

**Я. Проць, канд. техн. наук; В. Савків, канд. техн. наук; О. Фендьо**

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **МЕХАНІЗМИ ПОДАЧІ СТРІЧКОВОГО МАТЕРІАЛУ В ЛИСТОШТАМПУВАЛЬНОМУ ВИРОБНИЦТВІ**

*У статті розглянуто способи подачі стрічкового матеріалу великої довжини на технологічне обладнання за допомогою ряду механізмів подачі, таких як: пристрої валкової подачі, фрикційні, струменево-фрикційні та стрічково-сіткові живильники. Представлено конструктивні схеми механізмів подачі, наведено основні розрахункові формули, які дають змогу визначити найбільш оптимальний варіант для транспортування та подачі стрічок, полос та іншого рулонного матеріалу в залежності від їх форм та розмірів.*

**Ya. Prots, V. Savkiv, O. Fendyo**

## **MECHANISMS OF SERVES BAND MATERIAL IN PUNCHING PRODUCTION**

*In the article the methods of serve of band material of large length are considered on a technological equipment by the row of mechanisms of serve. The structural charts of mechanisms of serve are presented, basic calculation formulas which enable to define the most optimum variant for transporting and serve of ribbons and other roll material.*

**Вступ.** Завантаження стрічок, полос, тонких листів на преси та інше технологічне обладнання є частиною штампувальних технологічних процесів. Автоматизація процесу завантаження різноманітних за формою та розміром заготовок займає важливе місце в загальному комплексі робіт з автоматизації технологічних процесів.

**Мета роботи.** Проаналізувати способи подачі стрічкового матеріалу великої довжини на технологічне обладнання в листоштампувальному виробництві і визначити найбільш оптимальний варіант для транспортування стрічок, полос та іншого рулонного матеріалу.

**Постановка проблеми.** В листоштампувальному виробництві існує проблема із транспортуванням стрічок, полос та іншого рулонного матеріалу широкого діапазону розмірів. Постає необхідність у розгляді застосування пневматичних механізмів подачі як одного з варіантів для розширення технологічних й експлуатаційних можливостей виробничих машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для отримання деталей штамповкою застосовують наступні основні технологічні процеси:

- вирубку за один або декілька переходів в різних штампах, а також координатно-револьверних пресах;
- штамповку деталей з їх формозміненням за одну операцію в гнучких, витяжних і суміщених штампах;
- багатопозиційну штамповку на багатопозиційних пресах-автоматах або в автоматичних, механізованих чи поточних лініях;
- багатоперехідну послідовну штамповку деталей в стрічці на швидкохідних пресах-автоматах і на універсальних пресах з автоматичною подачею стрічки.

При розробці механізованого технологічного процесу аналізують конструкцію штампованої деталі з точки зору її технологічності, визначають вид вихідної заготовки з врахуванням необхідної програми випуску виробу, спосіб фіксації деталі в штампі, положення деталі в штампі до і після завершення технологічної операції, планують способи оброблення і видалення відходів, методи і засоби для завантаження, видалення, транспортування деталей, а також методи складування і видалення деталей і відходів із технологічної машини [1].

В загальному вигляді структурна схема автоматизації штампувальної машини представлена на рисунку 1.

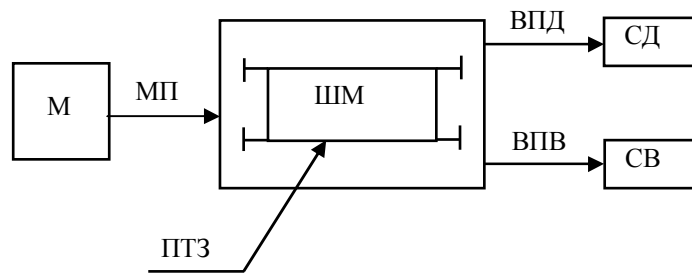


Рисунок 1 - Структурна схема автоматизації штампувальної машини:  
 М – вихідний матеріал (заготовка); МП – механізм подачі; ШМ – штампувальна машина; ВПД – витискний пристрій для деталей; ВПВ – витискний пристрій для відходів; СД – пристрій для накопичення (складування) деталей; СВ - пристрій для складування чи виводу відходів; ПТЗ – пристрій для транспортування заготовок за позиціями штамповки

За виконуваними технологічними функціями, всі засоби автоматизації в загальному можна поділити на дві основні групи:

1. Механізми для основних технологічних операцій: подачі матеріалу в зону обробки, видалення напівфабрикатів і деталей, міжопераційне їх переміщення.
2. Механізми для виконання допоміжних операцій: відводу готових деталей і відходів від технологічних машин і штампувальних ліній; проміжного складування матеріалів, напівфабрикатів і деталей; полегшення і прискорення регульовальних та налагоджувальних робіт (зміни, регулювання і налагоджування штампів).

Механізми подачі використовують для автоматичного переміщення стрічкового і листового матеріалу в робочу зону технологічної машини. За місцем розташування механізму відносно робочої зони машини, подачі виконують штовхаючими, тягнучими, а також здвоєними. За способом зчеплення з матеріалом, що подається, застосовують механізми подачі валкові, кліщові, клинові і крючкові.

Основні схеми механізмів приводу подачі стрічки наведені на рисунку 2:

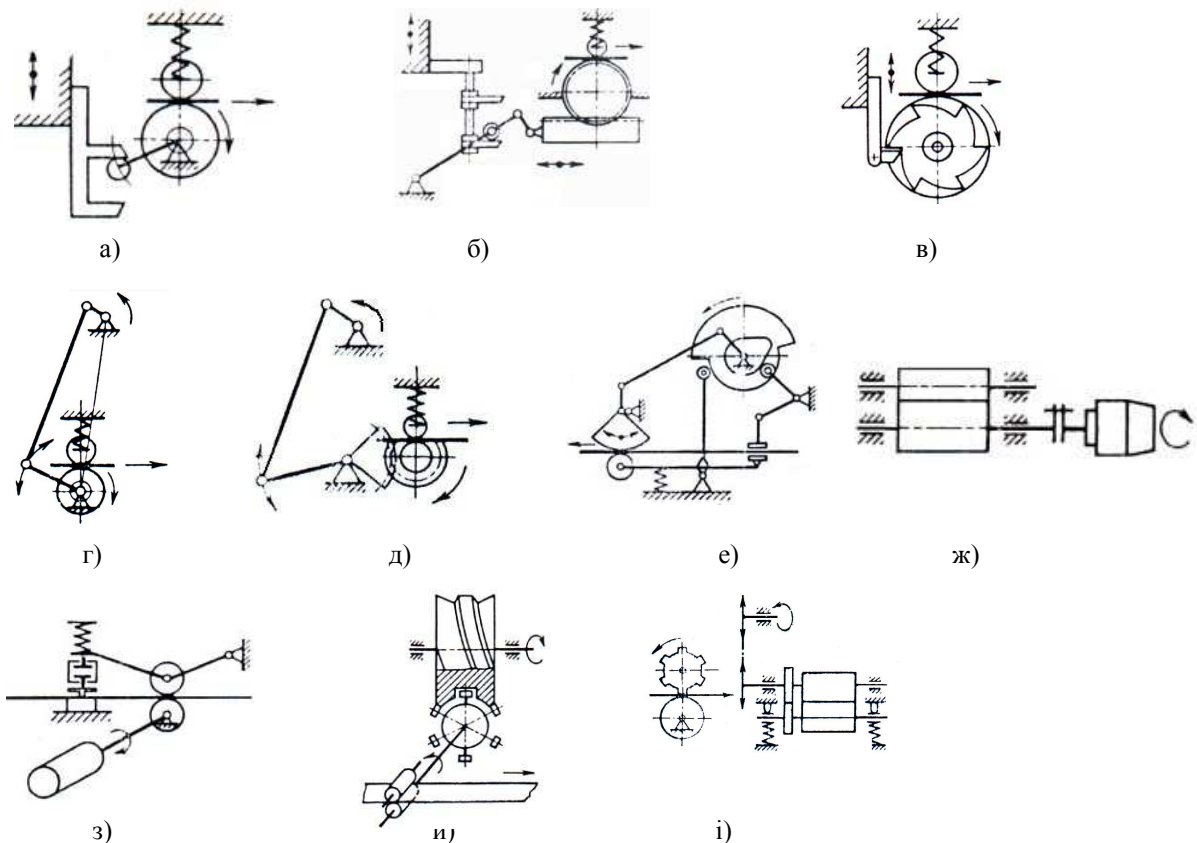


Рисунок 2 – Схеми механізмів приводу подачі стрічки:  
 подачі з приводом від верхньої частини штампу: а – валкова з коливальним важелем;  
 б – валкова з важільно-зубчато-рейковою передачею; в – валкова з храповим механізмом;

подачі з приводом від валу преса: г - валкова з коливальним важелем; д – валкова із зубчастим сектором; е – валкова з кулачкововажільним механізмом; ж – валкова з кроковим двигуном; з – валкова з верхнім підйомним валком; и – валкова з механізмом Фергюсона; і – валкова з верхнім профільованим валком

**Основна частина.** Застосування валкових механізмів подачі набуло широкого використання завдяки простоті конструкції, технологічності у виготовленні, а також завдяки великій універсальності щодо розмірів стрічки, яка подається в штамп. Залежно від способу приводу, ці механізми поділяють на 3 групи:

- із зворотно-поворотним рухом приводу і середньою швидкістю подачі до 0,7 м/с, в яких обмежений крок подачі і в наявності найменша його точність;
- з постійно обертовим індивідуальним приводом і періодично обертовими валками, в яких швидкість подачі матеріалу досягає 3 м/с при будь-якому кроці, проте подача з малим кроком (менше 100мм) в цих механізмах утруднена;
- з постійно-обертовим приводом і постійно-обертовими валками, які забезпечують стабільну точність кроку в межах  $\pm 0,2$ мм при швидкості подачі до 2 м/с і з кроком подачі до 100мм.

Основні технологічні параметри механізмів подачі визначаються з виразу:

$$\begin{aligned} V_{\max} &= d_3 + 2(\delta + \Delta_{\text{ш}}) + \delta; \\ l_{\max} &= V_{\max}; \\ S_{\max} &= F_{\max} / \pi d_3 \sigma_T; \end{aligned} \quad (1)$$

де  $V_{\max}$  – найбільша ширина матеріалу;  $l_{\max}$  – найбільший крок подачі;  $S_{\max}$  – найбільша товщина матеріалу;  $d_3$  – діаметр заготовки, що виготовляється зі стрічки;  $\delta$  – найменша ширина перемички;  $\Delta_{\text{ш}}$  - нижній допуск на ширину стрічки;  $\delta$  – гарантований зазор;  $F_{\max}$  – максимальне зусилля пресу;  $\sigma_T$  – тимчасовий опір матеріалу при розтягуванні.

Тягове зусилля, яке повинен розвивати механізм подачі, в загальному можна представити у вигляді:

$$F_T = F_i + F_c \leq z f F_3, \quad (2)$$

де  $F_i$  – сила інерції стрічки, що рухається;  $z$  – число захоплюючих органів;  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання;  $F_3$  – нормальна сила затиску матеріалу. При цьому, під час подачі матеріалу тягове зусилля не повинне викликати пластичної деформації матеріалу під дією нормальної сили  $F_3$ .

Крок подачі  $l_{II} = \frac{\pi \cdot d_B \cdot \varphi_e}{180}$ , де  $d_B$  - діаметр ведучого валка.

Крок подачі стрічки валками, що мають індивідуальний привід, визначається швидкістю їх обертання і діаметром ведучого валка.

$$l_{II} = \pi d_B \omega_B t, \quad (3)$$

де  $\omega_B$  - кутова швидкість обертання валка;  $t$  - час вмикання приводу на обертання валка.

При постійно обертових валках, коли крок подачі задається періодом контакту ведучого валка з матеріалом,

$$l_{II} = \frac{\pi \cdot d_B \cdot n_B \cdot \alpha}{360 n_{np}}, \quad (4)$$

де  $n_B$  - частота обертання приводного валка,  $\alpha$  - кут контакту валка з матеріалом за один цикл подачі;  $n_{np}$  - число двійних ходів преса в хвилину.

Розроблено ряд конструкцій пристроїв валкової подачі стрічкового матеріалу до робочої зони машин, виконання яких дозволяє нижньому валку подачі знаходитись в силовому контакті з периферією верхнього притискного пристрою протягом часу, передбаченого технологічною операцією.

На рисунку 3 зображено пристрій валкової подачі, що містить станину і два подаючих валка. Нижній має шліцевий вал 2, на якому встановлені обертові циліндричні, секторного типу кулачки 3 з шліцевими пазами на внутрішньому отворі. Кулачки 3 не пов'язані шліцевим з'єднанням з валом 2, а в заданому положенні фіксуються на ньому за допомогою висувних підпружинених шпонок.

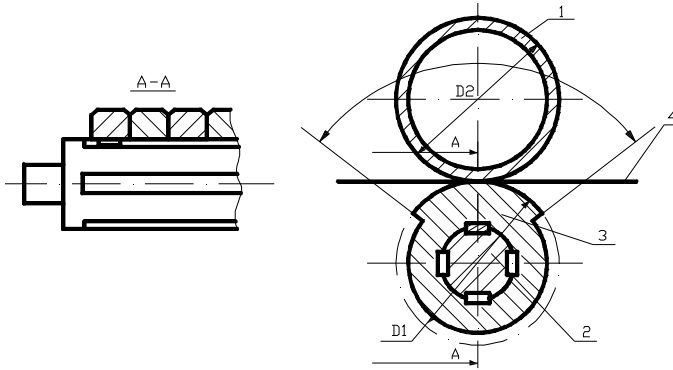


Рисунок 3 - Пристрій валкової подачі

Кількість шліцевих пазів кулачків 3 і валу 2 виконано відповідно парним і непарним. Для передачі руху заготовки, на валу 2 встановлені циліндричні сектори, кінематично пов'язані зі шківом пустотілого валу 1, який має вертикальне переміщення для настройки.

Робочий цикл подачі здійснюється періодично за один

оберт циліндричного кулачка 3 зі швидкістю  $V$ , яка залежить від продуктивності оброблюваної машини і дорівнює

$$V = (\pi D n)/1000, \quad (5)$$

де  $D$  - діаметр кулачка 3,  $n$  - кількість обертів валків. Обертальний рух від приводу передається валам 1 і 2, а встановлена в щілині між ними заготовка 4 захоплюється профілем циліндричних кулачків 3 і силами тертя транспортується на довжину  $L$ , що дорівнює

$$L = \varphi \cdot R, \quad (6)$$

де:  $\varphi$  - довжина дуги в радіанах;  $R$  - радіус кулачка.

З припиненням силового контакту між кулачками і верхнім валом утворюється щілина, яка автоматично перериває подачу. Встановленням декількох кулачків 3 регулюється ширина зчеплення, а їх фіксоване зміщення один відносно одного по кроку дозволяє проводити неперервну подачу декількох заготовок.

В пристрої подачі заготовок (рисунок 4) встановлений на станині 1 нижній вал 2, виконаний з зовнішніми поздовжніми шліцевими Т-подібними пазами 3. В пазах виконані лунки-гнізда 4 для підпружинених кульок, які в заданому положенні фіксують

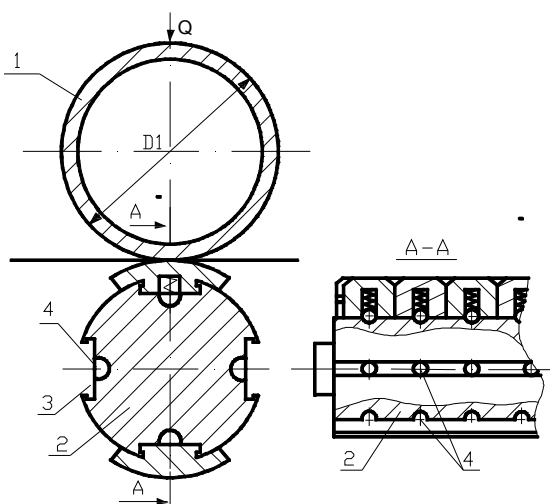


Рисунок 4 – Пристрій подачі заготовок

циліндричні, секторного типу, кулачки. Кульки закріплені в отворах нижньої частини кулачків, якою вони вільно встановлюються в пазах валу 2. Для передачі валу 2 обертового руху від приводу і забезпечення кінематичного зв'язку зі встановленим в пазах станини вертикально-рухомим порожнистим валом 1, вал 2 оснащений двома шківками. Валом 1 регулюється щілина між валами 1 і 2 за товщиною заготовок  $h$ , що подаються для обробки. Кількість циліндричних секторів лімітується шириною заготовки  $H$  і довжиною кроку її подачі  $L$ , що відбувається за один оберт вала. Валки можуть виконувати тягові і подаючі функції.

Керуючись конструктивними міркуваннями при розрахунку валкових подач, спочатку можна задати діаметрами  $D_1$  і  $D_2$ , тоді передаточне число  $U$  буде дорівнювати:

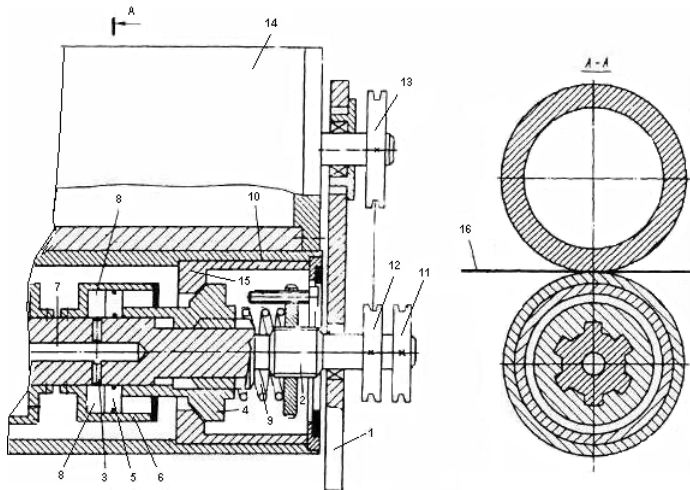


Рисунок 5 – Конструкція валкової подачі з автоматичним регулюванням продуктивності

$$U = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (7)$$

а залежність між окружними швидкостями верхнього валка  $V_2$  і кулачка  $V_1$  визначається залежністю

$$V_2 = k_1 V_1, \quad (8)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт, що враховує проковзування заготовки в початковий період подачі і який при процесі подачі із затяжкою до упору можна прирівняти до одиниці.

Для здійснення подачі,

верхній валок і кулачок повинні бути притиснуті один до одного з силою  $Q$ , що дорівнює

$$Q = \frac{\beta \cdot P}{f}, \quad (9)$$

де  $\beta$  - коефіцієнт запасу зчеплення, рекомендований в межах  $\beta = 1,025 \dots 1,5$ ;  $f$  - коефіцієнт тертя, що залежить від матеріалу валків;  $P$  - окружна сила.

Більш досконалою є конструкція валкової подачі з автоматичним регулюванням продуктивності шляхом виконання нижнього валка самовстановлюваним (рисунок 5). Конструкція містить станину 1, на якій встановлено внутрішньо порожнистий вал 2 з радіальними отворами 3. З обох сторін валу 2 на шліцах встановлені рухомі в осьовому напрямку два конічні центри 4, які своєю подовженою з внутрішньої сторони циліндричною частиною сполучені з поршнями 5 пневматичних циліндрів 6, встановлених також на валу 2. Внутрішні заштоковані камери 8 циліндрів 6 з'єднані радіальними отворами 3 з внутрішньою площиною 7 валу 2, куди від джерела подається стиснуте повітря. Переміщення центрів 3 в осьовому напрямку контролюється спеціальними пружинами 9.

З конічними центрами 3 взаємодіють центруючі втулки 10, жорстко сполучені з пустотілим циліндричним барабаном. На кінцях обох валків встановлені шківки 11, 12 і 13 для передачі обертального руху від приводу. При подачі повітря крізь канал в камеру 14 пневмоциліндрів односторонньої дії в осьовому напрямі переміщуються поршень 5 і жорстко сполучені з ним центри 3 до упору об регульовані гвинти, долаючи при цьому опір пружин 9. В результаті розходження барабан 15 силою тяжіння опускається вниз по конусних направляючих втулок 10 і сідає на циліндричну поверхню центрів 3. Між периферіями барабанів 14 і 15 створюється зазор, що виключає подачу заготовки 16 в момент робочого циклу обробки.

При перериванні подачі повітря від джерела і під дією пружин 9, центри 3 переміщуються у зворотному напрямі (сходяться). В результаті барабан 15 за допомогою центруючих втулок 10 центрується відносно осі конічних центрів 3. Заготовка 16, що знаходиться в зазорі між барабанами, стискається, і силами тертя між барабанами переміщується на робочу позицію оброблювальної машини. Подача може здійснюватися неперервно і періодично і не залежить від товщини матеріалу, а величина кроку переміщення залежить від продуктивності робочої машини.

Необхідною умовою роботоздатності подачі є нерівність:

$$M_{\max} > M_c,$$

де  $M_{\max}$  - найбільший момент тертя;  $M_c$  - момент сил опору.

Із зменшенням різниці  $M_{\max} - M_c$  збільшується період вмикання нижнього валка, збільшення приводить до збільшення габаритів пристрою (конусного замка) і зростання динамічних навантажень при пуску й установці.

Розрахунок основних параметрів валкової подачі за крутним моментом, більшим, ніж номінальний, здійснюється за формулою

$$M_{\text{розр}} = M_{\text{max}} = f \cdot N \cdot D_{\text{cp}}, \quad (10)$$

де  $N$  – нормальна сила, яка рівна  $N = \pi \cdot D_{\text{cp}} \cdot b \cdot P$ ,

тут  $b$  - ширина робочого скосу дотичних центрів;  $D_{\text{cp}}$  - середній діаметр центрів, величина якого задається конструктивно;  $P$  - питомий тиск.

Вибираючи для різних фрикційних матеріалів тиск  $q$ , знаходимо з деяким наближенням ширину скосу дотичних центрів за формулою:

$$b = \frac{2M_{\text{max}}}{f \cdot \pi \cdot D_{\text{cp}}^2 \cdot [q]}, \quad (11)$$

а, задаючись співвідношенням  $\psi = \frac{b}{D_c}$ , розрахунковим шляхом можна визначити дійсну величину

$$D_{\text{cp}} = \sqrt{\frac{2M_{\text{max}}}{\pi \cdot \psi \cdot f \cdot [q]}}. \quad (12)$$

Необхідне зусилля включення конусного замка визначається за формулою

$$Q_{\text{вкл}} = \frac{2M_{\text{max}}}{D_{\text{cp}}} \left( \frac{\sin \alpha}{f} + \cos \alpha \right), \quad (13)$$

де  $\alpha$  - величина кута нахилу конуса, яку, щоб уникнути заклинювання, вибирають більшою від величини кута тертя  $\rho$ , що дорівнює  $\alpha = 10^\circ \dots 12^\circ$ , тобто  $\alpha \geq \rho = \arctg f$  не повинне перевищувати осьову силу, що створюється пружиною з конструктивними параметрами  $D, d, h, n, P_1, P_2$ , і визначавану як

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - 0,05} \div \frac{P_2}{1 - 0,25}. \quad (14)$$

Жорсткість пружини підбирається за формулою  $Z = \frac{P_2 - P_1}{h}$ , а для подолання її осьової сили вибираються конструктивні параметри пневмоциліндрів, підраховується сумарна корисна площа поршнів як

$$S = 2(S_1 - S_2), \quad (15)$$

де  $S_1 = \frac{\pi \cdot D_{\text{max.n}}^2}{4}$ ;  $S_2 = \frac{\pi \cdot D_{\text{min.n}}^2}{4}$  мінімальна відповідно корисна площа поршня;  $D_{\text{max.n}}$  – максимальний діаметр поршнів;  $D_{\text{min.n}}$  – мінімальний діаметр поршнів для визначення відповідного тиску

$$P = (P_3 + 20) / S. \quad (16)$$

При вмиканні конусного замка, сила стискання центрів і момент сил тертя пропорційні часу, що відраховується від початку вмикання. Умову вмикання можна забезпечити при

$$t_{\text{вкл}} \geq 2 I \omega M_{\text{max}} / (M_{\text{max}} - M_c)^2, \quad (17)$$

де  $I$  – момент інерції ведучих частин подачі;  $\omega$  - кутова швидкість ведучого валка.

Шляхом зміни протидіючої сили можна здійснювати плавне вмикання конусних замків, що дозволить уникнути виникнення динамічних навантажень і шуму при пуску, а також регулювати час розгону нижнього валка.

Для подачі стрічкового матеріалу великої довжини, в штампувальному виробництві застосовують фрикційні живильники у вигляді циліндричного барабана з радіальними струменевими елементами. З цією метою в тілі барабана виконують  $n$  – струменевих отворів-сопел, відкриття яких відбувається через визначений проміжок часу синхронізовано з технологічним процесом транспортування. При транспортуванні стрічки струменеві елементи можуть не отримувати обертового руху і діяти як постійні захоплюючі органи для утримання стрічки на повітряній подушці.

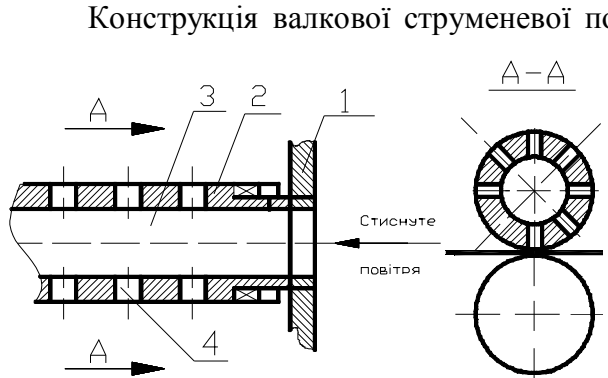


Рисунок 6 - Конструкція валкової подачі у вигляді циліндричного барабана з радіальними струменевими отворами-соплами

радіальними струменевими отворами-соплами показана на рисунку 6. В корпусі 1 вмонтований циліндр 2 з камерою 3, куди від джерела подається стиснуте повітря, і радіальними отворами 4, що постійно забезпечують взаємодію камери 3 з атмосферою. Циліндр 2 зв'язаний з приводом обертового руху. Робочий цикл здійснюється при обертанні барабана 2 і подачі в його порожнину 3 стиснутого повітря від джерела.

Основною характерною особливістю струменевого елемента є виникнення аеродинамічного ефекту при витіканні з сопла повітряного потоку і взаємодії його з поверхнею твердого об'єкта, віддаленого від сопла на відстань  $h \leq 15\text{мм}$ . Струмін повітря діє на об'єкт силами в'язкого тертя прилипаючого до поверхні потоку, а також реактивною відштовхуючою силою.

Із зменшенням відстані  $h$  між торцем сопла і поверхнею заготовки зростає в порівнянні з реактивною силою присмоктуюча дія струменя, яка досягає максимуму при відстані  $h = 0,15 \dots 0,3\text{мм}$  між взаємодіючими поверхнями.

Відповідно, сила притягання, яка виникає при цьому, записується формулою:

$$F = F_H + F_d - F_c - F_p, \quad (18)$$

де  $F_H, F_d$  – сили, визвані розрядженням відповідно в надзвуковій і дозвуковій зонах;  $F_c$  – сила, визвана статичним тиском у зоні навпроти сопла;  $F_p$  – реактивна сила струменя повітря.

Для визначення цієї сили, проведемо газодинамічний аналіз струменевого елемента. Сила  $F_H$ , яка викликана падінням статичного тиску в надзвуковій зоні, визначається формулою:

$$F_H = 2\pi \int_{r_c}^{r_{cd}} (P_a - P_{rn}) r dr, \quad (19)$$

де  $P_a$  – атмосферний тиск при нормальних умовах;  $P_{rn}$  – абсолютний тиск потоку повітря в радіальному зазорі на радіусі  $r$ ;  $r_c$  – радіус сопла;  $r_{cd}$  – радіус, де відбувається перехід надзвукового потоку в дозвуковий.

Для практичної реалізації в конструкторських розрахунках формула розподілу тиску  $P_m$  має вигляд:

$$P_m = P_0 \frac{2}{\pi} K_1 \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \arcsin \left( \frac{r_c^2}{r^2} \left( 1 + \lambda_n \frac{r - r_c}{2h} \right) + K_2 P_a \right), \quad (20)$$

де  $K_1, K_2$  – коефіцієнти корекції;  $K_1 = 0,84 \dots 0,86$ ;  $K_2 = 0,2 \dots 0,24$ ;  $\lambda_n$  – середнє значення коефіцієнта гідравлічного тертя в надзвуковій ділянці;  $k = 1,4$  – показник адиабати для повітря.

Силу  $F_H$  знаходимо методом наближеного інтегрування функції розподілу тиску  $P_{гн}$  за формулою:

$$F_H = \pi(1 - K_2)P_a(r_{н0}^2 - r_c^2) - 4K_1\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}P_0 \cdot r_c^2 \times \left( a \cdot (b-1) + (1-a) \cdot \text{Ln}b + \frac{a^3}{6}\left(1 - \frac{1}{b}\right) + \frac{a^2(1-a)}{4}\left(1 - \frac{1}{b^2}\right) + \frac{a \cdot (1-a)^2}{6}\left(1 - \frac{1}{b^3}\right) + \frac{(1-a)^3}{24}\left(1 - \frac{1}{b^4}\right) \right) \quad (21)$$

де  $a = \frac{\lambda_n \cdot r_c}{2h}$ ;  $b = \frac{r_{н0}}{r_c}$  – коефіцієнти.

Сила, викликана розрідженням в дозвуковій ділянці, обчислюється за формулою:

$$F_0 = 2\pi \int_{r_{н0}}^{r_2} (P_a - P_{r0})rdr, \quad (22)$$

де  $P_{гд}$  – абсолютний тиск потоку повітря в радіальному зазорі на радіусі  $r$  в області дозвукових швидкостей;  $r_2$  – радіус струменевого захоплювача.

Функцію розподілу статичного тиску  $P_{r0}$  в дозвуковій зоні знайдемо, виходячи з рівняння Бернуллі:

$$P_{r0} + \frac{\rho_2 V_{r0}^2}{2} = P_a + \frac{\rho_2 V_2^2}{2} + E_{r-2}, \quad (23)$$

де  $\rho_2$  – густина потоку повітря в дозвуковій зоні, яка приблизно дорівнює густині повітря при нормальних умовах;  $V_{гд}$ ,  $V_2$  – відповідно середня швидкість дозвукового потоку на радіусах  $r$  і  $r_2$ ;  $E_{r-2}$  – втрати енергії потоку на проміжку від  $r$  до  $r_2$ .

Виходячи з рівняння неперервності і підраховуючи масовий розхід повітря для надзвукового режиму витікання, в результаті перетворень отримаємо:

$$F_d = \frac{\mu^2 k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}} r_c^2 P_0^2}{(k+1)R \cdot T_0 \cdot \rho_2} \left( 2r_2^2 \text{Ln} \frac{2}{r_{н0}} + r_{н0}^2 - r_2^2 - \frac{\lambda_0}{2h} (r_2 (r_2 - r_{н0})^2) \right), \quad (24)$$

де  $\lambda_0$  – середнє значення коефіцієнта гідравлічного тертя в дозвуковій зоні;  $\mu$  – коефіцієнт витрат повітря;  $R = 287,14$  Дж/(кг<sup>0</sup>К) – газова стала для повітря;  $T_0$  – абсолютна температура в камері 2 захоплювача, яка приблизно дорівнює температурі навколишнього середовища.

При зазорах  $h < 0,3$ мм і радіусах  $r_c > 1$ мм статичний тиск на зрізі  $P_c \cong P_0$ , тому сила  $F_c$ , викликана статичним тиском в зоні навпроти сопла, дорівнює:

$$F_c = (P_0 - P_a)\pi \cdot r_c^2. \quad (25)$$

Тиск  $P_0$  з невеликим припущенням представляється формулою розподілу тиску на ділянці від  $r_c$  до  $r_{н0}$ :

$$P_0 = \frac{K_3 \sqrt{k-1} R T_0 \rho_2 r_{н0} \sqrt{1 + \lambda_{н0} \frac{r_{н0} - r_c}{2h}}}{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{1}{k-1}} r_c \sqrt{k+1 - 2 \left(\frac{2}{\pi} \arcsin \left(\frac{r_c^2}{r_{н0}^2} \left(1 + \lambda_n \frac{r_{н0} - r_c}{2h}\right)\right)\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad (26)$$

де  $K_3$  – коефіцієнт корекції, що дорівнює  $K_3 = 0,75 \dots 0,8$ .

Реактивну силу струменя повітря, відповідно до теореми про зміну кількості руху потоку, запишемо як:  $F_p = G \cdot V_c$ .



Враховуючи швидкість потоку повітря в  $V_c = \frac{G \cdot R \cdot T_0}{\pi \cdot r_c^2 \cdot P_0}$  соплі і масові розходи  $G$ , отримаємо:

$$F_p = 8\pi\mu^2 \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}} h^2 P_0. \quad (27)$$

Струменево-фрикційний живильник для довгомірних заготовок (рисунок 7) відрізняється тим, що отвори-сопла періодично закриваються через визначені проміжки часу синхронно з технологією транспортування.

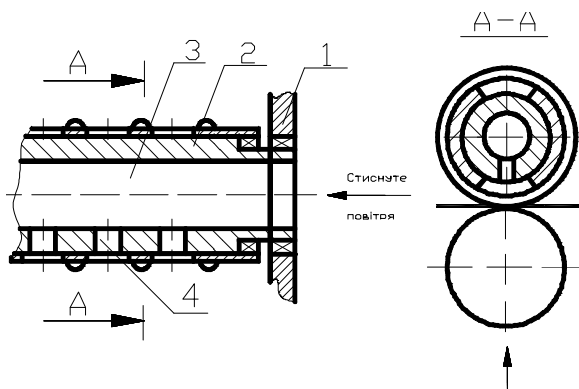


Рисунок 7 - Конструктивна схема струменево-фрикційного живильника для довгомірних заготовок

В цьому варіанті циліндр 2 з камерою 3 вмонтований в корпусі 1. В циліндр 2 подається стиснуте повітря від джерела. Радіальні отвори 4 сполучають камеру 3 з атмосферою. На циліндр насаджена втулка з радіальними пазами, які періодично відкривають отвори 4 з метою виходу повітря з камери в атмосферу. На зовнішній циліндричній поверхні втулки 2 закріплені резинові кільця для транспортування заготовки у власній площині.

Конструктивна схема струменевого живильника з кінчною щілиною

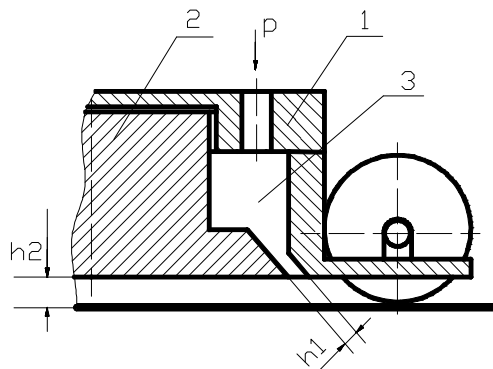


Рисунок 8 - Конструктивна схема струменевого живильника з кінчною щілиною

представлена на рисунку 8. В корпусі 1 захоплювача встановлена кінчна вставка, що утворює з внутрішньою поверхнею корпусу камеру для підводу стиснутого повітря, а з фаскою центрального отвору корпусу кільцеву кінчну щілину, висотою  $h_0$ . Кільцевий струмінь повітря, витікаючи через кінчну щілину і переломлюючись об поверхню заготовки, в подальшому, між торцем корпусу і заготовкою, утворює плоский радіальний потік.

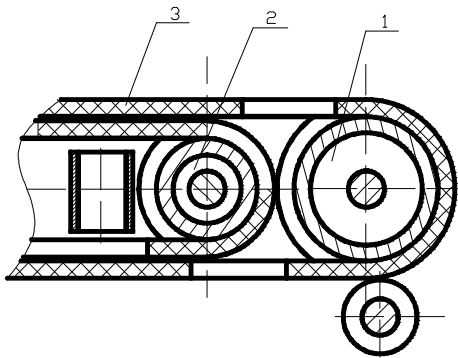
Ефективність струменевого елемента з кільцевою щілиною на торці залежить від оптимального співвідношення між зазором  $h_2$  і товщиною  $h_1$  кінчної щілини, що вимірюється в нормальному напрямку поверхні фасок отвору корпусу і кінчної вставки, і дорівнює  $0,08 \div 0,15$  мм. Автоматично підтримуваний зазор  $h_2$ , рівний або трохи більший від товщини повітряної подушки  $h$ , утворюється в результаті притягання до торця захоплювача заготовки під дією аеродинамічного ефекту.

Умова рівноваги притягнутих до торця захоплювача довгомірних заготовок визначається величиною аеродинамічного ефекту присмоктування, що складається з суми результуючої сил тиску  $F_1$ , присмоктуючого зусилля  $F_2$  від розрідження  $P_p$ , яке виникає внаслідок інжекції на торці тарілки радіусом  $r_0$  і дорівнює:

$$P_p = \frac{\rho_a V_0^2}{2}. \quad (28)$$

Величину результуючої сил тиску повітряного потоку  $F_1$ , що діє на кільцевій площадці від  $r_0$  до  $r_2$ , можна визначити інтегруванням абсолютного гідростатичного тиску по всій ширині кільця як:

$$F_1 = \int_{r_0}^{r_2} (P_a - P) \cdot 2\pi \cdot r dr, \quad (29)$$



а після підстановки значення  $P$  та інтегрування в заданих межах, формула  $F_1$  набуде вигляду:

$$F_1 = \frac{\pi \cdot V_0^2 \cdot \rho_a \cdot r_0^2}{r_2 - r_0} \left( r_2 \cdot \ln \frac{r_2}{r_0} - r_2 + r_0 \right). \quad (30)$$

Із врахуванням (28), сила  $F_2$  від розрідження запишеться:

$$F_2 = \pi \cdot r_0^2 \frac{\rho_a \cdot V_0^2}{2}, \quad (31)$$

а вираз реактивної сили при куті нахилу  $\alpha$  конічної щілини можна представити так:

$$R_{cmp} = \pi \cdot V_0^2 \cdot \rho_a \cdot r_0 \cdot h_2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2}. \quad (32)$$

Тоді сумарну силу  $F_{np}$  розглядуваного струменевого захоплювача з кільцевою конічною щілиною за допомогою сумування (30), (31), (32) можна представити у вигляді:

$$F_{np} = \pi \cdot V_0^2 \cdot \rho_a \cdot r_0^2 \left[ \frac{r_2 \ln \frac{r_2}{r_0} - r_2 + r_0}{r_2 - r_0} + 0,5 - \frac{h_2}{r_0} \cos \frac{\alpha}{2} \right]. \quad (33)$$

При розрахунку автоматичного стрічково-струменевого живильника (рисунок 9) для завантаження довгих заготовок необхідно забезпечити співвідношення, при якому координати двох замкнених зустрічно рухомих транспортерів відносно об'єкта автоматичної подачі завжди постійні:

$$\frac{S_1}{V_{л1}} = \frac{S_2}{V_{л2}}, \quad (34)$$

де  $S_1, S_2$  - відповідно розташування сітчастих вікон охоплюваної стрічки транспортерів;  $V_{л1}$  та  $V_{л2}$  - лінійні швидкості їх руху.

Приймаючи  $V_{л1} = V_{л2} = V_{л}$ ;  $S_1 = S_2 = S$ , можна записати залежність між геометричними параметрами пристрою так:

$$\frac{S}{2} > b' - L + L_2, \quad (35)$$

Рисунок 9 - Конструктивна схема стрічково-струменевого живильника

- 1 - транспортер з охоплюючою стрічкою;
- 2 - транспортер з охоплюючою стрічкою;
- 3 - сітчаста стрічка

де  $b'$  - довжина заготовки;  $L$  - довжина сітчастого вікна;  $L_2$  - відстань від переднього краю стопи до центру зони перекриття сітчастих вікон.

Необхідні розміри і розташування сітчастих вікон для забезпечення максимальної продуктивності визначаються геометричними параметрами струменевого захоплювача.

Час  $T$  циклу неперервної подачі заготовок знаходимо за формулою:

$$T = \frac{S}{V_{л}} \geq t_1 + t_2, \quad (36)$$

де  $t_1$  - час притягання заготовки до стрічки;  $t_2$  - час транспортування стрічки.

Приймаючи початок координат на периферії охоплюючої стрічки транспортера і припускаючи  $t_1 \leq \frac{L}{2V_{л1}}$ , запишемо рівняння вертикального переміщення заготовки під

дією присмоктуючої сили захоплювача в зазорі між заготовкою та стрічкою, що змінюється за лінійним законом і є пропорційною площі сітчастого вікна, так:

$$m_2 y = m_2 g - 2K_c P_{np} V_{л} t + K_{л} y, \quad (37)$$

де  $m_2$  – маса заготовки;  $P_{np}$  – величина питомої присмоктуючої сили на вході вікон стрічок;  $K_c$  - коефіцієнт, який враховує вплив зазору стрічки транспортера на величину питомої сили присмоктування, визначається експериментально і дорівнює 0,7 - 0,9;  $y$  – прискорення заготовки;  $K_{л}$  – коефіцієнт, що враховує характерну площу заготовки.

**Висновок.** Запропоновано ряд конструктивних схем струменевих механізмів подачі, які під дією стисненого повітря дозволяють здійснювати захоплення та транспортування довгомірних заготовок широкого діапазону розмірів, матеріалу і ваги, що є перспективним та актуальним при автоматизації транспортно-завантажувальних операцій. Наведено основні розрахункові формули для визначення сили притягання між взаємодіючими поверхнями торця сопла і поверхні довгомірної заготовки.

### Література

1. Автоматическая загрузка технологических машин: Справочник/И.С. Бляхеров, Г.М. Варьяш, А.А. Иванов и др.; Под общ. ред. И.А. Клусова. – М.: Машиностроение, 1990. – 400 с.: ил.
2. Розанов Л.Н. Вакуумная техника: Учеб. для вузов по спец. „Вакуумная техника”. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк. 1990. – 320 с.: ил.
3. В.Савків, О.Фендьо, Г.Савків. Перспективи застосування силових струменевих елементів у транспортно-завантажувальних механізмах поліграфічних систем // Збірник тез десятої науково-технічної конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль. – 2006. – С.124.
4. Ю.Рак, Я.Проць, О.Фендьо. Струменеві механізми подачі пружного матеріалу в штампувальному виробництві // Збірник тез одинадцятої науково-технічної конференції Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль. - 2007. - С.59.
5. Я.Проць, В.Савків, І.Козбур. Пневматичні струменеві транспортні системи із ступінчастими соплами // Збірник тез третьої конференції “Прогресивні матеріали, технології та обладнання в машино- і приладобудуванні”. – Тернопіль. – 1998. - С. 29.
6. Дейч М.Е. Техническая газодинамика. - М.: Энергия, 1974.- 592 с.
7. Гідроприводи і гідропневмоавтоматика / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, В.Б. Струтинський та ін. / За ред. В.О.Федорця. – К.: Вища шк., 1995. – 463 с.

*Одержано 18.10.2007 р.*