

запропоновано ввести проміжну пружну опору заготовки. Для визначення місця встановлення проміжної опори (точка D на рис. 1в) проведено розрахунок прогинів для різної довжини консольної частини заготовки (рис. 3).

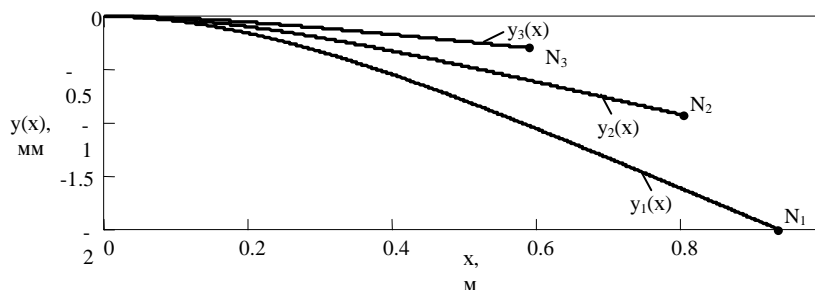


Рисунок 3. Розрахункові значення пружних ліній заготовки при зміні довжини консольної частини заготовки: y_1 при довжині заготовки L_k ; y_2 – при довжині $0,8L_k$; y_3 – при довжині $0,6L_k$

Із аналізу графіків випливає, що зменшення довжини заготовки від $L_c=0,95$ м до $L_c=0,6$ м знижує максимальний прогин в 6...8 разів. Тому додаткова проміжна опора заготовки повинна встановлюватись на відстані $L_D=(0,6..0,7)L_k$.



УДК 621.787

Володимир Гурей

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46001 м. Тернопіль, вул. Руська, 56*

МОДЕЛЮВАННЯ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ФРИКЦІЙНОГО ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Volodymyr Gurey

DESIGN OF RESILIENT SYSTEM OF FRICTION HARDENING OF MACHINES DETAILS

The dynamic model of processes that flow at the friction strengthening of machines details an instrument with intermittent working part is worked out.

Формування мікрогеометрії поверхні і якості поверхневого шару є складним фізичним процесом з активною фізико-хімічною взаємодією всіх матеріалів, що знаходяться у зоні обробки. У цьому випадку оброблювана поверхня є результатом копіювання траєкторій переміщення поверхні інструмента щодо деталі, які формують макро- та мікропрофіль. Стала шорсткість обробленої поверхні залежить від геометричних параметрів і вібрацій системи верстат-інструмент-пристрій-деталь та формується після декількох проходів робочої поверхні інструмента по певній ділянці деталі.

З відомих методів поверхневого зміцнення металевих виробів найбільше зацікавлення представляють сучасні прогресивні методи з використанням висококонцентрованих джерел енергії (лазерне, електронно-променево, іонно-плазмово та інші оброблення). Сутність даних методів поверхневого зміцнення полягає у тому, що на відносно невеликі об'єми металу діють з великими швидкостями концентровані потоки енергії високої інтенсивності та наступним його швидким охолодженням. Такі умови оброблення дозволяють отримати специфічні фізико-механічні, електрохімічні, корозійні і експлуатаційні характеристики поверхневих шарів деталей машин. До таких технологічних методів належить і фрикційне зміцнення [1, 2].

При фрикційному зміцненні формування поверхневого шару деталей машин проходить за рахунок дії у зоні контакту інтенсивного теплового потоку, який виникає при високошвидкісному тертя інструмента по оброблюваній поверхні, а також зсувного

деформування. При формуванні зміцнених шарів діють як теплові процеси, так і механічні. Для збільшення товщини зміцненого шару та покращання якості обробленої поверхні використовується інструмент з перервною робочою частиною. На робочій частині інструменту нарізуються поперечні пази. Ширина пазу вибирається з умови, щоб інструмент повністю вийшов з контакту з оброблюваною поверхнею. У зоні контакту інструмент-деталь збільшується інтенсивність зсувного деформування поверхневого шару металу за рахунок додаткових ударних навантажень, які виникають після проходження пазу над зоною контакту.

Для реалізації фрикційного зміцнення плоских поверхонь використовуються модернізовані плоскошліфувальні верстати, для тіл обертання – круглошліфувальні верстати, а також спеціальне обладнання на токарних верстатах. У даному випадку розглянемо динамічну модель процесів, які протікають при фрикційному зміцненні плоских поверхонь. Для цього розробимо розрахункову схему пружної системи верстата, яка є багатомасовою моделлю. Для цього верстат розбивається на ряд вузлів, кожний з яких є окремою масою. Окрім цього, будь-яка деталь верстата приймається як деталь умовно нескінченної маси, до якої «прив'язується» решта всіх мас. Розрахункова схема пружної системи плоскошліфувального верстата є чотирьохмасовою моделлю. Як деталь умовно нескінченної маси прийнята станина, до якої «прив'язана» решта всіх мас.

Запишемо систему диференціальних рівнянь, які описують пружну систему плоскошліфувального верстату при фрикційному зміцненні плоских поверхонь інструментом з перервною робочою частиною.

$$\frac{d^2 y_{np}}{dt^2} m_{np} - c_k (y_{np} - y_{in}) - k_k \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{in}}{dt} \right) - c_{np,v} (y_{np} - y_{ct}) - k_{np,v} \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{ct}}{dt} \right) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{d^2 y_{ct}}{dt^2} m_{ct}^* + c_{np,v} (y_{np} - y_{ct}) + k_{np,v} \left(\frac{dy_{np}}{dt} - \frac{dy_{ct}}{dt} \right) - c_{ct,v}^* y_{ct} - k_{ct,v}^* \frac{dy_{ct}}{dt} = 0$$

$$\frac{d^2 x_{np}}{dt^2} m_{np} - F_T + c_{np,r} (x_{np} - x_{ct}) + k_{np,r} \left(\frac{dx_{np}}{dt} - \frac{dx_{ct}}{dt} \right) = 0$$

$$\frac{d^2 x_{ct}}{dt^2} m_{ct}^* - c_{np,r} (x_{np} - x_{ct}) - k_{np,r} \left(\frac{dx_{np}}{dt} - \frac{dx_{ct}}{dt} \right) + c_{ct,r}^* x_{ct} + k_{ct,r}^* \frac{dx_{ct}}{dt} = 0 \quad (2)$$

$$F_T = c_k (y_{np} - y_{in}) f \quad (3)$$

$$\text{Якщо } (y_{in} - y_{np}) > 0 \text{ то } c_k = 0; k_k = 0 \quad (4)$$

Де: m_{np} – маса пристрою та деталі; m_{ct}^* – приведена маса стола;

$$\frac{1}{m_{ct}^*} = \frac{1}{m_{ct}} + \frac{1}{m_{шп}}$$

m_{ct} – маса стола верстата; $m_{шп}$ – маса шпинделя верстата; y_{np} ; x_{np} – вертикальна та горизонтальна координати пристрою; c_k ; k_k – контактна жорсткість та коефіцієнт демпфування (внутрішнє затування); y_{in} – координата інструмента; $c_{np,v}$; $k_{np,v}$ – вертикальна жорсткість та коефіцієнт демпфування пружинної підвіски пристосування; $c_{ct,v}^*$; $k_{ct,v}^*$ – приведена вертикальна жорсткість та приведені демпфування пружинної підвіски верстата;

$$\frac{1}{c_{ct,v}^*} = \frac{1}{c_{ct,v}} + \frac{1}{c_{шп,v}}; \quad \frac{1}{k_{ct,v}^*} = \frac{1}{k_{ct,v}} + \frac{1}{k_{шп,v}}$$

$c_{ст.в}$, $c_{шп.в}$ – вертикальна жорсткість стола та шпинделя верстата; $k_{ст.в}$, $k_{шп.в}$ – коефіцієнт вертикального демпфування стола та шпинделя верстата; $c_{ст.г}^*$; $k_{ст.г}^*$ – приведена горизонтальна жорсткість та приведене демпфування пружинної підвіски верстата;

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

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

Отриману систему диференціальних рівнянь розв'язуємо застосовуючи метод Рунге-Кутта четвертого порядку використовуючи середовище MatLAB.

Розроблена динамічна модель пружної системи верстата дозволяє визначати вертикальні та горизонтальні переміщення інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; відображає фазовий кут удару гладкою частини інструменту; швидкість вертикальних та горизонтальних переміщень інструменту, деталі, пристрою та стола верстата; реакції пристрою та стола верстата.

Література

1. Ляшенко Б.А., Клименко С.А. Тенденции развития упрочняющей поверхностной обработкой и положение в Украине // Сучасне машинобудування. – 1999. - № 1. С. 94 – 104. 2. Бабей Ю.И., Бутаков Б.И., Сысоев В.Г. Поверхностное упрочнение металлов – К.: Наукова думка, 1995. – 253 с.



УДК 621.85.055

Іван Дубецький

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя,
46000, м. Тернопіль, вул. Руська, 56

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Ivan Dubetsky

THE CHAIN DRIVE RELIABILITY ESTIMATION

The complex scheme of the drive chain is discussed. The method of estimation of the chain drive no-failure reliability operation is given.

Kew words: drive chain; reliability; failure; no-failure operation.

Визначальним параметром при проектуванні ланцюгових передач є типорозмір ланцюга, який визначають виходячи із статистичної (втомливої) міцності його деталей або допустимого питомого тиску в шарнірах. При цьому випадковим параметром діючих навантажень міцнісних характеристик деталей нехтують. Це суттєво спрощує розрахунки, але не дозволяє оцінити необхідну надійність роботи передачі [1],[2].

Механічний перенос досвіду і методів ймовірнісних розрахунків окремих деталей і оцінка надійності ланцюгових передач не представляється можливим. В силу ряду властивих їм специфічних особливостей. Основними із них є суттєві зміни міцнісних і експлуатаційних характеристик передачі в процесі роботи передачі і зношення контактуючих поверхонь зубців зірочок і шарнірів ланцюга; основною несучою ланкою передачі – ланцюг складається із множини ланок і їх інтерпритації у вигляді послідовно зв'язаних елементів, при оцінці надійності приводить до явно занижених показників безвідмовної роботи [3].

Розглядається схема оцінки надійності передачі, яка передбачає її представлення у вигляді К окремих послідовно зв'язаних елементів, для яких відмова кожного із них