

агротехнічних вимог до показників травмованості та вилущення зерна при збиранні кукурудзи на зерно.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анисимова Л.И. Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей движения стеблей в початкоотделяющих аппаратах ручьевого типа / Л.И. Анисимова // ВИСХОМ. – Москва, 1966. – Вып. 47. – С. 259–280.
2. Кравченко В.С. Комбайн для уборки селекционных посевов кукурузы / В.С. Кравченко, К.А. Сохт, В.В. Куцеев и др. // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 1986. - № 8. - С. 57.
3. Мельников СВ. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / СВ. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рошин. - Л.: Колос, 1980. - 168 с.
4. Труфляк Е.В. Изучение механического повреждения початка кукурузы при его отрыве в кукурузоуборочной жатке / Е.В. Труфляк, В.С. Кравченко, И.А. Гончарова // Научный журнал КубГАУ [Электронный ресурс]. — Краснодар: КубГАУ, 2008. — № 04(38). — 11 с.
5. Ярцева М.Б. Методика математического планирования эксперимента / М.Б. Ярцева. —М. : Наука, 1973. — 140 с.

УДК 23.073.02

ЖОРСТКІСТЬ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТ – ІНСТРУМЕНТ – ДЕТАЛЬ ПРИ ОБКАТУВАННІ ДЕТАЛЕЙ ШАРИКАМИ І РОЛИКАМИ

*Бутаков Б.І., д.т.н., професор, Зубєхіна-Хайят О.В., асистент
Миколаївський національний аграрний університет*

З метою підвищення зносостійкості пар тертя, контактної і втомної міцності деталей широко застосовується поверхнева пластична деформація обкаткою їх роликками. За допомогою теоретичних і експериментальних досліджень показано, що з урахуванням жорсткості системи верстат-

інструмент-деталь, стабілізації зусилля обкатування, локалізації пластичної деформації в тонкому поверхневому шарі вдалося досягти оптимальних режимів обкатування і за рахунок цього розширити номенклатуру обкатуваних і розкатуваних деталей.

С целью повышения износостойкости пар трения, контактной и усталостной прочности деталей широко применяется поверхностная пластическая деформация обкаткой их роликами. С помощью теоретических и экспериментальных исследований показано, что с учетом жесткости системы станок-инструмент-деталь, стабилизации усилия обкатывания, локализации пластической деформации в тонком поверхностном слое удалось достичь оптимальных режимов обкатывания и за счет этого расширить номенклатуру обкатываемых и раскатываемых деталей.

Реалізація оптимального режиму обкатування пов'язана з можливостями використовуваних верстатів. Однією з умов при цьому є можливість створення і стабілізації робочого зусилля необхідної величини.

При односторонній схемі обкатування універсальними однороликовими пристроями зусилля обкатування повністю сприймається вузлами верстата, тому воно обмежується розмірами і фірмовими особливостями верстатів.

Сталість необхідного зусилля безпосередньо пов'язано з жорсткістю технологічної системи верстат – інструмент – деталь. Жорсткість системи, що складається з декількох ланок, визначається по А.П. Соколовському:

$$\frac{1}{j} = \frac{1}{j_1} + \frac{1}{j_2} + \frac{1}{j_3} + \dots \quad (1)$$

Одна з основних складових жорсткості системи – жорсткість верстата. На жорсткість металорізальних верстатів дуже впливає співвідношення складових зусилля різання. Співвідношення $P_z : P_y : P_x$, на яку розраховані універсальні металорізальні верстати, відрізняється найбільшим значенням P_z . При досить широких коливаннях зазначене співвідношення, в середньому характерне для процесу різання, складає 1: 0,4: 0,25.

На відміну від цього процес обкатування характеризується переважаючим значенням при незначній величині інших складових. Безпосередні виміри зусиль обкатування валів діаметром 100 мм роликами різних розмірів, виконані

динамометром УДМ конструкції ВНДІ із записом осцилограм, показали, що для обкатування характерно співвідношення $P_z : P_y : P_x = 0,03 : 1 : 0,3$ [1]. У більшості конструкцій верстатів максимальна жорсткість досягається при відношенні $P_y : P_z = 0,4$ і різко падає при його збільшенні.

У сенсі збереження оптимального режиму обкатування представляє небезпеку не стільки зниження жорсткості, скільки її мінливість. Наприклад, при обкатуванні на токарних верстатах кінців валу, крім жорсткості супорта, на жорсткість системи істотно впливає жорсткість передньої і задньої бабок. Прийнято вважати, що в міру пересування супорта від передньої бабки до задньої жорсткість знижується на 40-60%. За даними Санкт-Петербурзького технічного університету в токарних верстатах з висотою центрів 200-300 мм перепад жорсткості становить 50-100%, досягаючи в окремих випадках чотириразового. Аналогічна картина спостерігається у великих токарних верстатах з висотою центрів 500-1500 мм.

Очевидно зміна жорсткості в процесі обробки на розточувальних і карусельних верстатах. При збільшенні вильоту шпинделя в 3 рази жорсткість шпиндельного вузла розточувального верстата з діаметром шпинделя 90 мм падає в 4 рази, а верстата з діаметром шпинделя 150 мм - в 3,5 рази [2].

При характерному для обкатування роликми розподілі зусиль збільшується гістерезис кривої залежності зусилля - віджимання. Це пов'язано з визначальною роллю стиків в деформації вузлів верстатів [3]. Пружні деформації входять до них деталей становлять лише невелику частку деформації вузлів.

На початку розвантаження зусилля різко падає при дуже малих переміщеннях, пов'язаних з пружною деформацією деталей без участі стиків. В цей момент жорсткість системи дуже висока; вона вимірюється сотнями кілоньютон на міліметр.

У процесі обкатування ексцентричне закріплення деталі, радіальне биття роликів і інші похибки призводять до того, що система працює в коливальному

режимі розвантаження - навантаження поблизу максимуму прикладеного навантаження.

Завдання стабілізації зусилля обкатування в межах допустимих відхилень вирішується введенням в конструкцію обкатних пристроїв пружних елементів зниженою жорсткістю.

Об'єднуючи у виразі (1) жорсткість верстата, деталі, кріпильних пристосувань загальним символом j_c і виділивши жорсткість інструменту для обкатування j_u , знайдемо жорсткість системи [4]:

$$j = \frac{j_c j_u}{j_c + j_u} \quad (2)$$

Припустимо, що відношення жорсткості інструменту до жорсткості інших елементів m , тоді:

$$j_u = m j_c \quad (3)$$

Якщо жорсткість j_c коливається в межах від $j_{c \max}$ до $j_{c \min}$, причому $j_{c \max} = n j_{c \min}$, то введення в технологічну систему інструменту з жорсткістю по формулі (3) призведе до зменшення цих коливань:

$$\Delta j = j_{\max} - j_{\min} = \frac{m}{1+m} (n-1) j_{c \min}$$

Коливання жорсткості системи зменшаться в $\frac{1+m}{m}$ раз, або на $\frac{100}{m}\%$.

Одним з радикальних шляхів стабілізації режиму обкатування роликami є виняток із загальної жорсткості технологічної системи поперечної жорсткості верстата. У виробництві широко застосовується обкатування валів багатороликowymi охоплюючими пристроями різних типів. А розкатування отворів великої довжини було б неможливим без використання багатороликowych головок з врівноваженим радіальним тиском. Розвантаження супорта верстата від робочого зусилля обкатування спрощує силову схему процесу. Зусилля замикається між деталлю і обкатним пристроєм. Якщо при цьому деталь має стінки досить великої товщини, то величина і сталість

зусилля визначаються конструкцією і жорсткістю інструменту. При обкатуванні або розкатуванні тонкостінних деталей їх жорсткість повинна бути врахована.

Розглянемо жорсткість системи інструмент – деталь на прикладі розкатування втулок. Уявімо втулку в процесі розкатування у вигляді тонкої циліндричної оболонки, шарнірно опертої на кінцях і навантаженої в середньому перетині радіальними складовими зусиллями, рівномірно рознесеними по колу і доданими в точках контакту роликів. Такий випадок розглянутий у роботі П.П. Бейларда [5].

Диференціальні рівняння оболонки вирішуються методом розкладання переміщень і навантажень в подвійні ряди Фур'є.

В результаті отримано вираз для радіального переміщення, придатне для чисельних розрахунків:

$$\omega = \frac{12kl^3(1-\mu^2)P}{\pi h^3 E \rho} \left[\sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{\sin \frac{n\pi}{l} x}{n^4 \pi^4 + 12(1+\mu^2)\alpha^4 \gamma^2} + \sum_m \sum_n (-1)^{\frac{n-1}{2}} \frac{2(m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^2}{T} \cos(Rm)\varphi \sin \frac{n\pi}{l} x \right],$$

де: P – радіальне зусилля на кожному ролику; k – кількість сил (роликів);

E, μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуасона матеріалу розкатуваної втулки;

$\rho = \frac{|D_d|}{2}; l; h$ – радіус, довжина і товщина стінки втулки; $\alpha = \frac{2l}{|D_d|}; \gamma = \frac{|D_d|}{2h}$;

x, φ – циліндричні координати;

$$T = (m^2 \alpha^2 + n^2 \pi^2)^4 + 12(1-\mu^2)n^4 \pi^4 \alpha^4 \gamma^2 - m^2 \alpha^4 [2m^4 \alpha^4 + (6+\mu-\mu^2)n^4 \pi^4 + (7+\mu)m^2 \alpha^2 n^2 \pi^2].$$

Розрахунки виконані на ЕРМ для циліндрів діаметром $|D_d|=300$ мм з різними відношеннями радіуса до товщини стінки $\gamma = \frac{|D_d|}{2h}$ і довжини до радіусу

$$\alpha = \frac{2l}{|D_d|}.$$

Прийняте при розрахунку шарнірне закріплення кінців оболонки з нескінченною жорсткістю в радіальному напрямку не може служити моделлю реального кріплення втулок при розкатуванні поблизу торців. З результатів

розрахунку практичне значення мають прогини на достатньому видаленні від кінців оболонки при великих значеннях α .

Вважаючи, що при $\alpha = 6,6$ вплив способу закріплення кінців на прогин в середині несутєвий при будь-якій кількості сил, розрахуємо прогини і побудуємо графіки залежності відносної жорсткості від γ при різній кількості радіальних зусиль в перетинах, віддалених від торців. Під жорсткістю j при цьому розуміється зусилля, віднесене до радіального прогину оболонки в точці прикладання зусиль. Отримані графіки (рис. 1) показують, як жорсткість зростає при збільшенні товщини стінки і кількості докладених зусиль (кількості роликів).

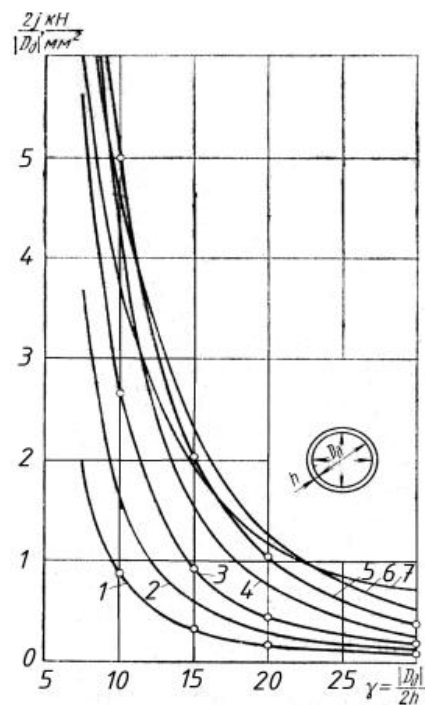


Рис. 1. Жорсткість втулок в перетинах, віддалених від торців при двох (1), трьох (2), чотирьох (3), шести (4), восьми (5), дванадцяти (6) і шістнадцяти (7) радіальних зусиллях

Заслуговує на увагу той факт, що при збільшенні кількості зусиль не у всіх випадках монотонно зростає жорсткість. Перевищення певної кількості зусиль призводить до загального розтягування втулки і відповідного зменшення жорсткості в результаті взаємодії сусідніх зусиль. Наприклад, при відношенні радіуса обкатуваної втулки до товщини стінки рівному 23 жорсткість однакова

при 12 і 16 зусиллях. При зменшенні цього відношення до 16 (більш товстостінна гільза) стають рівними жорсткості втулок, навантажених 16 і 8 зусиллями і т. д. Графіки 1-7, наведені на рис. 1, дозволяють визначити жорсткість втулок з найбільш поширеними діаметральними розмірами в перетинах, віддалених від торців.

Поблизу торців жорсткість істотно знижується. Жорсткість консольної оболонки, навантаженої радіальними зусиллями, що діють в перетинах, що лежать поблизу торця, визначали експериментально. Відчували жорсткість втулки довжиною 600 мм з внутрішнім діаметром 300 мм. Товщина її стінки була спочатку 15 мм ($\gamma = 10$), потім втулку проточували зовні до товщини 10 мм ($\gamma = 15$); 7,5 мм ($\gamma = 20$) і 5 мм ($\gamma = 30$). Для навантаження втулки виготовлений спеціальний гідравлічний динамометр (рис. 2), що має вісім радіально розташованих робочих циліндрів і навантажувальний циліндр, винесений на протилежний кінець центральної оправки. Оправка встановлена в підшипниках центровиків з конусом для кріплення динамометра в пінолі задньої бабки токарного верстата. Навантаження заміряли манометром. При необхідності частину робочих циліндрів можна було відключати поглибленням різьбових упорів, що обмежують радіальний хід плунжерів. Таким чином, можна вибирати кількість точок навантаження.

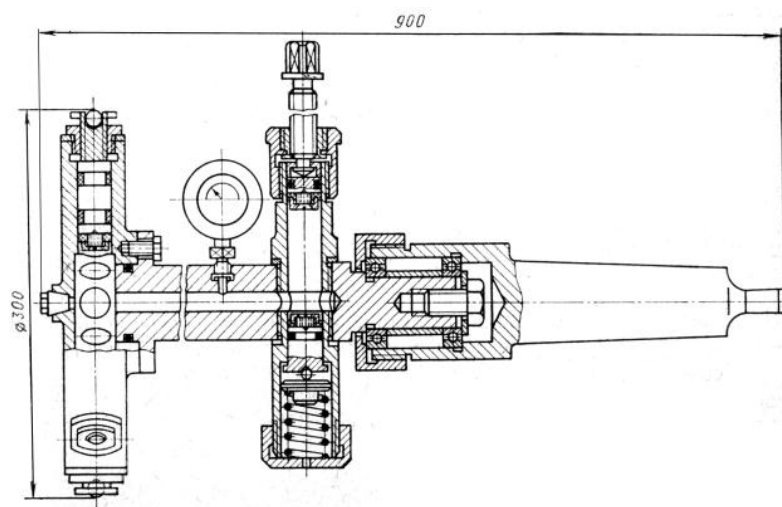


Рис. 2. Динамометр для навантаження втулок радіальними зусиллями

Втулка навантажувалась послідовно на відстані 5, 10, 100 і 300 мм від торця в 2, 4 або 8 точках. Зусилля, що прикладаються в кожній точці, становили 3, 2 і 1 кН. Зусилля обмежувалося в міру зменшення товщини стінки для запобігання залишкових деформацій втулки. Пружні деформації втулки вимірювалися при навантаженні в діаметрально протилежних точках двома мікронними індикаторами, встановленими на супорті. По деформаціям і прикладеним зусиллям розраховувалася жорсткість втулок.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бабей Ю.И. Поверхностное упрочнение металлов / Ю.И. Бабей, Б.И. Бутаков, В.Г. Сысоев. – Киев: Наук. думка, 1995. – 256 с.
2. Фукс А.И. Определение оптимального состава гаммы горизонтально-расточных станков / А.И. Фукс, М. Е. Эльясберг. – М.: НИИМАШ, 1969. – 65 с.
3. Рыжов Э.В. Контактная жесткость деталей машин / Э.В. Рыжов. – М.: Машиностроение, 1968. – 180 с.
4. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / В.М Браславский. – М.: Машиностроение, 1975. – 160 с.
5. Бейлард П.П. Напряжения от локальных нагрузок в цилиндрических сосудах давления / П.П. Бейлард // Сб. Вопросы прочности цилиндрических оболочек. – М., Оборонгиз, 1960. – С. 43 – 65.

УДК 621.7:621.8+539.4

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ДЕТАЛЕЙ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ ПРИ КОНТАКТНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Марченко Д.Д., к.т.н., доцент

Миколаївський національний аграрний університет

В статті приведені результати досліджень напружено-деформованого стану при роботі сталевих канатного блоку і канату. За допомогою кінцево-елементного моделювання виконано чисельне рішення просторової контактної задачі при використанні прикладного програмного комплексу APM WIN