

Рис. 16 – Данніе давления разрыва для исследуемых колбасных оболочек

Выводы

На основании проведенных экспериментов можно сделать следующие выводы:

1. Давление разрывов оболочек лежит в пределах (0,03...0,12) МПа.
2. При расчете давления разрыва оболочек можно использовать формулу (1), введя эмпирический коэффициент $k = 1,08$, при этом погрешность расчетных данных составляет 10 %, а формула приобретает вид

$$[p] = \frac{2 \cdot \delta \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot k}{\varphi + D}$$

3. Для предотвращения разрывов оболочек под действием внутреннего давления фарша, в конструкции шприца необходимо предусмотреть блокирующее устройство, например, предохранительный клапан, отрегулированный на давление срабатывания $P = (0,5...0,7) [p]$.

Литература

1. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с.
2. Справочник по пластическим массам. Под ред. М.И. Гарбара, В.М. Катаева, М.С. Акутина. В 2-х томах, т. 1. – М.: Химия, 1969. – 520 с.
3. ГОСТ 4651–63 Предел прочности при сжатии.
4. ГОСТ 4646–63 Предел прочности при статическом изгибе.
5. ГОСТ 11262–65. Предел текучести при растяжении.

УДК 663.25(075)

ЯКІСТЬ ПРОДУКЦІЇ ЯК ФУНКЦІЯ ІНТЕНСИВНОСТІ ОБРОБКИ СИРОВИНИ

Іваненко А.В., д-р техн. наук, професор, Сологуб О.А., зав. лаб., Уварова М.С., пошукач
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса
Тенюх К.М., канд. техн. наук, доцент
Одеський державний економічний університет, м. Одеса

Від інтенсивності енергетичної дії на сировину та тривалості її обробки залежить якість продукції. Оптиміальні режими роботи обладнання здійснюють за цими показниками.

Product quality depends on the intensity of the energy impact of raw materials and from the duration of its treatment. Optimal conditions of the equipment found on these parameters

Ключові слова: якість, інтенсивність перетворення, тривалість, швидкість, екологічний продукт.

Для виходу України на перші місця у світі потрібно удосконалити технології та заощаджувати матеріальні ресурси і підвищувати якість продукту.

Цієї межі можна досягти шляхом систематизації технологій та впровадження оптимальних режимів переробки сировини. Одним з визначальних типів обладнання є шнекові преси, у яких сировину стискають і виділяють рідку фазу. Так отримують виноградне сушло та різні плодови та ягідні соки.

Прийнята нами модель переміщення м'язги у вигляді суцільного тіла, що зазнає зовнішнього тертя при взаємодії зі стінками гвинтового каналу, дозволяє провести аналіз витрат енергії в шнековому пресі. Це необхідно для оцінки міцності деталей преса і встановлення локальних значень питомої потужності.

Характер розподілу тиску уздовж шнекового механізму і виміри потужності на першому і другому шнеках пресів, що серійно випускаються, вказують, що основна частина енерговитрат (близько 90 %) відноситься до другого шнека. Це дозволяє при визначенні енерговитрат основну увагу зосередити на шнеку, що пресує. Енергії, яка витрачається на подолання сил тертя м'язги о перфорований циліндр, відповідає потужність N_1 , на подолання сил тертя о шнек – N_2 , на подолання сил тертя м'язги, що обертається зі шнеком о м'язгу передконусної камери – N_3 , на осьове переміщення м'язги у передконусній камері – N_4 , на об'ємне стискання м'язги – N_5 . Приймаючи допущення і позначення, наведені вище, можна записати вираз для загальної потужності N , кВт на останніх двох витках шнекового механізму:

$$N = \frac{\pi D^2 S p_c f_1 w (1 - \eta)}{1000 \cos \beta} + \frac{\pi D f_2}{2000 \cos \alpha} \left(\frac{D^2 - d^2}{2} + dS \right) w p_c + \frac{p f_3 (D^3 - d^3) w}{3820} + \frac{Q p}{1000 \eta_1} + \frac{C p}{1000}, \quad (1)$$

де D – діаметр перфорованого циліндра, м; p_c – середній тиск на ділянці двох витків, МПа; Q – продуктивність преса з вижимок, м³/с; C – продуктивність розглянутої ділянки преса за сушлом, м³/с; $\eta_1 = 0,7-0,8$.

У результаті розрахунків, виконаних стосовно преса ВПО-20, встановлено, що велика частина енергії (56 %) витрачається на тертя м'язги о циліндр, на тертя м'язги о шнек витрачається 7 % енергії, на тертя м'язги о м'язгу – 28 %.

Четвертою складовою N_4 враховані витрати на зниження тиску в пасивній зоні преса. Вони складають 6 % енергії. На видавлювання сусла витрачається близько 3 % енергії.

Наведені цифри отримані для середніх значень коефіцієнта подачі і тиску пресування і можуть бути лише приблизними. Але вони дають уявлення про енергетичну картину процесу пресування м'язги в шнековому механізмі.

До корисних, необхідних для вилучення соку, витрат енергії варто віднести енергію пластичного деформування м'язги, яка супроводжується первинним руйнуванням сокоутримуючих клітин, і енергію об'ємного стискання м'язги. Таким чином, шляхом поліпшення енергетичних показників пресів в основному може бути скорочення витрат на зовнішнє тертя м'язги о циліндр, зменшення витрат на продавлення маси кризь пасивну зону преса і скорочення витрат на зайве руйнування структури сировини.

$$p_1 = p_0 \exp \frac{\epsilon}{R^2 - r^2} \left[(f_2 + f_3) R^2 \cos(\alpha + \beta) - f_1 r^2 \right] \rho = p_0 R_1 \quad (2)$$

У формулі (2) співмножником при визначенні тиску є p_0 . Від цієї величини залежить тиск у пресі і фізико-механічні властивості м'язги, тобто це є найважливіший параметр процесу пресування. Вище вже було зазначено про доцільність агрегативання колонних стікачів і шнекових пресів. При цьому поліпшуються показники роботи як стікачів, так і преса.

Іншим важливим напрямом підвищення ефективності шнекових пресів є застосування підпресувальних пристроїв, що збільшують тиск p_0 при надходженні м'язги в прес.

Збільшення початкового тиску приводить, як випливає з діаграми (рис. 1б), до зсуву кривих праворуч, а це при постійних значеннях коефіцієнтів подачі веде до збільшення продуктивності. Для збільшення p_0 служать підпресувальні пристрої.

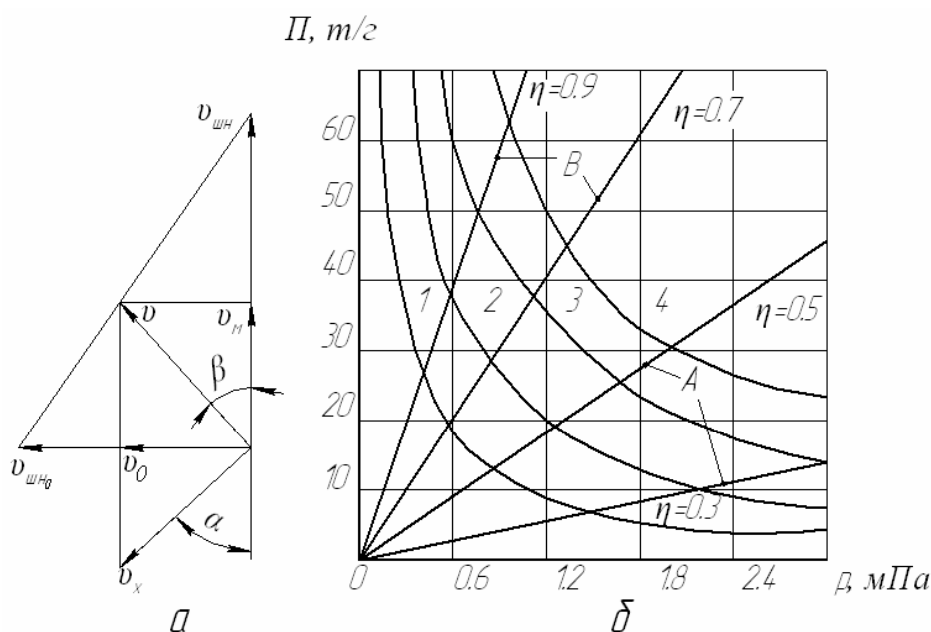
Режим роботи шнекового преса визначають умови взаємодії першої частини преса, де розташований шнек, і другої – передконусної камери з регулювальним пристроєм. Перша частина – активна, у ній виникає тиск у масі, друга – пасивна, тут відбувається зниження тиску до рівня навколишнього середовища. Перетинання напірно-продуктивних характеристик цих зон з лініями визначає продуктивність преса.

Зовнішніми факторами, що визначають характер такої взаємодії, є початковий тиск, тиск у системі гідрорегулятора і частота обертання.

На рис. 1а представлено розподіл швидкостей у шнековому механізмі.

Продуктивність преса Π можна виразити за допомогою поперечного перерізу каналу F у напрямі швидкості v_0 , помноженого на цю швидкість:

$$\Pi = v_0 F \quad (3)$$



a – план швидкостей; *b* – залежність $\Pi = f(p)$ при різних значеннях η і p_2 (1-4 – криві, отримані при частотах шнека 3; 3,5; 4; 4,5 хв^{-1} і при початкових тисках 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 МПа)

Рис. 1 – Продуктивно-напірні характеристики шнекового механізму

Швидкість переміщення м'язги щодо перфорованого циліндра v дорівнює геометричній сумі окружної швидкості шнека $v_{шн}$ і швидкості руху м'язги уздовж гвинтового каналу v_x . Кут відхилення швидкості v від тангенціального напрямку позначений β . Окружною і осьювою складовими швидкості v відповідно є v_0 і v_m . Осьова швидкість зовнішньої поверхні витка, нахиленого на кут α , позначена $v_{шн0}$.

Виразивши швидкість v_0 обертання шнека через зовнішній радіус R і кутову швидкість ω , одержимо:

$$\Pi = F\omega R \operatorname{tg} \alpha \tag{4}$$

Коефіцієнт подачі шнекового механізму η залежить від тиску p . Для останнього витка шнека, що визначає продуктивність усього преса, ця залежність представлена формулою:

$$p = p_1 \exp \left[\frac{2\zeta}{R^2 - r^2} (f_2 R^2 \cos(\alpha + \beta) - f_1 r^2) \right] \varphi - \frac{2}{3} \frac{\zeta (R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2) R \operatorname{tg} \alpha} (f_3 - f_1) \ln \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right) = p_2 R_3 \tag{5}$$

До неї входить початковий тиск p_2 і коефіцієнт збільшення тиску k_3 у перетині, що віддалений на кут φ від початку витка. При досягненні граничного тиску маса переміщується у передконусну камеру.

Кут φ можна визначити через коефіцієнт подачі:

$$\eta = 1 - \frac{\varphi}{2\pi} \tag{6}$$

Залежність коефіцієнта зміни тиску останнього витка від коефіцієнта подачі стосовно параметрів преса ПІ-ВПО-20 представлена в таблиці.

Таблиця – Залежність коефіцієнта зміни тиску в останньому витку шнека від коефіцієнта подачі стосовно преса ПІ-ВПО-20 ($\zeta = 0,95$; $f_1 = 0,1$; $f_2 = 0,2$; $f_3 = 0,3$; $\alpha = 15^\circ$)

η	0,1	0,15	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
k_3	17,9	12,0	9,0	5,7	3,9	2,8	2,2	1,8	1,3	1,1

При переході від k_3 і η до тиску і продуктивності отримані продуктивно-напірні характеристики активної частини шнекового преса (рис. 1)

$$\Pi = V\eta n \tag{7}$$

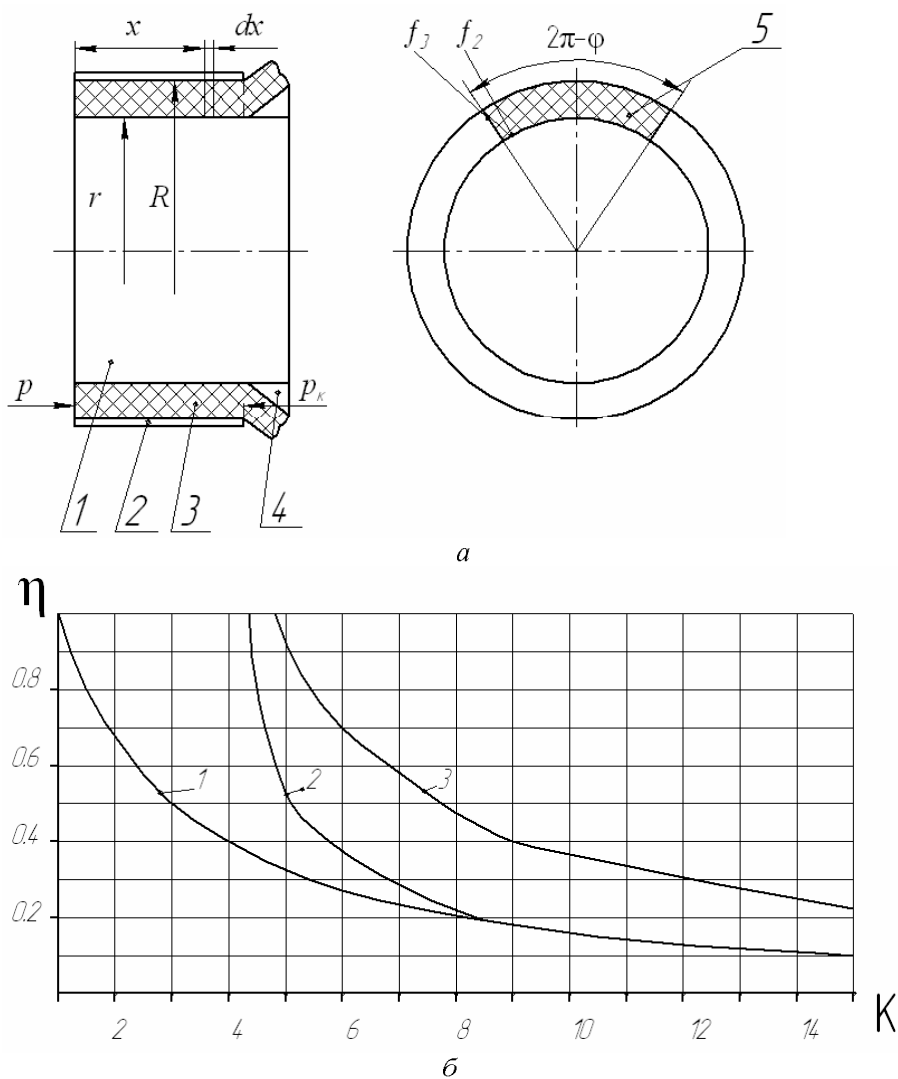
де V – об'єм проміжного витка шнека.

Оскільки V – величина постійна, продуктивно-напірні характеристики в координатах P – p представляють ряд кривих, зміщених за висотою на відрізки, лінійно зв’язані з n_1 (рис. 1б).

Тиск p наприкінці активної зони преса лінійно зв’язаний з p_2 і k_3 , тобто при підвищенні початкового тиску p_2 того ж тиску буде досягнуто при менших значеннях k_3 , отже, характеристичні криві при збільшенні p_2 будуть лінійно зміщуватися вправо. Як збільшення n , так і збільшення p_2 приводить до росту продуктивності. Активна шнекова частина преса взаємодіє з пасивною, утвореною передконусною камерою і конусом.

Продуктивність пасивної зони залежить від різниці тисків на початку і в кінці передконусної камери і від опору робочого каналу.

У пресах для переробки винограду переміщення м’язги в передконусній камері відбувається нерівномірно в її поперечному перерізі. Зона виходу маси через кільцеву щілину пересувається синхронно з обертанням шнека. Ширина ділянки, на якій відбувається вихід маси, залежить від коефіцієнта подачі η .



а – модель перед конусної камери (1 – внутрішній циліндр; 2 – зовнішній циліндр; 3 – м’язга; 4 – конус; 5 – рухливий шар м’язги); *б* – графік залежності $\eta = f(k)$ (1 – для останнього витка; 2 – для передконусної камери; 3 – для потоку, що входить у перед конусну камеру)

Рис. 2 – Залежність коефіцієнта подачі від тиску p_k

Маса у передконусній камері переміщується у вигляді суцільного пружного тіла, що зазнає зовнішнього тертя на поверхні зовнішнього і внутрішнього перфорованого циліндрів при коефіцієнті тертя f_2 і по бічних поверхнях о суміжні шари м’язги при коефіцієнті тертя f_3 (рис. 2а).

На виділену елементарну ділянку м'язги товщиною dx діє сила p і dp . Під дією різниці цих сил відбувається переміщення м'язги. При створенні рівняння припускаємо, що коефіцієнти тертя і бічного тиску по всій довжині каналу не змінюють своїх значень. Використовуємо принцип рівноваги сил для твердого тіла, що зазнає зовнішнього тертя і знаходиться у стані рівномірного переміщення. Запишемо сили тертя через нормальний тиск p , коефіцієнт бічного тиску ζ і відповідні коефіцієнти тертя:

$$dp_x \eta \pi (R^2 - r^2) = p_x \zeta f_2 2\pi \eta R dx + p_x \zeta f_3 2\pi \eta r dx + 2p_x \zeta f_3 (R-r) dx \quad (8)$$

Розділивши перемінні і враховуючи падіння тиску уздовж осі x , одержимо:

$$-\frac{dp_x}{p_x} = \frac{\zeta f_2 2(R+r)}{R^2 - r^2} + \frac{2\zeta f_3}{(R+r)\pi \eta} dx, \\ -\ln p_x = Ax + Bx + C \quad (9)$$

де

$$A = \frac{\zeta f_2 2}{R-r}, \quad B = \frac{2\zeta f_3}{(R+r)\pi \eta}$$

Застосувавши граничні умови $x = 0, p_x = p, \ln p = C$, одержимо:

$$-\ln p_x - \ln p = Ax + Bx \quad (10)$$

чи остаточно

$$p_x = p \exp \left[-2\zeta \left(\frac{f_2}{R-r} + \frac{f_3}{(R+r)\pi \eta} \right) x \right] = pk_3 \quad (11)$$

Підставивши замість x довжину камери l , одержимо формулу для визначення тиску біля конуса p_k :

$$p_k = p \exp \left[-2\zeta \left(\frac{f_2}{R-r} + \frac{f_3}{(R+r)\pi \eta} \right) l \right] \quad (12)$$

На підставі рівняння (12) відповідно до геометричних розмірів преса ТІ-ВПО-20 розраховані k_k для різних значень. Значення коефіцієнтів k_2 і k_3 у вигляді графіків (криві 1 і 2) представлені на рис. 2б. При зменшенні коефіцієнта η k_k збільшується, тобто при малих значеннях η м'язга зазнає більшого опору, ніж при великих.

Зона переміщення м'язги при збільшенні η збільшується, зростає і середня швидкість її переміщення в передконусній камері. Початковий тиск у потоці передконусної камери є вихідним останнього витка шнека, вважаємо, що він лінійно зв'язаний з коефіцієнтом підсилення тиску останнім витком k_k для середньої лінії потоку. Значення k_4 нанесені у вигляді кривої 3 на рис. 2б. Відношення коефіцієнтів k_4/k_3 збільшується з ростом η , тобто підвищення продуктивності відбувається при підвищенні надлишкового тиску на початку передконусної камери.

Характеристики пасивної зони можуть бути отримані при постійному опорі передконусної камери, який характеризується сталістю η і тиском у гідросистемі, різних значеннях надлишкового тиску і кутових швидкостях шнека.

На рис. 1б наведені продуктивно-напірні характеристики шнекового механізму (лінія А) і передконусної камери, що відповідають постійним значенням (лінії В) при лінійно змінюваному початковому тиску p_2 (від 0,1 до 0,4 МПа) і частоті обертання шнека (від 3 до 4,5 об/хв). Криві розраховані стосовно до параметрів преса ТІ-ВПО-20. Вздовж осі ординат відкладено на рівномірній шкалі значення продуктивності P преса по винограду в т/г. Вздовж горизонтальної осі нанесено значення тиску p . Характеристичні криві шнекового механізму зі збільшенням частоти обертання шнека n переміщуються нагору, а при збільшенні початкового тиску p_2 – вправо.

При рівномірному збільшенні n і p_2 точки кривих з однаковими η розташовуються на прямих, що виходять з початку координат. Зі збільшенням початкового тиску p_2 збільшується надлишковий тиск і зростає продуктивність. Для роботи з постійним h необхідні одночасні зміни p_2 і n .

Пасивна зона шнекового преса виконана у вигляді кільцевої труби з шарнірною заслінкою або конусом, на який діють певним зусиллям.

На ділянці передконусної камери виділяється до 3% соку, тобто ця ділянка преса служить не для відбору соку із сировини, а в основному для зниження тиску в м'яззі до тиску навколишнього середовища. Таке виконання технологічного процесу нераціональне, тому що накопичена шнеком потенційна енергія в цьому випадку витрачається на зовнішнє тертя м'язги о поверхню передконусної камери і не бере участі у додатковому руйнуванні сокоутримувальних клітин і видавлювання з них корисних речовин.

Аналіз процесу показує, що шнековий механізм підвищує тиск тільки до певних співвідношень коефіцієнтів тертя f_1 і f_2 , а також певних геометричних параметрів каналу. Цей висновок дозволяє в окремих випадках робити вал шнека конічним, трубчастим з перфорацією для відбору сусла. Можна також створити шнековий механізм, що призначений для зниження тиску в м'яззі з примусовим її переміщенням і безупинною пластичною деформацією, при якій відбувається остаточний відбір соку, який залишився. Продуктивність преса при цьому зростає, кількість суспензій знижується.

Активізувати роботу передконусної камери й одночасно знизити інтенсивність енергетичної дії у зоні переходу маси з порожнини шнека до передконусної камери можна шляхом періодичної зміни тиску біля конуса, зміни коефіцієнта подачі і залучення більшої маси м'язги в процеси зрушення і сусловідокремлювання.

На відміну від чисто поршневих пресів, у яких не вдавалося досягти повного віджимання м'язги за короткі проміжки часу, що вело до зниження продуктивності, шнекові пульсаційні преси відокремлюють сік на всіх ділянках преса. Питомі витрати енергії при цьому знижуються.

Виходячи з хімічного складу соку, перші пресові фракції наближаються до соку, отриманого на стічках. При подальшому зниженні кількості фенольних речовин і зважених часток, це сусло може бути використане для приготування високоякісних столових виш.

Сусло, що одержується з кінцевих ділянок робочого каналу преса, відрізняється підвищеним вмістом фенольних речовин і його звичайно використовують для приготування екстрактивних напоїв. Однак і в цьому соку вміст зважених часток повинен бути мінімальним. Поетапне вилучення із сировини соку актуальне для поліпшення якості продукції.

Якість соку залежить від питомої потужності, кВт/кг, процесу. При зменшенні коефіцієнта подачі питома потужність зростає:

$$W = A \frac{np}{\eta\rho}, \quad (13)$$

де ρ – густина, кг/м; n – частота обертання шнека, об/хв; p – тиск пресування, МПа; η – коефіцієнт подачі; A – постійна величина, що залежить від конструктивних параметрів преса і властивостей сировини.

У формулі (13) при постійному η , тобто постійному опорі передконусної камери, кутова швидкість шнека і тиск в однаковій мірі впливають на W , однак через те, що тиск у пресі – величина змінна по довжині робочого каналу, варто розглядати початковий тиск у каналі і градієнт його зміни вздовж каналу.

Висновок:

Аналіз витрат енергії у шнекових пресах та продуктивно-напірних характеристик вказує на те, що на цих пресах можна забезпечити режими переробки сировини і отримати продукцію високої якості.

Література

1. Іваненко А.В. Виноград – вино та інші перетворення Текст. Іваненко А.В., Тенюх К.М. – Монографія. О. – Астропринт, 2007. – 808 с.
2. Іваненко А.В. Технологическая механика переработки винограда - О. – Астропринт, 2000. – 304 с.
3. Іваненко А.В. Переработка винограда и другого сырья. Іваненко А.В., Тенюх К.М. – О. – Астропринт, 2002. – 312 с.

УДК 663.25(07)

СИСТЕМА ТЕХНОЛОГІЙ

Іваненко А.В. д-р техн. наук, професор, ***Тенюх К.М.** канд. техн. наук, доцент,
Уварова М.С. пошукач, **Кушнір В.В.** аспірант
Одеська національна академія харчових технологій
 ***Одеський державний економічний університет**

Систематизація технологічних процесів дозволяє прискорити розробку прогресивних технологій та обладнання.

The Systematization of the technological processes allows to accelerate the development of enabling technologies and equipment.

Ключові слова: систематизація, технологічні процеси, відсоток вилучення, сусло, якість, продукція.