

Пристрої подачі рулонного пакувального матеріалу*

О.М. Гавва, д.т.н., М.А. Масло, к.т.н., В.Л. Яровий, к.т.н.,
Національний університет харчових технологій, м. Київ

У попередніх двох частинах статті наведено класифікацію та конструктивні і експлуатаційні особливості пристроїв подачі рулонного матеріалу в пакувальному обладнанні. Розглянуто характерні конструктивні схеми механізмів фіксування рулону пакувального матеріалу, механізмів, що забезпечують рух матеріалу в пакувальному обладнанні, та механізмів розрізання і відрізання пакувального матеріалу.

У даній частині наведено аналіз конструктивних схем механізмів амортизації та акумулювання плівки, гальмування рулону, гальмування і зупинки плівки та пристроїв направлення руху плівки.

Механізми амортизації і накопичення плівки. У процесі формування упаковки із рулонного пакувального матеріалу важливим є дотримання незначних коливань натягу плівки. У будь-якій високопродуктивній пакувальній системі із періодичним або безперервним режимом роботи передбачена функція амортизації і акумулювання пакувального матеріалу.

Механізми амортизації, залежно від способу накопичення матеріалу, можна поділити на дві групи: з вільно сформованою петлею матеріалу та з примусово натягнутою петлею (рис. 1). По кількості петель, що визначають запас матеріалу, розмотаного із рулону, механізми можуть бути поділені на однопетлеві і багатопетлеві.

Механізми з вільним формуванням петлі застосовуються у тих випадках, коли плівка розмотується з рулону і подається на подальшу обробку двома окремими системами руху [1]. Плівка в петлю подається механізмом, що розмотує рулон, а вибира-

ється із петлі при подачі її на подальшу обробку.

Механізми з примусово натягнутою петлею можуть застосовуватися як при наявності окремого механізму для розмотування рулону, так і при виконанні функції розмотування рулону і подачі плівки одним механізмом. В останньому випадку натяг плівки, що створюється механізмом руху через петлеутворюючий елемент, змінює положення вантажу або пружини, які, повертаючись в початкове положення, натягують плівку, що сприяє її змотуванню з рулону. Такі механізми застосовуються як для накопичення запасу плівки між механізмами руху, так і для зменшення коливань натягу плівки, що змотується з рулону. Остання функція особливо важлива при подачі плівки із змінною швидкістю, так як прискорення нерівномірного руху плівки за значних значень моменту інерції рулону призводить до



великого натягу плівки. Якщо в таких пристроях подачі плівки не буде встановлено механізм амортизації, то може бути порив плівки.

Механізми з вільно направленою петлею (рис. 1а) найбільш конструктивно прості, але за потреби значного запасу плівки в петлі потрібно передбачити значні геометричні

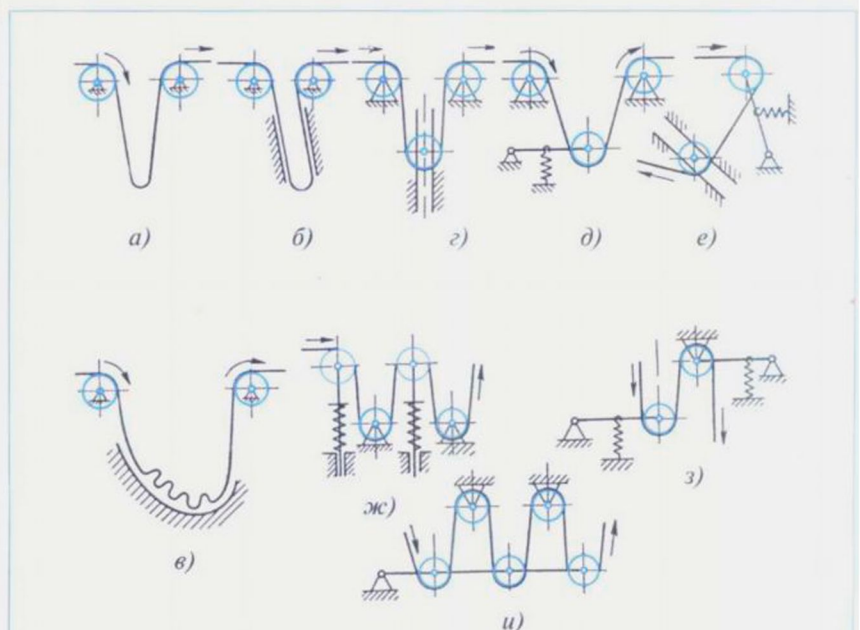


Рис. 1. Механізми амортизації і накопичення плівки

* Закінчення. Початок статті в № 5, 6, 2005 р.

розміри механізму. Для усунення цього недоліку такі механізми виконуються багатопетлевими, з напрямними площинами тощо (рис. 1б, 1в).

У механізмах із примусово натягнутою петлею робочий орган діє на петлю в її вершині, де плівка обгортає ролик, що вільно обертається на осі. Механізм, в якому ролик поступально рухається (рис. 1з), відрізняється від механізму, наведеного на рис. 1б, наявністю петлеутворюючого елемента. В механізмі, що наведений на рис. 1д, ролик встановлюється на кінці важеля, що коливається. У деяких конструкціях важіль виконується гнучким — у вигляді рами, що утворена двома пластинчастими пружинами. На кінці рами встановлюється ролик, а другий її кінець жорстко закріплюється або коливається на осі. В такому конструктивному виконанні забезпечується більш м'яка амортизація за рахунок малої жорсткості рами. Таку ж функцію виконує механізм, наведений на рис. 1е, — комбінований, з поступальними коливальними елементами. Якщо обидва елементи підпружинені, то жорсткість одного повинна бути менше жорсткості іншого, що забезпечує плавне прикладання натягу до рулону.

Багатопетлеві механізми із кількома роликми, що поступально рухають-

ся (рис. 1ж), з кількома важелями, що коливаються (рис. 1з), та з групою роликів на одному важелі, що коливається (рис. 1у), забезпечують значний запас плівки при малих габаритних розмірах і значно м'якшу амортизацію, ніж однопетлеві. На практиці багатопетлеві механізми (рис. 1ж і 1у) застосовуються із жорсткими важелями.

Багатопетлеві механізми інколи представляють собою важільні поліпасти і застосовуються у високопродуктивних пакувальних машинах. Амортизаційні механізми, крім основних функцій, виконують і додаткові.

Правильний вибір конструктивної схеми і параметрів механізму амортизації гарантує якість виконання операцій по формоутворенню упаковки. Питанням зменшення коливань натягу паперового полотна в поліграфічних машинах присвячено достатньо багато наукових праць [2,3]. Однак результати таких досліджень здебільшого можна застосовувати для машин із безперервним режимом протягування плівки. Безперервний режим роботи не є характерним для більшості пакувальних машин. А тому розглянемо методику визначення параметрів багатопетлевих важільних механізмів, що широко застосовуються в пакувальному обладнанні.

Для забезпечення стабільного мінімального натягу плівки пакувального матеріалу широко використовуються компенсатори натягу полотна пасивної дії. Для ефективної компенсації натягу полотна компенсатори повинні мати достатньо високу частоту власних коливань і високу чутливість до зміни натягу полотна.

На рис. 2 наведена схема компенсатора, що складається з одного компенсуючого елемента.

Натяги на вітках плівки з боку пристроїв формування упаковки і з

$$Q = Q_B e^{\mu\alpha}, \quad (1)$$

боку рулону знаходяться в наступному співвідношенні:

де Q — натяг полотна з боку пристроїв формування упаковки; Q_B — натяг полотна з боку рулону; μ — коефіцієнт опору на відхиляючому ролику; α — кут охоплення плівкою відхиляючого ролика:

$$\alpha = \pi - \psi;$$

ψ — кут між вітками плівки з боку рулону і з боку пристрою формування упаковки.

Визначимо рівнодіючу силу натягу полотна, що діє на компенсатор. З $\Delta BД$ за теоремою косинусів запишемо (рис. 3):

$$Q_R^2 = Q^2 + Q_B^2 - 2QQ_B \cos \alpha. \quad (2)$$

З виразу (1) визначимо значення натягу полотна з боку рулону:

$$Q_B = Q e^{-\mu\alpha}, \quad (3)$$

Підставивши значення з виразу (3) у вираз (2) запишемо:

$$\begin{aligned} Q_R^2 &= Q^2 + (Q e^{-\mu\alpha})^2 - 2Q^2 e^{-\mu\alpha} \cos \alpha = \\ &= Q^2 (1 + e^{-2\mu\alpha} - 2e^{-\mu\alpha} \cos \alpha), \end{aligned} \quad (4)$$

звідси

$$Q_R = Q \sqrt{1 + e^{-2\mu\alpha} - 2e^{-\mu\alpha} \cos \alpha}. \quad (5)$$

Сила, що діє на компенсатор, набуватиме максимальних значень при куті α близько 180° і при мінімальному коефіцієнті опору μ на відхиляючому ролику.

При $\alpha = \alpha_{\max} = \pi$ значення Q_R буде мати максимальну величину при певній величині опору на відхиляючому ролику компенсатора, тобто:

$$Q_R = Q_{R\max}, \quad (6)$$

проте

$$Q_{R\max} = Q(1 + e^{-\mu\alpha}) \quad (7)$$

Максимально можливе значення $Q_{R\max}$ досягається при зменшенні опору на відхиляючому ролику компенсатора до нуля, тобто за умови $\mu = 0$. Тоді

$$Q'_{R\max} = 2Q \quad (8)$$

Значення сили Q_R визначає чутливість компенсатора. Представимо вектор Q_R двома складовими F_y і F_x , де F_y — сила дотична до траєкторії

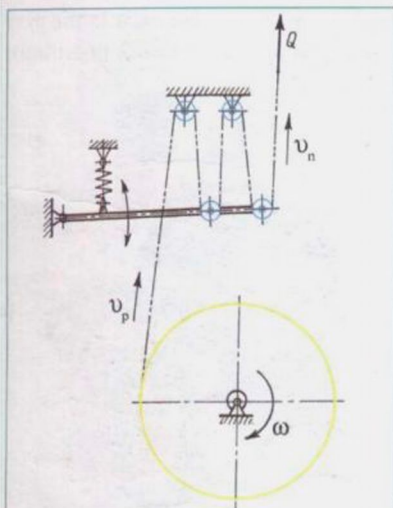


Рис. 2. Схема компенсуючого пристрою пасивної дії

руху точки B при повороті ланки компенсатора відносно опори O , а F_x — сила нормальна до траєкторії руху точки B , тобто напрямок вектора сили F_x проходить через опору O .

З рис. 3 видно, що чим більше є значення складової сили F_y , тим більш чутливим буде компенсатор. Тобто чутливість компенсатора залежить не тільки від величини сили Q_R , а й від місця розміщення ланки компенсатора, тобто від взаємного положення обох віток плівки пакувального матеріалу і від місця встановлення опори O .

Введемо поняття коефіцієнта раціонального розміщення компенсатора:

$$K_k = \frac{F_y}{Q_{R\max}}, \quad (9)$$

що показує, яка частина максимального можливого значення сили $Q_{R\max}$ передається на вітку з боку пристрою формування упаковки, і цей коефіцієнт визначає чутливість компенсатора.

З урахуванням виразу (8) вираз (9) набуває вигляду:

$$K_k = \frac{F_y}{2Q}, \quad (10)$$

Для визначення залежності параметра K_k від геометричних параметрів конструкції компенсатора і всього механізму подачі пакувального матеріалу знайдемо значення складової сили F_y .

З ΔBDL знаходимо величину F_y :

$$F_y = Q_R \sin(\gamma - \beta) = Q_R(\sin \gamma \cos \beta - \cos \gamma \sin \beta). \quad (11)$$

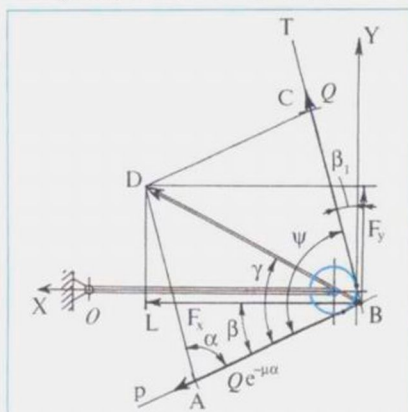


Рис. 3. Схема силового навантаження компенсатора пасивної дії

З ΔBD за теоремою синусів знаходимо, що

$$\sin \gamma = \frac{Q \sin \alpha}{Q_R} \quad (12)$$

Підставивши значення Q_R з виразу (5) у вираз (13), одержимо:

$$\sin \gamma = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 + e^{-\mu\alpha}(e^{-\mu\alpha} - 2 \cos \alpha)}} \quad (13)$$

З ΔBD за теоремою косинусів визначаємо:

$$Q^2 = Q_R^2 + Q^2 e^{-2\mu\alpha} - 2 Q_R Q e^{-\mu\alpha} \cos \gamma. \quad (14)$$

З виразу (14) знаходимо:

$$\cos \gamma = \frac{Q_R^2 + Q^2 e^{-2\mu\alpha} - Q^2}{2 Q_R Q e^{-\mu\alpha}}. \quad (15)$$

Підставивши значення Q_R з виразу (5) у вираз (15), одержимо:

$$\cos \gamma = \frac{e^{-\mu\alpha} - 2 \cos \alpha}{\sqrt{1 + e^{-\mu\alpha}(e^{-\mu\alpha} - 2 \cos \alpha)}}. \quad (16)$$

Підставивши у вираз (11) значення Q_R із (5), $\sin \gamma$ із (13) і $\cos \gamma$ з (16) знаходимо значення складової сили F_y :

$$F_y = Q (\sin(\alpha + \beta) - e^{-\mu\alpha} \sin \beta). \quad (17)$$

Підставивши значення F_y з виразу (17) у вираз (10), остаточно запишемо формулу для визначення величини коефіцієнта раціонального розміщення компенсатора:

$$K_k = \frac{\sin(\alpha + \beta) - e^{-\mu\alpha} \sin \beta}{2}. \quad (18)$$

Проаналізувавши отриманий вираз можна зробити висновок, що раціональне розміщення компенсатора і його чутливість залежать від взаємного положення віток плівки пакувального матеріалу (кут α), точки встановлення опори компенсатора (кут β) і величини сил опору на відхиляючому ролику компенсатора (коефіцієнт μ). На графіках (рис. 4) видно характер зміни чутливості від зміни геометричних параметрів компенсатора.

Механізми гальмування рулону. Для стабілізації натягу в плівці, що розмотується, і гасіння сил інерції рулону в пристроях подачі застосовують механізми гальмування

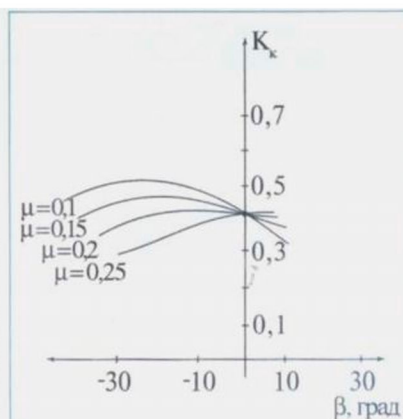


Рис. 4. Графіки коефіцієнта компенсації при $\alpha = 60^\circ$

рулону. Найбільш характерні схеми таких механізмів наведено на рис. 5. Механізми гальмування рулону із пакувальним матеріалом залежно від зв'язку гальмівного моменту з параметрами руху можна поділити на ті, що управляються зовнішнім діаметром рулону, і на ті, що управляються натягом плівки. Роль датчика натягу плівки здебільшого виконує петлеутворюючий елемент механізму амортизації.

Гальмівний момент створюється або на торцевій, або на циліндричній поверхні гальмівного диску чи барабану, або безпосередньо на циліндричній поверхні рулону. Притискання гальмівного елемента створюється здебільшого вантажем або силами пружності.

Механізми, в яких гальмівний момент не залежить від параметрів руху рулону, характеризуються постійним



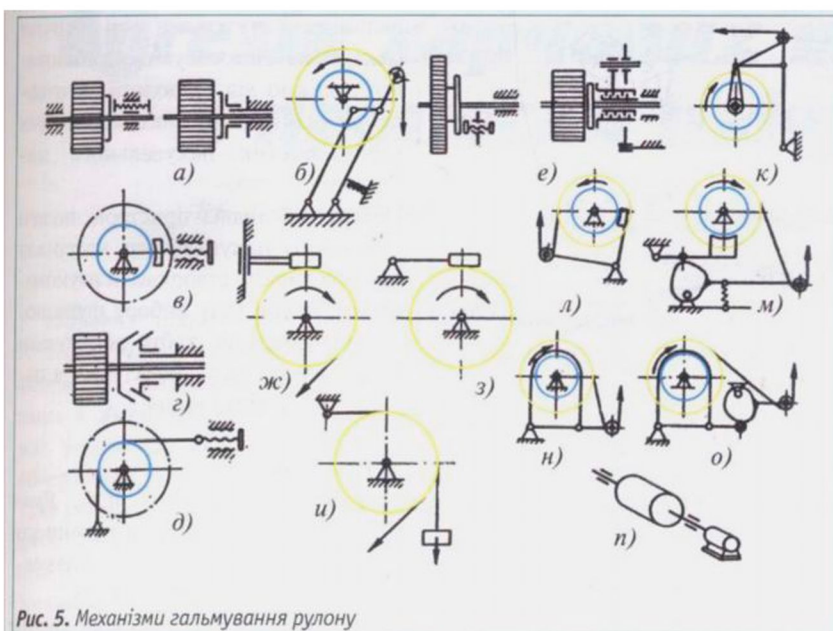


Рис. 5. Механізми гальмування рулону

гальмівним моментом, який створюється на гальмівному елементі притисканням до його торця колодки (рис. 5а) або диску (рис. 5б), притисканням до його периферії колодки (рис. 5в), конусу (рис. 5г) або стрічки (рис. 5д). Зусилля притискання керується вручну. Через те що під час розмотування плівки з рулону його радіус зменшується в кілька разів, то при постійному гальмівному моменті натяг плівки в стільки ж разів збільшиться, так як пружний момент залишається рівним гальмівному. Через цей недолік гальмівні механізми з постійним

гальмівним моментом застосовуються рідко.

У механізмах зі змінним плечем гальмування гальмівний момент здійснюється залежно від зміни розмірів рулону.

Механізми з гальмуванням колодкою на периферії рулону (рис. 5ж — з поступальним рухом колодки, рис. 5з — з коливальним рухом) забезпечують постійне значення натягу, так як постійна сила тертя прикладається до рулону зі змінним радіусом, що забезпечує потрібну зміну гальмівного моменту при розмотуванні.

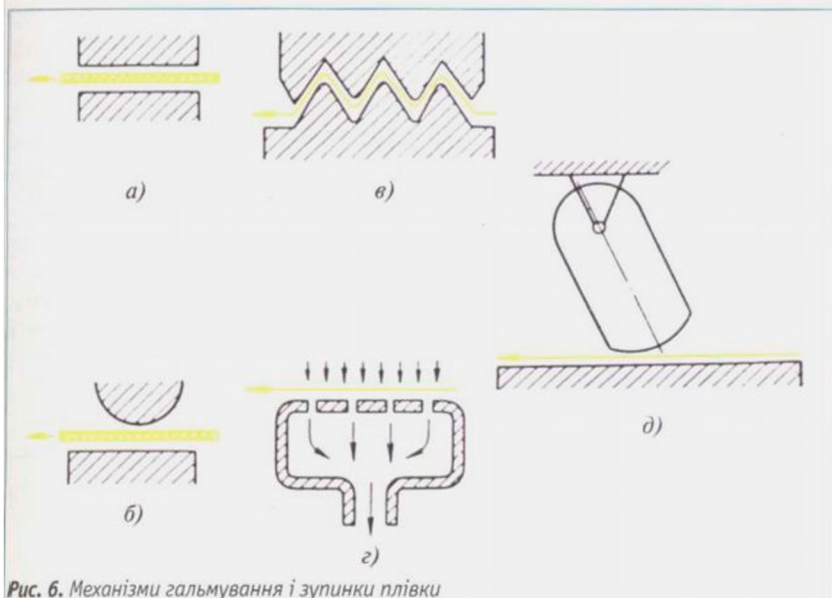


Рис. 6. Механізми гальмування і зупинки плівки

Механізми з гальмуванням стрічкою на периферії рулону (рис. 5и) забезпечують при меншому зусиллі притискання більше гальмівне зусилля за рахунок ефекту збільшення натягу при охопленні барабана гнучкою стрічкою. Однак натяг у цьому випадку зменшиться із зменшенням радіусу рулону під час його розмотування, так як зменшиться кут охоплення рулону стрічкою.

При зміні натягу плівки, в тому числі і при зупинці руху в момент обриву, технологічної необхідності тощо, такі механізми не регулюють момент гальмування. А тому в таких випадках, коли рух плівки можливий із зупинками або при коливаннях натягу, краще застосовувати механізми зі змінним зусиллям гальмування, які також забезпечують екстрене гальмування рулону при обриванні плівки. Всі ці механізми мають важільний пристрій, що відслідковує натяг плівки. Важіль здебільшого має механічний зв'язок із гальмом. Різні варіанти таких механізмів наведені на рис. 5к—5о. У механізмі, наведеному на рис. 5п, важіль діє на електроапаратуру, що керує електроприводом. Застосовувати таку схему гальмування доцільно, коли рулони мають великі маси і великі швидкості руху плівки.

Механізми гальмування і зупинки плівки. У пакувальному обладнанні поряд із механізмами гальмування рулону широко застосовують механізми гальмування і зупинки плівки. Характерні схеми цих механізмів наведені на рис. 6. Ці механізми поділяють на дві групи: приводні і самокеровані.

За видом контакту з плівкою приводні механізми можуть бути плоскими, у яких парні гальмівні органи контактують по площині (рис. 6а) або по лінії (рис. 6б), перегинаючими — з контактом парних органів по поверхні, утвореній ломаною або кривою лінією (рис. 6в), вакуумними — з притисканням вакуумом до одного із органів з плоскою або криволінійною поверхнею (рис. 6г).

До самокерованих механізмів на-

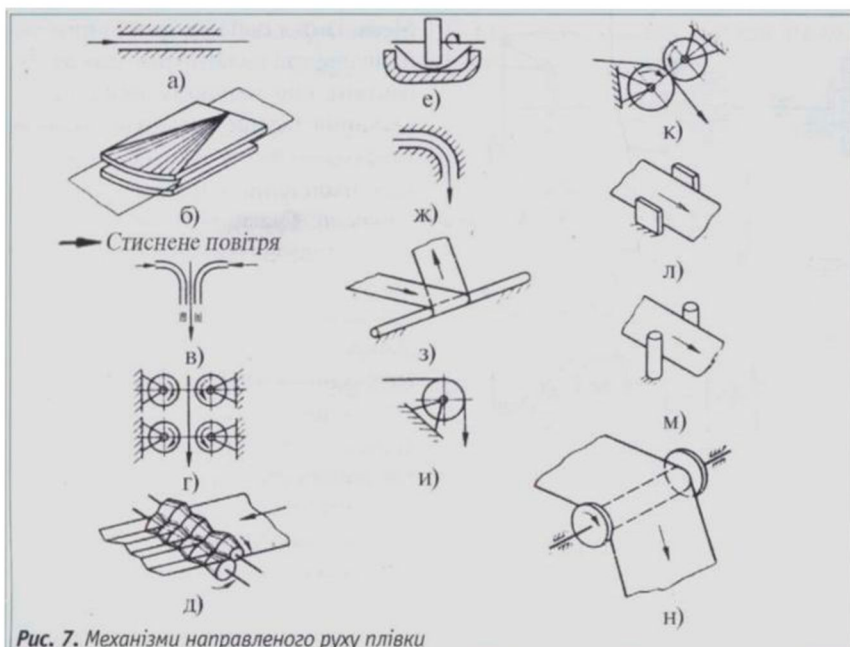


Рис. 7. Механізми направленої руху плівки

лежать самозаклинювальні гальма (рис. 6д), що забезпечують гальмування або зупинку плівки при переміщенні її в напрямку натягу.

Механізми направленої руху плівки. Компонувачі рішення пакувальної машини і особливості технологічного процесу виготовлення упаковки передбачають орієнтацію і зміну напрямку руху пакувального матеріалу. Для реалізації цієї операції застосовують механізми направленої руху плівки (рис. 7). Ці механізми можна поділити на групи залежно від забезпечення виду руху плівки:

- прямолінійний рух;
- зі зміною напрямку руху;

- рух з обмеженням у поперечному зміщенні.

Направляти рух плівки можуть нерухомі або рухомі елементи.

Застосування механізмів, що забезпечують прямолінійний рух, потрібне за відсутності в плівці на прямолінійній ділянці гарантованого натягу, який сам може забезпечити прямолінійний рух плівки. Характерні системи механізмів, що забезпечують прямолінійний рух плівки, наведені на рис. 7а–7е, для зміни напрямку руху — рис. 7жс–7к і для обмеження в поперечному зміщенні — рис. 7л–7н.

У пристроях подачі рулонного паку-

вального матеріалу ці групи механізмів застосовують комбіновано, залежно від технології виготовлення упаковки і фізико-механічних характеристик пакувального матеріалу.

Наведений аналіз пристроїв подачі рулонного пакувального матеріалу дає можливість створювати науково-обґрунтовану базу вибору функціональних модулів, тобто реалізувати модульну систему проектування пакувального обладнання.

Література

1. Гавва О.М., Масло М.А., Яровий В.Л. Пристрої подачі рулонного пакувального матеріалу // Упаковка. — 2005. — № 5. — С. 46–54.
2. Дурняк Б.В. Стрічкопровідні системи рулонних ротативних машин. Моделювання, управління. — К.: Атака, 2002. — 292 с.
3. Казакевич В.В. Измерение схемы проводки бумажного полотна // Полиграфия. — 1966. — № 6.



Mechanism of a rolled packing material

O.M. Gavva, Dr., M.A. Maslo, Dr., V.L. Yarovuy, Dr., National university of food technologies, Kyiv

In the first part of the article are describe the constructive and operation peculiarity of mechanisms of a rolled material in the packing equipment and their classification. The authors have considered the characteristic constructive schemes of mechanisms of fixing of a roll of a packing material. For variants of ideal and imperfect rolls are received the analytical dependences for definition of axial gain of a roll, necessary for fixing the roll in the mechanism. In the given part of article the authors represent the analysis of the constructive schemes, which ensure driving a material in the packing equipment and execute the operation of cutting of a packing material.

