

УДК628.91

Ю. Гладь¹, канд. техн. наук; І. Логуш²

¹Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

²Бережанський агротехнічний інститут

РОЗРАХУНОК ДЕФОРМАЦІЙ ШПИНДЕЛЯ ВЕРСТАТУ ДЛЯ ПОРІЗКИ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ НА СМУГИ

Наведено методику розрахунку шпинделів верстатів для порізки конвеєрної стрічки на смуги на міцність. Виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів шпиндельних вузлів верстатів для порізки плоских заготовок на смуги.

Умовні позначення

M_i і P_i - відповідно, згинний момент та поперечна сила на i -му ножі;

EJ - модуль Юнга та момент інерції січення - параметри жорсткості вала;

y_0 і θ_0 - початкове зміщення та кут повороту вала;

a_i - координати точки встановлення відповідного дискового ножа;

n - кількість ножів на валу;

x - біжуча координата ($0 \leq x \leq L$);

L - довжина вала між опорами;

d_i - віддаль між i -ю парою верхнього і нижнього ножів;

l_M і l_P - характерна віддаль, на якій момент та зусилля, відповідно, збільшуються у e разів.

Розмірність всіх величин наведена у системі СІ.

Створення нових типів машин і механізмів транспорту сприяє подальшому розвитку народного господарства і розширенню їх номенклатури, підвищенню продуктивності праці за рахунок досягнення науково-технічного прогресу.

Останнім часом в приводах машин, стрічкових і пруткових транспортерів замість ланцюгових передач широко застосовують конвеєрні стрічки з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шлицевими виступами на приводних валах, що забезпечує передачу обертового руху без пробуксовування і перекосів. До їх переваг належать безшумність роботи і менше травмування коренеплодів. Промисловість ФРН випускає такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки в рулонах шириною 2м і довжиною 50м і поставляє їх в різні країни світу, в тому числі і в Україну. Для одночасної порізки рулона на смуги певної ширини з можливістю її регулювання необхідно мати і відповідні верстати з механізмом регулювання ширини смуги.

У машинобудуванні широко використовуються конвеєрні стрічки з тканинним чи металічним кордом, пластичні, шкіряні та інші. Цій проблемі присвячені роботи багатьох авторів [1, 2, 3]. На жаль, питання проектування таких технологічних процесів, верстатів і різальних систем багаторядної порізки на даний час не вирішено повністю.

Тому метою даної роботи є обґрунтування силових і конструктивних параметрів шпинделів вузлів верстатів для порізки конвеєрної стрічки.

Робота виконується згідно з Постановою Кабінету Міністрів України "Про розвиток сільськогосподарського машинобудування та забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою" на 2002-2006 роки.

Верстат для порізки конвеєрної стрічки на смуги (рис. 1) складається зі станини 1, пульта керування 2, електродвигуна 3, нижнього 4 і верхнього 5 привідних шпинделів. На нижньому і верхньому привідних шпинделях, посадкою ковзання, встановлені дискові ножові блоки 6, по два в кожному, осі яких є співвісні між собою, причому кути загострення ріжучих кромek розміщені всередині блоку. Між дисковими ножовими блоками встановлені регулювальні втулки 7, причому нижній і верхній

шпинделі розміщені один навпроти одного у вертикальній площині і є у взаємодії з ними через шпонкові з'єднання. Дискові ножові блоки і регулювальні втулки на нижньому і верхньому привідних шпинделях встановлені таким чином, щоб дискові ножові блоки верхнього привідного шпинделя встановлено навпроти регулювальних втулок нижнього привідного шпинделя, а дискові ножові блоки нижнього привідного шпинделя встановлені навпроти регулювальних втулок верхнього привідного шпинделя з можливістю зустрічного обертання по колу. Довжина регулювальної втулки є більшою від довжини дискового ножового блоку на величину зазору між ножами. Зовнішні діаметри регулювальних втулок є меншими від зовнішніх діаметрів дискових ножів на величину вільного проходження конвеєрної стрічки 8, а відстань між осями верхнього і нижнього привідного шпинделів є меншою від зовнішнього діаметра дискового ножового блоку 6 на величину їх взаємного перекриття спарених дискових ножів дискового ножового блоку в межах 7...12 мм. Подаючий ролик 9 встановлено по ходу подачі конвеєрної стрічки 8 перед нижнім привідним шпинделем з можливістю горизонтальної подачі конвеєрної стрічки, а осі їх обертання паралельні між собою, причому його довжина є рівною або більшою від ширини конвеєрної стрічки. Поперечний профіль і розміри подаючого ролика визначено профілем і розмірами конвеєрної стрічки з розмірами виступів, впадин і їх довжини у вигляді шліців. Спереду над подаючим роликом на довжині 50...70 мм, по ходу подачі конвеєрної стрічки, встановлено притискний вал 11 з відкидними кронштейнами 12 і притискними роликами 13, які встановлені у верхній частині вертикальних стінок 14 станини 1 з внутрішнього їх боку, з можливістю піднімання на шарнірі через відкидні кронштейни на величину кута підйому 30° до горизонту. Притискні ролики є у взаємодії з конвеєрною стрічкою з можливістю вільного обертання навколо своїх осей, причому вісь притискного вала є співвісною з осями нижнього і верхнього привідних валів, а шліці 10 взаємодіють з впадинами 15 конвеєрної стрічки.

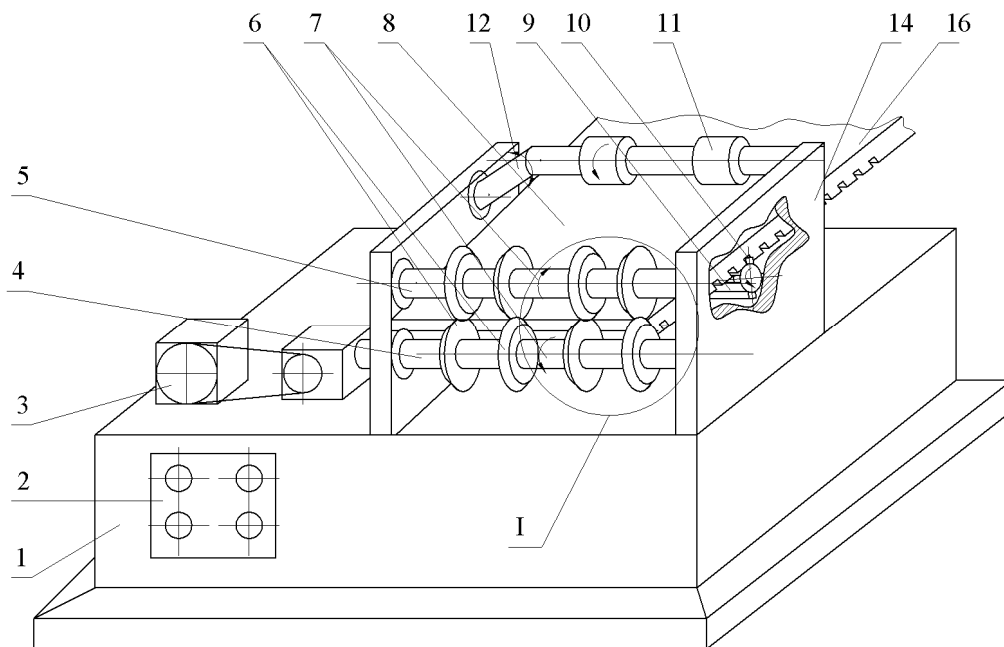


Рисунок 1 - Конструктивно-компонувальна схема верстата для порізки конвеєрної стрічки.

Для зменшення зусиль різання суттєве значення має раціональний вибір різального інструменту, його геометричні параметри, заточка кромки та взаємне розміщення ножів у блоці. Зміщення ножа у блоці внаслідок деформації шпинделя може призвести до надмірного зближення ножів протилежних шпинделів, коли вони будуть торкатись один одного, що призведе до збільшення зусиль та затуплення різальних кромки. В іншому випадку можливе розходження ножів на певний проміжок,

що також призведе до збільшення сил різання внаслідок зминання матеріалу, його заклинювання між ножами та додаткового тертя.

У будь-якому випадку занадто значна деформація шпинделів є недопустимою, а тому визначення параметрів деформування різальної системи у комплексі - важлива задача конструювання верстатів подібного типу.

Для визначення деформацій у верстаті встановимо їх основні складові. Очевидно, що на процес деформування впливатиме деформація корпусних деталей, деформація шпинделів, що несуть ножові блоки, та деформація дискових ножів, із яких ці блоки складаються. Розглянемо схематичне зображення різальної системи (рис. 2). Оцінимо вплив кожної із складових частин на спільну деформацію системи.

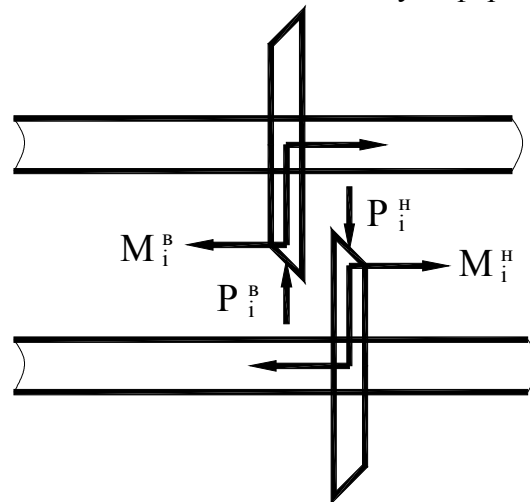


Рисунок 2 - Розрахункова схема для визначення зусиль, що діють на ножі.

Деформація станини, навіть при значних зусиллях різання, направлена тільки у напрямку, перпендикулярному до осей шпинделів. Це призводить до паралельного віддалення осей без їх взаємного перекосу. Така деформація системи суттєво не впливатиме на розміщення ножів, які паралельно самим собі будуть перенесені на кілька сотих долей міліметра, тоді як взаємне перекриття ріжучих кромek становить декілька міліметрів.

Деформація осей шпинделів значно більша за деформацію станини, причому внаслідок їх відносної гнучкості кути повороту ножових блоків можуть досягати відчутних значень. При прогалинах між дисками сусідніх ножів у соті доли міліметра деформація із врахуванням повороту січень може досягнути небезпечних значень.

Деформація ножа, як диска, навантаженого поперечним зусиллям на кромці, у даному випадку є достатньо малою, так як ніж є відносно товстий, а різниця внутрішнього защемленого та зовнішнього вільного радіусів сумірна із товщиною ножа.

Отже, попередній аналіз показав, що найбільший вплив на величину деформації різальної системи справляє прогин осей шпинделів, які несуть ножові блоки.

Метою дослідження є визначення деформації шпинделів та кутів поворотів січень, де розміщуються ножові блоки. В результаті обчислюється взаємне переміщення відповідних різальних кромek та визначаються достатні умови для нормального процесу різання.

У роботі прийнято такі припущення:

1. Під час деформації січення переміщуються перпендикулярно до осі шпинделя при незмінній осьовій координаті.
2. Підшипникові опори вважаємо шарнірами, зусиллями з боку шестерень редуктора нехтуємо.
3. Шпинделі вважаємо однорідними постійного діаметра.
4. Дискові ножі вважаємо абсолютно жорсткими та жорстко з'єднаними із віссю шпинделя. Кут повороту шпинделя повністю визначає поворот дискового ножа.

5. Конструктивні параметри нижнього та верхнього шпинделів і ножів вважаємо однаковими.

Із достатньою для практики точністю скористаємося методами опору матеріалів і застосуємо відомий метод початкових параметрів, що описує процес деформування пружної осі балки постійного перерізу.

Для досліджень обираємо дві системи координат, у яких за початкову точку приймаємо місце установлення лівого підшипника кожного вала. Додатній напрямок осі y направляємо вгору, а кут повороту січення має додатне значення при повороті проти годинникової стрілки.

У загальному вигляді рівняння деформації y пружної осі балки записується у вигляді [1]:

$$EJy = EJy_0 + EJ\theta_0 x + \sum_{i=1}^n M_i \frac{(x - a_i)^2}{2} + \sum_{i=1}^n P_i \frac{(x - a_i)^3}{6}. \quad (1)$$

У формулі (1) доданок із індексом i враховується лише тоді, коли $x > a_i$.

Аналогічно, кут повороту відповідного січення θ визначається за формулою:

$$EJ\theta = EJ\theta_0 + \sum_{i=1}^n M_i (x - a_i) + \sum_{i=1}^n P_i \frac{(x - a_i)^2}{2}. \quad (2)$$

Для визначення початкових величин y_0 і θ_0 запишемо початкові умови у випадку вільного закріплення кінців балки:

$$\begin{cases} y(0) = 0; \\ y(L) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Підставимо друге рівняння із (3) у формулу (1) і визначимо θ_0 :

$$\theta_0 = - \frac{\sum_{i=1}^n M_i \frac{(L - a_i)^2}{2} + \sum_{i=1}^n P_i \frac{(L - a_i)^3}{6}}{EJL}. \quad (4)$$

Аналіз рис.2 показує, що на шпинделі діють взаємно урівноважені зусилля. У перпендикулярному напрямку діють протилежно направлені зусилля різання, тому очевидною є рівність

$$P_i^H = -P_i^B. \quad (5)$$

В той же час на кожну різальну кромку ножа діє зусилля, перпендикулярне до неї, яке створює згинний момент. Напрямок взаємно діючих зусиль показує, що згинні моменти є рівними за величиною та напрямом, тобто

$$M_i^H = M_i^B. \quad (6)$$

У загальному випадку зусилля різання та згинні моменти можуть мати різне значення для кожного ножа, що визначається геометрією ножа та взаємним деформуванням системи. Внаслідок неодинакової ширини стрічок місця установки ножових блоків та їх кількість можуть суттєво змінюватись. Напрямок дії згинного момента на кожному із ножів визначається способом установки ножового блоку. Схема розміщення блоків визначається як технологічно, так і може бути рекомендована з теоретичних розрахунків, при яких деформації системи є мінімальними, а взаємне перекриття ножів відсутнє.

Для проведення розрахунку деформації необхідно визначити реакції опор нижнього та верхнього шпинделів. Запишемо відповідні рівняння рівноваги сил та моментів для шпинделів.

Верхній шпindelь

$$R_1^B + R_2^B + \sum_{i=1}^n P_i^B = 0, \tag{7}$$

$$\sum_{i=1}^n P_i^B a_i - \sum_{i=1}^n M_i^B + R_2^B L = 0.$$

Нижній шпindelь

$$R_1^H + R_2^H + \sum_{i=1}^n P_i^H = 0, \tag{8}$$

$$\sum_{i=1}^n P_i^H a_i - \sum_{i=1}^n M_i^H + R_2^H L = 0.$$

Звідси визначимо реакції опор

$$R_2^B = -\frac{\sum_{i=1}^n P_i^B a_i - \sum_{i=1}^n M_i^B}{L}, \tag{9}$$

$$R_1^B = -\sum_{i=1}^n P_i^B - R_2^B.$$

$$R_2^H = -\frac{\sum_{i=1}^n P_i^H a_i - \sum_{i=1}^n M_i^H}{L}, \tag{10}$$

$$R_1^H = -\sum_{i=1}^n P_i^H - R_2^H.$$

З метою врахування явища змінання матеріалу при певному розходженні кромки ножів і відповідного зростання сили різання та згинного моменту запишемо їх у вигляді експоненціально зростаючої залежності

$$M_i = M_0 e^{d_i/l_M}, \tag{11}$$

$$P_i = P_0 e^{d_i/l_P}.$$

Записана в (11) залежність має наближений характер і наведена з метою врахування зміни сил різання та згинних моментів при зміні прогалів між ножами.

При повороті січень шпindelів вважаємо, що поворот відбувається лише відносно осової лінії, тому відхилення кожного із ножів радіуса r можна записати у вигляді

$$d_i^B = \theta_i^B r, \quad d_i^H = \theta_i^H r, \quad d_i = d_i^B + d_i^H. \tag{12}$$

Розв'язок задачі знаходження прогину шпindelя та кутів повороту характерних січень, де розміщені ножі, є достатньо простим, хоча потребує застосування комп'ютерної техніки через велику кількість операцій, особливо з врахуванням нелінійності сили різання, що викликає необхідність проведення кількох ітерацій для досягнення бажаного результату. Для обчислення та візуалізації результатів складена програма на мові Delphi, за допомогою якої проведені розрахунки типових схем різання стрічки на смуги.

Для кожної кількості ножів існує декілька варіантів їх розміщення. Так, наприклад, 4 ножових блоки можна розмістити шістьма основними способами (рис. 3). Можливі варіанти зміни верхнього та нижнього шпindelів місцями, що не приводить до зміни деформації системи по суті.

За допомогою комп'ютерної програми необхідно проаналізувати деформації для кожної із типових схем та визначити найбільш вдале розміщення ножових блоків.

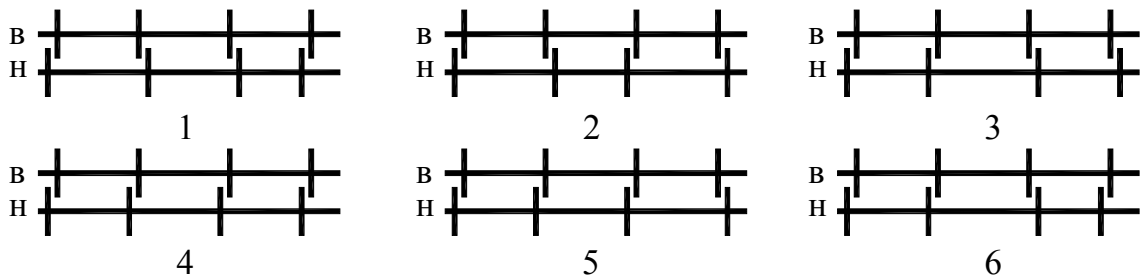


Рисунок 3 - Схеми розміщення ножових блоків

Для прикладу розглянемо шість випадків деформації системи, що складається із 4 пар ножів при таких числових значеннях відповідних параметрів:

$$L = 2 \text{ м}, J = 3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4, P_0 = 100 \text{ Н}, M_0 = 0,1 \text{ Нм}$$

Таблиця 1 - Деформації ножів для різних схем розміщення ножових блоків

Параметр	Ніж 1	Ніж 2	Ніж 3	Ніж 4
Відстань, м	0,3	0,8	1,2	1,7
Зазор у схемі 1, мкм	0,060	0,0733	0,0733	0,060
Зазор у схемі 2, мкм	0,133	-0.001	-0.001	0,133
Зазор у схемі 3, мкм	0,240	0,106	0,106	0,240
Зазор у схемі 4, мкм	0,0058	0,019	0,019	0,0058
Зазор у схемі 5, мкм	0,160	0,099	-0,007	0,214
Зазор у схемі 6, мкм	0,086	0,026	0,080	-0,02

Аналіз даних таблиці показує, що величина зазорів у схемах розміщення 1 і 3 має більше значення, ніж у інших. У певних випадках (схема 2, 5, 6) можливе від'ємне розрахункове значення зазору, що еквівалентно дотиканню різальних кромки ножових блоків. У реальних умовах роботи існує гарантований зазор між ножами порядку 10..100 мкм, тому його зміна на величини, вказані у таблиці, практично не впливає на працездатність верстату.

Незважаючи на вказану у розрахунках відносно малу величину зміни зазору, доцільно обирати схему розміщення ножових блоків таким чином, щоб уникнути можливого зближення ножів. Для цього бажано провести розрахунки для всіх можливих схем та обрати таку, що гарантує невеликий зазор додатньої величини. Перевагу слід надати схемі розміщення, у якій кількість пар протилежного розміщення ножових блоків рівна. Це суттєво зменшує осьові навантаження та відповідні деформації, що спричиняються недостатньою осьовою жорсткістю підшипників. Так, для розглянутого випадку найдоцільнішою є схема 1, у якій деформації помірні та компенсована осьова сила. Майже подібна до неї схема 2 навпаки є недоцільною внаслідок можливого тертя різальних кромки середніх ножових пар.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні **висновки**:

1. Наведено методику розрахунку шпинделів верстатів для порізки конвеєрної стрічки на смуги різною кількістю ножових блоків.
2. Виведено аналітичні залежності для визначення силових і конструктивних параметрів шпиндельних вузлів верстатів для порізки конвеєрної стрічки.

The method of calculation of machine-tools is resulted for cutting of conveyer ribbon on bars. Shown out analytical to dependence for determination of power and constructions parameters.

Література

1. Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини. Дисертація кандидата технічних наук. 05.02.08. -Львів, 1994. -190 с.
2. Гарзаманов Г.А. Проектирование металлорежущих станков. –М.: Машиностроение, 1972., -310 с.
3. Матвійчук А.В., Логуш І.В., Михайлишин В.І. До особливостей порізки транспортних стрічок та автотракторних шин. // Вісник Харківського державного технічного університету сільськогосподарського виробництва. - Випуск №23, 2004. - С. 332-338.
4. Лепетов В.А., Юрцев Л.Н. Расчет и конструирование резиновых изделий. –М.: Химия, 1987. -408 с.
5. Посацький С.Л. Опір матеріалів. –Львів: Вид. Льв. Ун-ту, 1973.
6. Деклараційний патент України №6427 Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги. Матвійчук А.В., Логуш І.В., Гурик О.Я. Бюл. № 5, 2005.

Одержано 25.10.2005 р.