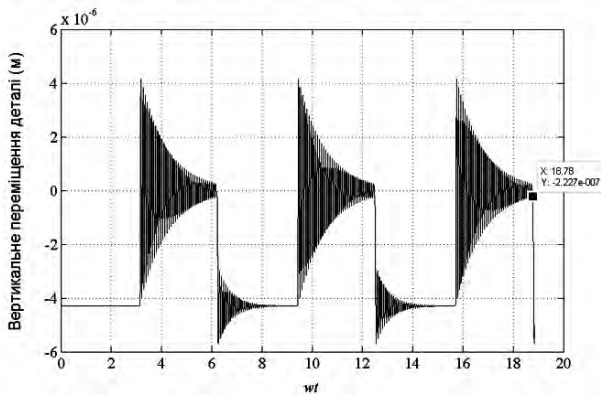


Рис. 5. Вертикальні переміщення деталі

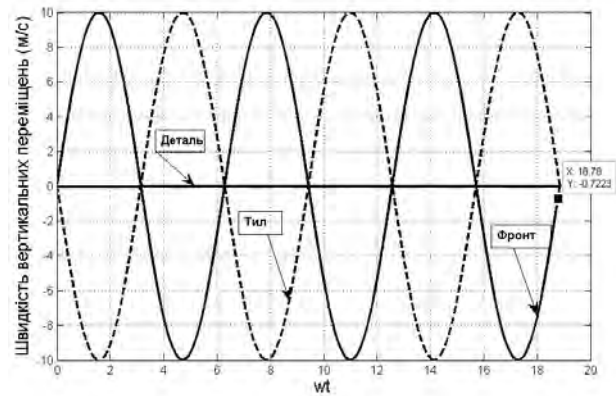


Рис. 6. Швидкості вертикальних переміщень деталі та інструмента

Як бачимо із рис. 5, протягом першої половини повороту (виступ) інструмента ( $wt = 3,14$  рад) стіл з деталлю знаходяться у стані спокою та зміщені вниз приблизно на  $4 \times 10^{-6}$  м. Друга половина повороту (паз) призводить до звільнення деталі та інструмента, що викликає їхнє переміщення ввверх, при цьому спостерігаються коливання, що затухають стосовно нуля. У фазі, близькій до  $2\pi$  ( $wt = 6,214$  рад), відбувається удар фронтальної частини виступу інструмента по деталі, внаслідок чого деталь зі столом переходять у попереднє положення з яскраво вираженим перехідним процесом, що теж має коливальний характер.

З цього можна зробити висновок про адекватність математичної моделі реальному фізичному процесу та усталений характер руху деталі та інструмента.

Швидкості вертикальних переміщень деталі та інструмента зображено на рис 6. Суцільна синусоїда – фронтальна частина виступу інструмента, штрихова – тильна частина. Як бачимо із рисунка, швидкість коливань деталі є близькою до нуля і тому нею можна знехтувати. Швидкість руху інструмента є високою, і чим вище підніметься деталь у процесі її зіткнення з інструментом, тим вищою буде швидкість зіткнення, а отже, і інтенсивніше відбуватиметься процес зсувного деформування поверхневого шару деталей машин.

На рис. 5 зафіксовано фазовий кут удару  $wt = 18,78$  рад та переміщення деталі  $u_{\text{дет.}} = -2,227 \times 10^{-7}$  м. На рис. 6 цьому ж значенню фазового кута відповідає значення вертикальної швидкості зіткнення  $V = 0,72$  м/с.

Для перевірки правильності гіпотези про залежність швидкості зіткнення від висоти піднімання деталі у момент удару зменшимо жорсткість стола у 1000 разів, а усі інші параметри моделі залишимо без змін.

Результати розрахунку показано на рис. 7–9. Як бачимо з рис. 7, переміщення деталі мають усталений характер, величина деформації стола інструментом є в 1000 разів більшою за попередній випадок, а фазовий кут зіткнення деталі з інструментом є меншим (18,57 проти 18,78), величина вертикального переміщення деталі у момент удару теж буде значно вищою ( $3,9 \times 10^{-3}$  проти  $3,9 \times 10^{-6}$ ).

Графіки вертикальних швидкостей інструмента та деталі показано на рис. 8. Як бачимо із цього рисунка, швидкість коливання деталі істотно зросла, хоча у момент удару її значення близьке до нуля. А швидкість фронтальної частини виступу інструмента у момент удару становить 2,8 м/с, що майже у чотири рази більше за попереднє значення.

На рис. 9 показані графічні залежності вертикальних переміщень деталі та виступу інструмента від фазового кута повороту шпинделя. На цьому рисунку бачимо, як деталь переміщається ввверх при її звільненні тильним боком виступу (штрихова лінія) та як відскакує у момент зіткнення з фронтальним боком виступу. У момент зіткнення спостерігається короткочасне незначне взаємне проникнення інструмента у тіло деталі (контактна жорсткість).

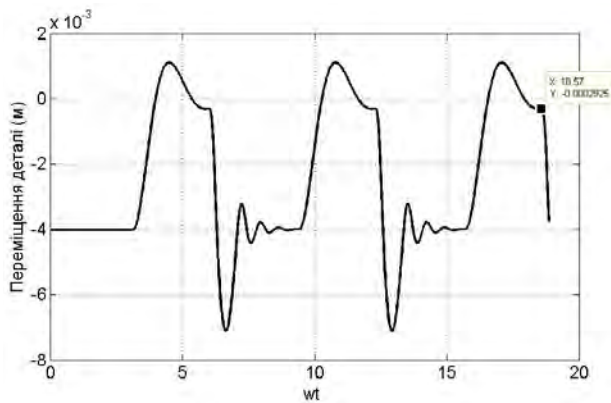


Рис. 7. Вертикальні переміщення деталі

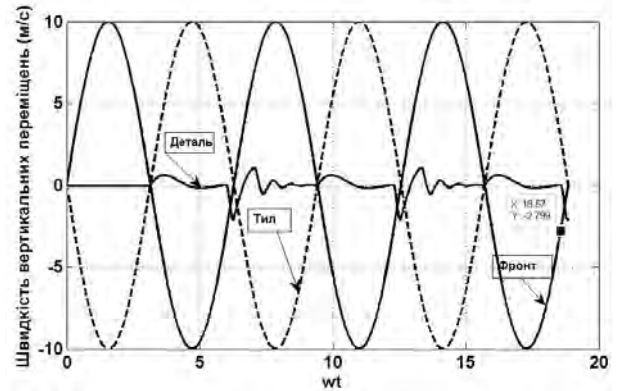


Рис. 8. Швидкості вертикальних переміщень деталі та інструмента

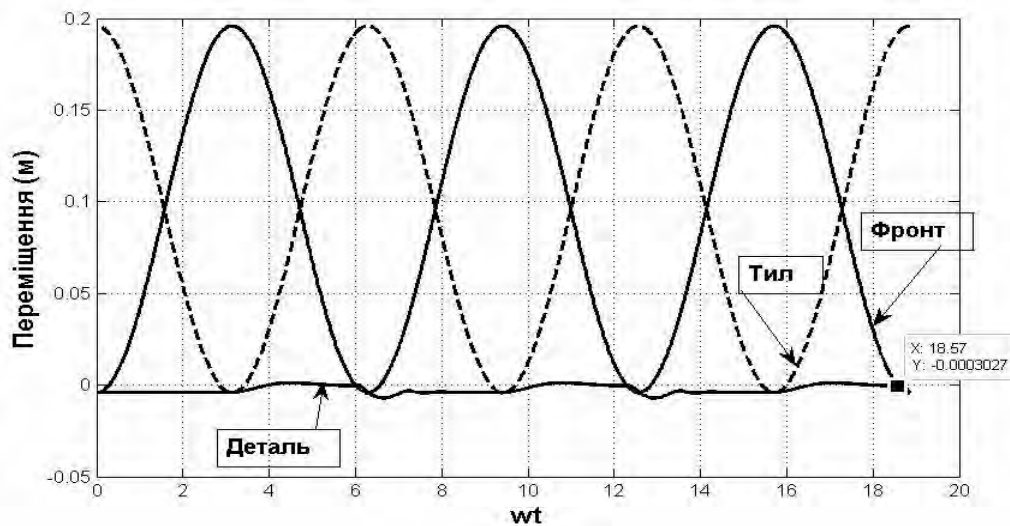


Рис. 9. Вертикальні переміщення деталі та інструмента

Оскільки для процесу зміцнення поверхні деталі використовується стандартний верстат, то реально вплинути на жорсткість його стола чи шпинделя неможливо. Але цілком реальною є можливість використання спеціального пристрою, який може встановлюватися на столі верстата і мати будь-яку вертикальну жорсткість, а сама деталь вже буде кріпитися до пристрою.

Розрахункову схему верстата з пристроєм показано на рис. 10. Як бачимо із цього рисунка, схема є двомасовою, тобто її рух у вертикальному напрямі опишеться двома диференціальними рівняннями:

$$\begin{cases} \frac{d^2 y_{PP}}{dt^2} m_{PP} - c_K (y_{PP} - y_H) - k_K \left( \frac{dy_{PP}}{dt} - \frac{dy_H}{dt} \right) - c_{PP.B} (y_{PP} - y_{CT}) - k_{PP.B} \left( \frac{dy_{PP}}{dt} - \frac{dy_{CT}}{dt} \right) = 0 \\ \frac{d^2 y_{CT}}{dt^2} m_{CT}^* + c_{PP.B} (y_{PP} - y_{CT}) + k_{PP.B} \left( \frac{dy_{PP}}{dt} - \frac{dy_{CT}}{dt} \right) - c_{CT.B}^* y_{CT} - k_{CT.B}^* \frac{dy_{CT}}{dt} = 0 \end{cases} \quad (9)$$

Також двома диференціальними рівняннями опишеться рух системи в горизонтальному напрямі (рис. 11).

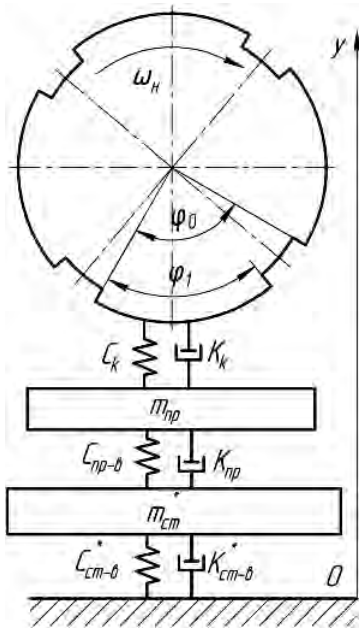


Рис. 10. Приведена до двомасової коливальна схема вертикальних коливань верстата

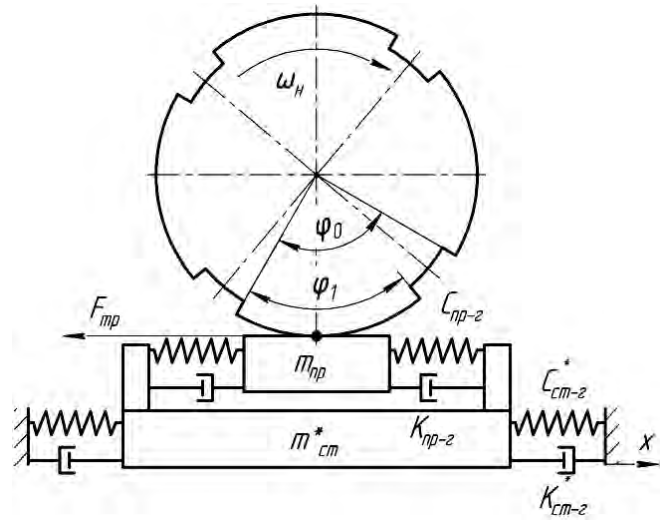


Рис. 11. Приведена до двомасової коливальна схема горизонтальних коливань верстата

$$\begin{cases} \frac{d^2 x_{пр}}{dt^2} m_{пр} - F_T + c_{пр.г} (x_{пр} - x_{ст}) + k_{пр.г} \left( \frac{dx_{пр}}{dt} - \frac{dx_{ст}}{dt} \right) = 0 \\ \frac{d^2 x_{ст}}{dt^2} m_{ст}^* - c_{пр.г} (x_{пр} - x_{ст}) - k_{пр.г} \left( \frac{dx_{пр}}{dt} - \frac{dx_{ст}}{dt} \right) + c_{ст.г} x_{ст} + k_{ст.г} \frac{dx_{ст}}{dt} = 0 \end{cases} \quad (10)$$

де  $m_{пр}$  – маса пристрою та деталі;  $y_{пр}$ ,  $x_{пр}$  – вертикальні та горизонтальні переміщення пристрою;  $c_{пр.в}$ ,  $k_{пр.в}$  – вертикальні жорсткість та коефіцієнт демпфування пружинної підвіски пристрою;  $c_{пр.г}$ ,  $k_{пр.г}$  – горизонтальні жорсткість та коефіцієнт демпфування пружинної підвіски пристрою.

Як і в попередньому випадку, сила тертя між деталлю та інструментом визначається через контактну жорсткість (3), а умова наявності контакту між деталлю та інструментом – рівнянням (4). Проте з врахуванням того, що пристрій з деталлю розглядається як окрема коливальна маса, рівняння 3 та 4 переписуться так:

$$F_T = c_k (y_{пр} - y_H) f \quad (11)$$

де  $c_k (y_{пр} - y_H)$  – величина нормальної реакції між інструментом та деталлю.

$$\text{Якщо} \quad (y_H - y_{пр}) \geq 0, \text{ то } c_k = 0; \quad k_k = 0, \quad (12)$$

тобто інструмент не може потягнути деталь вверх за собою.

Для попередніх реальних параметрів верстата встановимо вертикальну жорсткість пристрою такою, що викличе переміщення деталі на величину 5 мм за дії навантаження 1200 Н. Усі інші параметри незмінні.

Результати розрахунку показані на рис. 12, 13. На рис. 12 показано графічні залежності вертикальних переміщень виступу інструмента та деталі від фазового кута повороту шпинделя. На рис. 13 – швидкості вертикальних переміщень деталі та інструмента. Як бачимо із цих рисунків, введення проміжної ланки – пристрій з малою жорсткістю, – дає такий самий результат, що й зменшення жорсткості стола верстата.

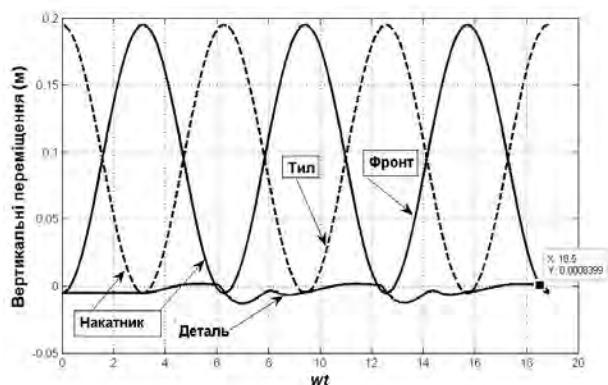


Рис. 12. Вертикальні переміщення деталі та інструмента

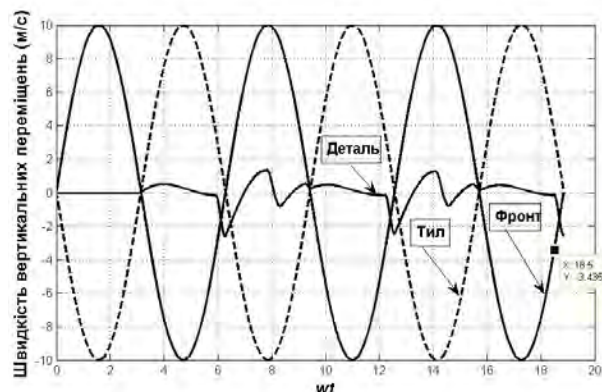


Рис. 13. Швидкості вертикальних переміщень деталі та інструмента

**Висновок.** Дослідження математичної моделі віброударних коливань, що виникають у процесі фрикційного зміцнення поверхонь деталей інструментом з поперечними пазами на його робочій частині, вказують на істотний вплив на процес зміцнення поверхонь таких параметрів, як жорсткість та демпфування підвіски пристрою.

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. – М.: ГИТТЛ, 1958.– 628 с. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наук. думка, 1995. – 256 с. 3. Инженерные методы исследования ударных процессов. – М.: Машиностроение, 1977.– 240 с. 4. Смелянский В.М. Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием / В.М. Смелянский. – М.: Машиностроение, 2002. – 300 с.