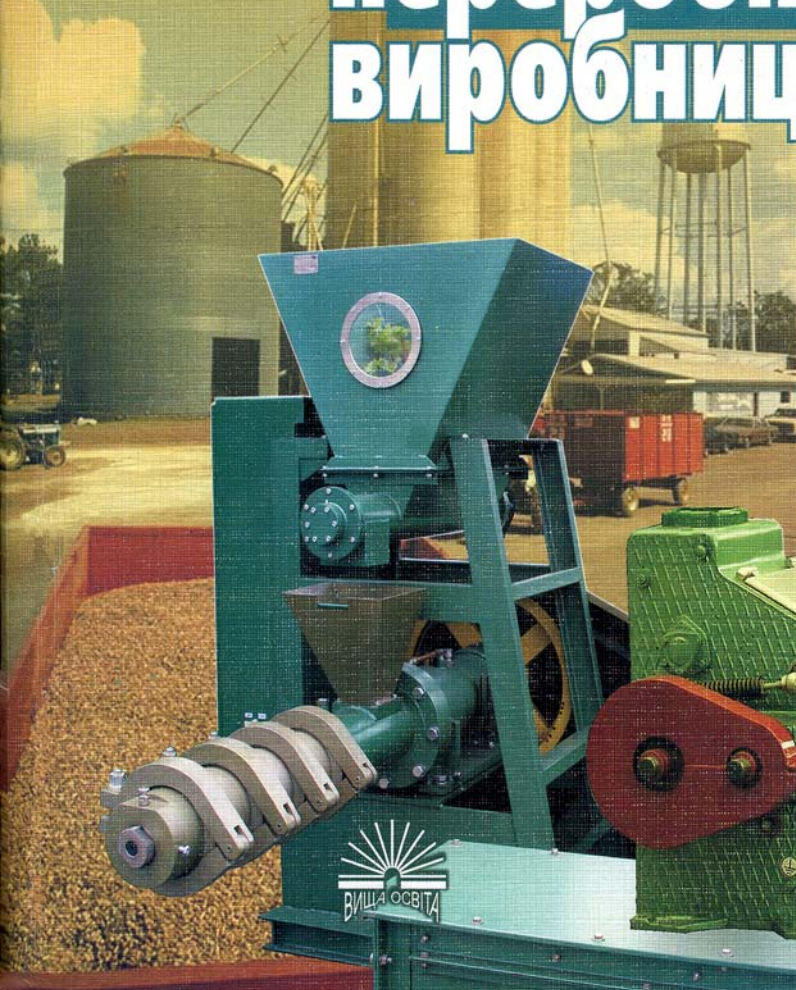


МАШИНИ та ОБЛАДНАННЯ переробних виробництв



МАШИНИ та ОБЛАДНАННЯ переробних виробництв

**За редакцією професора
О.В. Дацишина**

*Рекомендовано
Міністерством аграрної політики України
як навчальний посібник для підготовки фахівців
напряму «Механізація та електрифікація
сільського господарства»
в аграрних вищих навчальних закладах
I – IV рівнів акредитації*

Київ
«Вища освіта»
2005

УДК 631.361:637.02(075.8)
ББК 36.821:36.91:36.92:36.95я73
М38

Гриф надано Міністерством аграрної
політики України (лист від 05.07.05 р.
№ 18-1-1-13/827)

Автори: *О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, Д.С. Чубов,
О.В. Мартиненко, В.А. Денисюк*

Рецензенти: *д-р техн. наук, проф. С.Г. Пастушенко (Миколаївський державний аграрний університет);
канд. техн. наук, проф. І.І. Мельник (Національний аграрний університет)*

Редактор *Л.М. Орішч*

Машини та обладнання переробних виробництв: Навч.
М38 посібник / О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, Д.С. Чубов та ін.; За
ред. О.В. Дацишина. — К.: Вища освіта, 2005. — 159 с.: іл.

ISBN 966-8081-42-0

Описано призначення, роботу та розрахунки машин і обладнання переробних виробництв. З урахуванням конструктивних, геометричних, технологічних, кінематичних, енергетичних параметрів і режимів роботи розглянуто їхні функціональні схеми, суть робочих процесів, розрахунки.

Для підготовки фахівців напряму «Механізація та електрифікація сільського господарства» в аграрних вищих навчальних закладах I–IV рівнів акредитації.

ББК 36.821:36.91:36.92:36.95я73

ISBN 966-8081-42-0

© О.В. Дацишин, А.І. Ткачук,
Д.С. Чубов та ін., 2005

Сільськогосподарські переробні виробництва є важливою ланкою народного господарства країни, які забезпечують своєчасну переробку рослинної і тваринної продукції безпосередньо на місцях її одержання, тобто в умовах виробника. Тут швидкими темпами мають запроваджуватися технічний прогрес, використовуватися найновіші науково-технічні розробки.

Становлення ринкових відносин передбачає значне підвищення ефективності виробництва та переробки сільськогосподарської продукції, виготовлення з неї високоякісної та конкурентоспроможної продукції. Нині крім промислових переробних підприємств успішно працюють невеликі цехи, мінізаводи та підприємства різних форм власності, на яких використовують новітні технології та високоефективне обладнання.

За такого стану значно підвищуються вимоги до теоретичної та практичної підготовки фахівців з механізації сільського господарства як з механізованих технологій виробництва сировини, так і її переробки на харчові, кормові та технічні продукти. Випуск високоякісної продукції можливий тільки за умов використання сучасного технологічного обладнання. Досягнення високих технічних показників у його роботі забезпечують знання будови та особливостей розрахунку обладнання, суті фізико-механічних процесів, які відбуваються в машинах, способів їх раціональної експлуатації.

Фахівець з механізації виробничих процесів має володіти теоретичними основами проектування технологічних машин та їхніх робочих органів, уміти обґрунтовувати геометричні, кінематичні, енергетичні параметри і режими роботи, за яких застосування машин даватиме максимальний економічний ефект. Це сприятиме удосконаленню та модернізації обладнання у виробництві, підвищенню його надійності та довговічності завдяки правильному вибору параметрів і режиму роботи з урахуванням специфічних умов експлуатації.

Цей навчальний посібник має за мету зменшити нестачу навчальної технічної літератури з всебічного висвітлення питань будови та

розрахунку машин і різноманітного технологічного обладнання переробних виробництв.

Посібник складається з п'яти розділів, у яких описано призначення, роботу та розрахунки машин і основного технологічного обладнання. Матеріал кожного розділу охоплює розгляд машин і обладнання конкретного напрямку переробки та об'єднання їх у групи за функціональним призначенням у технологічній схемі. Зокрема, детально розглянуто функціональні схеми, суть робочих процесів, технологічні розрахунки машин для переробки зерна, насіння олійних культур, плодоовочевої сировини і картоплі, молока і м'яса. Окремо описано обладнання для дозування продуктів.

Інженерні методи розрахунку робочих органів викладено таким чином, щоб дати можливість творчо застосовувати їх під час виконання проектів і вдосконалення машин. Наведені для розрахунку алгоритми містять вихідні посилання, аналітичні або емпіричні вирази, які описують функціональні зв'язки параметрів робочих органів з продуктивністю, кінематичними та енергетичними показниками, умови і обмеження на параметри і режими роботи, врахування яких забезпечує розробку роботоздатної технологічної машини заданої продуктивності. В усіх розділах містяться необхідні довідкові дані для виконання технологічних розрахунків машин і обладнання.

1. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ЗЕРНОВИХ І ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР

1.1. Машини для очищення і сортування зерна

Зерно, що надходить на переробні підприємства, містить певну кількість домішок: насіння бур'янів, частини стебел, колоски, насіння інших зернових культур, пісок, грудочки ґрунту тощо. До переробки зерна на готову продукцію ці сторонні вкраплення мають бути вилучені, що є першим завданням сепарування зерна. Друге завдання сепарування передбачає сортування зерна за розмірами (крупністю) на фракції. На мінімлинах рекомендується сортувати зерно на дві фракції, на крупорушках (гречку та просо) — на чотирьох—шість фракцій.

Вибираючи способи та обладнання для сепарування зерна, використовують властивості компонентів зернової суміші, основними з яких є:

- ♦ розміри (довжина, ширина, товщина);
- ♦ форма зернівок;
- ♦ аеродинамічні властивості (швидкість витання);
- ♦ насипна щільність;
- ♦ фрикційні властивості;
- ♦ магнітні властивості;
- ♦ пружність;
- ♦ комбінації перелічених властивостей.

Відмінності властивостей компонентів зерна покладено в основу класифікації машин та обладнання для сепарування (рис. 1.1).

На малих зернопереробних підприємствах застосовують скорочену технологічну схему сепарування зерна з використанням повітряно-ситових сепараторів, ситових сортувальних машин, пневмосортувальних столів та каменевідбирних машин, аспіраторів і магнітних колонок.



Рис. 1.1. Класифікація сепараторів зерна

1.1.1. Повітряно-ситові сепаратори

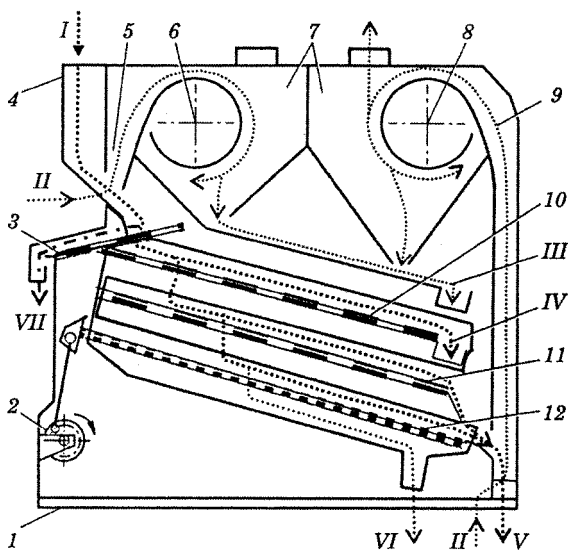
Типову функціональну схему *повітряно-ситового сепаратора* для очищення зерна зображено на рис. 1.2, кінематичну схему приведення сита в дію — на рис. 1.3. Сепаратор розділяє зернову суміш на ситах за товщиною і шириною компонентів та за їхніми аеродинамічними властивостями. Розділення виконується послідовно. Спочатку зерно очищається від легкої домішки (пилу, полови) повітрям в аспіраційному каналі 5 (див. рис. 1.2) на виході з бункера 4 сепаратора. Потім зерно просіюється на ситах 3, 10, 11, 12, де видаляються крупні і дрібні домішки. Відсортоване зерно провіюється висхідним повітряним потоком в аспіраційному каналі 9 на виході із сепаратора.

Ширину сита b , м, визначають за формулою

$$b = \frac{Q}{q_B}, \quad (1.1)$$

Рис. 1.2. Схема повітряно-ситового сепаратора:

1 — корпус; 2 — привід; 3 — колосове сито; 4 — бункер; 5 — канал попереднього провіювання зерна; 6, 8 — вентилятори; 7 — осадові камери; 9 — канал повторного провіювання зерна; 10, 11 — сортувальні сита; 12 — підсівне сито; I — неочищене зерно; II — повітряний потік до циклона; III — аспіраційні відноси; IV — схід з верхнього сита; V — очищене зерно; VI — дрібні домішки; VII — крупні домішки



а довжину l , м, — за формулою

$$l = \frac{q_B}{q_F} = \frac{Q}{q_F B}, \quad (1.2)$$

де Q — задана продуктивність сепаратора, кг/год; q_B — продуктивність, віднесена до одиниці ширини сита, кг/(год·м) (при сепаруванні пшениці для сортувальних і підсівних сит $q_B = 2000 \dots 3000$; q_F — питома продуктивність, віднесена до одиниці площі сита, кг/(год·м²).

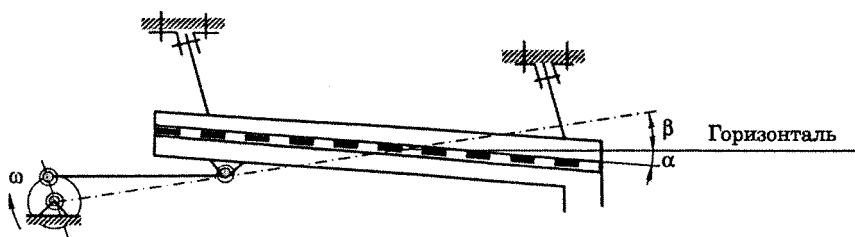


Рис. 1.3. Кінематична схема приведення сита в дію:

ω — кутова швидкість кривошипа; α — кут нахилу площини сита до горизонту;
 β — кут напрямку коливань сита

Питому продуктивність q_F визначають за такими формулами:

- ♦ для сортувальних і підсівних сит

$$q_F = k \frac{-10^4 \cdot \lg \varepsilon}{3,45 + 0,0745 \beta}; \quad (1.3)$$

- ♦ для колосових сит з круглими отворами діаметром $d > 6$ мм

$$q_F = 600(d - 4,5), \quad (1.4)$$

де k — відносна продуктивність, тобто відношення питомої продуктивності сепаратора при очищенні різних культур до питомої продуктивності сепаратора при очищенні пшениці (табл. 1.1); ε — повнота розділення (для підготовчих відділень млинів і крупорупок $\varepsilon = 0,7 \dots 0,8$); $\beta = 15^\circ$ — кут напрямку коливань сита (див. рис. 1.2).

Таблиця 1.1. Відносна продуктивність сит сепаратора

Культура	Відносна продуктивність	Швидкість витання, м/с
Пшениця	1,00	8,90...11,50
Жито, ячмінь	0,75	8,36... 10,80
Овес	0,60	7,10...9,10
Просо	0,30	6,70...8,80
Гречка	0,50	7,40 ...9,00
Кукурудза	0,66	12,50...14,00
Горox	0,80	14,50...17,50

Розділення зернової суміші коливними ситами може відбуватися при виникненні відносного руху зерна на ситі. Відповідно до цієї умови виведено формулу для визначення кутової швидкості ω , рад/с, кривошипа коливного механізму сепаратора:

$$\omega = \omega_{кр} = \sqrt{\frac{g \operatorname{tg}(\varphi \mp \alpha)}{r}}, \quad (1.5)$$

де $\omega_{кр}$ — критична кутова швидкість кривошипа, рад/с; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с²; r — радіус кривошипа, м; $\varphi = 37 \dots 42$ — кут тертя зерна по ситі, град; $\alpha = 3 \dots 14$ — кут нахилу сита, град.

Знак « $\rightarrow$ » у формулі (1.5) беруть при переміщенні зерна вниз, « $\leftarrow$ » — вгору.

На якість сепарації зернових сумішей істотно впливає режим коливання плоских сит, який оцінюють показником кінематичного режиму K_p :

$$K_p = \omega^2 r / g. \quad (1.6)$$

Незважаючи на велику кількість джерел, пов'язаних із вивченням процесів сепарації зернових сумішей на коливних ситах, до цього часу не встановлено аналітичних залежностей для вибору кінематичного режиму роботи сит, зокрема показника K_p , який забезпечує розділення зернової суміші із заданою повнотою. Тому кінематичні режими роботи сучасних сепараторів установлюють на основі дослідно-конструкторських розробок. Так, у зерноочисних машинах і агрегатах кутова швидкість сит змінюється в межах $\omega = 36 \dots 50$ рад/с. Якщо врахувати, що амплітуда коливань становить 3...10 мм, то діапазон зміни максимального прискорення сит — 9...25 м/с², а показник кінематичного режиму — $K_p = 0,40 \dots 2,54$.

Вибравши граничне нижнє $K_{p\min} = 0,40$ і верхнє $K_{p\max} = 2,54$ значення показника кінематичного режиму, обчислюють граничні кутові швидкості сит $\omega_{\min}$ і $\omega_{\max}$, рад/с, за формулами

$$\omega_{\min} = \sqrt{\frac{g}{r} K_{p\min}}; \quad (1.7)$$

$$\omega_{\max} = \sqrt{\frac{g}{r} K_{p\max}}. \quad (1.8)$$

При горизонтальних коливаннях сит граничні показники $K_{p\min}$ і $K_{p\max}$ зумовлені тільки значеннями кута нахилу площини сита до горизонту і кутом тертя зерна по ситу:

$$\begin{aligned} K_{p\min} &= \operatorname{tg}(\alpha - \varphi); \\ K_{p\max} &= \operatorname{tg}(\alpha + \varphi). \end{aligned} \quad (1.9)$$

Залежно від значень K_p можливий різний характер відносного руху зернівки (ізолюваного одиничного зерна) по ситу без відриву. При $K_p \leq K_{p\min}$ зерно перебуватиме у відносному спокої; при $K_{p\min} < K_p < K_{p\max}$ воно переміщуватиметься тільки вниз, а при $K_p > K_{p\max}$ — тільки вгору.

Потужність N , кВт, для приведення в рух ситового корпусу визначають за формулою

$$N = 2 \cdot 10^{-3} k \omega^3 r^2 (m_b + m_s) / \pi, \quad (1.10)$$

де $k = 1, 1.1 \dots 1, 3$ — коефіцієнт, який урахує втрати на подолання сил тертя в шарнірах підвіски ситового корпусу; ω — кутова швид-

кість кривошипа, рад/с; r — радіус кривошипа, м; m_B — маса ситового корпусу, кг; m_3 — маса шару зерна на ситах, кг:

$$m_3 = Shg\rho, \quad (1.11)$$

де S — площа сит, м²; h — висота шару зерна, м; ρ — густина зерна, кг/м³.

Швидкість повітря в аспіраційних каналах сепаратора беруть меншу, ніж швидкість витання зерна, що сепарується (див. табл. 1.1).

1.1.2. Каменевідбірні машини

Зернова маса, як правило, засмічена грудочками ґрунту, щебенем, галькою та іншими грудкуватими домішками мінерального походження. Такі домішки не можна відокремити від зерна в сепараторах і аспіраторях, якщо вони мають приблизно однакові із зерном розміри. Їх видаляють каменевідбірними машинами.

За принципом роботи та конструктивними параметрами каменевідбірні машини поділяють на три групи: вібропневматичні, вібраційні дискові та гідравлічні.

У *вібропневматичних* машинах використовується дія на зернову суміш висхідного повітряного потоку та змінних за значенням і напрямком сил тертя при коливаннях ситової поверхні вібростола. В сукупності ці чинники зумовлюють розшарування («самосортування») зернової суміші за насипною щільністю. Зерно, яке має в два-три рази меншу насипну щільність, ніж мінеральні домішки, спливає вгору, набуває властивості «плинності», сходять самопливом із робочої поверхні вібростола навіть тоді, коли кут нахилу її буде меншим від кута тертя зерна по столу. Мінеральна домішка концентрується на поверхні вібростола, коливальними рухами проштовхується по його поверхні вгору до вихідного рукава.

У *вібраційних дискових* машинах аеродинамічний чинник не використовують, тому процес самосортування зернової суміші відбувається менш інтенсивно, габаритні розміри і матеріаломісткість їх більші порівняно з вібропневматичними машинами однакової продуктивності.

У *гідравлічних* машинах (зернові мийні машини) мінеральні домішки виділяються (осаджуються) у воді.

На млинах і крупорушках сільськогосподарського призначення найпоширенішими є **вібропневматичні каменевідбірні машини** (рис. 1.4).

Машина працює так. При надходженні зерна з приймальної коробки 11 на розвантажувальне сито 13 і сито вібростола 3 воно продувається висхідним повітряним потоком, який створюється пнев-

мотранспортом. Мінеральні домішки, що мають більшу насипну щільність, ніж зерно, осідають на ситову поверхню вібростола і під дією спрямованих коливальних рухів посуваються вгору, виводяться через рукав 7. Зерно, що має меншу насипну щільність, ніж домішки, під впливом повітряного потоку спливає вгору, самосортується і рухається вниз по похилій поверхні сита до вихідного рукава 15. Легка домішка разом із повітрям виводиться пневмотранспортною системою через клапан 10.

Розміри сита вібростола розраховують за формулами (1.1) і (1.2) за дещо зменшених значень питомих навантажень, а саме: $q_B = 800 \dots 1100 \text{ кг/год} \cdot \text{м}$; $q_F = 1200 \dots 1600 \text{ кг/год} \cdot \text{м}^2$. Кут нахилу вібростола беруть $\alpha = 5 \dots 8^\circ$, кут напрямку коливань — $\beta = 30 \dots 40^\circ$, амплітуду коливань — $2 \dots 3 \text{ мм}$. Кінематичний режим вібростола визначають згідно з п. 1.1.

Швидкість висхідного потоку повітря u , м/с, у напрямку, перпендикулярному до площини вібростола, залежить від швидкості витання зерна v (див. табл. 1.1):

$$u = (0,8 \dots 1,1)v.$$

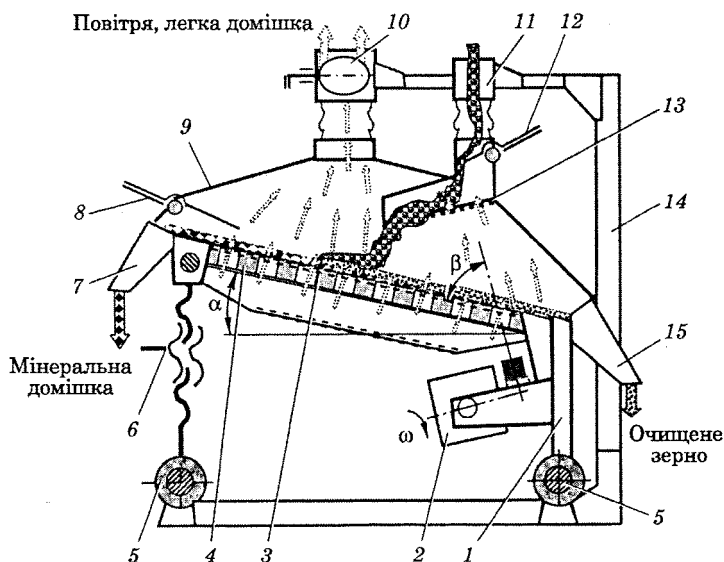


Рис. 1.4. Функціональна схема вібропневматичної каменевідбірної машини:

1 — рама вібростола; 2 — інерційний вібратор; 3 — сито № 1; 4 — дека; 5 — амортизатори; 6 — регулювальний пристрій; 7, 15 — рукав; 8, 12 — заслінки; 9 — кришка вібростола; 10 — клапан; 11 — приймальна коробка; 13 — розвантажувальне сито; 14 — корпус

Потужність для приведення в дію вібростола на гумових амортизаторах витрачається переважно на подолання сил внутрішнього опору (дисипацію енергії) в амортизаторах. У першому наближенні закон коливального руху вібростола можна вважати гармонічним, залежність внутрішньої сили опору від швидкості коливань — лінійною. За цих умов потужність N , кВт, розраховують за формулою

$$N = k \cdot 10^{-3} \omega^2 r^2 z \psi (m_b + m_3), \quad (1.12)$$

де $k = 1,2 \dots 1,5$ — коефіцієнт, який урахує деформації кручення і згину амортизаторів; ω — кутова швидкість ротора інерційного вібратора, рад/с; $r = (2 \dots 5) 10^{-3}$ — амплітуда коливань, м; $z = 3 \dots 4$ — кількість амортизаторів, шт.; $\psi = 5 \dots 6$ — коефіцієнт дисипації енергії в амортизаторах, с^{-1} ; m_b — маса вібростола, кг; m_3 — маса шару зерна на ситі, яку визначають за формулою (1.11).

Потужність для приведення в рух вібростола з шарнірною підвіскою та ексцентриковим приводом розраховують за формулою (1.10).

1.1.3. Магнітні уловлювачі

У лініях переробки зерна малої продуктивності використовують магнітні **уловлювачі з постійними магнітами** (рис. 1.5).

Постійні магніти і зібрані з них магнітні уловлювачі встановлюють у лотках на вході ситових сепараторів, оббивальних машин, вальцових верстатів та інших машин. Їхніми недоліками є необхідність відбирання вручну виділених домішок і періодичного переманіччування постійних магнітів, які від ударів, контакту з металоманітними тілами і під впливом температури в процесі експлуатації втрачають свої магнітні властивості.

Нині поширені магніти у вигляді підкови або пластини, які виготовляють зі сплаву магніко. Вони мають сильнішу магнітну індукцію, менш чутливі до ударів і струсів, ніж звичайні підкови, і значно зручніші, оскільки мають менші габаритні розміри і масу. Оптимальна піднімальна сила магніту становить 100...200 Н.

Продуктивність магнітного уловлювача Q , кг/год, розраховують за формулою

$$Q = l \delta \rho v_c, \quad (1.13)$$

де l — робоча ширина сталеві пластины (товщина магнітного блока), м; δ — товщина шару зерна над блоком магнітів, м (для зерна і

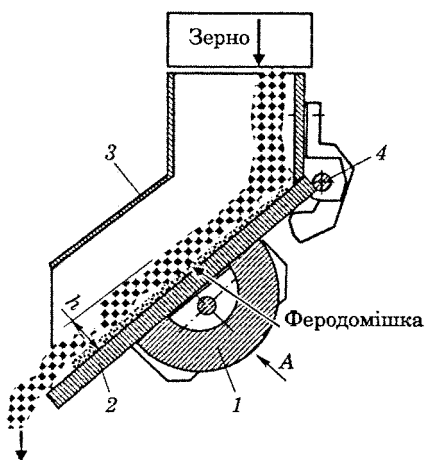


Рис. 1.5. Схема магнітного уловлювача:

1 — постійний магніт; 2 — сталеві плита; 3 — лоток; 4 — шарнір;
5 — фіксатор; 6 — шпилька

крупини $\delta = 0,010 \dots 0,012$, при сепаруванні борошна $\delta = 0,005 \dots 0,007$);
 ρ — насипна щільність продукту, кг/м^3 ; v_c — швидкість руху продукту, м/с (при русі зерна самопливом $v_c = 0,4 \dots 0,8$).

1.2. Машини для очищення поверхні зерна

У зерні, обробленому в сепараторах і сортувальних машинах, залишається велика кількість пилу та іншого бруду органічного та мінерального походження, який міцно тримається на зернівках. При переробці такого зерна на сортове борошно погіршується якість борошна, воно швидко псується. Тому в технологічних процесах сортових помелів зерна передбачено обробку поверхні зерна двома способами — сухим і мокрим. Найпоширенішим є сухий спосіб очищення зерна оббивальними та щітковими машинами.

1.2.1. Оббивальні машини

У сучасних млинах і крупорухах малої продуктивності застосовують **оббивальні машини** (рис. 1.6) ударної дії з бильним барабаном і абразивним або сталевим циліндром, які пристосовані для роботи з пневмотранспортом. Їх застосовують для очищення поверхні зернівок від бруду перед розмелюванням зерна на борошно і для попереднього лушення зерна в круп'яному виробництві.

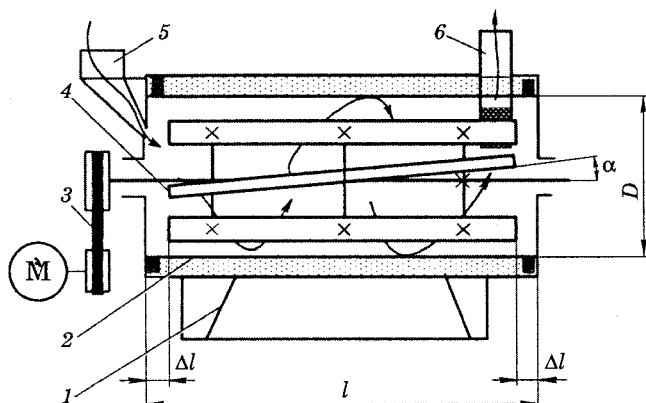


Рис. 1.6. Схема оббивальної машини:

1 — рама; 2 — абразивний циліндр; 3 — привод; 4 — бильний барабан;
5, 6 — впускний і випускний патрубки

В оббивальній машині зерно зазнає дії кількох чинників: ударів бил і ударів об поверхню циліндра; тертя зерна об поверхню і між собою. Абразивна поверхня діє на зерно інтенсивніше порівняно із сталевую, частково видаляються оболонки, борідки і зародки, а також оголюється ендосперм, що призводить до його втрати. Оббивальна машина зі сталевую гладенькою поверхнею м'яко діє на зерно, видаляє пил і здійснює незначне лущення зерна, зберігаючи при цьому зародок.

Продуктивність цих машин визначають за формулою

$$Q = \pi D l q, \quad (1.14)$$

де Q — продуктивність технологічної лінії, кг/год; D — діаметр циліндра, м; l — робоча довжина циліндра, м; q — питоме навантаження, кг/(м²·год) (табл. 1.2).

Діаметр циліндра D , м, визначають за формулою

$$D = \sqrt{kQ/(\pi q)}, \quad (1.15)$$

де $k = 0,5 \dots 0,8$ — відношення діаметра циліндра до його довжини.

Робоча довжина циліндра і бильного барабана, м,

$$l = D/k; \quad l_0 = l.$$

Повна довжина циліндра, м,

$$l_{\text{ц}} = l + 2\Delta l,$$

де $\Delta l = 0,01 \dots 0,03$ — зазор між торцями бил і стінками циліндра, м.

Таблиця 1.2. Питомі витрати і навантаження на оббивальні машини

Культура	Машина з циліндром					
	абразивним			металевим		
	q_z кг/(м ² ·год)	q_W м ³ /кг	N_0 кВт·год/кг	q_z кг/(м ² ·год)	q_W м ³ /кг	N_0 кВт·год/кг
Пшениця	1000	600	$1,2 \cdot 10^{-3}$	4500	200	$5 \cdot 10^{-4}$
Жито	800	1000	$1,5 \cdot 10^{-3}$	4000	250	$4 \cdot 10^{-4}$
Ячмінь	600	700	$9 \cdot 10^{-4}$	600	500	$5 \cdot 10^{-4}$

Радіальний зазор між білами і внутрішньою поверхнею циліндра вибирають за табл. 1.3.

Таблиця 1.3. Кінематичні та конструктивні параметри оббивальних машин

Параметри	Технологічна операція					
	Очищення		Лущення (шеретування)			
	пшениці	жита	ячменю		вівса	
			Крупна фракція	Дрібна фракція	Крупна фракція	Дрібна фракція
Колова швидкість v , м/с	13...15	15...18	17...18	19...20	18...19	21...22
Радіальний зазор δ , мм	25...30	20...25	20...22	16...18	22...25	17...20
Поздовжній нахил бил α , град	10...12	8...10	7...8	6...7	10...11	8...9

Витрата повітря

$$W = q_W Q, \quad (1.16)$$

де q_W — питомі витрати, м³/кг (див. табл. 1.2).

Потрібну потужність для приведення барабана в дію визначають за емпіричною залежністю

$$N = N_0 Q, \quad (1.17)$$

де N_0 — питомі витрати потужності, кВт·год/кг (див. табл. 1.2).

Потужність електродвигуна, кВт,

$$N_{\text{дв}} = N / \eta,$$

де η — ККД передачі.

Максимальну колову швидкість ротора $v_{\text{кmax}}$ беруть приблизно вдвічі меншою за швидкість удару $v_y = 40$ м/с, при якій подрібнюється зерно, тобто $v_{\text{кmax}} \approx 20$ м/с.

1.2.2. Щіткові машини

Під час обробки зерна оббивальними машинами на поверхні зернівок з'являються надірвані оболонки, а в боріздках залишається пил, тому зерно додатково обробляють **щітковими машинами** (рис. 1.7).

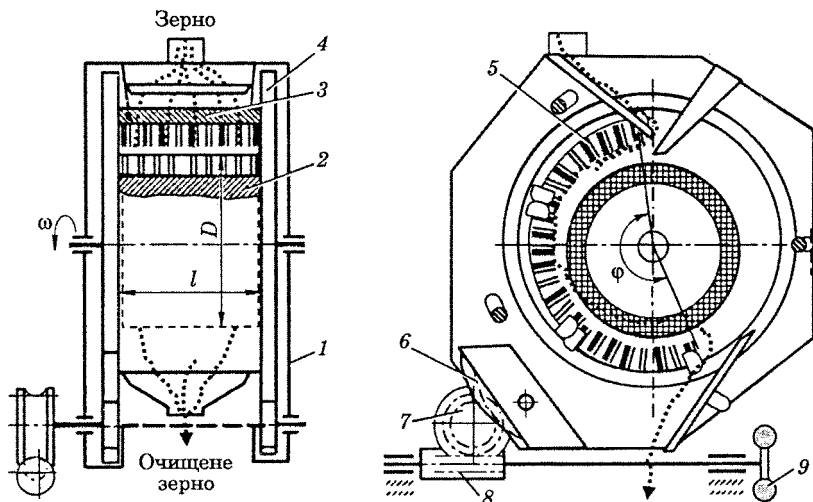


Рис. 1.7. Щіткова машина:

1 — корпус; 2 — щітковий ротор; 3 — щіткова дека; 4 — щока деки; 5 — блок щіток; 6 — зубчастий сектор; 7 — зубчасте колесо; 8 — черв'ячна передача; 9 — штурвал

Щіткова машина складається з металевого корпусу 1, всередині якого змонтовано щіткові ротор 2 і деку 3, електроприводу (на схемі не показано) і механізму регулювання зазору між щітками ротора і деки, який охоплює черв'ячну передачу 8 зі штурвалом 9 та зубчасті сектор 6 і колесо 7. Дека має три шарнірно з'єднаних блоки щіток 5 і дві щоки 4, на кінцях яких закріплено зубчасті сектори 6 механізму регулювання зазору. Від надірваних оболонок і пилу зерно очищається внаслідок дії на нього щіток ротора і деки.

Продуктивність щіткових машин Q , кг/год, визначають за формулою

$$Q = 0,5 D l \varphi q, \quad (1.18)$$

де D — діаметр деки, м; l — довжина деки, м; $q = 12000 \dots 14000$ — питоме навантаження на деку, кг/(м²·год); $\varphi = \pi \dots 1,1\pi$ — кут обхвату барабана декою, рад.

Потужність N , кВт, потрібну для приведення щіткового барабана в дію, визначають за емпіричною формулою

$$N = N_0 Q,$$

де $N_0 = (3 \dots 5) 10^{-4}$ — питома потужність, кВт·год/кг.

1.3. Машини для лушення зерна

Лушення зерна є основною технологічною операцією при виготовленні крупи ядриці з круп'яних і злакових культур. На сучасних жорнових млинах зерно також лушать (шеретують) перед розмелюванням на борошно, при переробці сої на харчові цілі. Насіння соняшнику та деяких інших олійних культур лушать в олійному і кондитерських виробництвах. Для лушення зерна застосовують різні лущильні машини, робочі органи яких діють на зерно ударом, стиском, зсувом, тертям зерна об робочі органи і між собою, комбінаціями перелічених дій. Така різноманітність дій і конструкцій лущильних машин зумовлена тим, що круп'яні культури істотно відрізняються між собою за анатомічною будовою, міцністю зв'язків оболонки з ядром, структурно-механічними властивостями. Тому для ефективного лушення кожної культури потрібно застосовувати певну механічну дію на зерно, яка зумовлює в плівках такі деформації, в результаті яких вони відокремлюються від ядра в разі мінімального пошкодження зерна. Лущильні машини поділяють на групи за способом дії робочих органів на зерно, різновидом будови робочих органів та призначенням.

До першої групи належать машини (рис. 1.8 – 1.12), в яких зерно зазнає лушення внаслідок стиску, зсуву і тертя в зазорі між валком і нерухомою декою (вальцедекові верстати, рис. 1.8 і 1.9), між обгумованими вальцями (вальцьовий верстат, рис. 1.10) або між торцевими поверхнями двох дисків (лущильні посади, рис. 1.11 і 1.12). Відмінність цих машин полягає в траєкторії руху зернівок під час лушення і в часі дії зусиль на них. Загальною властивістю їх є лушення зерна за рахунок взаємодії зернівок із робочими органами (зовнішнє тертя, стиск, зсув) у шарі, товщина якого дорівнює характерному розміру зернівки. Основне технологічне регулювання цих машин — розмір зазору між робочими органами, який беруть меншим за характерний розмір зернівки на товщину оболонки (плівки). Необхідною умовою організації технологічного процесу лушення зерна такими машинами є сортування зерна на фракції за розмірами перед лушенням і пофракційне лушення. У таких машинах обробляють зерно гречки, проса, рису, вівса.

До другої групи належить лушильно-шліфувальна машина (рис. 1.13), в якій зерно лушиться тертям зерна об робочі органи та між собою. Товщина шару одночасно оброблюваного лушильно-шліфувальною машиною зерна може становити 15...20 мм, тому немає потреби попередньо сортувати зерно на фракції за розмірами. В лушильно-шліфувальних машинах обробляють зерно злакових культур, гороху, сої.

До третьої групи належать лушильні машини ударної дії робочих органів на оброблюване зерно. Ними лушать насіння соняшнику (насіннерушки, рис. 1.14 і 1.15) та деякі круп'яні культури (оббивальні машини, див. рис. 1.6).

1.3.1. Вальцедекові лушильні верстати

Вальцедекові верстати (рис. 1.8) застосовують для лущення гречки і проса при виготовленні крупи-ядриці та пшона.

Продуктивність верстата Q , кг/год, розраховують за формулою

$$Q = 3600 l \delta_{\text{ср}} v \rho k, \quad (1.19)$$

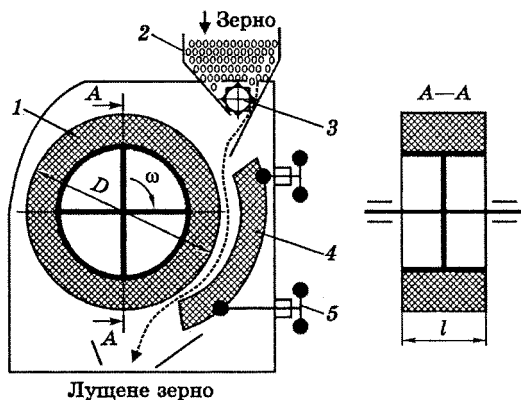


Рис. 1.8. Схема вальцедекового лушильного верстата:

1 — валець; 2 — бункер; 3 — живильний валець;
4 — дека; 5 — механізм регулювання деки

де l — довжина робочого вальця, м; $\delta_{\text{ср}} = 0,0018$ — середній зазор між вальцем і декою, м; v — швидкість руху зерна в робочій зоні, м/с (для проса $v_{\text{пр}} = 2,0...2,5$, для гречки $v_{\text{гр}} = 1,5...2,0$); ρ — насипна щільність зерна, кг/м³ (для проса $\rho_{\text{пр}} = 700$, для гречки $\rho_{\text{гр}} = 600$); k —

коефіцієнт заповнення робочої зони (для проса $k_{\text{пр}} = 0,5$, для гречки $k_{\text{гр}} = 0,4$).

Із формули продуктивності (1.19) визначають довжину вальця (рис. 1.9), м,

$$l = \frac{Q}{3600 \delta_{\text{ср}} v \rho k}. \quad (1.20)$$

Діаметр вальця D і його колову швидкість $v_{\text{к}}$ беруть у межах: $D = 0,4...0,6$ м; $v_{\text{к}} = 12...15$ м/с.

Потужність, потрібна для приведення вальців у дію, складається з потужності для приведення в рух робочого та живильного вальців, кВт:

$$N = N_1 + N_2, \quad (1.21)$$

де N_1 — потужність для приведення в дію робочого вальця, кВт:

$$N_1 = N_0 Q, \quad (1.22)$$

де $N_0 = 0,0034$ — питома потужність на лущення 1 кг зерна, кВт·год/кг; N_2 — потужність для приведення в дію живильного вальця, кВт; $N_2 = 0,15N_1$.

Потужність двигуна для приведення верстата в рух, кВт,

$$N_{\text{дв}} = 1,15N_0 Q / \eta_{\text{мех}},$$

де $\eta_{\text{мех}}$ — коефіцієнт корисної дії приводу.

Кінематична схема приводу аналогічна схемі, зображеній на рис. 1.9.

Визначають передатне число приводу і вибирають електродвигун за типовою методикою.

1.3.2. Вальцьові лушильні верстати

Вальцьові верстати (рис. 1.10) застосовують для лущення проса і рису. Робочі вальці, покриті гумою, обертаються назустріч один одному з різною швидкістю.

Продуктивність верстата та робочу довжину вальців визначають за формулами (1.19) і (1.20), швидкість руху зерна в зоні лущення, м/с,

$$v = 0,5v_{\text{шв}} \left(1 + \frac{1}{k_v} \right),$$

де $v_{\text{шв}}$ — колова швидкість швидкохідного валка, м/с; $k_v = 1,45$ — відношення колових швидкостей вальців.

Рис. 1.10. Вальцьовий лушильний верстат:

1 — корпус; 2 — аспіраційний канал; 3 — робочий валець; 4 — бункер; 5 — заслінка

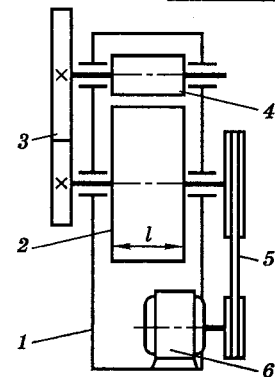
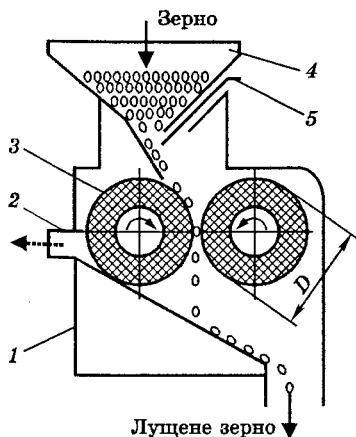


Рис. 1.9. Кінематична схема приведення в дію вальцедекового верстата:

1 — корпус; 2 — робочий валець; 3 — зубчаста передача; 4 — живильний валець; 5 — клинопасова передача; 6 — електродвигун

Потужність для приведення в дію вальців розраховують за формулами (1.21) і (1.22). Конструктивно вибирають: діаметр вальця $D = 0,2$ м, колову швидкість швидкохідного вальця $v_{\text{шв}} = 9 \dots 10$ м/с, питомі витрати енергії — $0,027$ кВт·год/кг.

1.3.3. Лушильні посади

Лушильні посади (рис. 1.11, 1.12) застосовують для лушення гречки, проса і вівса.

Продуктивність лушильного посаду Q , кг/год, розраховують за емпіричною формулою

$$Q = 900q_0 \frac{D^2 v_k (k-1)}{k^3}, \quad (1.23)$$

де q_0 — питоме навантаження на 1 м^2 площі робочого поля диска, кг/м² (табл. 1.4); D — зовнішній діаметр диска, м; $v_k = 9,5 \dots 22,0$ — колова швидкість диска, м/с; $k = 1,5 \dots 2,3$ — коефіцієнт, який дорівнює D/d ; d — мінімальний діаметр робочого поля диска.

Із формули (1.23) визначають діаметр диска, м,

$$D = \sqrt{\frac{2Qk^3}{900q_0 v_k (k-1)}}. \quad (1.24)$$

Розрахунковий діаметр D округляють до стандартного розміру. Мінімальний діаметр, м,

$$d = D/k. \quad (1.25)$$

Висоту дисків H , м, конструктивно беруть у таких межах:

$$H = (0,05 \dots 0,10)D. \quad (1.26)$$

Потужність для приведення робочого диска в рух N , кВт, визначають за емпіричною формулою

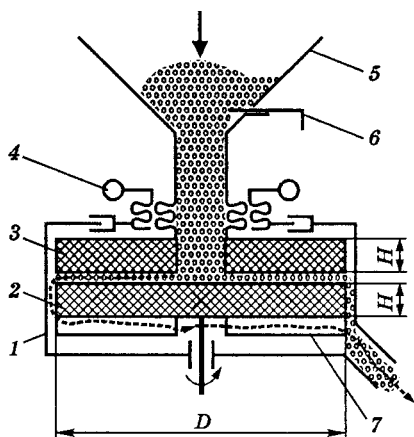


Рис. 1.11. Схема лушильного посаду:

1 — корпус; 2 — привідний диск; 3 — нерухомий диск; 4 — гвинтовий механізм; 5 — бункер; 6 — заслінка; 7 — лопаті

Таблиця 1.4. Питоме навантаження на робочий диск, кг/м^2

Культура	q_0
Гречка	1,45
Просо	1,00
Овес	1,20

$$N = A Q v^2, \quad (1.27)$$

де $A = 9,5 \cdot 10^{-5}$ — коефіцієнт.

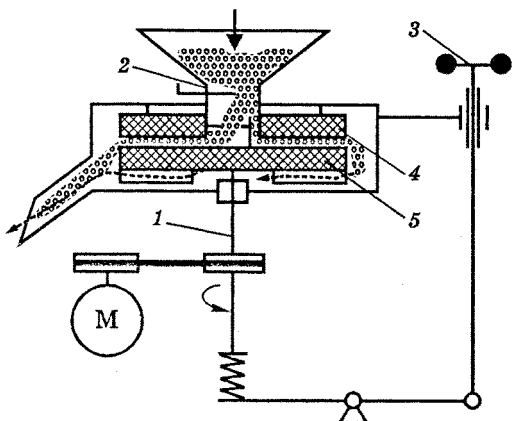


Рис. 1.12. Схема лущильного посадку:

1 — привідний вал; 2 — живильний механізм; 3 — механізм регулювання зазору; 4, 5 — відповідно нерухомий та привідний диски

1.3.4. Лушильно-шліфувальні машини

Лушильно-шліфувальні машини застосовують на круп'яних лініях для виготовлення перлової, полтавської і горохової крупів, шліфування пшона та для обдирання (лушіння) зерна перед розмелюванням на борошно жорновим млином.

Малі переробні підприємства обладнують переважно лушильно-шліфувальними машинами з вертикальною віссю обертання (рис. 1.13).

Продуктивність лушильно-шліфувальної машини Q , кг/год , розраховують за формулою

$$Q = 900 \frac{\pi(D^2 - d^2)h\rho k}{\tau}, \quad (1.28)$$

де D, d — діаметри відповідно сита і абразивних дисків, м; h — висота робочої частини ротора, м; $\rho = 710 \dots 820$ — насипна щільність зерна, кг/м^3 ; $k = 0,7 \dots 0,8$ — коефіцієнт використання робочого об'єму машини; τ — час обробітку зерна, с (для ячменю $\tau = 5 \dots 15$, для пшениці $\tau = 7 \dots 18$).

Діаметр і товщина абразивного диска стандартизовані: $d = 0,25$ м, $b = 0,04$ м. Радіальний зазор між дисками і ситом становить $\delta = 0,01 \dots 0,025$ м, діаметр сита $D = d + 2\delta$ м.

Із формули (1.28) визначають висоту h , м, робочої частини ротора:

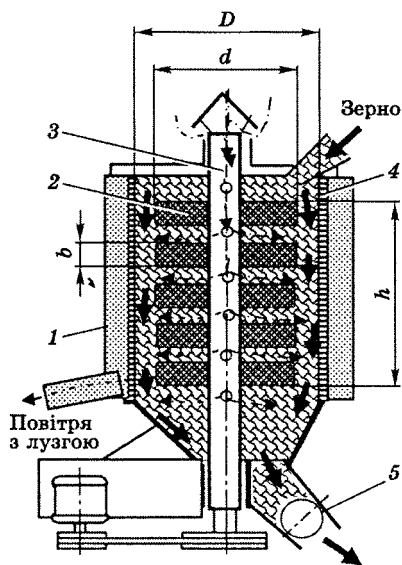


Рис. 1.13. Функціональна схема лущильно-шліфувальної машини:

1 — корпус; 2 — абразивний диск; 3 — пустотілий вал; 4 — циліндричне сито; 5 — заслінка

де $N_0 = (12...17)10^{-3}$ — питомі витрати потужності, кВт·год/кг (більші значення беруть при обробці жита).

1.3.5. Насіннерушки

В олійних цехах застосовують бильні і відцентрові насіннерушки (рис. 1.14, 1.15). Вони призначені для звільнення ядер насіння соянишнику від лузги внаслідок удару насіння об робочі органи.

При проектуванні насіннерушок визначають основні параметри робочих органів, їхні кінематичні характеристики, виходячи із заданої продуктивності та за умови забезпечення швидкості удару насіння об робочі органи в межах $v_k = 24...32$ м/с, за якої ядро не подрібнюється. Виконують кілька варіантів розрахунку за різних значень v_k та параметрів, які задають конструктивно.

Проаналізувавши розв'язки, вибирають раціональний варіант за додатковими критеріями, наприклад за енергоємністю, габаритними розмірами, обмеженнями компонування.

$$h = \frac{Q\tau}{900\pi(D^2 - d^2)k_p} \quad (1.29)$$

Кількість абразивних дисків

$$z = h/b.$$

Загальна висота ротора, м,

$$h_p = z(b + \delta_1) - \delta_1,$$

де $\delta_1 = 0,018$ — осьовий зазор між суміжними дисками, м.

Інші розміри ротора і сита визначають конструктивно.

Частота обертання ротора, хв^{-1} ,

$$n = \frac{60v_k}{\pi d}, \quad (1.30)$$

де $v_k = 26,5$ — колова швидкість диска, м/с.

Потужність, потрібну для приведення ротора в дію, розраховують за формулою

$$N = N_0 Q, \quad (1.31)$$

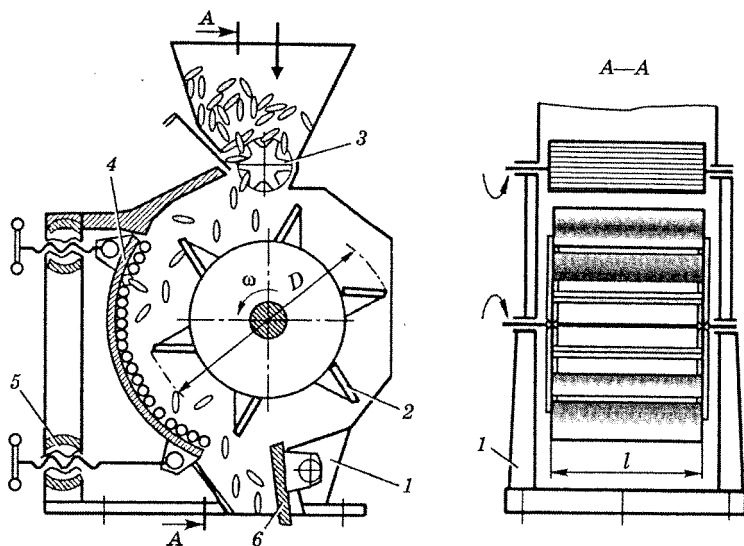


Рис 1.14. Схема бильної насіннерушки:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — живильний валець; 4 — дека; 5 — механізм регулювання зазору; 6 — відбивний щиток

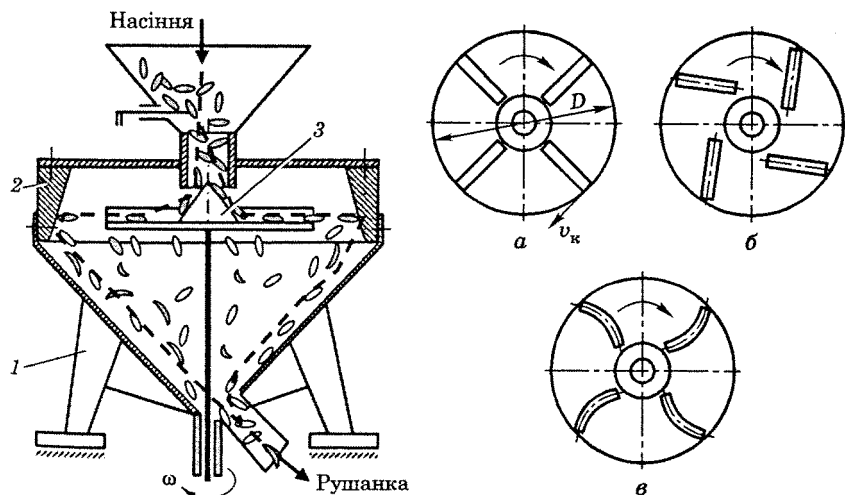


Рис. 1.15. Схема відцентрової лушчильної машини:

1 — рама; 2 — дека; 3 — диск; а, б — з радіальними лопатками; в — з криволінійними лопатками

Бильні насіннерушки. Продуктивність бильної насіннерушки Q , кг/год, визначають за формулою

$$Q = 3600z l q, \quad (1.32)$$

де $z = 8 \dots 16$ — кількість бил, шт.; l — довжина била, м; $q = 0,02 \dots 0,044$ — питоме навантаження на било, кг/(м·с).

За заданою продуктивністю із виразу (1.32) визначають довжину била, м:

$$l = Q / (z q). \quad (1.33)$$

У першому наближенні підставляють: $z = 10$ шт., $q = 0,02$ кг/(м·с).

Мінімальний діаметр бильного барабана d , м (рис. 1.16), визначають із умови компонування бил на барабані:

$$d = z(0,5b \cos \alpha + \Delta), \quad (1.34)$$

де b — ширина била; α — кут нахилу била, град; Δ — відстань між проекціями бил на коло діаметра d , м.

Зовнішній діаметр барабана

$$D = d + 2b \cos \alpha. \quad (1.35)$$

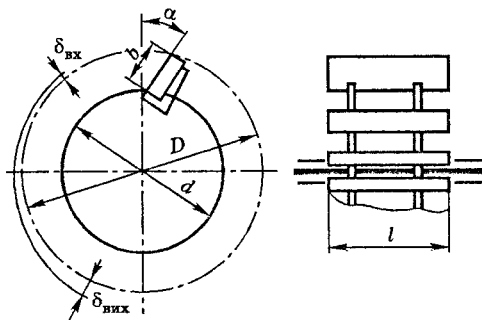


Рис. 1.16. Геометричні параметри барабана

Конструктивно вибирають: $b = 0,05 \dots 0,10$ м; $\Delta = 0,01 \dots 0,05$ м. Зазор між декою і зовнішніми торцями бил на вході в зону лушення $\delta_{\text{вх}} = 0,008 \dots 0,010$ м, на виході $\delta_{\text{вих}} = 0,01 \dots 0,08$ м.

Частота обертання барабана, с^{-1} :

• при коловій швидкості $v_k = v_{k \min} = 24$ м/с

$$n_{\min} = v_{k \min} / (\pi D) = 24 / (\pi D); \quad (1.36)$$

• при коловій швидкості $v_k = v_{k \max} = 32$ м/с

$$n_{\max} = v_{k \max} / (\pi D) = 32 / (\pi D). \quad (1.37)$$

Потужність для приведення насіннерушки в дію N , кВт, розраховують за формулою

$$N = K(N_{\text{луц}} + N_{\text{пов}} + N_{\text{руш}}), \quad (1.38)$$

де $K = 1,15 \dots 1,20$ — коефіцієнт, який урахує витрати енергії на приведення в рух живильного механізму; $N_{\text{лущ}}$ — потужність, яка витрачається на лущення насіння, кВт:

$$N_{\text{лущ}} = 0,14 \cdot 10^{-5} n_{\text{max}}^2 D^2 Q; \quad (1.39)$$

$N_{\text{пов}}$ — потужність, яка витрачається на подолання опору повітря, кВт:

$$N_{\text{пов}} = 0,95 \cdot 10^{-7} D^3 n_{\text{max}}^3 \alpha; \quad (1.40)$$

$N_{\text{руш}}$ — потужність, яка витрачається на придання швидкості лущеному насінню, кВт:

$$N_{\text{руш}} = 0,257 \cdot 10^{-5} D^2 n_{\text{max}}^2 Q. \quad (1.41)$$

Відцентрові насіннерушки. Розрахункову схему відцентрової насіннерушки показано на рис. 1.17.

Продуктивність насіннерушки Q , кг/год, визначають за формулою

$$Q = z q_L, \quad (1.42)$$

де z — кількість напрямних лопаток (трубок); q_L — продуктивність лопатки, кг/год.

При заданій продуктивності основні параметри насіннерушки розраховують методом послідовних наближень.

Перше наближення. Задають вихідні параметри: кутову швидкість робочого диска $\omega = 85$ рад/с; висоту живильного бункера $h = 0,2$ м; кут нахилу твірної тарілки беруть більшим за кут тертя $\alpha_T = 26^\circ$; діаметр диска на внутрішніх торцях лопаток $d = 0,06 \dots 0,10$ м.

Діаметр диска D , м, та довжину лопатки l , м, за визначають за формулами

$$D = \left(0,65d - \frac{v_{\text{п}}}{0,95\omega} \right) \left(\frac{v_{\text{max}} k_{\text{Г}}}{0,25\omega d - 0,352v_{\text{п}}} \right); \quad (1.43)$$

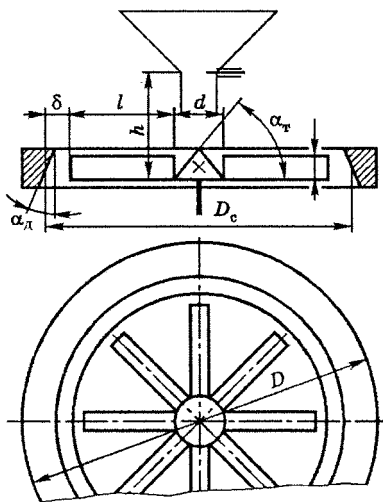


Рис. 1.17. Розрахункова схема відцентрової насіннерушки

$$l = (D - d)/2, \quad (1.44)$$

де $v_{\text{п}}$ — початкова радіальна швидкість насіння по лопатці при подаванні насіння самопливом, м/с:

$$v_{\text{п}} = 0,5k_f \sqrt{2gh} \sin(2\alpha_{\text{т}}); \quad (1.45)$$

$k_f = 0,5 \dots 0,7$ — коефіцієнт, який урахує втрату швидкості руху насіння за рахунок тертя між насінням і стінкою живильного бункера; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с²; $k_{\text{т}}$ — кінематичний коефіцієнт, що враховує напрямок удару насіння об деку, який у першому наближенні розраховують за формулою

$$k_{\text{т}} \approx 1/\cos \alpha_{\text{д}}, \quad (1.46)$$

де $\alpha_{\text{д}} = 5 \dots 10^\circ$ — кут нахилу твірної деки (див. рис. 1.17).

Час руху насінини по лопатці, с,

$$t = \frac{1}{0,77\omega} \ln \left(\frac{v_{\text{max}} k_{\text{т}}}{0,25\omega d - 0,352v_{\text{п}}} \right), \quad (1.47)$$

де v_{max} — максимальна швидкість руху насінини в момент сходу з лопатки, м/с (з умови забезпечення лущення насіння ударом об деку беруть $v_{\text{max}} = v_{\text{к}} = 32$).

Середня швидкість насінини по лопатці, м/с,

$$v_{\text{ср}} = l/t. \quad (1.48)$$

Продуктивність однієї лопатки q , кг/год, та потрібна їх кількість z , шт.:

$$q = 3600 S n_{\text{н}} v_{\text{ср}} \rho k_{\text{п}}; \quad z = Q/q, \quad (1.49)$$

де S — середня площа поперечного перерізу насінини, м²; $n_{\text{н}}$ — кількість рядів насіння на лопатці (для машин малої продуктивності $n_{\text{н}} = 1$); ρ — насипна щільність насіння, кг/м³; $k_{\text{п}} = 0,6$ — коефіцієнт, що враховує пористість між насінинами; Q — задана продуктивність насіннерушки, кг/год.

Якщо розрахована кількість лопаток $z \leq 1$, то беруть $z = 2$. В усіх випадках z округляють у більший бік і перевіряють його за умовою компонування лопаток на роторі:

$$z \leq \pi d / (a + \Delta), \quad (1.50)$$

де $\Delta < 0,005$ — монтажний зазор, м; a — ширина лопатки, м.

Друге наближення. Залежно від результатів першого наближення кутову швидкість робочого диска ω збільшують або зменшують на 20 рад/с. Збільшенням швидкості досягають зменшення діаметра ротора за приблизно однакової продуктивності лопатки, проте може виникнути проблема з розміщенням лопаток на роторі (умова (1.50)). Тому розрахунок повторюють у повному обсязі, аналізують результати розрахунку і за потреби повторюють розрахунок ще раз.

У другому та наступних наближеннях використовують уточнене значення кінематичного коефіцієнта k_r за формулою

$$k_r = \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sqrt{1 - \lambda^2 \cos^2 \beta}}, \quad (1.51)$$

де β — кут між векторами абсолютної та відносної швидкостей руху насінини:

$$\beta = \arccos \sqrt{\frac{\omega^2 D^2}{\lambda^2 \omega^2 D^2 + 4v_k^2 \cos^2 \alpha_d}}, \quad (1.52)$$

де $\lambda = D/D_c$; $D_c = D + 2\delta$; $\delta = 0,003$ — зазор між декою і ротором, м.

Потужність для приведення насіннерушки в дію N , кВт, розраховують за формулою

$$N = K(N_{\text{луц}} + N_f + N_{\text{пов}}), \quad (1.53)$$

де $N_{\text{луц}}$ — потужність, яка витрачається на лущення насіння, кВт (розраховують за формулою (1.39)); N_f — потужність, яка витрачається на подолання опору від тертя насіння об лопатки, кВт:

$$N_f = \left(g + \frac{2\omega^2 v_{\text{cp}}}{g} \right) f v_{\text{cp}} Q / 1000; \quad (1.54)$$

$N_{\text{пов}}$ — потужність, яка витрачається на подолання опору повітря, кВт:

$$N_{\text{пов}} = 3 \cdot 10^{-4} (\pi d - z\delta) b v_{\text{cp}} \psi \rho \omega^2 D^2, \quad (1.55)$$

де $\psi = 0,6 \dots 0,8$ — коефіцієнт напору, який ураховує «вентиляторний ефект» ротора.

1.4. Машина та обладнання для гідротермічної обробки зерна

Гідротермічна обробка зерна (ГТО) — це сукупність технологічних способів, яка передбачає дію на зерно вологи, тепла (пари) перед розмелюванням на борошно і виготовленням крупів, при підготовці насіння олійних культур до пресування олії. В результаті ГТО змінюються технологічні властивості зерна, послаблюються механічні зв'язки між оболонками та ендоспермом зернівок, між рослинним жиром і білковою частиною ядра олійних культур, збільшуються вихід і смак готових продуктів, термін зберігання.

Технологічний процес гідротермічної обробки зерна перед розмелюванням на борошно (кондиціювання зерна) передбачає його зволоження, теплову обробку та відволоження. Зерно обробляють у спеціальних зволожувальних апаратах, мийних машинах і швидкісних кондиціонерах. Відволожують зерно у бункерах для відволоження (відлежування). За температурним режимом розрізняють холодне кондиціонування зерна, яке виконують за температури $t = 15 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$, та гаряче кондиціонування — за $t = 35 \dots 45 \text{ }^\circ\text{C}$.

Гідротермічна обробка круп'яних культур передбачає пропарювання зерна паром, сушіння і охолодження в спеціальних апаратах олійних культур — волого-теплову обробку (жарення) в форчанах і жаровнях різної конструкції.

Вид гідротермічної обробки зерна, тип і послідовність використання обладнання визначають згідно зі схемою технологічного процесу та наявного обладнання.

1.4.1. Обладнання для холодного кондиціонування зерна

На сучасних вальцьових млинах застосовують переважно холодне поетапне кондиціонування зерна, яке охоплює операції зволоження зерна водою з наступним тривалим (12...24 год) відволоженням за температури $15 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (перший етап) і додаткового зволоження з короткочасним відволоженням (45...60 хв) перед розмелюванням зерна — заключний етап.

Функціональну схему *обладнання для холодного кондиціонування зерна* зображено на рис. 1.18. Основними технологічними параметрами обладнання холодного кондиціонування зерна, які визначають при проектуванні, є продуктивності системи крапельного зволоження, гвинтового змішувача, місткості бункерів відлежування і бака для води та їхні основні геометричні параметри.

Продуктивність системи крапельного зволоження Q_B , л/год, визначають за формулою

$$Q_B = Q \frac{B_2 - B_1}{100 - B_2}, \quad (1.56)$$

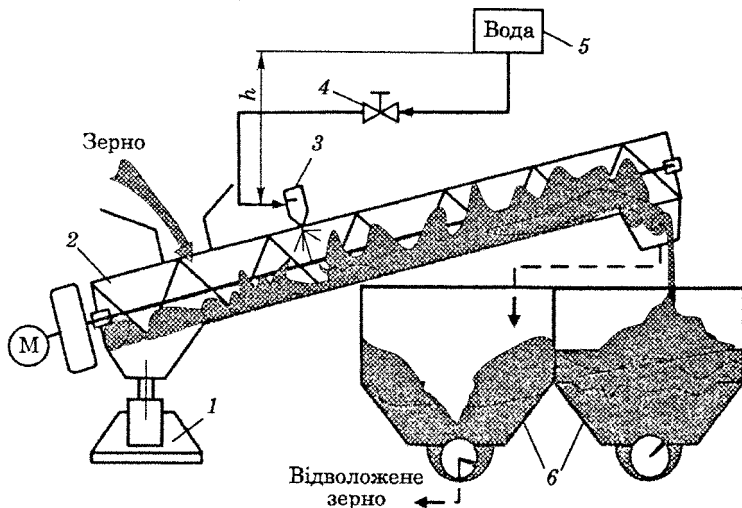


Рис. 1.18. Функціональна схема холодного кондиціювання зерна:
 1 — поворотна п'ята; 2 — гвинтовий змішувач; 3 — штуцер; 4 — дозатор;
 5 — бак; 6 — бункери відлежування

де Q — продуктивність млина, кг/год; B_1, B_2 — вологість зерна відповідно до зволоження і після відлежування, % (у розрахунках беруть $B_1 = 12\%$, $B_2 = 16...18\%$).

Діаметр отвору штуцера, мм,

$$d = 6,7 \sqrt{\frac{4Q_B}{\mu \rho \sqrt{2gh}}}, \quad (1.57)$$

де $\mu = 0,95$ — коефіцієнт витікання рідини; $\rho = 1000$ — густина води, кг/м³; $h = 1,5...2,0$ — напір води, м; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с².

Для гвинтових конвеєрів продуктивністю $Q \leq 5000$ кг/год беруть такі значення параметрів: діаметр гвинта $D = 100$ мм, його вала $d = (0,20... 0,32)D$, крок гвинтової лінії $t = (0,75...1,00)D$.

Кут підйому гвинтової лінії, град,

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D}. \quad (1.58)$$

Швидкість руху зерна v_0 , м/с, вздовж осі гвинта визначають за такими формулами:

$$v_0 = \frac{Q}{900\pi(D^2 - d^2)\psi\rho c_0}; \quad (1.59)$$

$$v_0 = \text{ctg} \varepsilon \sqrt{\frac{Dg \left[\frac{\sin(\alpha + \varphi)\sin\beta - \cos(\alpha + \varphi)\cos\beta\sin(0,75\varphi_0)}{f\sin(\varepsilon - \alpha - \varphi)} - \cos\beta\cos(0,75\varphi_0) \right]}{2}}, \quad (1.60)$$

де $\psi \approx 0,15 \dots 0,35$ — коефіцієнт заповнення зерном міжвиткового простору, %; $\rho = 740 \dots 850$ — насипна щільність зерна, кг/м^3 ; $c_0 = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт, який урахує зворотний рух зерна; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с^2 ; $\varphi = 19,5$ — кут тертя — ковзання зерна під час руху по сталі, град; $\beta = 0 \dots 12$ — кут нахилу осі гвинта до горизонту, град; $\varphi_0 = 35$ — кут природного укосу зерна в стані спокою, град.

Методом послідовних наближень визначають кут ε між векторами абсолютної v_a і осевої v_0 швидкостей руху зерна.

Колову швидкість витка гвинта по зовнішній кромці визначають за формулою

$$v_k = v_0(\text{ctg } \delta + \text{tg } \varepsilon), \quad (1.61)$$

а його кутову швидкість

$$\omega = 2v_k/D, \quad (1.62)$$

яка згідно з рекомендаціями не повинна перевищувати 50 рад/с .

Колову, кутову і абсолютну швидкості руху зерна розраховують за такими виразами:

$$v_z = v_0 \text{tg } \varepsilon; \quad \omega_z = 2v_z/D; \quad v_a = v_0/\cos \varepsilon. \quad (1.63)$$

Довжину гвинта L , м, визначають з умови забезпечення рівномірного зволоження поверхні зернівок:

$$L = v_0 \tau, \quad (1.64)$$

де $\tau = 1 \dots 2$ — тривалість перебування зерна в гвинтовому змішувачі, с.

Місткість бункера відволожування, м^3 :

$$V_6 = QT/(\rho z k_z), \quad (1.65)$$

де T — тривалість відволожування зерна, год; ρ — насипна щільність зерна, кг/м^3 ; $z = 2 \dots 4$ — кількість бункерів, шт.; $k_z = 0,85 \dots 0,90$ — коефіцієнт заповнення бункера зерном.

Потрібну потужність N , кВт, для приведення в дію гвинтового змішувача в першому наближенні визначають за формулою

$$N = N_1 + N_2 + N_3, \quad (1.66)$$

де N_1 — потужність, яка витрачається на надання кінетичної енергії зерну, кВт:

$$N_1 = \frac{Qv_a^2}{7,2 \cdot 10^6}; \quad (1.67)$$

N_2 — потужність, яка витрачається на подолання опору від сил тертя зерна у внутрішню поверхню кожуха гвинта, кВт:

$$N_2 = \frac{Q\tau v_a f}{7,2 \cdot 10^6} [\omega^2 D + 2g \cos \beta \cos(0,75\varphi_0)]; \quad (1.68)$$

N_3 — потужність, яка витрачається на подолання опору від сил тертя зерна у гвинті та піднімання зерна, кВт:

$$N_3 = \frac{D(\omega - \omega_3)}{2 \cdot 10^3} \left(P_1 \frac{D_0}{D} + P_2 \right), \quad (1.69)$$

де P_1, P_2 — колові сили, дотичні до кіл з діаметрами $D_0 = 0,75D$, які виражаються такими співвідношеннями:

$$P_1 = \frac{Q\tau g}{3,6 \cdot 10^3} [\sin \epsilon \operatorname{tg}(\alpha_0 + \varphi) + \cos \beta \sin(0,75\varphi_0)]; \quad (1.70)$$

$$P_2 = \frac{Q\tau f}{7,2 \cdot 10^3} [\omega_3^2 D_0 + g \cos \beta \cos(0,75\varphi_0)], \quad (1.71)$$

де α_0 — кут підйому гвинтової лінії на діаметрі D_0 :

$$\alpha_0 = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi D_0}. \quad (1.72)$$

1.4.2. Пропарювач періодичної дії

У крупорушках малої продуктивності для пропарювання зерна застосовують **пропарювач періодичної дії** конструкції Г.С. Неруша (рис. 1.19).

Після заповнення робочої камери зерном у неї крізь отвори в змійовику подають пару для обробки зерна. Після закінчення терміну обробки подачу пари в робочу камеру припиняють і зменшують тиск у робочій зоні до атмосферного. Потім оброблену порцію зерна вивантажують з апарата крізь розвантажувальний патрубкок.

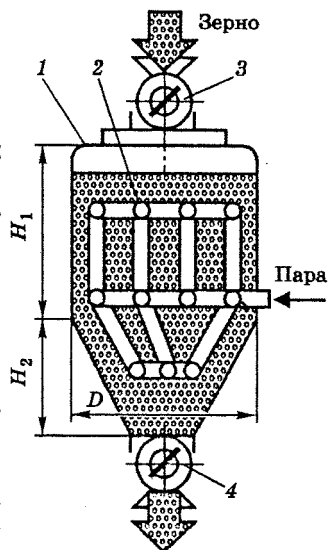


Рис. 1.19. Схема пропарювача періодичної дії:

1 — камера; 2 — змійовик; 3, 4 — завантажувальний та розвантажувальний механізми

Продуктивність апарата Q , кг/год, визначають за формулою

$$Q = \frac{60V\rho\varphi}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (1.73)$$

де V — об'єм робочої камери, м^3 ; ρ — насипна щільність зерна, $\text{кг}/\text{м}^3$; $\varphi = 0,8$ — коефіцієнт використання об'єму робочої камери; $\tau_{\text{ц}} = 2 \dots 10$ — тривалість циклу пропарювання зерна, хв.

При визначенні об'єму робочої камери задаються конструктивно співвідношеннями: $D/H_1 = 0,8$; $H_1/H_2 = 1,30 \dots 1,45$.

Витрати пари, кг,

$$G = qQ,$$

де $q = 0,25 \dots 0,30$ — питомі витрати пари, $\text{кг} \cdot \text{год}/\text{кг}$.

1.4.3. Обладнання для волого-теплової обробки м'ятки

Волого-теплова обробка м'ятки передбачає зволоження водою або парою з наступним сушінням у жаровнях різної конструкції (вогнєві та парові жаровні з кількістю чанів від 3 до 6) і агрегатах з попереднім видаленням олії (форчани). У механізованих лініях малої продуктивності застосовують **блоки вогнєвих жаровень** (рис. 1.20), **каскадні вогнєві жаровні** (рис. 1.21) та **парові трьохчанні жаровні** (рис. 1.22). Парова жаровня (див. рис. 1.22) є найдосконалішим агрегатом для волого-теплової обробки м'ятки. У ній забезпечується автоматичне регулювання технологічного процесу.

Масу порції м'ятки $m_{\text{м}}$, кг, яка є в одному чані, визначають за формулою

$$m_{\text{м}} = \frac{Q_{\text{м}}\tau_{\text{м}}}{60n_{\text{б}}}, \quad (1.74)$$

де $Q_{\text{м}}$ — продуктивність жаровні по м'ятці, $\text{кг}/\text{год}$; $\tau_{\text{м}} = 45$ — тривалість обробки м'ятки, хв; $n_{\text{б}}$ — кількість блоків (згідно з рекомендаціями $n_{\text{б}} = 3$).

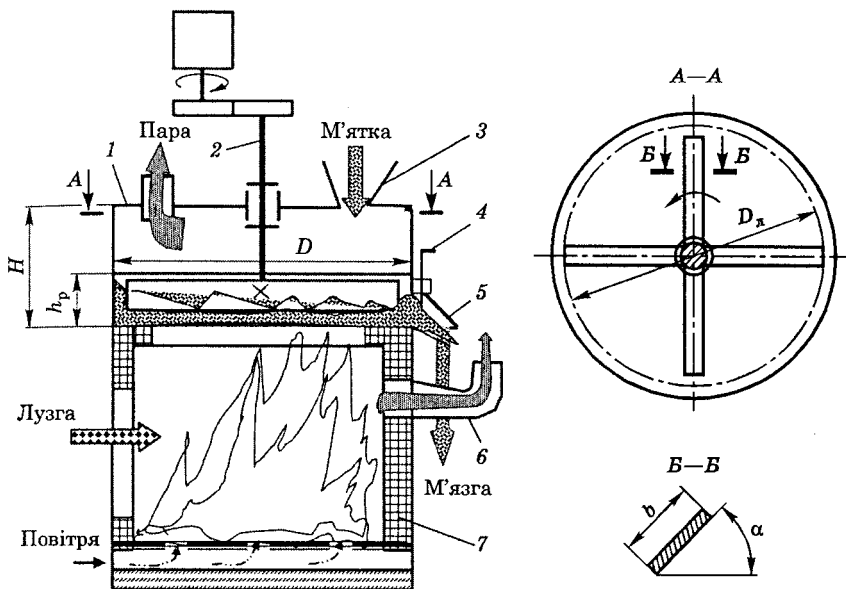


Рис. 1.20. Схема вогневої жаровні:

1 — чан; 2 — мішалка; 3, 5 — завантажувальний та вивантажувальний патрубки;
4 — заслінка; 6 — димова труба; 7 — піч

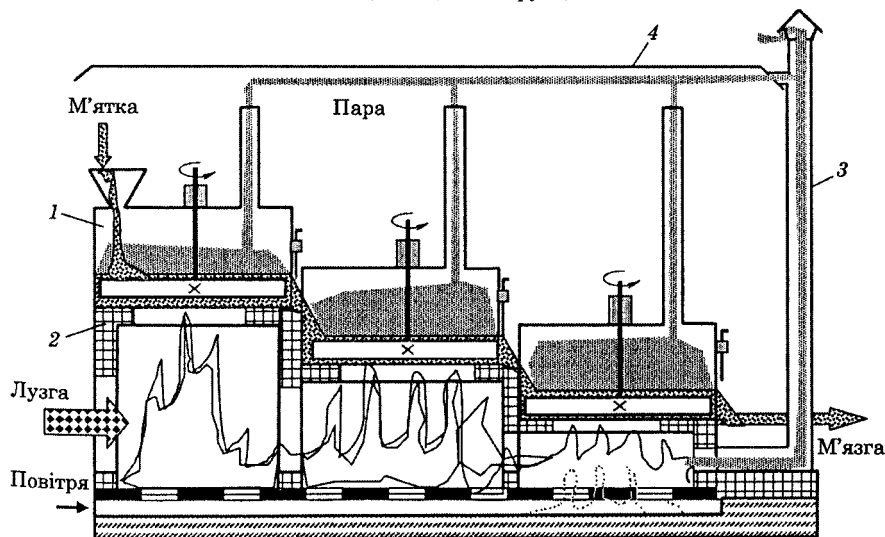


Рис. 1.21. Схема каскадної жаровні:

1 — блок жаровні; 2 — піч; 3 — димова труба; 4 — ковпак витяжного пристрою

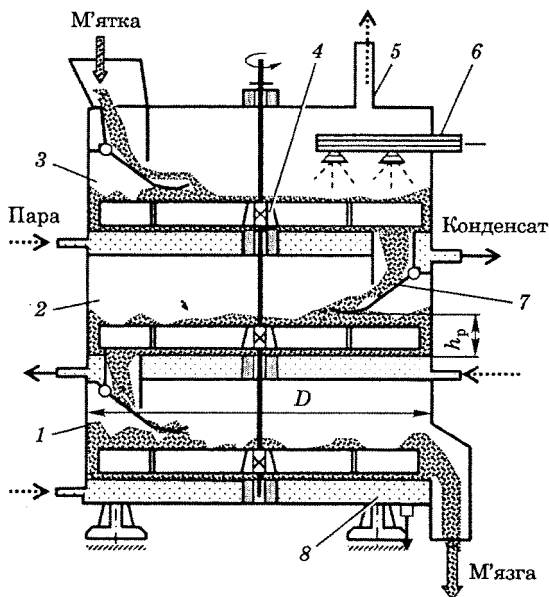


Рис. 1.22. Схема парової жаровні:

1, 2, 3 — чани; 4 — мішалка; 5 — труба для відведення випарованої води; 6 — колектор; 7 — перепускний клапан; 8 — порожнє дно

Робочу місткість чана розраховують за виразом

$$V_p = m_m / \rho, \quad (1.75)$$

де ρ — насипна щільність м'ятки, кг/м^3 .

Діаметр чана визначають з умови, м,

$$V_p = 0,25\pi D^2 h_p, \quad (1.76)$$

де D — діаметр чана, м; $h_p = 0,2 \dots 0,3$ — висота шару м'ятки в чані, м.

Висота жаровні $H = (1,6 \dots 2,0)D$.

Кутову швидкість обертання мішалки ω , рад/с , визначають з умови досягнення відриву м'ятки на краю лопаті:

$$\omega = \sqrt{\frac{gf}{0,43D_l}}, \quad (1.77)$$

де $f = 0,40$ — коефіцієнт тертя м'ятки по лопаті; D_l — діаметр лопаті, м:

$$D_l = D - 2\Delta, \quad (1.78)$$

де $\Delta = 0,002$ — зазор між лопаткою і стінкою чана, м.

Потужність для приведення в дію мішалки N , кВт, визначають за емпіричною формулою

$$N = z \rho (0,523\sqrt{n} - 1) n l^3 h_p^{2,25} z b \sin \alpha (0,11 \dots 0,16) 10^{-5} \tau_m e_d, \quad (1.79)$$

де $z = 1 \dots 5$ — кількість чанів, шт.; n — частота обертання вала мішалки, хв^{-1} ; l — довжина лопаті (ножа), м; $l = D_l/2$; $h_p = 0,30$ — висота шару м'ятки, м; z — кількість лопатей (конструктивно беруть $z = 4$); $b = 0,08$ — ширина лопаті, м; $\alpha = 45$ — кут атаки, град; $\tau_m = 2700$ — тривалість жаріння, с; e_d — коефіцієнт форми лопаті (для прямокутної $e_d = 1,00$, зі змінним кутом нахилу $e_d = 0,75$).

1.5. Подрібнювачі зерна

Подрібнення (розмельювання) зерна — основна операція технологічного процесу виробництва борошна, дробленої крупи та комбікормів. Подрібнюють також ядро олійних культур перед волого-тепловою обробкою, віджиманням і екстрагуванням олії.

Для розмельювання зерна застосовують машини, які здійснюють подрібнення стиском і зсувом, перетиранням продукту та ударом, комбінованою дією перелічених чинників. Серед подрібнювачів найпоширенішими є вальцові верстати, жорнові посади, молоткові і пальцеві дробарки (рис. 1.23).

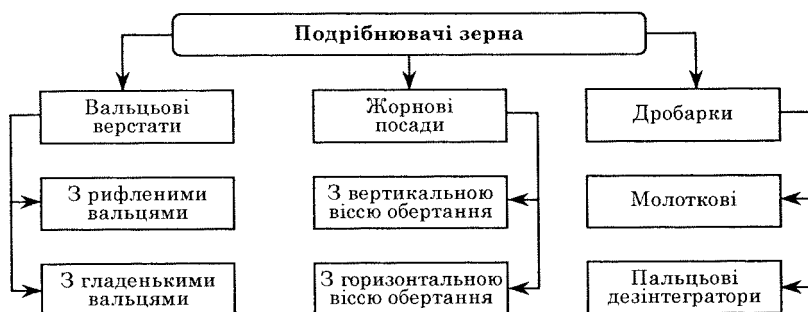


Рис 1.23. Класифікація подрібнювачів

1.5.1. Вальцові подрібнювачі

Вальцові подрібнювачі (верстати) призначені для подрібнення зерна на сортове борошно, дроблену крупу, плющення зерна і насіння олійних культур. Вони подрібнюють зерно циліндричним вальцями, які обертаються назустріч один одному з різною швидкістю. Функціональні схеми вальцових подрібнювачів зображено на рис. 1.24, 1.25.

Основною характеристикою розмельних відділень млинів є загальна довжина робочих вальців усіх вальцових подрібнювачів.

Продуктивність Q , кг/год, розмельного відділення вальцового млина визначають за формулою

$$Q = qL/24, \quad (1.80)$$

де $q = 8000 \dots 12\,000$ — питоме навантаження на 1 м довжини вальця на добу, кг/(м·добу).

Загальна довжина робочих вальців, м,

$$L = 24Q/q. \quad (1.81)$$

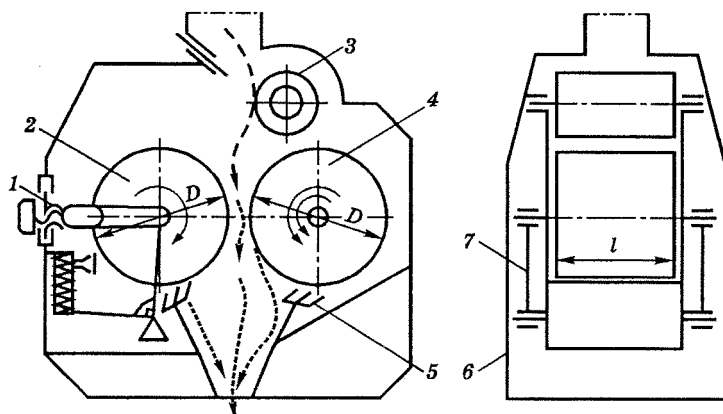
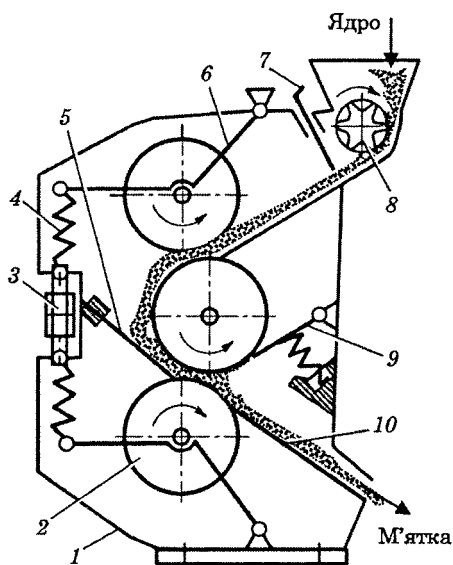
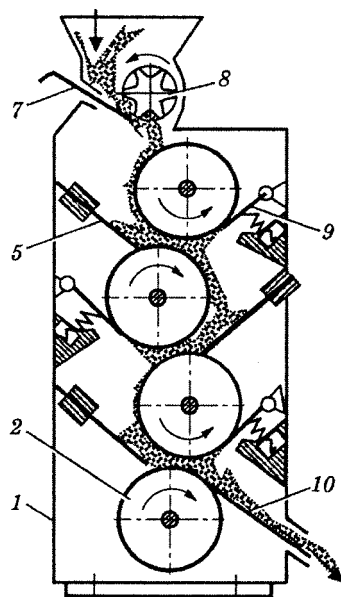


Рис. 1.24. Функціональна схема вальцевого верстата млина:

1 — механізм регулювання зазору; 2 — тихохідний валець; 3 — живильний валець; 4 — швидкохідний валець; 5 — щітка; 6 — корпус; 7 — балансір



а



б

Рис. 1.25. Схеми верстатів для подрібнення насіння олійних культур:

а — тривальцевого; б — чотиривальцевого; 1 — станина; 2 — робочий валець; 3 — домкрат; 4 — пружина; 5 — полиця; 6 — важіль; 7 — заслінка; 8 — живильний валець; 9 — ніж; 10 — лотік

Довжину робочих вальців верстатів системи дертя і розмельної системи визначають за такими формулами:

$$\begin{aligned} L_d &= L/(K+1); \\ L_p &= KL/(K+1), \end{aligned} \quad (1.82)$$

де L_d, L_p — довжина вальців відповідно систем дертя і розмельної, м; $K = 1, 1.1, 1.3$ — відношення довжини робочих вальців верстатів систем дертя і розмельної.

Довжина робочого вальця подрібнювача системи дертя

$$l_d = L_d / n_d, \quad (1.83)$$

а довжина вальця розмельної системи

$$l_p = L_p / n_p, \quad (1.84)$$

де n_d, n_p — кількість вальцевих верстатів систем дертя n_d і розмельної n_p (для мінімлінів $n_d = n_p = 3 \dots 4$).

З умови уніфікації вальцевих верстатів довжину всіх робочих вальців беруть однаковою, такою, що дорівнює більшому з визначених значень l_d, l_p , тобто

$$l = \max\{l_d, l_p\}. \quad (1.85)$$

Продуктивність вальцевого подрібнювача Q , кг/год, крупорушки (плющильного верстата) розраховують за формулою

$$Q = 3,6 \cdot 10^3 \delta l v_{cp} \rho k, \quad (1.86)$$

де $\delta = 0,0006 \dots 0,0015$ — зазор між вальцями верстата, м; l — робоча довжина вальця, м; v_{cp} — середня швидкість руху продукту в зоні подрібнення, м/с:

$$v_{cp} = (v_{шв} + v_{тх})/2, \quad (1.87)$$

де $v_{шв}, v_{тх}$ — колова швидкість відповідно швидкохідного і тихохідного вальців, м/с; $\rho = 720 \dots 810$ — насипна щільність зерна, кг/м³; $k = 0,8$ — коефіцієнт заповнення розмельної зони.

Довжину робочого вальця l , м, подрібнювача розраховують за формулою

$$l = Q / (3,6 \delta v_{cp} \rho k). \quad (1.88)$$

Діаметр робочого вальця D , м, визначають з умов затягування зерна вальцями в розмельну зону:

$$D > (d \cos \varphi - \delta) / (1 - \cos \varphi),$$

де $d = 3$ — діаметр (товщина) зернівки, мм; $\delta = 0,60 \dots 0,65$ — зазор між вальцями верстата, мм; $\varphi = 37$ — кут тертя зерна по металу, град.

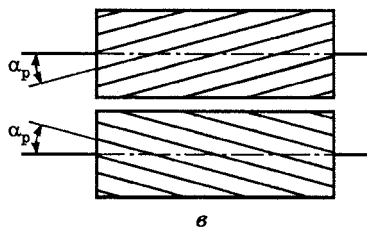
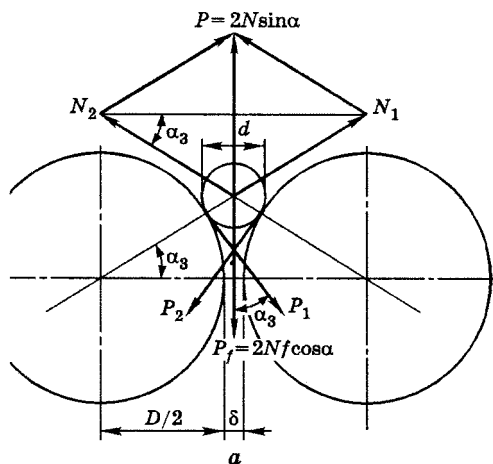
Параметри рифлів (рис. 1.26, б, в) вибирають згідно із рекомендаціями: $\alpha = 20$ — кут передньої грані, град; $\beta = 70$ — кут спинки, град; $\gamma = 90$ — кут загострення, град; $c = 0,10 \dots 0,15$ — фаска, мм.

Кут нахилу рифлів для подрібнювачів систем дертя млинів $\alpha_p = 2 \dots 12$ (рис. 1.26, в), крупорушок $\alpha_{p1} = 0$, $\alpha_{p2} = 90$ (рис. 1.26, з).

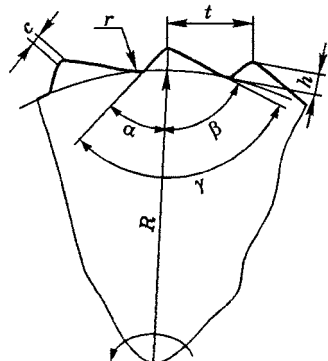
Крок t і висота h рифлів, мм:

$$t = 10/z; \quad h = [(t - 0,1)/\pi] - 0,28r, \quad (1.89)$$

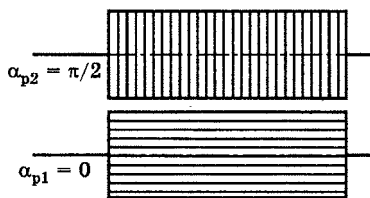
де $z = 4 \dots 12$ — кількість рифлів на 10 мм довжини кола, шт.



в



б



з

Рис. 1.26. Схема сил, що діють на зернівку (а) і форма та розміщення рифлів (б, в, з)

Потужність, потрібну для приведення робочих вальців у дію, визначають за формулою

$$N_B = N_0 l, \quad (1.90)$$

де $N_0 = 18 \dots 20$ — питома потужність на 1 м довжини вальця, кВт/м.

Потужність, потрібна для приведення в рух живильних вальців, кВт,

$$N_{ж} = 0,15 N_B.$$

Загальна потужність, кВт,

$$N = N_B + N_{ж} = 1,15 N_B. \quad (1.91)$$

Кутова швидкість швидкохідного вальця, рад/с,

$$\omega_{шв} = 2v_{шв}/D, \quad (1.92)$$

де $v_{шв} = 5,6 \dots 6,5$ — колова швидкість швидкохідного вальця, м/с.

Кутова швидкість тихохідного вальця, рад/с,

$$\omega_{тх} = \omega_{шв}/k_n, \quad (1.93)$$

де k_n — коефіцієнт зменшення швидкості (для систем дєртя та подрібнювачів круп $k_n = 2,5$, для розмельних систем $k_n = 1,1 \dots 1,6$, для плющильних верстатів $k_n = 1,0$).

Кінематичну схему приведення верстата в рух беруть аналогічною схемі, зображеній на рис. 1.27, або розробляють. Визначають передатні числа, уточнюють значення $N_{дв}$, вибирають електродвигун за типовою методикою.

Продуктивність вальцевого верстата Q , кг/год, для подрібнення ядра насіння соняшнику визначають за емпіричною формулою

$$Q = ADl\pi\omega/30, \quad (1.94)$$

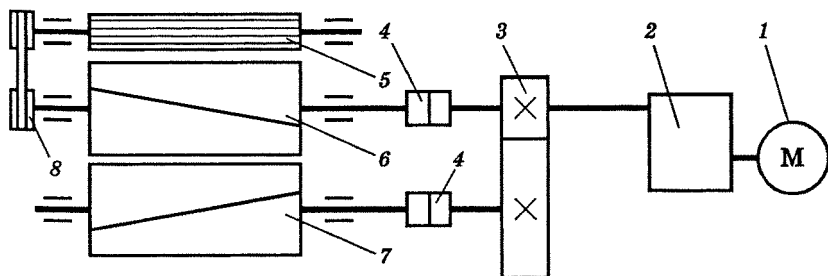


Рис. 1.27. Кінематична схема вальцевого верстата млина:

1 — електродвигун; 2, 3 — редуктори; 4 — муфта; 5 — живильний валець; 6, 7 — робочі вальці; 8 — клинопосава передача

де A — експериментально визначений коефіцієнт, значення якого становить 28...35 за кутової швидкості вальців $\omega = 13...14$ рад/с; D , l — відповідно діаметр і довжина вальця, м; ω — кутова швидкість вальців, рад/с.

При проектуванні розраховують довжину та діаметр робочих вальців. Діаметр вальців D , м, визначають з умови затягування ядра:

$$D \geq 60d(k_{\Pi} - 1)/k_{\Pi}, \quad (1.95)$$

де $d = 3 \cdot 10^{-3}$ — товщина ядра, м; $k_{\Pi} = 3$ — коефіцієнт подрібнення.

З умови забезпечення стабільного притискування за рахунок власної ваги підпружиненого суцільного вальця до неспружиненого його діаметр має становити не менше ніж

$$D \geq 2\sqrt{\frac{P}{\pi\rho}}, \quad (1.96)$$

де $P = 500...7000$ — навантаження в зоні контакту вальців від власної ваги підпружиненого суцільного вальця, Н/м; ρ — щільність матеріалу вальця, кг/м³.

Розрахований за формулами (1.95) і (1.96) діаметр вальця округляють у більший бік до стандартного розміру.

Із формули (1.94) визначають довжину вальця:

$$l = 0,1Q/(AD\omega). \quad (1.97)$$

Потужність для приведення верстата в рух, кВт,

$$N = N_0 l, \quad (1.98)$$

де N_0 — питома потужність, кВт/м (для тривальцевих верстатів $N_0 = 15$, для чотиривальцевих $N_0 = 20$); l — довжина вальця, м.

1.5.2. Жорнові посади

Жорнові посади застосовують у жорнових, вальцево-жорнових млинах і крупорушках малої продуктивності для подрібнення зерна на борошно та дерть, лушення гречки, проса, рису і вівса в круп'яному виробництві. Розмелювання та лушення зерна відбувається дією на нього сил стиску і тертя. У жорновому посаді зерно подрібнюється між двома абразивним каменями — рухомим і нерухомим. Основними робочими органами жорнового посаду (див. рис. 1.11 і 1.12) є камені (жорна) з природного граніту, абразивного штучного матеріалу або металеві диски.

Продуктивність жорнового посаду млина, кг/год,

$$Q = \frac{\pi}{4} D^2 q (1 - k^2), \quad (1.99)$$

де D — діаметр робочого диска (каменя), м; q — питоме навантаження на одиницю площі розмеленого поясу диска (каменя), $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ (для жорен з вертикальною віссю обертання $q = 300 \dots 360$, з горизонтальною віссю $q = 400 \dots 450$); $k = 0,5 \dots 0,6$ — коефіцієнт, який дорівнює d/D ; d — мінімальний діаметр робочого поля диска.

Діаметр робочого диска D , м, при заданій продуктивності Q розраховують за формулою

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi(1-k^2)q}}. \quad (1.100)$$

Розрахунковий діаметр D округляють у більший бік до значення 500, 550, 600, 650, 700, 1050, 1100, 1150, 1200, 1250, 1300 мм.

Діаметри d , d_1 , d_2 , d_3 і товщину каменів (дисків) та інші геометричні параметри жорен (рис. 1.28) визначають із співвідношень: $d = 0,25D$; $d_1 = 0,30D$; $d_2 = 0,35D$; $d_3 = 0,4D$; $H_1 = H_2 = (0,25 \dots 0,35)D$; $h = 2,0 \dots 3,3$ мм; $h_1 = h_2 = 1,0 \dots 1,5$ мм.

Менше значення товщини дисків беруть для жорен з горизонтальною віссю обертання, а більше — з вертикальною. Допоміжний радіус $r = 50 \dots 80$ мм, допоміжний радіус $R = (1,30 \dots 1,55)D$, радіуси R_1 , R_2 профілів боріздки — $R_1 = R_2 = R + r$. Ширину і глибину боріздки вибирають конструктивно: $a = 15$ мм, $b = 0,5 \dots 0,9$ мм.

Кількість боріздки розраховують за формулою

$$z = \pi D / (2\alpha). \quad (1.101)$$

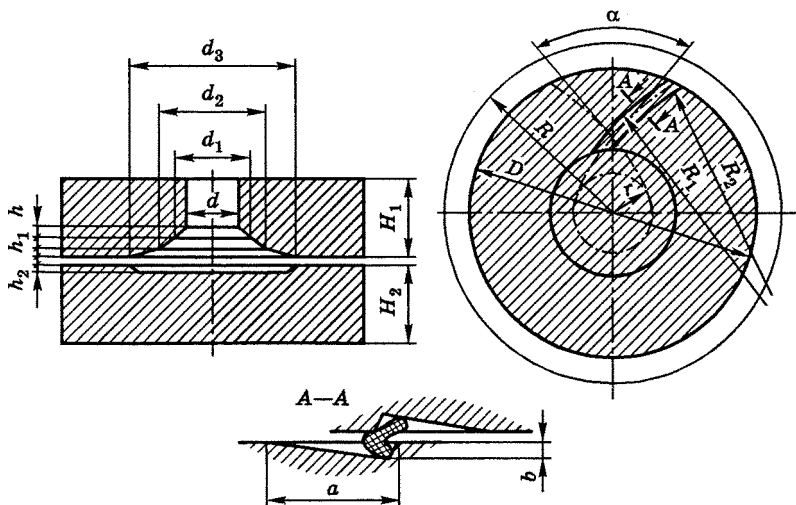


Рис 1.28. Конструктивна схема каменів жорнового посадку

За даними розрахунків визначають боріздки на веденому і ведучому каменях, після чого плануванням положень знаходять найбільше $\alpha_{\max}$ та найменше $\alpha_{\min}$ значення кута α між дотичними до профілів боріздки у точках їх перетину (див. рис. 1.28). У раціонально спроектованих жорнах середнє значення кута $\alpha_{\text{cp}} = 0,5(\alpha_{\max} + \alpha_{\min})$ має становити

$$\alpha_{\text{cp}} = (1,9 \dots 2,1)\varphi, \quad (1.102)$$

де $\varphi = 34 \dots 40$ — кут тертя — ковзання зерна по каменю, град (більші значення φ беруть для жорен із природного граніту або абразивного штучного матеріалу, менше — для жорен з металевими дисками).

Якщо умова (1.102) не виконується, то змінюють допоміжні радіуси R та r і повторюють розрахунок.

Потужність для приведення жорен у рух N , кВт, визначають за емпіричною формулою

$$N = N_0 Q, \quad (1.103)$$

де N_0 — питомі витрати енергії на розмелювання, кВт/(кг·год) (при розмелюванні пшениці $N_0 = 0,018$, жита — $N_0 = 0,023$).

Колова швидкість диска становить $v_k = 10 \dots 12$ м/с для жорен із натурального (штучного) каменю і $v_k = 15 \dots 18$ м/с — із металевими.

Кінематичну схему приведення жорен у дію беруть аналогічними схемам, зображеним на рис. 1.9 і 1.10, або розробляють. Визначають передатні числа, потрібну потужність електродвигуна $N_{\text{дв}}$, вибирають електродвигун за типовою методикою.

1.5.3. Молоткові дробарки

У переробних виробництвах застосовують **молоткові дробарки з шарнірно підвішеними молотками** (рис. 1.29). Такі дробарки призначені для подрібнення зерна та інших сухих крихких матеріалів (суха трава, шріт, крейда, кістки, сіль тощо) на борошно, сипкі комбікормові суміші та інші продукти. Вони менш ефективні при подрібнюванні вологих продуктів або продуктів з великим вмістом жиру (насіння олійних культур та макухи з вмістом олії 8 % і більше, жирових відходів тваринного походження). У молоткових дробарках матеріал руйнується завдяки ударам по ньому сталевих молотків, ударами часточок продукту об сито, деку та їх тертю по них.

Продуктивність дробарки, кг/год,

$$Q = 3600 q D L, \quad (1.104)$$

де q — питоме навантаження на одиницю площі діаметрального

перерізу камери, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; D — діаметр камери дробарки, м; L — довжина камери дробарки, м.

Питоме навантаження q є функцією багатьох параметрів дробарки (фізико-механічні властивості продукту, живий переріз сита, витрати повітря на транспортування продуктів, частота обертання ротора та його конструктивні параметри тощо), яку нині поки що не встановлено аналітично. Тому в інженерних розрахунках користуються експериментальними даними, зокрема при подрібненні сухого зерна, проту $q = 2 \dots 5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, при виготовленні трав'яного борошна $q = 0,5 \dots 1,5 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

За інших однакових умов питоме навантаження q і, отже, продуктивність дробарки можна збільшити приблизно на 30 %, якщо з-під сита дробарки відсмоктувати повітря з розрахунку $4000 \text{ м}^3/\text{год}$ на 1 м^2 площі сита.

На металомісткість і вібронавантаженість дробарки істотно впливає відношення діаметра до ширини камери дробарки

$$K = D/L, \quad (1.105)$$

яке для дробарки з радіальною подачею при проектуванні беруть $K = 1,0 \dots 2,0$, а з осьовою — $K = 4,0 \dots 7,0$.

Ротор дробарки першого типу ($K = 1,0 \dots 2,0$) має практично рівновісний еліпсоїд інерції, за формою подібний до кулі, тому осі симетрії його є головними осями інерції. У цьому разі ротор не потребує ретельного динамічного балансування, проте маса дробарки з таким співвідношенням геометричних параметрів більша порівняно з дробаркою, яка має осьову подачу. Недолік дробарки з осьовою подачею матеріалу — необхідність точного динамічного балансування її ротора.

Із формули (1.104) визначають діаметр камери

$$D = \sqrt{\frac{QK}{3600q}}, \quad (1.106)$$

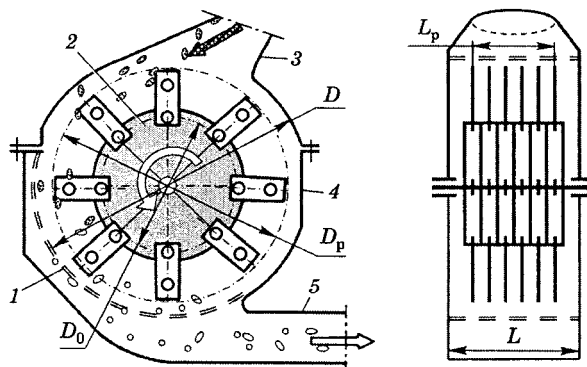


Рис. 1.29. Схема молоткової дробарки:
1 — сито; 2 — ротор; 3, 5 — живильний і відвідний трубопроводи; 4 — дробильна камера

а з виразу (1.105) — її довжину

$$L = D/K. \quad (1.107)$$

Діаметр ротора, м,

$$D_p = D - 2\Delta_p, \quad (1.108)$$

довжина ротора, м,

$$L_p = L - 2\Delta_L, \quad (1.109)$$

де Δ_p , Δ_L — відповідно радіальний і осьовий зазори між ротором і дробильною камерою ($\Delta_p = \Delta_L = (2...3) 10^{-3}$).

Зазор між ротором і ситом становить 8...12 мм, більше значення беруть у зоні розміщення сита.

Колова швидкість молотка ротора має забезпечувати руйнування продуктів у момент ударів по них. З цієї умови мінімально потрібну швидкість молотка $v_{\min}$ наближено визначають, виходячи з теорії удару по часточці продукту під час її вільного падіння. Для різних видів зерна та інших крихких продуктів мінімальна швидкість молотка $v_{\min} = 40...50$ м/с. При проектуванні колову швидкість молотка беруть більшою за розрахункову мінімальну $v_{\min}$, а саме $v_k = 55...100$ м/с (менші значення для подрібнення зерна на борошно, більші на гранульовані комбікорми).

Кутова швидкість ротора, рад/с:

$$\omega = 2v_k / D_p. \quad (1.110)$$

Довжину l та радіус підвіски R_0 молотка вибирають за умов забезпечення стійкості його руху при обертанні й відсутності дії ударного імпульсу на вісь підвіски.

Перша умова виконується при виконанні співвідношень

$$R_0 = \frac{9}{4}l; \quad R_0 = 4l, \quad (1.111)$$

друга умова —

$$\rho_0 = \sqrt{cl}, \quad (1.112)$$

де ρ_0 — радіус інерції молотка, м; c — відстань від осі підвіски до центра мас молотка, м.

Для дробарок зі співвідношенням діаметра ротора і ширини камери дробарки в межах $K = 1,0...2,0$ радіус підвіски

$$R_0 = \frac{9}{4}l. \quad (1.113)$$

Тоді

$$l = \frac{2}{13} D_p; R_0 = \frac{9}{26} D_p, \quad (1.114)$$

де D_p — діаметр ротора.

Довжину, ширину та інші геометричні розміри молотка (рис. 1.30) визначають з урахуванням геометричної форми і кількості отворів для підвіски за такими рівняннями:

♦ для першого типу дробарки ($K = 1,0 \dots 2,0$)

$$\rho_0 = \sqrt{cl}; \quad l = \frac{2}{13} D_p; \quad (1.115)$$

♦ для другого типу ($K = 4,0 \dots 7,0$)

$$\rho_0 = \sqrt{cl}; \quad R_0 = 4l. \quad (1.116)$$

У першому наближенні ширину і довжину молотків прямокутної форми з двома отворами визначають за співвідношеннями

$$a = 1,5l; \quad b = (0,40 \dots 0,45)a.$$

Товщину молотка для універсальних дробарок беруть $\delta = 1,5 \dots 2,0$ мм, для зернових — $\delta = 4 \dots 8$ мм.

Відстань від осі підвісу до центра мас молотка визначають за формулою

$$c = -0,5A + \sqrt{0,25A^2 + B},$$

де A, B — параметри молотка:

$$A = \frac{a^2 b}{\pi d^2} - 0,5a; \quad B = \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d} - \frac{d^2}{8},$$

де d — діаметр отвору молотка.

Розміщення молотків може бути рядковим або шаховим і давати можливість легко здійснювати статичне і динамічне балансування ротора.

Потрібна кількість молотків, шт.,

$$z = \frac{L_p K_0}{\delta}, \quad (1.117)$$

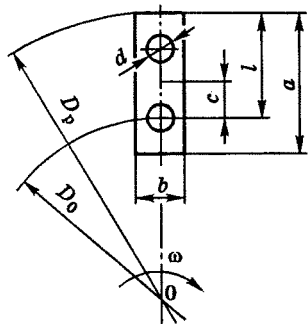


Рис 1.30. Схема для визначення параметрів молотка

де $K_0 = 0,5 \dots 1,0$ — коефіцієнт, що враховує відношення товщини молотків до ширини дробильної камери; δ — товщина молотка, м.

Залежно від кількості осей підвіски i на роторі визначають кількість молотків, установлених на одній осі z_1 , шт.:

$$z_1 = \frac{z}{i}. \quad (1.118)$$

Щоб забезпечити потрібну відстань між молотками на осях підвіски (вибрати довжину розпірної втулки), визначають крок гвинтової лінії b_1 за формулою

$$b_1 = \frac{L - \Sigma L_i}{z_1}, \quad (1.119)$$

де ΣL_i — загальна товщина дисків ротора, які не перекриваються молотками.

Відстань між сусідніми слідами молотків a_1 , мм,

$$a_1 = \frac{L - (\delta z + \Sigma L_i)}{z} + \delta. \quad (1.120)$$

Загальну потужність N , кВт, яка потрібна для приведення дробарки в рух, визначають за формулою

$$N = N_{\text{др}} + N_{\text{п}}, \quad (1.121)$$

де $N_{\text{др}}$ — потужність, яка витрачається на подрібнення зерна, кВт:

$$N_{\text{др}} = 10^{-6} \frac{AQ}{3,6}, \quad (1.122)$$

де A — питома робота подрібнювача, Дж/кг; Q — продуктивність дробарки, кг/год;

$$A = 3C_1 \lg \lambda + C_2(\lambda - 1), \quad (1.123)$$

де C_1 , C_2 — емпіричні коефіцієнти (при подрібненні зерна $C_1 = (10 \dots 13)10^3$, $C_2 = (6 \dots 9)10^3$, при подрібненні грубих кормів $C_1 = (7,5 \dots 8,5)10^3$, $C_2 = (0,6 \dots 0,9)10^3$); λ — ступінь подрібнення матеріалу.

Потужність $N_{\text{п}}$, що витрачається на подолання сил опору повітря і транспортування подрібненого матеріалу та сил тертя в опорах вала, визначають з урахуванням конфігурації і місцевих опорів пневмотранспортної системи дробарки за типовою методикою.

У розрахунках в першому наближенні $N_{\Pi} = 10...20\%$ від потужності $N_{\text{др}}$, що витрачається на подрібнення продукту:

$$N_{\Pi} = (0,1...0,2)N_{\text{др}}. \quad (1.124)$$

1.6. Просіювачі продуктів подрібнення зерна

У технології борошномельного виробництва вагоме місце належить процесам сортування проміжних і готових продуктів на фракції за розмірами часточок, яке називають *сорткуванням (просіюванням) за крупністю*. Під час просіювання із суміші вилучають готові продукти (борошно, висівки) і проміжні продукти, які спрямовують на повторне подрібнення. Вирівняні за крупністю в процесі просіювання продукти відрізняються якістю (насіпною щільністю, вмістом жиру, білка, іншими показниками). Деякі продукти, наприклад крупинки найменшої насипної щільності — зародок та найбільшої — ендосперм з центральної частини ядра, мають самостійну споживчу якість, із них формують вихідні продукти (зародок і манну крупу). Подрібнення часточок з високим вмістом жиру (зародків) на борошно є недоцільним, оскільки наявність жиру в борошні зменшує термін його зберігання. Тому в розвинених технологічних схемах багатосортних помелів проміжні фракції сортують за якістю (насіпною щільністю).

Розділення продуктів подрібнення зерна на фракції за розмірами часточок виконують розсійниками, плоскими та роторними просіювачами з циліндричними ситами, сортування за якістю (добротністю) — на ситовійних машинах (рис. 1.31).

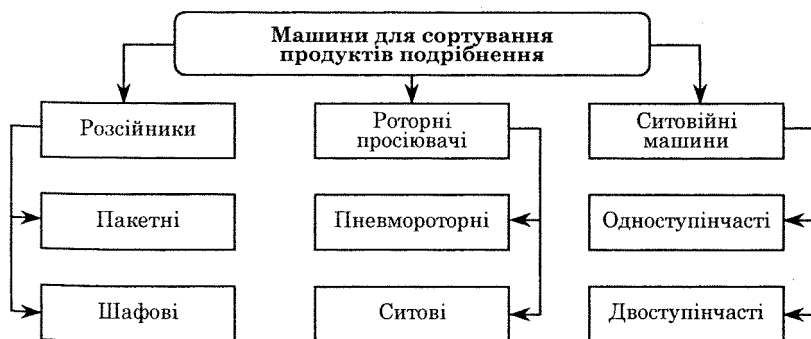


Рис. 1.31. Класифікація сортувальних машин

1.6.1. Розсійники

За принципом зрівноваження поступального руху мас і за способом підвіски балансірів **розсійники** поділяють на **кривошипні** (рис. 1.32, а) і **самобалансовані** (рис. 1.32, б, в).

За кількістю ситових корпусів розсійники поділяють на одно-, дво- і багатокорпусні (від двох до шести корпусів), за конструктивним виконанням — на пакетні, в яких корпуси зібрані з ситових рам у пакети, і шафові, в яких ситові рами вставляють у напрямні секції.

Під час руху самобалансованого розсійника будь-яка точка сита описує коло однакового радіуса r . Сили інерції головної рами й

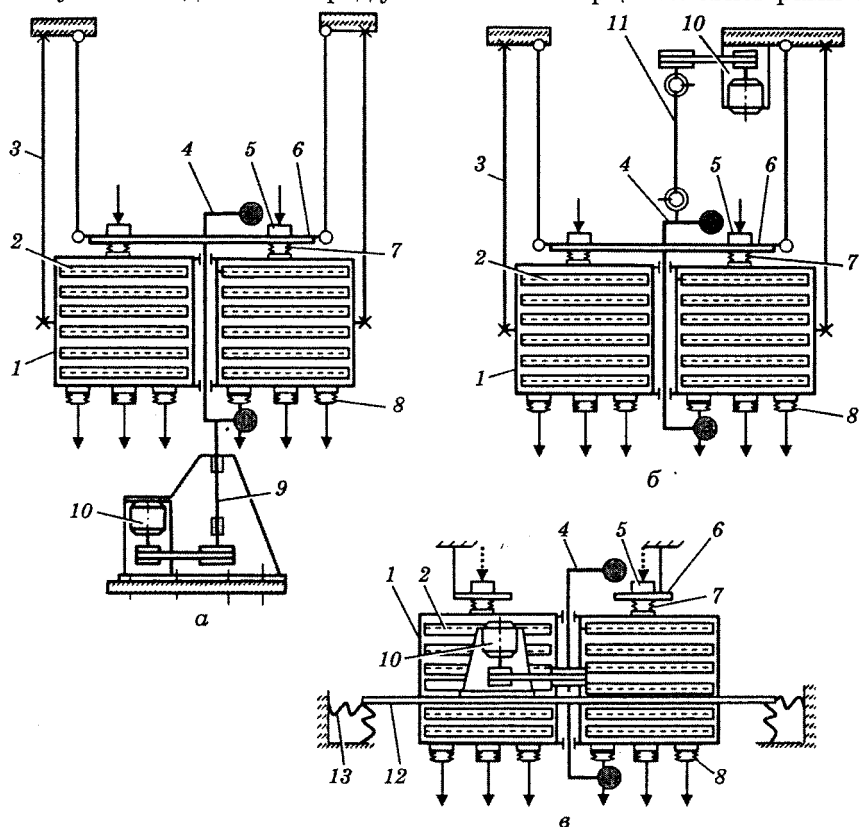


Рис. 1.32. Схеми розсійників:

а — з кривошипним приводом; б — самобалансований з веретеном; в — самобалансований з приводом на корпусі; 1 — секція; 2 — сито; 3 — трос; 4 — балансір; 5 — живильна коробка; 6 — підвісна опора; 7, 8 — еластичний рукав; 9 — вал; 10 — привід; 11 — веретено; 12 — головна рама; 13 — пружні опори

укріплених на ній ситових корпусів зрівноважуються відцентровими силами інерції вантажів балансира. Тому за нормальних умов експлуатації горизонтальні реакції підвісок і веретена практично взаємно зрівноважуються.

М.С. Жуковський вивів закон руху матеріальної часточки на площині (ситі) під час колового коливального руху. Він довів, що за певного значення кутової швидкості виникає відносний рух матеріальної часточки на площині з частотою коливань площини ω по колу радіусом r , який дорівнює амплітуді колових коливань площини. Рух часточки (просіювання продуктів ситом) починається тоді, коли відцентрова сила стає більшою за силу тертя часточки об сито:

$$P_i = m\omega^2 r > mgf, \quad (1.125)$$

де m — маса часточки, кг; ω — кутова швидкість сита, рад/с; r — радіус траєкторії, м; f — коефіцієнт тертя—ковзання часточки по ситу; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с².

Із умови (1.125) визначають кутову швидкість приведення в рух балансира розсійника, рад/с,

$$\omega = k\sqrt{\frac{gf}{r}}, \quad (1.126)$$

де $k = 1,2 \dots 2,0$ — коефіцієнт.

Продуктивність розсійника Q , кг/год, розраховують за формулою

$$Q = qS, \quad (1.127)$$

де $q = 200 \dots 400$ — питоме навантаження на сито, кг/(м²·год); S — сумарна площа ситової поверхні розсійника, м².

Робочу частоту інерційного вібратора, конструктивні параметри пружних підвісок головної рами розраховують методами динаміки машин. Потужність для приведення розсійника в коливальний рух розраховують з урахуванням типу механізму збурення коливань і конструктивних особливостей опор (підвісок) за формулами (1.10) і (1.11).

1.6.2. Пневмоторні просіювачі

Пневмоторні просіювачі (сепаратори) застосовують для сортування проміжних і готових продуктів за розмірами в розмельних відділеннях млинів і просіювання готового борошна на жорнових млинах. Основними робочими органами просіювача (рис. 1.33) є комбіноване сито 3 і щітково-лопатевий ротор 2. Розділення продукту на прохідні фракції Φ_1 , Φ_2 та сходову фракцію Φ_3 відбувається завдяки тиску лопаток і щіток на нього, дії відцентрової сили на

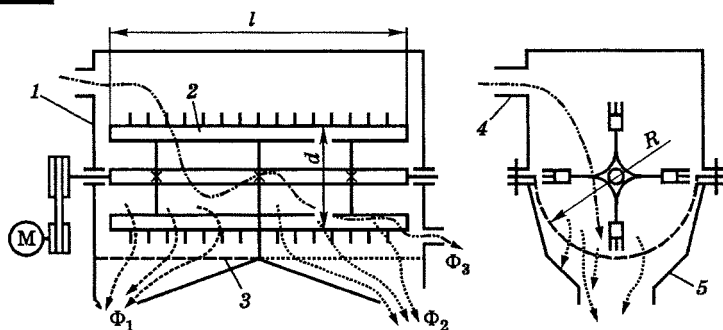


Рис. 1.33. Схема пневмороторного просіювача:

1 — корпус; 2 — ротор; 3 — сито; 4 — впускний патрубок; 5 — випускний патрубок

продукт і вакууму під ситом, який підтримується пневмотранспортною системою млина.

Продуктивність просіювача визначають за формулою

$$Q = \pi R l q, \quad (1.128)$$

де q — питоме навантаження на сито, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{год})$ (для сортування проміжних продуктів $q = 2000$, для сортування (просіювання) борошна $q = 500$); R , l — відповідно радіус і довжина сита, м.

Кутова швидкість, $\text{рад}/\text{с}$,

$$\omega = \sqrt{\frac{gK}{R}}, \quad (1.129)$$

де $K = 8,0 \dots 10,0$ — коефіцієнт кінематичного режиму; R — радіус сита, м; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$.

Із формули (1.128) визначають радіус сита, м,

$$R = \sqrt{\frac{Q}{\pi k q}}, \quad (1.130)$$

де k — відношення довжини сита до його радіуса (з конструктивних міркувань беруть $k = 0,8 \dots 1,2$).

Довжина сита, м,

$$l = kR.$$

Висота камери $H = 1,2R$ м, а діаметр ротора $d = 2R - 0,12$ м.

Потужність для приведення ротора в дію, кВт,

$$N = N_1 + N_2, \quad (1.131)$$

де N_1 — потужність, яка витрачається на надання продукту кінетичної енергії, кВт:

$$N_1 = k_v \frac{Q v_k^2}{3,6 \cdot 10^6}, \quad (1.132)$$

де v_k — колова швидкість лопатей ротора, м/с; $k_v = 0,3 \dots 0,5$ — емпіричний коефіцієнт;

N_2 — потужність на подолання сил тертя продукту об сито, кВт:

$$N_2 = 2,5 \cdot 10^{-6} \omega^3 R^3 l h \rho f, \quad (1.133)$$

де $h = 0,01R$ — висота шару продукту в ситі, м; $f = 0,17$ — коефіцієнт тертя — ковзання; $\rho = 760 \dots 830$ — насипна щільність продукту, кг/м³.

1.6.3. Роторні ситові просіювачі

Роторні ситові просіювачі застосовують для просіювання борошна в жорнових млинах, мініпекарнях і макаронних цехах. Вони бувають з горизонтальною і вертикальною віссю обертання робочого сита, з механічним і пневматичним завантаженням і вивантаженням борошна. Функціональну схему роторного просіювача з вертикальною віссю обертання зображено на рис. 1.34.

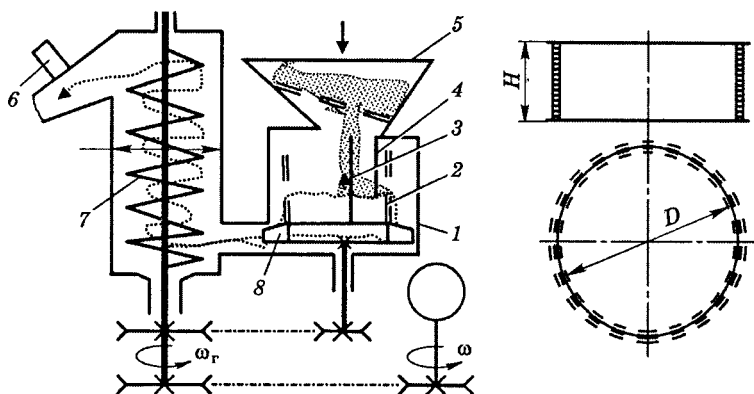


Рис. 1.34. Функціональна схема роторного просіювача:

1 — корпус; 2 — сито; 3 — активатор; 4 — чистик; 5 — бункер; 6 — магнітний уловлювач; 7 — гвинтовий конвеєр; 8 — лопатка

Продуктивність просіювача, кг/год,

$$Q = qS, \quad (1.134)$$

де $q = 8000 \dots 15\,000$ — питоме навантаження на сито, кг/(м²·год)

(менші значення беруть для просіювача млина, більші — для міні-пекарні та макаронного цеху); S — площа сита, м².

$$S = \pi DH, \quad (1.135)$$

де D, H — відповідно діаметр і висота сита.

Відношення $D/H = k$ становить $k = 1, 2, \dots, 1, 6$.

Тоді площу сита визначатимуть за формулою

$$S = \pi D^2 / k. \quad (1.136)$$

Після підстановки виразу (1.136) у (1.134) матимемо формулу для розрахунку діаметра сита залежно від продуктивності просіювача, м,

$$D = \sqrt{\frac{kQ}{\pi q}}. \quad (1.137)$$

Кутова швидкість сита, рад/с,

$$\omega = \sqrt{\frac{2Kg}{D}}, \quad (1.138)$$

де $K = 60 \dots 90$ — коефіцієнт кінематичного режиму.

Конструктивно задають розміри вивантажувального гвинтового конвеєра: діаметр кожуха гвинта $D_k = 0,10 \dots 0,15$ м; діаметр вала гвинта $d = (0,2 \dots 0,3)D_k$; крок гвинта $t = (0,8 \dots 1,2)D_k$.

Кутову швидкість гвинта визначають за умови погодження продуктивності сита з продуктивністю вивантажувального конвеєра:

$$\omega_r = Q / [450(D_k^2 - d^2)t\rho k_v k_k], \quad (1.139)$$

де $k_v = 0,4$ — коефіцієнт, який урахує зменшення швидкості руху продукту; $k_k = 0,5 \dots 0,6$ — коефіцієнт заповнення гвинтового конвеєра.

Потужність для приведення сита в дію, кВт,

$$N = N_0 Q, \quad (1.140)$$

де $N_0 = (0,15 \dots 0,25)10^{-3}$ — питомі витрати енергії, кВт·год/кг.

Потужність для приведення в дію гвинтового конвеєра, кВт,

$$N_r = k_N Q g l / 1000, \quad (1.141)$$

де $k_N = 5 \dots 6$ — емпіричний коефіцієнт; l — довжина гвинтового конвеєра, м.

1.7. Тістомісильні машини

У хлібопекарній та кондитерській промисловості широко застосовують *тістомісильні машини з підкатними діжами* (рис. 1.35). За конструктивними параметрами ці машини поділяють на машини з формою діжі у вигляді зрізаного конуса і похилою віссю місильної лопаті та її поступальним і коловим рухом (рис. 1.35, а) і машини з циліндричною діжею і вертикальною віссю обертання (рис. 1.35, б).

Продуктивність тістомісильних машин, кг/год,

$$Q = Q_x K_{TO} \frac{100 + y}{100}, \quad (1.142)$$

де Q_x — продуктивність печі по гарячому хлібу, кг/год; $K_{TO} = 1,2 \dots 1,3$ — коефіцієнт, що враховує зупинення машини на технічне обслуговування; $y = 29 \dots 40$ — коефіцієнт випікання хліба, %.

Потрібна місткість діжі машини періодичної дії, м³,

$$V = \frac{Q(\tau + \tau_d)}{60\rho K_3}, \quad (1.143)$$

де $\tau = 4 \dots 6$ — тривалість замісу, хв; $\tau_d = 2 \dots 4$ — тривалість допоміжних операцій, хв; $\rho = 1160 \dots 1180$ — густина тіста, кг/м³; $K_3 = 0,5 \dots 0,7$ — коефіцієнт заповнення діжі.

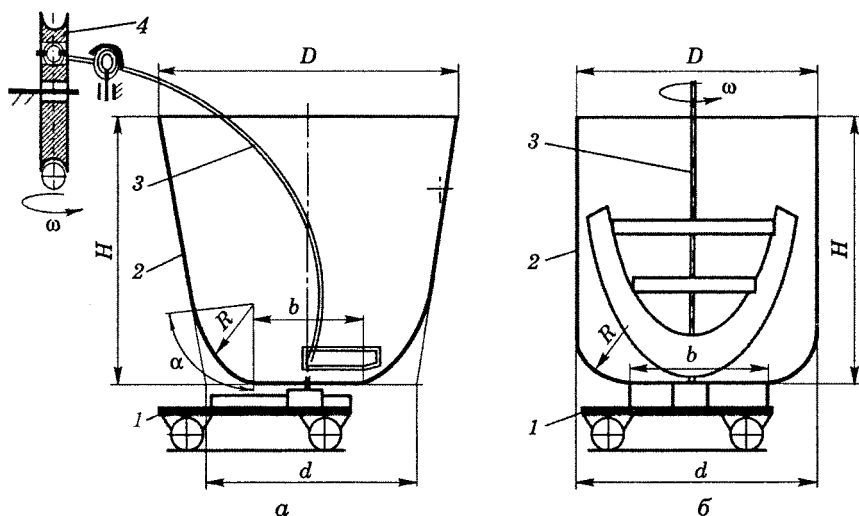


Рис. 1.35. Тістомісильні машини з підкатними діжами:

1 — візок; 2 — діжа; 3 — місильний орган; 4 — привід

З іншого боку, потрібну місткість діжі визначають залежно від конструкції діжі. Так, для діжі з конічною поверхнею робочої частини (рис. 1.35, а), м³,

$$V \approx 0,16\pi H(D + d + 0,5dD) - 0,25\pi bR^2, \quad (1.144)$$

де H — висота діжі, м; D, d — діаметри діжі, м.

Конструктивно вибирають: $H/D = k_H = 1,35$; $D/d = k_d = 1,25$; $d = b + 0,75R$; $R = 0,10 \dots 0,13$ м.

Прирівнявши вирази (1.143) і (1.144), отримаємо рівняння для розрахунку діаметра діжі:

$$\frac{Q(\tau + \tau_d)}{60\rho K_3} = 0,16\pi D^2[(1 + 1/k_d(1 + 0,5D)) - 0,25\pi(d/k_d - 0,075R)R^2]. \quad (1.145)$$

Для циліндричної діжі (рис. 1.35, б):

$$V = \pi D^2 H / 4, \text{ м}^3. \quad (1.146)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q(\tau + \tau_3)}{15\pi k_H \rho K_3}}, \text{ м}. \quad (1.147)$$

Довжину місильного важеля і розміри лопаті тістомісильної машини (див. рис. 1.35, а) у першому наближенні визначають плануванням положень з урахуванням умов

$$h \leq 0,5R; \quad 2 \leq \Delta \leq 15, \quad (1.148)$$

де h — максимальне переміщення центра лопаті від геометричної осі діжі, мм; Δ — допустимі межі зміни зазору між робочою поверхнею діжі і лопаті, мм.

Потужність N , кВт, що витрачається на приведення в рух тістомісильної машини з підкатною діжею, у першому наближенні визначають за формулою

$$N = K_{\Pi} A (10^3 K_3 V)^{0,16}, \quad (1.149)$$

де K_{Π} — коефіцієнт, який ураховує витрати потужності на приведення діжі в дію (для машини з приводом $K_{\Pi} = 1,3$, без приводу $K_{\Pi} = 1$); A — емпіричний коефіцієнт (для машини з прутковими місильними органами $A = 0,85$, з плоскими — $A = 1,25$); $K_3 = 0,7$ — коефіцієнт заповнення діжі; V — місткість діжі, м³.

1.8. Тістоділильні машини

У пекарнях широко застосовують *тістоділильні машини* з поршневим нагнітачем (рис. 1.36, а), валковим нагнітачем без ділильної головки (1.36, б) і гвинтовим нагнітачем з ділильною головою (рис. 1.36, в).

Продуктивність тістоділильних машин Q , кг/год, визначають з умови забезпечення завантаження печі:

$$Q = \frac{60mK_{\text{ТО}}}{\tau_{\text{в}}}, \quad (1.150)$$

де m — вміст печі за заготовками, шт.; $K_{\text{ТО}} = 1,15 \dots 1,20$ — коефіцієнт, що враховує зупинення машини на технічне обслуговування; $\tau_{\text{в}} = 40 \dots 60$ — тривалість випікання, хв.

Продуктивність тістоділильних машин з гвинтовим нагнітачем і зовнішнім відділенням шматків тіста, кг/год,

$$Q = 15z\pi(D^2 - d^2)t\rho nK, \quad (1.151)$$

де z — кількість нагнітальних гвинтів; D — зовнішній діаметр гвинта, м; d — діаметр вала гвинта, м; t — крок гвинта, м; ρ — густина

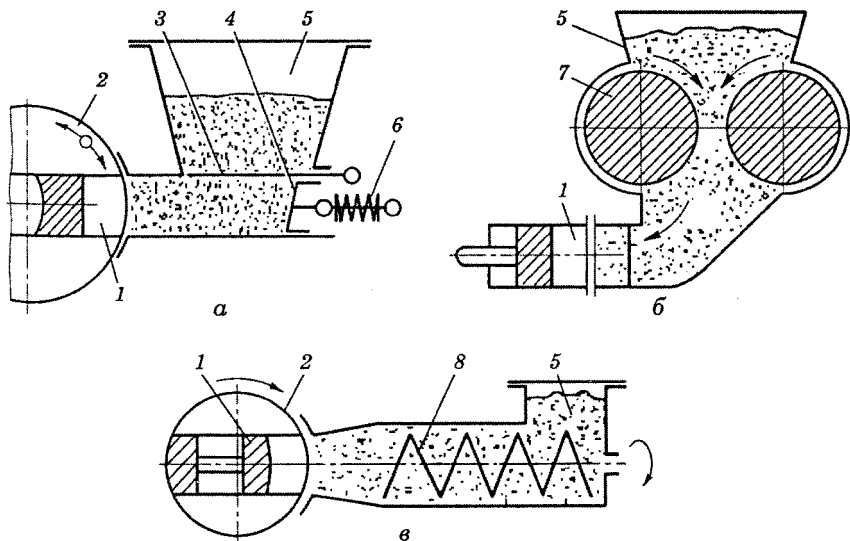


Рис. 1.36. Схеми тістоділильних машин:

1 — мірна камера; 2 — ділильна головка; 3 — заслінка; 4 — поршневий нагнітач; 5 — бункер; 6 — стабілізатор тиску; 7 — вальцовий нагнітач; 8 — гвинт

тіста, кг/м^3 ; n — частота обертання гвинта, хв^{-1} ; K — коефіцієнт об'ємної подачі тіста.

Коефіцієнт K залежить від конструктивних параметрів гвинта і фізико-механічних властивостей тіста: для одnogвинтових машин $K = 0,25 \dots 0,30$; для двогвинтових — $K = 0,40 \dots 0,45$.

Продуктивність тістоділильної машини Q , кг/год , в якій тісто поділяється мірними камерами, незалежно від способу нагнітання тіста визначається кількістю циклів роботи ділильної головки за хвилину, об'ємом мірної камери і розраховується за формулою

$$Q = z_k n m, \quad (1.152)$$

де z_k — кількість мірних камер у ділильній головці; n — кількість циклів роботи ділильної головки за хвилину; m — маса шматка тіста, кг .

1.9. Округлювачі тістових заготовок

При виготовленні деяких видів хлібобулочних виробів тістові заготовки обробляють **округлювальні машини** (рис. 1.37, а – е). Округлення здійснюється між двома робочими поверхнями машини — рухомою і нерухою або обома рухомими поверхнями. Поверхню, яка забезпечує переміщення заготовки, називають *несівною*, а поверхню, що надає їй відповідної форми, — *формуваальною*. Найчастіше застосовують машини з кінцевою несівною поверхнею (рис. 1.37, а).

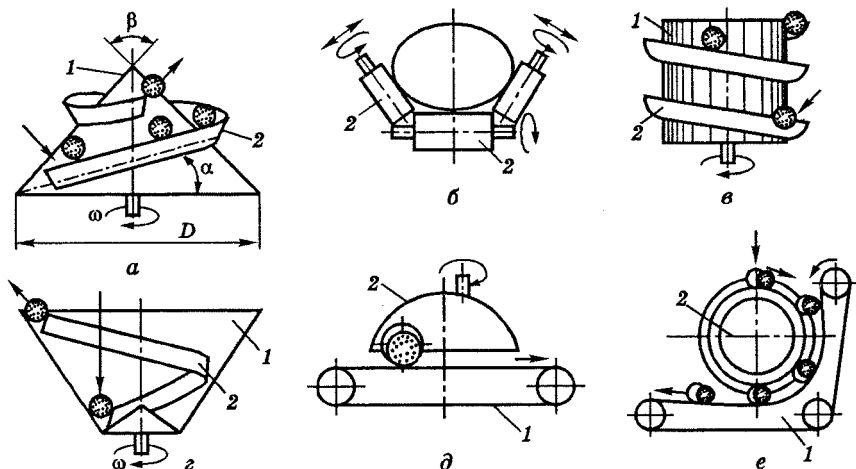


Рис. 1.37. Схеми машин для округлення тістових заготовок:

1 — несівна поверхня; 2 — формувальна поверхня

Продуктивність округлювальної машин з конічною несівною поверхнею, шт./год,

$$Q = 900 \frac{K_T K_v D \omega}{d}, \quad (1.153)$$

де $K_T = 0,80 \dots 0,85$ — коефіцієнт, який урахує відхилення в розмірах шматків тіста, що потрапляють в округлювач; $K_v = 0,5 \dots 0,6$ — коефіцієнт, що враховує зменшення швидкості шматків тіста за рахунок ковзання (буксування); D — діаметр основи несівної поверхні, м; ω — кутова швидкість несівного органа, рад/с; d — діаметр округленого шматка тіста, який визначають за умови, що він має форму кулі, м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{6m}{\pi\rho}}, \quad (1.154)$$

де m — маса шматка тіста, кг; ρ — густина тіста, кг/м³.

Кутову швидкість несівної поверхні ω , рад/с, визначають за умови утримання від сповзання заготовки тіста вниз:

$$\omega = K_3 \sqrt{\frac{2g \sin \alpha}{fD}}, \quad (1.155)$$

де $K_3 = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт збільшення швидкості; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с²; $\alpha = 40 \dots 45^\circ$ — кут гвинтової лінії, град; $f = 0,57$ — зведений коефіцієнт тертя тіста по несівній поверхні.

При заданих продуктивності округлювача і масі заготовки з формул (1.153) і (1.154) визначають діаметри d і D . Кут β при вершині конуса беруть таким, що дорівнює $\beta = 25 \dots 30^\circ$, крок гвинтової спіралі формувальної поверхні становить $0,75D$.

Потужність N , кВт, для приведення в дію несівної поверхні витрачається на надання заготовці кінетичної енергії, піднімання заготовки, деформацію її та на інші витрати. У першому наближенні її розраховують за формулою

$$N = \frac{mQ\omega^2 D^2}{5,76 \cdot 10^6} \left(1,1 + \psi k_v + \frac{24g}{\omega^2 D} \right) k, \quad (1.156)$$

де $\psi = 7 \dots 10$ — безрозмірний коефіцієнт, який враховує витрати енергії на пластичні деформації заготовки; k_v — відношення середнього діаметра несівної поверхні до діаметра шматка тіста; $k_v = (0,25 \dots 0,35) D/d$.

1.10. Преси для віджимання олії

Пресування — основна технологічна операція добування олії механічним способом. Сучасні олійниці сільськогосподарського призначення обладнані закритими *гідравлічними* (рис. 1.38) і

гвинтовими (рис. 1.39) *пресами*. Гідравлічні преси застосовують у технологічних лініях періодичної дії, а гвинтові — в потокових лініях безперервної дії. Технічний рівень пресів визначають залишком олії в макусі (шроті), продуктивністю та надійністю роботи. Досконалішими є гвинтові преси, в яких олія віджимається в тонкому шарі робочої маси (м'язги) по ходу її руху від завантажувального патрубку до вихідної щілини преса.

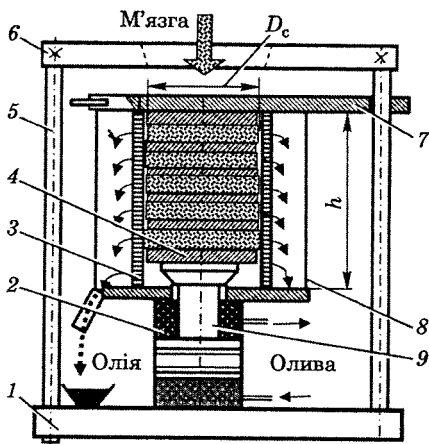


Рис. 1.38. Функціональна схема гідравлічного преса:

1 — нижня плита; 2 — гідроциліндр; 3 — зерний циліндр; 4 — диск; 5 — колона; 6 — верхня плита; 7 — поворотна плита; 8 — кожух; 9 — шток

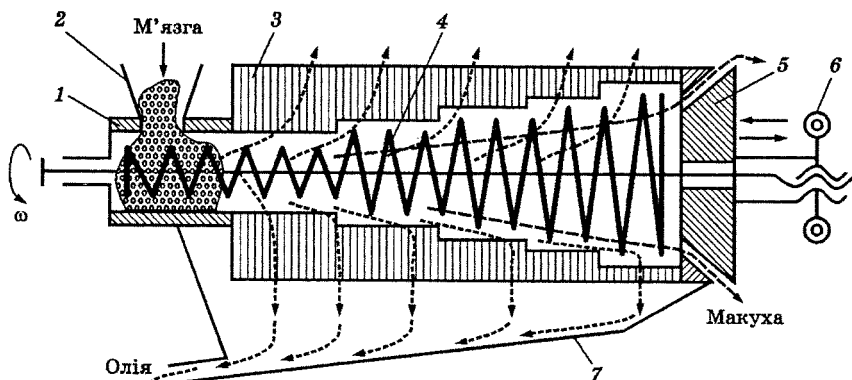


Рис. 1.39. Функціональна схема гвинтового преса:

1 — корпус; 2 — завантажувальний патрубок; 3 — зерний циліндр; 4 — гвинт; 5 — конус; 6 — механізм регулювання; 7 — піддон

1.10.1. Гідравлічний прес

Продуктивність преса, кг/год,

$$Q = 60 \frac{m_m}{\tau_{\Pi}} \frac{100 - Л_2}{100 - Л_1}, \quad (1.157)$$

де m_m — маса м'язги, яка поміщається в корзині (ступі) преса, кг (при ручному завантаженні $m_m = 22...30$); τ_{Π} — тривалість повного циклу роботи преса:

$$\tau_{\Pi} = \tau_3 + \tau_{\Pi} + \tau_B, \quad (1.158)$$

$\tau_{\Pi}, \tau_{\Pi}, \tau_B$ — тривалість відповідно завантаження, пресування і вивантаження ступи преса, хв ($\tau_{\Pi} = 7...10$, $\tau_3 = \tau_B = 2$, $\tau_{\Pi} = 1...4$); $Л_1 = 28...32$, $Л_2 = 3...13$ — вміст лушпиння відповідно в насінні і м'яззі, %.

Робочий діаметр ступи D_c (рис. 1.38) беруть таким, що дорівнює діаметру круга макухи, тобто $D_c = 0,45$ м.

Робочу h_p , м, і загальну h , м, висоту ступи визначають за формулами

$$h_p = \frac{4m_m}{\rho \pi D_c^2}; \quad (1.159)$$

$$h = h_p + z\delta + 0,01, \quad (1.160)$$

де $\rho = 450$ — густина м'язги, кг/м³; z, δ — відповідно кількість і товщина розподільних дисків ступи ($z = 4$ шт., $\delta = 0,006$ м).

Хід штока робочого циліндра, м,

$$\Delta h = h_p \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}, \quad (1.161)$$

де $\varepsilon = 1,5$ — ступінь стиску м'язги.

Діаметр робочого гідроциліндра, м,

$$D_p = \sqrt{\frac{p}{p_n}}, \quad (1.162)$$

де $p = 3,5... 4,5$, $p_n = 20...30$ — номінальний тиск пресування відповідно в ступі і гідросистемі преса, МПа.

Потрібна потужність гідронасоса преса, кВт,

$$N = \frac{1000 \pi D_c^2 p \Delta h}{240 \tau_{\Pi} \eta}, \quad (1.163)$$

де $\eta = 0,75$ — коефіцієнт корисної дії гідроприводу.

1.10.2. Гвинтовий прес

Продуктивність преса, кг/год,

$$Q = 600V_j\rho_j\omega K_s K_V (1 - K_b) K_y K_p, \quad j = 1, 2, \dots, n, \quad (1.164)$$

де V_j — теоретичний об'єм м'язги на довжині j -го витка гвинта, м³;

ρ_j — густина м'язги в зоні j -го витка гвинта, кг/м³:

$$\rho_j = \rho_{\text{ж}} \varepsilon_j, \quad (1.165)$$

де $\rho_{\text{ж}} = 450$ — густина м'язги в зоні живлення, кг/м³; ε_j — ступінь стиску м'язги в робочому об'ємі j -го витка гвинта:

$$\varepsilon_j = (1 + j)^{1,45}; \quad (1.166)$$

ω — кутова швидкість гвинтового вала, рад/с; $K_s = 2$ — коефіцієнт ущільнення м'язги; $K_V = 0,86$ — коефіцієнт використання міжвиткового об'єму живильного витка; $K_b = 0,64$ — коефіцієнт, який ураховує зворотний рух м'язги вздовж осі гвинта; K_y — коефіцієнт, що враховує вид олійної культури (для насіння соняшнику $K_y = 1$, льону — $K_y = 0,5$); K_p — коефіцієнт, що враховує режим роботи преса (для одноступеневого пресування $K_p = 1$).

Із формули (1.164) визначають теоретичний об'єм м'язги, м³,

$$V_j = Q / (600\rho_j\omega K_s K_V (1 - K_b) K_y K_p). \quad (1.167)$$

З іншого боку, об'єм V_j визначають за формулою

$$V_j = (\pi/4) (D_j^2 - d_j^2) [L_j - (b_1 + b_2)/2 \cos \alpha_j], \quad (1.168)$$

де D_j — внутрішній діаметр зерного циліндра на ділянці j (рис. 1.40), м; d_j — діаметр маточини j -го витка гвинта, м; L_j — довжина j -го витка, м; b_1, b_2 — товщина витка в нормальному перерізі відповідно по зовнішньому і внутрішньому діаметрах гвинта, м; $i = 1, 2$ — кількість заходів гвинта; α_j — кут гвинтової лінії по середньому діаметру, град:

$$\alpha_j = \arctg \frac{D_j - d_j}{t_j}, \quad (1.169)$$

t_j — крок витка, м.

Конструктивно вибирають: $b_1 = 0,0015$ м; $b_2 = 0,0010$ м; $L_j = 1,08D_j$; $\alpha_j = 56 \dots 64^\circ$; $i = 1$; $d_j = D_j - 0,025$ м.

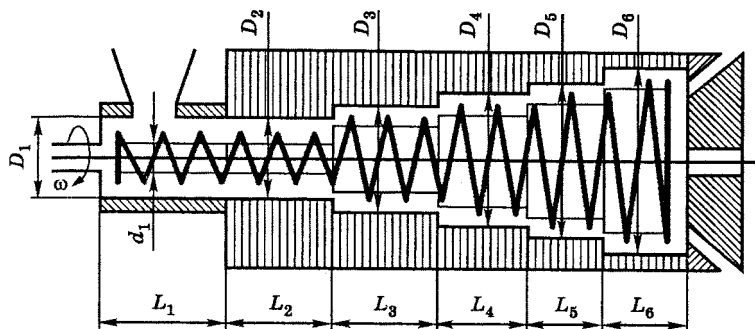


Рис. 1.40. Розрахункова схема гвинтового преса

Кутова швидкість гвинта становить $\omega = 0,9 \dots 1,9$ рад/с, причому мінімальне значення беруть для пресів з одноступеневим віджиманням, максимальне — для форпресів.

Прирівнявши праві частини виразів (1.167) і (1.168), з урахуванням наведених вище конструктивних співвідношень, отримаємо рівняння, з якого визначають діаметри D_j ділянок зєрного циліндра:

$$\begin{aligned} & Q/600\rho_j\omega K_s K_V (1 - K_b) K_Y K_p = \\ & = (\pi/4) [D_j^2 - (D_j - 0,025)^2] [1,08 D_j - (ib_1 + b_2)/2 \cos \alpha_j]. \end{aligned} \quad (1.170)$$

Тиск м'язги в міжвитковому просторі j -го витка гвинта, Па,

$$p_j = 2,52 \alpha \varepsilon_j^{5,5} e^{0,022B}, \quad (1.171)$$

де $\alpha = 0,006$ — емпіричний коефіцієнт; $B = 4 \dots 5$ — вологість м'язги, %.

Потужність, потрібна для приведення гвинтового вала в рух, кВт,

$$N = N_0 Q, \quad (1.172)$$

де $N_0 = 0,045 \dots 0,055$ — питомі витрати енергії на пресування олії в одноступінчастих гвинтових пресах, кВт·год/кг.

Запитання для самоперевірки

1. Порівняння яких властивостей компонентів зернової суміші використовують для розділення на ситах? 2. В яких сепараторах використовують довжину зернівок для розділення на фракції? 3. В яких сепараторах використовують насипну щільність зерна для розділення на фракції? 4. Від яких геометричних параметрів залежить продуктивність ситового сепаратора? 5. Яка фізична суть показника кінема-

тичного режиму коливань плоских сит сепаратора зерна? 6. Як впливає на зерно висхідний повітряний потік у пневмовібраційній каменевідбірній машині? 7. Як впливає товщина шару зерна на ефективність виділення феродомішки і продуктивність магнітного сепаратора? 8. Для чого застосовують оббивальні машини? 9. Від яких умов залежить частота обертання ротора оббивальної машини? 10. Від яких геометричних параметрів робочих органів залежить продуктивність оббивальної машини? 11. В яких механізованих процесах застосовують лушильні машини? 12. За якими основними показниками класифікують лушильні машини? 13. Який тип лушильних машин застосовують для лушення гречки і проса? 14. В яких машинах лушать зерно пшениці і ячменю? 15. Від яких геометричних параметрів залежить продуктивність лушильного посаду? 16. Від яких геометричних параметрів залежить продуктивність вальцедекового верстата? 17. Для чого виконують гідротермічну обробку зерна? 18. Яке обладнання застосовують для холодного кондиціонування зерна? 19. Від яких параметрів залежить продуктивність пропарювача зерна? 20. Яке обладнання застосовують для волого-теплової обробки м'ятки? 21. Які бувають подрібнювачі зерна? 22. Які подрібнювачі застосовують для розмелювання зерна на сортове борошно? 23. Які подрібнювачі застосовують для розмелювання зерна на оббивне борошно? 24. Від яких геометричних параметрів залежить продуктивність подрібнювача зерна жорнового посаду? 25. Від яких геометричних параметрів залежить продуктивність вальцевого верстата? 26. Які функції виконують борізки на робочих поверхнях дисків жорнового посаду? 27. Які функції виконують рифлі на робочих поверхнях вальців вальцевого верстата? 28. Від яких параметрів залежить продуктивність тістомісильної машини? 29. Які параметри впливають на продуктивність гідравлічного преса? 30. Від яких параметрів залежить продуктивність гвинтового преса?

2. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ

2.1. Особливості роботи машин та обладнання

Залежно від виду продукції та кінцевої мети її переробки овочепереробні виробництва мають свою специфіку з відповідними технологіями, машинами та обладнанням.

При підготовці та переробці плодів і овочів здійснюють їх сортування, миття, подрібнення, змішування, фаршування та інші окремі операції технологічних процесів. Усі ці операції часто виконують уручну, проте інколи їх поєднують з машинними, які різною мірою механізовані та автоматизовані. Крім основного обладнання застосовують також допоміжне, забезпечуючи таким чином виконання технологічних процесів, санітарно-гігієнічних вимог тощо.

За цільовим призначенням технологічне обладнання, яке використовують в овочепереробних виробництвах, можна об'єднати у дві групи (рис. 2.1):

- ♦ обладнання для переробки продукції;
- ♦ обладнання для переміщення, фасування, герметизації, укладання і оформлення готової продукції.

У свою чергу, обладнання, яке належить до першої групи, поділяють на машини для механічної та теплової обробки плодоовочевої продукції.

2.2. Машини для інспектування, сортування та калібрування плодоовочевої продукції

Інспектувальні та сортувальні конвеєри за конструкцією практично не відрізняються від звичайних стрічкових і роликкових. Для споліскування овочів і фруктів інспектувальні конвеєри обладнані душовим пристроєм. Широко застосовують також флотаційні сортувальні пристрої. Калібрування здійснюють на спеціальних калібрувальних машинах: вібраційних, стрічкових, барабанних, дискових, вальцюво-стрічкових, гвинтових, вагових і тросових.



Рис. 2.1. Класифікація технологічного обладнання для переробки плодовоовочевої продукції

2.2.1. Інспектувальні конвеєри

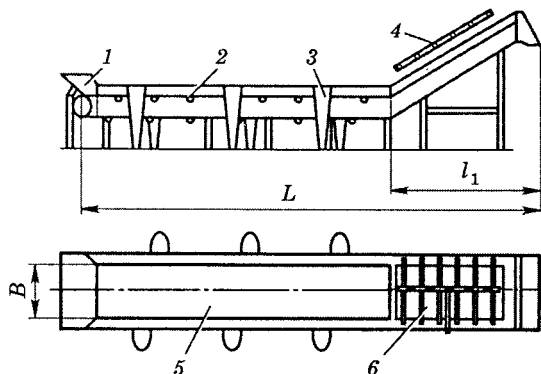
Розрахунок інспектувального конвеєра (стрічкового і роликowego) зводиться до визначення його довжини (рис. 2.2). При двобічному обслуговуванні довжину конвеєра L , м, розраховують за формулою

$$L = \left(\frac{Qa}{2kq} \right) + l_1 + l_2, \quad (2.1)$$

де Q — продуктивність конвеєра, т/год; $a = 1, 2$ — ширина робочого місця, м; $k = 0,7 \dots 0,8$ — коефіцієнт, що враховує заповнення стрічки продуктом; $q = 1,15 \dots 1,25$ — норма виробітку на одного працівника, т/год; $l_1 = 1,2 \dots 1,5$ — довжина душі, розміщеного в кінці конвеєра, м; $l_2 = 0,2 \dots 0,5$ — частина конвеєра, яку використовують не за призначенням, м.

Рис. 2.2. Стрічковий інспектувальний конвеєр з сітчастим елеватором:

1 — приймальний лотік; 2 — опорні ролики; 3 — збірники для некондиційного продукту; 4 — душовий пристрій; 5 — прогумована стрічка; 6 — похилий сітчастий конвеєр



Продуктивність конвеєра Q , т/год, розраховують залежно від допустимої лінійної швидкості переміщення продукту і навантаження на 1 м^2 його площі:

$$Q = 3,6vBq_0, \quad (2.2)$$

де $v = 0,10 \dots 0,12$ — швидкість переміщення продукту, м/с; $B = 0,6 \dots 0,9$ — ширина конвеєра, м; $q_0 = 16 \dots 18$ — питоме навантаження на 1 м^2 площі конвеєра, кг/м².

2.2.2. Машини для сортування та калібрування плодів і овочів

Найпоширенішими є флотаційні сортувальні пристрої для розділення сировини залежно від її питомої ваги. Сировина розділяється на дві фракції: одна спливає на поверхню, а інша — тоне.

Для сортування плодоовочевої продукції застосовують також стрічкові та роликові конвеєри, будова яких майже не відрізняється від будови інспектувальних конвеєрів.

Крім сортування за якісними показниками плодоовочеву сировину за потреби ще калібрують за геометричними параметрами. Калібрувальні машини поділяють на три основні групи: барабанні; конвеєрні; дискові. Загальним для всіх типів калібрувальних машин є примусове переміщення продукту до отворів або щілин різних розмірів. У тому місці, де розмір отвору більший за розмір продукту, цей продукт випадає в попередньо підготовлену тару.

Тросова калібрувальна машина (рис. 2.3) належить до машин конвеєрного типу. Вона має таку будову та принцип роботи. Два троси, які поступово розходяться, несуть на собі продукт. Чим

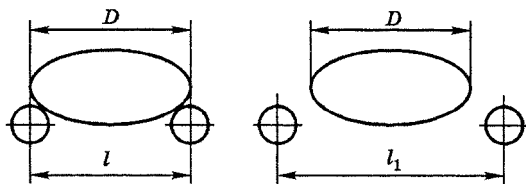


Рис. 2.3. Схема роботи тросової калібрувальної машини

кості та лінійної швидкості залежить продуктивність тросової калібрувальної машини, кг/год,

$$Q_T = 3600 \frac{v}{D} K_B m z, \quad (2.3)$$

де v — лінійна швидкість переміщення троса, м/с; D — середній розмір продукту, м; $K_B = 0,60 \dots 0,65$ — коефіцієнт використання продуктивності конвеєра; m — середня маса плоду, кг; z — кількість пар тросів.

2.3. Машина для миття плодовоовочевої продукції

Залежно від механічних властивостей плодів та овочів мийні машини поділяють на дві категорії: з м'яким та жорстким режимами миття.

До першої групи належать машини для миття томатів, перцю, абрикос, вишень, слив та інших овочів і фруктів з м'якою структурою. Принцип дії цих машин полягає у відмочуванні та перемішуванні продукту і промиванні його на кінцевому етапі чистою проточною водою.

Друга група охоплює мийні машини для миття огірків, баклажанів, кабачків, моркви та інших коренеплодів.

2.3.1. Гвинтові мийні машини

Гвинтові мийні машини (рис. 2.4) універсальні, потребують небагато площі для їх установлення і виконують одночасно дві операції: миття продукту і його транспортування до місця наступної операції.

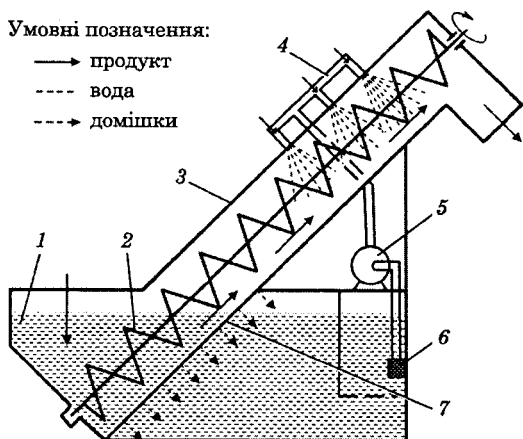
Основними чинниками, які впливають на якість миття, є тривалість перебування продукту в машині, частота обертання гвинта, діаметр і крок гвинта та коефіцієнт заповнення (рис. 2.5).

Рис. 2.4. Технологічна схема гвинтової мийної машини:

1 — завантажувальна ванна;
2 — гвинт; 3 — жолоб мийки;
4 — душовий пристрій; 5 — насос;
6 — фільтр; 7 — решітка

Умовні позначення:

→ продукт
--- вода
--- домішки



Діаметр гвинта мийної машини, м,

$$D = \sqrt[2.5]{\frac{Q}{270\pi\rho K K_0 \operatorname{tg} \alpha \sqrt{\frac{2g \cos \psi (1 - f \operatorname{tg} \psi)}{f \sin \alpha}}}}, \quad (2.4)$$

де Q — продуктивність мийної машини, кг/год; ρ — щільність коренеплодів, кг/м³; $K = 0,35$ — коефіцієнт заповнення гвинта мийної машини; $K_0 = 0,44$ — коефіцієнт, що враховує зменшення площі поперечного перерізу продукту внаслідок нахилу гвинта мийної машини до горизонту; α — кут підйому гвинтової лінії по зовнішній кромці гвинта, град; $\alpha = 90^\circ - (\beta + \lambda)$; $\beta = 30$ — кут, утворений гвинтовою лінією і горизонтом, град; $\lambda = 45$ — кут нахилу мийної машини до горизонту, град; $f_0 = 0,54$ — коефіцієнт тертя зовнішньої поверхні продукту по металу; ψ — кут, утворений вертикальною віссю і зовнішньою кромкою стрічки гвинта, град; $\psi = 90^\circ - \beta = 90^\circ - 30^\circ = 60^\circ$.

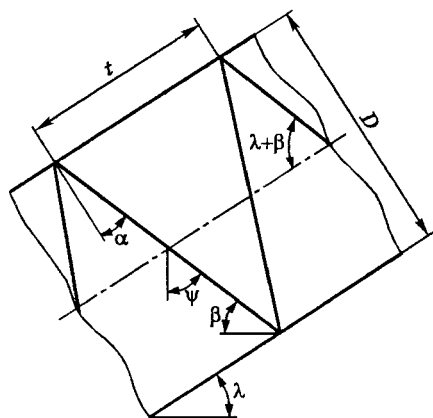


Рис. 2.5. Розрахункова схема гвинтової мийної машини

Крок гвинта мийної машини, м,

$$t = \pi D \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.5)$$

Частота обертання гвинта мийної машини, хв^{-1} ,

$$n = \frac{18}{\pi} \sqrt{\frac{2g \cos \psi (1 - f_0 \operatorname{tg} \psi)}{f_0 D \sin \alpha}}. \quad (2.6)$$

Довжина гвинта мийної машини, м,

$$L = t n \tau, \quad (2.7)$$

де $\tau = 20 \dots 60$ — тривалість перебування продукту в жолобі мийної машини, с.

Корисний об'єм завантажувальної ванни, м^3 ,

$$V = \frac{Q \tau_1}{60 \rho}, \quad (2.8)$$

де $\tau_1 = 1$ — тривалість перебування продукту в завантажувальній ванні, хв.

2.3.2. Барабанна мийна машина

Барабанна мийна машина (рис. 2.6) належить до групи машин з жорстким режимом роботи. Вона складається з рами, двох барабанів, двох корит, завантажувального і випускного лотоків, електродвигуна і передавального механізму. В коритах, які мають овальну форму і нахил по довжині в бік завантажувального лотка, розміщені мийні барабани, що складаються із сталевих планок. Біля вихідного отвору кожного барабана закріплено по одному черпаку (ковшу), призначеному для піднімання і видалення з них продукту.

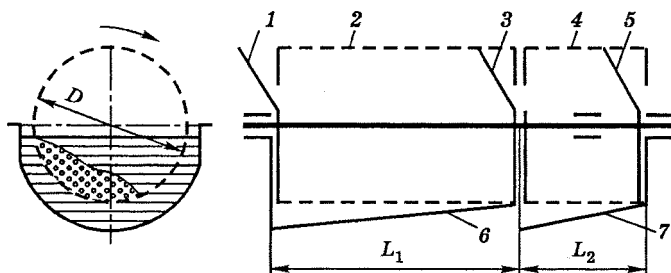


Рис. 2.6. Схема барабанної мийної машини:

1 — завантажувальний лотік; 2, 4 — мийні барабани; 3, 5 — перекидні ковші першої та другої секцій; 6, 7 — корита першої та другої секцій

Діаметр мийного барабана, м,

$$D = \sqrt{\frac{Q}{900\rho\pi K_3 v}}, \quad (2.9)$$

де Q — продуктивність мийної машина, кг/год; ρ — щільність продукту, кг/м³; $K_3 = 0,30...0,35$ — коефіцієнт заповнення мийного барабана; $v = 0,008...0,012$ — дійсна швидкість у напрямку осі переміщення продукту, м/с.

Довжина мийних барабанів, м,

$$L = \frac{Q\tau}{15\pi D^2 \rho K_3}, \quad (2.10)$$

де $\tau = 1...2$ — тривалість перебування продукту в мийній машині, хв.

Довжину першого L_1 , м, та другого L_2 , м, барабанів визначають за формулами

$$L_1 = \frac{2}{3}L; \quad (2.11)$$

$$L_2 = \frac{1}{3}L. \quad (2.12)$$

Процес миття відбуватиметься за умови відриву продукту від внутрішньої поверхні барабана, тобто коли відцентрова сила, що діє на продукт, буде меншою за гравітаційну силу $P_j < mg$, або

$$\frac{m\omega^2 D}{2} < mg.$$

За цієї умови визначаємо частоту обертання мийного барабана, хв⁻¹,

$$n = Kn_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g}{D}}, \quad (2.13)$$

де $n_{кр}$ — критична частота обертання мийного барабана, хв⁻¹; $K = 0,50...0,85$ — коефіцієнт залежності.

Об'єм перекидних ковшів, м³,

$$V = \frac{Q}{60nK\rho}, \quad (2.14)$$

де $K = 0,70...0,85$ — коефіцієнт заповнення ковшів.

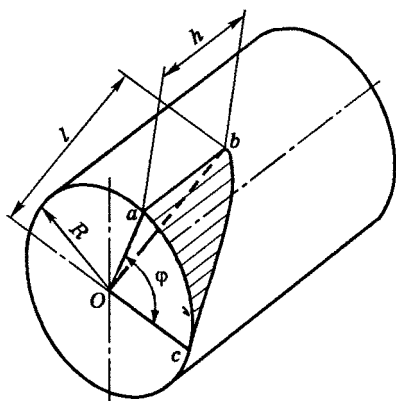


Рис. 2.7. Схема для визначення розмірів перекидного ковша

Розв'язавши наведені рівняння відносно h , отримаємо

$$h = \frac{k_b Q}{10nR^2 K \rho \phi}, \quad (2.16)$$

де $\phi = 1$ — центральний кут, рад.

Довжина робочої поверхні (лопаті) перекидного ковша, м,

$$l = \sqrt{R^2 + h^2}. \quad (2.17)$$

Щоб запобігти заклинюванню продукту, кут α , утворений поверхнею лопаті ковша і стінкою барабана, має дорівнювати або бути більшим за 60° . За цієї умови матимемо

$$\alpha = \arctg \frac{R}{h} \geq 60^\circ. \quad (2.18)$$

Якщо умова (2.18) не виконана, то збільшують центральний кут ϕ ковша на $0,2$ рад і повторюють розрахунки.

2.3.3. Відцентрова мийна машина

Відцентрова мийна машина (рис. 2.8) також належить до групи машин з жорстким режимом роботи. Вона складається з циліндра і двох мийних дисків: великого і малого. До великого диска прикріплено лопатки, завдяки яким продукт обертається разом із диском. Під час обертання продукт поливається водою із розпилю-

Перекидний ківш (рис. 2.7) виготовляють у вигляді циліндричного корита, місткість якого утворюється основою aOc , циліндричною поверхнею abc , лопаттю bOc і боковою поверхнею, що має форму трикутника Oab , і дорівнює

$$V = \frac{\phi R^2 h}{6k_b}, \quad (2.15)$$

де R — радіус барабана мийної машини, м; h — висота циліндричної поверхні, м; $k_b = 0,4$ — коефіцієнт використання циліндричного корита.

вача, встановленого над циліндром.

Продуктивність відцентрової мийної машини, кг/год,

$$Q = 60V\rho\frac{K}{\tau}, \quad (2.19)$$

де V — місткість мийного циліндра, м^3 ; ρ — щільність продукту, $\text{кг}/\text{м}^3$; $K = 0,35$ — коефіцієнт завантаження мийного циліндра; $\tau = 1,0 \dots 1,5$ — тривалість перебування продукту в мийній машині, хв.

Місткість мийного циліндра, м^3 ,

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (2.20)$$

де D — діаметр мийного циліндра, м; $H = (0,85 \dots 0,90)D$ — висота мийного циліндра, м.

Підставивши значення V у рівняння (2.19) і розв'язавши його відносно D , отримаємо

$$D = 3 \sqrt[3]{\frac{Q\tau}{(0,85 \dots 0,90)15\pi\rho K}}. \quad (2.21)$$

Діаметр великого мийного диска, м,

$$D_d = D - 0,01. \quad (2.22)$$

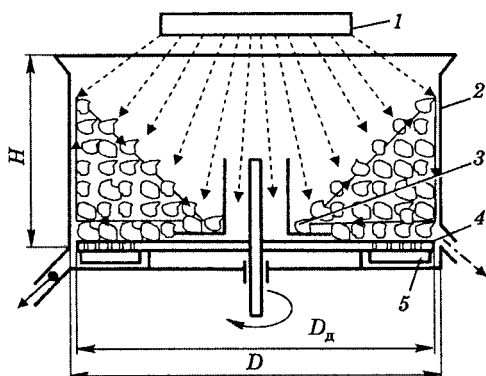
Діаметр малого мийного диска беруть таким, що дорівнює 300...350 мм.

Висота мийного циліндра, м,

$$H = 0,9D. \quad (2.23)$$

Мінімальна частота обертання мийного диска, хв^{-1} ,

$$n_{\min} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{fg}{r}}, \quad (2.24)$$



Умовні позначення:
 ● — домішки
 ----> продукт
> вода

Рис. 2.8. Функціональна схема відцентрової мийної машини:

1 — розпилювач води; 2 — мийний циліндр; 3 — малий мийний диск; 4 — великий мийний диск; 5 — лопатка

де $f = 0,68$ — коефіцієнт тертя (руху) продукту по диску; $r = 0,1$ — мінімальний радіус на початку руху продукту, м.

Дійсну частоту обертання мийного диска n , хв^{-1} , визначають за умови, що колова швидкість становить $6...7$ м/с:

$$n = \frac{30v_k}{\pi R}, \quad (2.25)$$

де v_k — колова швидкість, м/с; R — радіус диска, м.

Отже, миття продукту в мийній машині відбуватиметься за умови $n \geq n_{\min}$, тобто коли продукт рухатиметься по диску.

2.3.4. Вібраційна мийна машина

Вібраційна мийна машина (рис. 2.9) має вигляд ванни, в яку частково занурено барабан з перфорованою поверхнею. До внутрішньої поверхні барабана приварено ковші, які розміщено по гвинтовій лінії.

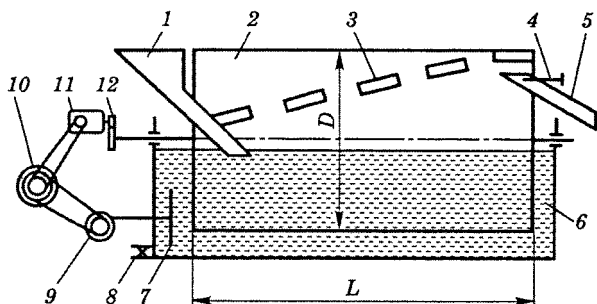


Рис. 2.9. Схема вібраційної мийної машини:

1 — завантажувальна горловина; 2 — барабан з перфорованою поверхнею; 3 — ківш; 4 — регулювальний пристрій; 5 — вивантажувальний лоток; 6 — ванна; 7 — вибратор; 8 — випускний кран; 9 — ексцентриковий привод; 10 — електродвигун; 11 — черв'ячний редуктор; 12 — зубчаста передача

Ударна дія води на продукт здійснюється за допомогою вібратора, який має форму диска і приводиться в коливальний рух за допомогою ексцентрикового приводу. Кількість коливань має бути $920...940$ за хвилину з амплітудою 10 мм. Якісне миття продукту досягається не тільки дією вібратора, а й завдяки багаторазовому падінню продукту з ковшів у воду та його інтенсивному перемішуванню.

Продуктивність вібраційної мийної машини Q , кг/год,

$$Q = 60nZV\rho K, \quad (2.26)$$

де $n = 5...8$ — частота обертання барабана, хв^{-1} ; $Z = 4...6$ — кількість ковшів, що видаляють продукт із машини; V — місткість одного ковша, м^3 ; ρ — щільність продукту, $\text{кг}/\text{м}^3$; $K = 0,75...0,80$ — коефіцієнт заповнення ковша.

Діаметр барабана, м ,

$$D = \sqrt{\frac{Q}{900\rho n K_1 v}}, \quad (2.27)$$

де $v = 0,0008...0,0012$ — швидкість переміщення продукту в барабані, $\text{м}/\text{с}$; $K_1 = 0,35...0,40$ — коефіцієнт заповнення барабана.

Довжина барабана, м ,

$$L = \frac{Q\tau}{15\pi D^2 K_1 \rho}, \quad (2.28)$$

де $\tau = 1...5$ — тривалість перебування продукту в барабані мийної машини, хв .

Частота обертання барабана, хв^{-1} ,

$$n = 5\sqrt{\frac{2g}{D}}. \quad (2.29)$$

Місткість одного ковша, м^3 ,

$$V = \frac{Q}{60K\rho n Z}, \quad (2.30)$$

де $K = 0,85...0,90$ — коефіцієнт заповнення ковша.

2.3.5. Щіткова мийна машина

Основою щіткової мийної машини є ванна, у верхній частині якої встановлено п'ять блоків, зібраних з капронових чи гумових щіток (рис. 2.10). Під щітковими блоками розміщено щітковий піддон, закріплений на кутниковій рамі. У передній частині ванни, на похилій ділянці встановлено решітку для видалення сторонніх твердих предметів. У кінці щіткових блоків розміщено елеватор і роликовий конвеєр, над якими влаштовано шприцювальні пристрої.

Продуктивність щіткового блока, $\text{кг}/\text{год}$,

$$Q_1 = 3600 B d \frac{v_k}{2} \rho, \quad (2.31)$$

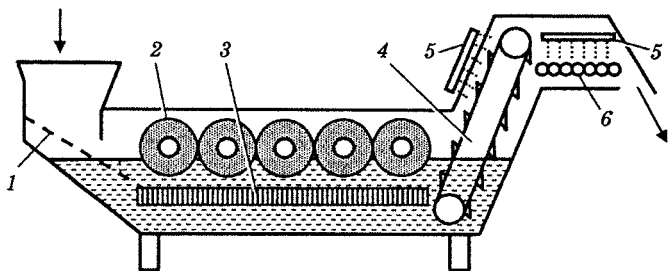


Рис. 2.10. Схема щіткової мийної машини:

1 — похила решітка; 2 — щіткові барабани; 3 — щітковий піддон; 4 — елеватор; 5 — душовий колектор; 6 — роликів конвеєр

де B — ширина ванни, м; d — діаметр плодів, м; v_k — колова швидкість щіток, м/с; ϕ — коефіцієнт заповнення щіток плодами за шириною ванни; ρ — густина продукту, кг/м³.

Продуктивність роликів конвеєра, кг/год,

$$Q_2 = 3600 S \rho v, \quad (2.32)$$

де S — площа поперечного перерізу продукту, м²; ρ — щільність продукту, кг/м³; $v = 0,06$ — швидкість руху тягового органа, м/с.

Площу поперечного перерізу продукту визначають за формулою

$$S = C_0 b h = C_0 \left(B - \frac{h}{\operatorname{tg} \phi} \right) h, \quad (2.33)$$

де $C_0 = 1$ — коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра (при горизонтальному розміщенні); b — ширина шару продукту, що міститься

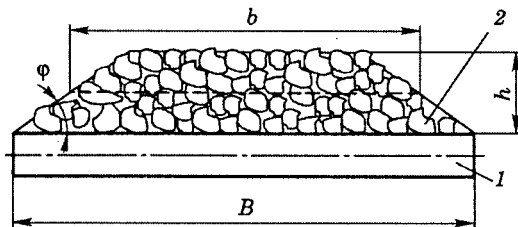


Рис. 2.11. Схема розміщення продукту на роликів:

1 — ролик; 2 — шар продукту

на настилі, м; h — висота шару продукту на конвеєрі, м; B — ширина конвеєра, м; $\phi = 0,64$ — кут природного укосу продукту, що міститься на рухомому настилі.

Ширину настилу конвеєра (рис. 2.11) визначають за заданою продуктивністю із виразу

$$Q_2 = 3600 C_0 (B - h \operatorname{tg} \phi) h \rho v; \quad (2.34)$$

$$B = \left(\frac{Q_2}{C_0 h \rho v} + h \operatorname{ctg} \varphi \right) \frac{1}{3600}. \quad (2.35)$$

Продуктивність ковшового елеватора, кг/год,

$$Q_3 = 3600 \frac{VK_1 v \rho}{t}, \quad (2.36)$$

де $V = 0,0032$ — місткість ковша, м^3 ; $K_1 = 0,6 \dots 0,8$ — коефіцієнт заповнення ковшів; $v = 0,1 \dots 0,3$ — швидкість руху тягового органа, м/с ; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; $t = (2,3 \dots 3,0)h$ — крок ковшів; $h = 0,15$ — висота ковша, м .

Перетворивши формулу продуктивності (2.36), визначимо швидкість руху тягового органа:

$$v = \frac{Q_2 t}{3600 VK_1 \rho}. \quad (2.37)$$

2.3.6. Лопатева мийна машина

Лопатева мийна машина (рис. 2.12) складається із завантажувального бункера і ванни. Ванна поділена на три частини. Перша призначена для відмочування сировини, друга для миття, а третя — для ополіскування. У кінці першого і третього відсіків розміщено колектори з отворами для подавання води. Лишки води з ванни видаляються через переливний кран. На валу, що проходить через три відсіки ванни, закріплено лопаті, які перемішують сировину і переміщують її вздовж ванни.

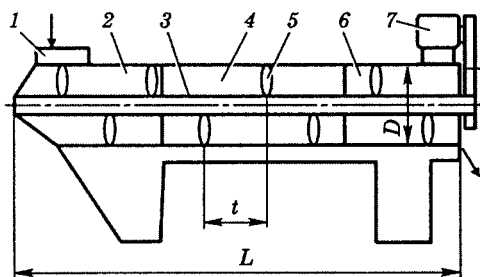


Рис. 2.12. Схема лопатевої мийної машини:

1 — завантажувальна горловина; 2 — перший відсік; 3 — вал; 4 — другий відсік; 5 — лопаті; 6 — третій відсік; 7 — електродвигун

Об'єм сировини, яка одночасно заповнює мийну машину, м^3 ,

$$V_c = \frac{Q \tau}{60 \rho}, \quad (2.38)$$

де Q — продуктивність мийної машини, кг/год ; τ — тривалість перебування продукту у ванні, хв ; ρ — щільність продукту, кг/м^3 .

Діаметр ванни D , м,

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_c}{\pi k_3 k_d}}, \quad (2.39)$$

де $k_3 = 0,4$ — коефіцієнт заповнення ванни; $k_d = L/D$ — відношення довжини ванни до діаметра; $L = 4D$ — довжина ванни, м.

Швидкість проходження сировини через ванну, м/с,

$$v_{\text{пр}} = \frac{L}{\tau 60}. \quad (2.40)$$

Діаметр кола, яке описують лопаті вала, м,

$$D_{\text{л}} = D - 2a, \quad (2.41)$$

де $a = 20 \dots 50$ — зазор між лопатями і корпусом, мм.

Експериментально встановлено, що крок лопатей t , м, має становити

$$t = (0,5 \dots 0,6) D_{\text{л}}. \quad (2.42)$$

Кількість витків гвинтової лінії на валу мийної машини, шт.,

$$m = \frac{L - 2b}{t}, \quad (2.43)$$

де $b = 0,1 \dots 0,2$ — зазор між крайніми лопатями і стінками мийної машини, м.

Загальну кількість лопатей визначають за виразом

$$z = 1 + m(z_1 - 1), \quad (2.44)$$

де $z_1 = 3$ — кількість лопатей на кожному витку.

Лопаті рекомендується розмішувати під кутом 120° одна від одної.

2.4. Машини для очищення плодоовочевої продукції

Застосовують такі способи очищення плодоовочевої продукції: механічний, тепловий, хімічний і комбінований.

Для очищення картоплі і коренеплодів механічним способом використовують машини періодичної чи безперервної дії з абразивними робочими органами.

2.4.1. Абразивні очисні машини періодичної дії

Машини періодичної дії простіші за конструкцією. Якість очищення продукції у такій машині регулюється за рахунок тривалості перебування сировини в робочій камері. Функціональну схему абразивної очисної машини періодичної дії зображено на рис. 2.13.

Продуктивність абразивної очисної машини періодичної дії, кг/год,

$$Q = \frac{3600VH\rho K}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (2.45)$$

де V — місткість робочої камери, м^3 ; H — корисна висота робочої камери, м; ρ — щільність коренеплодів, $\text{кг}/\text{м}^3$; $K = 0,60 \dots 0,65$ — коефіцієнт заповнення робочої камери; $\tau_{\text{ц}} = \tau_3 + \tau_0 + \tau_{\text{в}}$ — тривалість циклу, с; τ_3 — тривалість завантаження машини, с; τ_0 — тривалість обробки продукту, с; $\tau_{\text{в}}$ — тривалість вивантаження продукту, с.

Середня тривалість обробки коренеплодів становить 1,0...1,5 хв. Більш тривала обробка призводить до втрат основного продукту. Тривалість завантаження залежить від організації виробничого процесу. Машина завантажується в середньому 30 с, а вивантажується — 20 с. Отже, один цикл обробки триває близько 2 хв з відхиленням 15...20 с.

Діаметр камери, м,

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q\tau}{15\pi\rho Kk}}, \quad (2.46)$$

де $k = H/D = 1,5 \dots 1,7$ — відношення висоти камери до її діаметра.

Розрахункова висота камери, м,

$$H = kD. \quad (2.47)$$

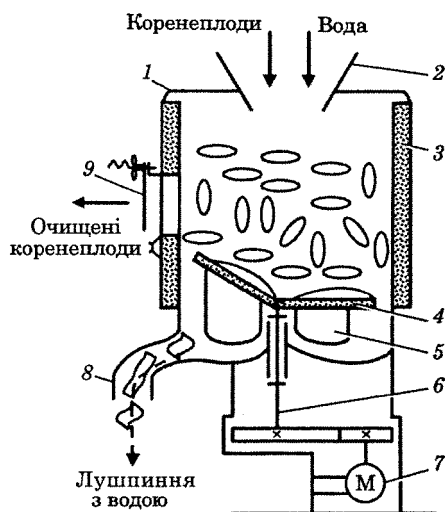


Рис. 2.13. Функціональна схема абразивної очисної машини періодичної дії:

1 — корпус; 2 — живильний бункер; 3 — абразивна втулка; 4 — диск з абразивним покриттям; 5 — лопать; 6 — привідний вал; 7 — електродвигун; 8 — патрубок для відведення лущиння; 9 — люк для вивантаження очищеної продукції

Висота горловини, м,

$$H_1 = (0,15 \dots 0,25)D. \quad (2.48)$$

Діаметр диска, м,

$$d = D - 0,004. \quad (2.49)$$

Частоту обертання диска n , с^{-1} , визначають за умови створення робочого тиску коренебульбоплодів масою 1 кг на стінки камери:

$$n = \sqrt{\frac{2pS}{D}}, \quad (2.50)$$

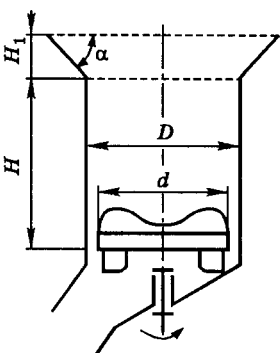


Рис. 2.14. Розрахункова схема абразивної очисної машини періодичної дії

де $p = 5(10^3 \dots 10^5)$ — робочий тиск, Па; $S = 4 \cdot 10^{-4}$ — площа контакту продукту зі стінкою камери, м^2 .

Потужність для приведення диска в рух, кВт,

$$N = \frac{\pi D^3 k k_1 \omega K}{2 \cdot 10^{-3}} \left(p + \frac{Dg\rho}{6} \right), \quad (2.51)$$

де $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с^2 ; $k_1 = 0,007 \dots 0,010$ — коефіцієнт опору.

Розрахункову схему абразивної очисної машини періодичної дії зображено на рис. 2.14.

2.4.2. Абразивна очисна машина безперервної дії

Коренебульбоплоди, рухаючись у машині, безперервно труться по абразивних роликах і між собою. Завдяки цьому з поверхні продукту здирається й змивається водою лущиння. З останньої секції він виходить повністю очищеним за винятком заглиблень. Функціональну схему вальцювої картоплечистки зображено на рис. 2.15.

Продуктивність вальцювої машини для очищення овочів, кг/с ,

$$Q = 2R^2 \left[0,25 \left(\frac{\pi\beta}{180^\circ} - \sin\beta \right) + \sin^2 \frac{\beta}{2} \operatorname{tg} \varphi_{\text{п}} \right] \rho \frac{L}{\tau}, \quad (2.52)$$

де R — радіус профілю поверхні секції машини, м; β — кут робочого сегмента абразивного жолоба машини, град (рис. 2.16); $\varphi_{\text{п}} = 25 \dots 35$ — кут внутрішнього тертя продукту (кут природного укосу), град;

$\rho = 600 \dots 640$ — щільність картоплі (коренеплодів) кг/м^3 ; L — сумарна довжина абразивної частини вальців, м; $\tau = 300 \dots 600$ — тривалість обробки сировини в машині, с.

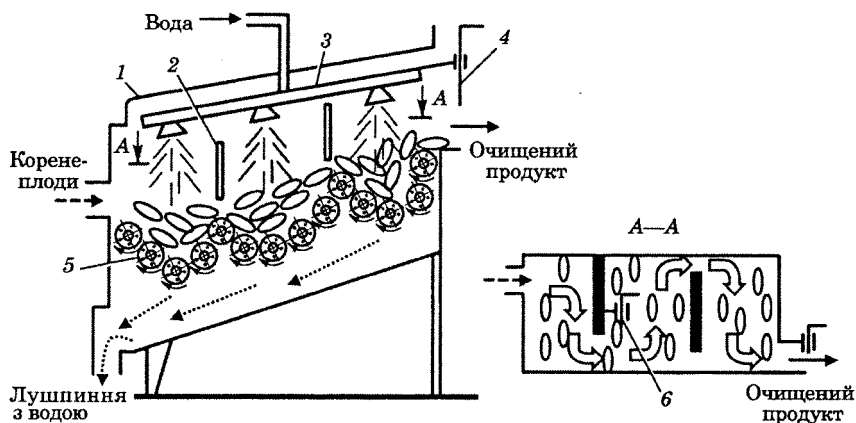


Рис. 2.15. Функціональна схема вальцевої картоплечистки:

1 — корпус; 2 — перегородка; 3 — шприцювальний пристрій; 4, 6 — заслінки;
5 — абразивний валець

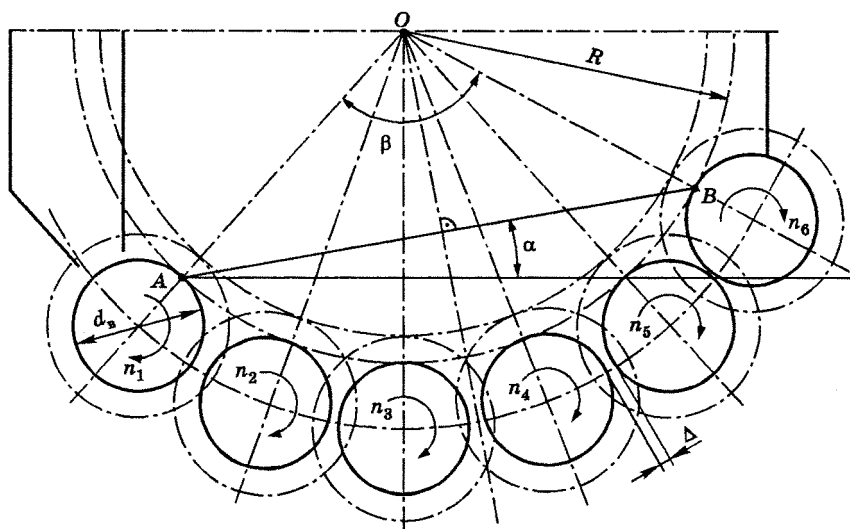


Рис. 2.16. Розрахункова схема жолоба

Радіус профілю визначають із геометричного співвідношення, м,

$$R = \frac{(Z-1)(d_{\text{в}} + \Delta)180^\circ}{\pi\beta} - 0,5d_{\text{в}}, \quad (2.53)$$

де $Z = 5 \dots 7$ — кількість вальців, що утворюють жолобкову поверхню секції, шт.; $d_{\text{в}} = 0,06$ — діаметр абразивного ролика, м; $\Delta = 0,005$ — зазор між вальцями, м; β — кут робочого сегмента абразивного жолоба машини, град.

Значення кута β вибирають із умови забезпечення сповзання оброблюваного продукту з поверхні вище від розміщеного крайнього вальця, тобто:

$$\beta = 2(\varphi - \alpha)K, \quad (2.54)$$

де $\varphi = 50 \dots 75$ — кут тертя ковзання продукту по абразивній поверхні вальця, град; $\alpha = 6 \dots 10$ — кут нахилу лінії центрів жолобів до горизонту, град; $K = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт збільшення критичного кута.

Сумарна довжина робочої поверхні вальців, м,

$$L = \frac{Q\tau}{2\rho R^2 \left[0,25 \left(\frac{\pi\beta}{180^\circ} - \sin\beta \right) + \sin^2 \frac{\beta}{2} \operatorname{tg} \varphi_{\text{п}} \right]}. \quad (2.55)$$

Якщо $Q \geq 200$ кг/год, то час обробки продукту беруть максимальним, а саме $\tau = 600$ с.

Довжина абразивного вальця, м,

$$l = \frac{L}{Z_{\text{с}}}, \quad (2.56)$$

де $Z_{\text{с}} = 2 \dots 4$ — кількість секцій машини.

Колова швидкість вальців $v_{\text{к}} = 2 \dots 4$ м/с, тоді частота обертання абразивних вальців, хв^{-1} ,

$$n_{\text{в}} = \frac{60v_{\text{к}}}{\pi d_{\text{в}}}. \quad (2.57)$$

Кутова швидкість обертання вальців, рад/с,

$$\omega_{\text{в}} = \frac{2v_{\text{к}}}{d_{\text{в}}} = \frac{\pi n_{\text{в}}}{30}. \quad (2.58)$$

2.5. Машини для подрібнення та протирання плодовоовочевої продукції

Для подрібнення плодовоовочевої продукції застосовують різальні машини з дисковими, плоскими, стрічковими, серпоподібними та іншими формами різального інструменту, різальна поверхня якого може бути гладенькою, з одно- чи двобічним загостренням леза, хвилястою або зубчастою. Раціональний кут загострення леза становить 12...18°.

Дисковий робочий орган має вигляд вала з дисковими ножами і гребінкою. Продукт, що надходить із живильного бункера, розрізається ножами на смужки певної товщини, розмір якої визначається шириною проміжних шайб між дисками. Гребінка запобігає проходженню продукту без різання. Колова швидкість диска становить 10...80 м/с. Щоб забезпечити роботу дискових різальних механізмів, радіус диска ножа має бути у 2,5...3,0 рази більшим за товщину матеріалу, який розрізається.

Широко застосовують машини, які під час різання надають продукту заданої форми: пластини, бруски, кубики тощо (комбіновані овочерізки). Такі машини комплектуються двома або трьома комплектами різних різальних механізмів, які розміщені у взаємно перпендикулярних площинах.

Продуктивність овочерізок, т/год,

$$Q = 60nV\rho, \quad (2.59)$$

де n — частота обертання диска чи барабана, хв^{-1} ; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; V — об'єм продукту, що зрізається ножами за один оберт робочої частини машини, $\text{м}^3/\text{об}$.

Значення V для кожного типу овочерізки різне і залежить від кількості ножів та їхньої форми, від товщини шару, що зрізається, конструктивного коефіцієнта використання ножів, коефіцієнта заповнення продуктом корисної площі диска.

До окремої групи належать протиральні машини, призначені для розділення оброблюваного продукту на дві фракції: рідку, що проходить крізь отвори в ситі і спрямовується на подальшу обробку, і тверду (відходи).

2.5.1. Дискові овочерізки

Дисковими овочерізками називають тому, що ніж установлюється на диску і разом з ним обертається. Такі овочерізки ріжуть плоди та овочі на скибки або брусочки. Залежно від розміщення диска розрізняють горизонтальні й вертикальні овочерізки. Функціональну схему горизонтальної овочерізки зображено на рис. 2.17.

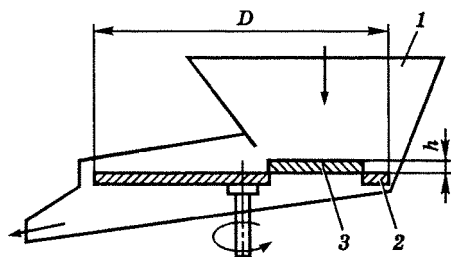


Рис. 2.17. Функціональна схема дискової овочерізки:

1 — завантажувальний бункер; 2 — диск;
3 — ніж

використання різальної здатності ножів; $K_1 = 0,2 \dots 0,3$ — коефіцієнт заповнення площі диска продуктом; S — площа перерізу нижньої частини бункера, м^2 .

Максимальну частоту обертання диска розраховують за умови вільного падіння продукту з висоти h :

$$h = \frac{g\tau^2}{2}, \quad (2.62)$$

де h — відстань між площиною диска і лезом, м ; τ — тривалість падіння, с ; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Розв'язуючи рівняння відносно τ , отримаємо

$$\tau = \sqrt{\frac{2h}{g}}. \quad (2.63)$$

Проміжок часу між підходами ножів до зони різання, с ,

$$\tau' = \frac{60}{nz}, \quad (2.64)$$

де z — кількість ножів; n — частота обертання диска, хв^{-1} .

Нормальна робота овочерізки відбуватиметься за умови

$$\tau' \geq \tau, \quad (2.65)$$

або

$$\frac{60}{nz} \geq \sqrt{\frac{2h}{g}}. \quad (2.66)$$

Звідси максимальна (критична) частота обертання ножів, хв^{-1} ,

$$n_{\max} = \frac{60}{z} \sqrt{\frac{g}{2h}}. \quad (2.67)$$

Продуктивність дискової овочерізки Q , кг/год , можна визначити за однією із таких формул:

$$Q = 60nzh \frac{\pi D^2}{4} \rho K K_1; \quad (2.60)$$

$$Q = 60nzh S \rho K, \quad (2.61)$$

де h — висота зрізаного шару, м ; D — діаметр диска, м ; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; $K = 0,6 \dots 0,7$ — коефіцієнт

Робоча частота обертання диска має бути меншою за критичну через наявність сил тертя між часточками продукту та опором повітря.

2.5.2. Комбіновані овочерізки

Продуктивність **комбінованої** (двоплощинної) **овочерізки** Q , кг/год (рис. 2.18), різальний механізм якої складається з плоского нерухомого і дискового ножів, визначають за формулою

$$Q = 60\pi D h b \rho \varphi, \quad (2.68)$$

де n — частота обертання барабана овочерізки, хв^{-1} ; D — діаметр кожуха, в якому розміщується барабан, м; h — висота зрізаного шару горизонтальним нерухомим ножем, м; b — ширина лопаті барабана, м; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; $\varphi = 0,3 \dots 0,4$ — коефіцієнт використання різальної здатності ножів.

Потужність електродвигуна для приведення овочерізок у рух, кВт,

$$N = \frac{A Q f_{\pi}}{3,6 \cdot 10^6 \eta \eta_{\pi}}, \quad (2.69)$$

де A — питома робота різання, Дж/м^2 (табл. 2.1); Q — продуктивність машини, кг/год; f_{π} — питома поверхня різання, $\text{м}^2/\text{кг}$; $\eta = 0,35 \dots 0,45$ — коефіцієнт опору тертю леза по продукту; $\eta_{\pi} = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт корисної дії приводу.

Якщо відома площа різання за секунду, то потрібну потужність можна розрахувати за формулою

$$N = \frac{10^{-3} A S}{\eta \eta_{\pi}}, \quad (2.70)$$

де S — площа зрізу за секунду, $\text{м}^2/\text{с}$.

Таблиця 2.1. Питома робота різання A , Дж/м^2

Продукт	A , Дж/м^2
Морква	$(0,014 \dots 0,016) 10^5$
Цибуля	$(0,017 \dots 0,018) 10^5$
Капуста	$(0,01 \dots 0,012) 10^5$
Бурак	$(0,009 \dots 0,011) 10^5$
Картопля	$(0,006 \dots 0,007) 10^5$

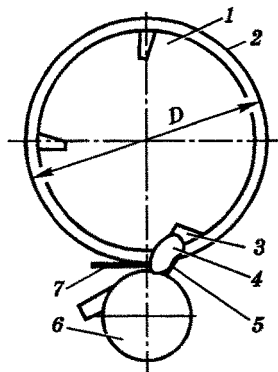
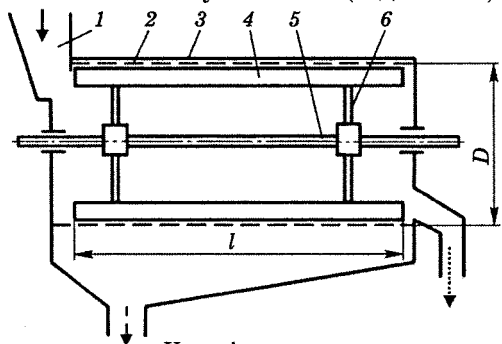


Рис. 2.18. Комбінована овочерізка:

1 — барабан; 2 — корпус;
3 — лопаті; 4 — продукт;
5 — напрямна; 6 — дисковий ніж; 7 — плоский ніж

2.5.3. Протиральні машини

Протиральна машина (рис. 2.19) складається з ротора та нерухомого сітчастого циліндра. Ротор комплектується робочими органами — бичами (від двох до чотирьох), які надають продукту обертального і поступального (вздовж осі) руху. Такі машини застосовують для розділення оброблюваного продукту на дві фракції: рідку, що проходить крізь отвори в ситі, та тверду (відходи), що залишається на ситі й виводиться із машини. Крім того, в протиральних машинах одночасно з розділенням оброблюваного продукту відбувається відносно тонке його подрібнення і гомогенізація. Бичі розміщені під кутом $1,5...2^\circ$ до вала ротора, завдяки чому забезпечується поступальний рух продукту по гвинтовій лінії.



Умовні позначення:

- сировина
-→ відходи
- протертий напівфабрикат

Рис. 2.19. Схема протиральної машини:

1 — бункер; 2 — циліндричне сито; 3 — корпус;
4 — лопаті; 5 — вал; 6 — хрестовина

Швидкість переміщення часточки продукту вздовж бича, м/с,

$$v_1 = v_k \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi D n}{60} \operatorname{tg} \alpha, \quad (2.71)$$

де v_k — колова швидкість руху часточки продукту під дією бича, м/с; α — кут нахилу бича до осі ротора, град; D — діаметр сітчастого циліндра, м; n — частота обертання бичів, хв⁻¹.

Тривалість перебування продукту в протиральній машині, с,

$$\tau = \frac{L}{v_1} = \frac{60L}{\pi D n \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.72)$$

де L — довжина бича, м.

У машині продукт рухається приблизно по гвинтовій лінії. При кожному оберті бичів продукт переміщується вперед на величину $\pi D \operatorname{tg} \alpha$, що дорівнює кроку t гвинтової лінії.

Довжина траєкторії руху часточки в протиральній машині, м,

$$L_0 = \frac{L}{t} \pi D = \frac{L}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (2.73)$$

Продуктивність протиральних машин залежить від розміру ротора, його частоти обертання, кута випередження бичів і опору, що створює сито проходженню продукту. В сучасних протиральних машинах кут випередження бичів залишається сталим, тому продуктивність машини Q , м³/год, можна розрахувати за емпіричною формулою, запропонованою М.Я. Дікісом:

$$Q = (4,0 \dots 5,5) L^2 \frac{r_1 + r_2}{2} n S, \quad (2.74)$$

де r_1 , r_2 — відповідно максимальний і мінімальний радіуси конічного сита, м; S — площа живого перерізу сита, м².

2.6. Машина для теплової обробки плодоовочевої продукції

Обладнання для теплової обробки плодоовочевої продукції поділяють на такі групи:

- обладнання для обжарювання плодоовочевої продукції;
- обладнання для попередньої теплової обробки;
- обладнання для пастеризації та стерилізації;
- випарні та сушильні установки.

Попередня теплова обробка продукції передбачає виконання таких операцій, як обжарювання, обшпарювання, бланшування та підігрівання.

2.6.1. Обжарювальні печі

Обжарювальні печі поділяють на механізовані і немеханізовані. Перші мають довжину 4...6 м, другі — 1,5...4,0 м. Ширина печі становить 1,2...1,4 м. У верхній частині піч має переріз у формі прямокутника, а в нижній — трикутника. Такі печі складаються із сталевих ванни, у верхній частині якої розміщений шар рослинної олії, а в нижній — шар води, нагрівного елемента, запобіжної та регулювальної арматури. Товщина шару олії визначається висотою корзинки та нагрівних елементів. Вода призначена для охолодження і видалення із ванни часточок продукту, щоб запобігти їх згорянню. Схему автоматизованої паромасляної обжарювальної печі зображено на рис. 2.20.

Робота печі характеризується такими основними показниками.

Коефіцієнт змінності олії визначають за формулою

$$K = \frac{M}{G}, \quad (2.75)$$

де M — добові витрати олії, кг; G — середня кількість олії у ванні, кг.

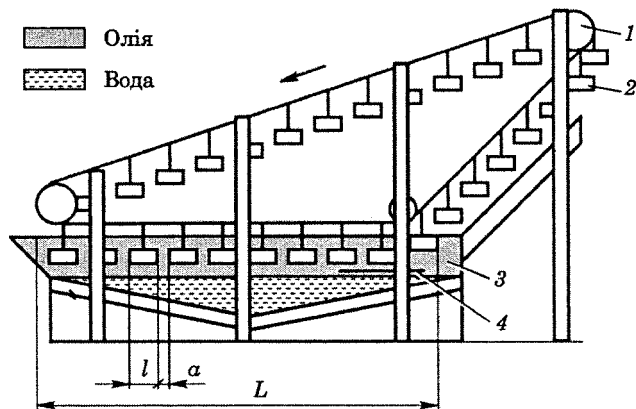


Рис. 2.20. Схема автоматизованої паромасляної обжарювальної печі:
1 — конвеєр; 2 — сітка; 3 — ванна; 4 — нагрівний елемент

Коефіцієнт змінності олії становить 0,6...2,0 і залежить від конструкції печі, режимів її експлуатації і виду продукту.

Питома поверхня нагрівання є відношенням поверхні нагрівання до поверхні дзеркала олії в печі.

Питома продуктивність печі за поверхнею нагрівання — кількість обжарюваного продукту за годину в кілограмах, віднесена до 1 м² поверхні нагрівання. Цей показник змінюється в межах 30...35 кг/(м²·год).

Дійсний відсоток у жарювання (41...64 %) — кількість води, що випаровується при обжарюванні. На випаровування 1 кг води витрачається 1,7...2,0 кг пари.

Витрати води, що міститься під шаром олії, залежать від її початкової і кінцевої температури. За початкової 15...18 °С і кінцевої 50...60 °С температури вони становлять 1,0...1,5 л/кг обжарюваної сировини.

Кількість олії, що всмоктується продуктом під час обжарювання, визначають від 8 (для кабачків) до 27 % (для подрібненої цибулі).

Тепловий розрахунок печі в робочому режимі. Під час роботи печі в стабільному режимі теплота витрачається на: нагрівання продукту; випаровування води із сировини; нагрівання корзинок і олії, що доливається, води під шаром олії; покриття витрат у навколишнє середовище.

Витрати теплоти на нагрівання продукту, Дж,

$$Q_1 = Q_{\text{п}} c_1 (t_2 - t_1), \quad (2.76)$$

де $Q_{\text{п}}$ — продуктивність печі по сировині, кг/год; c_1 — питома теплоємність продукту, Дж/(кг·К) (для цибулі $c_1 = 3750$; для моркви $c_1 = 3880$; для кабачків $c_1 = 4000$); t_1 — початкова температура продукту перед обжарюванням, °С; $t_2 = 100$ — середня температура продукту в кінці обжарювання, °С.

Витрати теплоти на випаровування води, Дж,

$$Q_2 = \frac{Q_{\text{п}} x_{\text{д}} C_{\text{п}}}{100}, \quad (2.77)$$

де $x_{\text{д}}$ — дійсний відсоток ужарювання певного виду продукту; $C_{\text{п}} = 2,26 \cdot 10^6$ — теплота пароутворення за температури 100 °С, Дж/кг.

Витрати теплоти на нагрівання корзинок, Дж,

$$Q_3 = \frac{Q_{\text{п}} m_{\text{к}} c_2}{m_{\text{п}}} (t_4 - t_3), \quad (2.78)$$

де $m_{\text{к}} = 6$ — маса однієї корзинки, кг; $c_2 = 470$ — питома теплоємність сталі, Дж/(кг·К); $t_3 = 120 \dots 160$ — середня температура олії в печі залежно від виду продукту, °С; t_4 — початкова температура корзинок, яку беруть такою, що дорівнює температурі повітря в цеху, °С; $m_{\text{п}} = 10 \dots 12$ — маса продукту, що заповнює одну корзинку, кг.

Витрати теплоти на нагрівання олії, що доливається, Дж,

$$Q_4 = \frac{Q_{\text{п}} M c_3}{100} (t_3 - t_5), \quad (2.79)$$

де M — витрати олії на обжарювання, % від маси сировини; $c_3 = 2100$ — питома теплоємність олії, Дж/(кг·К); t_5 — початкова температура олії, °С.

Витрати теплоти на нагрівання води, Дж,

$$Q_5 = Q_{\text{п}} W_{\text{в}} c_4 (t_7 - t_6), \quad (2.80)$$

де $W_{\text{в}}$ — витрати води на підтримування рівня і температури водяної подушки, л/кг сировини; $c_4 = 4190$ — питома теплоємність води, Дж/(кг·К); $t_6 = 14 \dots 20$ — початкова температура води, °С; $t_7 = 50 \dots 60$ — середня температура води під шаром олії, °С.

Витрати теплоти в навколишнє середовище через конвекцію та випромінювання становлять 8 % від загальних витрат теплоти.

Отже, сумарні витрати теплоти при робочому режимі роботи печі, Дж,

$$Q_{\text{сум}} = 1,09(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5). \quad (2.81)$$

Витрати пари, кг/год,

$$W_{\text{п}} = 3600 \frac{Q}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}, \quad (2.82)$$

де $i_{\text{п}}$, $i_{\text{к}}$ — питома ентальпія відповідно пари та конденсату, Дж/кг.

Корисні витрати теплоти, %

Нагрівання продукту	5,8
Випаровування води	63,6
Нагрівання олії	1,9
Усього корисних витрат	81,3

Невиробничі витрати теплоти, %

Нагрівання корзинок	1,4
Нагрівання води	9,3
Витрати в навколишнє середовище	8,0
Усього невиробничих витрат	18,7
Загальні витрати теплоти на роботу печі	100

Площу поверхні нагрівання печі S , м^2 , визначають із рівняння теплопередачі:

$$S = \frac{Q}{k\Delta t}, \quad (2.83)$$

де k — коефіцієнт теплопередачі від пари до олії, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ (для кабачків $k = 350 \dots 410$, для моркви і цибулі $k = 410 \dots 460$); Δt — різниця температур між нагрівальною парою і олією, $^{\circ}\text{C}$.

Якщо відомі конструктивні й експлуатаційні параметри печі, можна визначити її продуктивність, кг/год,

$$Q_{\text{п}} = \frac{3300Sk(t_{\text{п}} - t_{\text{к}})}{c_1(t_2 - t_1) + \frac{x_{\text{д}}C_{\text{п}}}{100} + \frac{m_{\text{к}}c_2(t_3 - t_4)}{m_{\text{п}}} + \frac{Mc_3(t_3 - t_5)}{100} + W_{\text{в}}c_4(t_7 - t_6)}. \quad (2.84)$$

Тепловий розрахунок у період розігрівання печі. У цей період теплота витрачається на нагрівання олії, води, нагрівних пристроїв, корзинок та самої ванни. Крім того, відбуваються витрати теплоти в навколишнє середовище.

Витрати теплоти на нагрівання олії, Дж,

$$Q'_1 = m_1 c_3 (t_3 - t_5), \quad (2.85)$$

де m_1 — кількість олії у ванні, кг.

Витрати теплоти на нагрівання води, Дж,

$$Q'_2 = m_2 c_4 (t_7 - t_6), \quad (2.86)$$

де m_2 — кількість води в печі, кг.

Витрати теплоти на нагрівання нагрівальних пристроїв, Дж,

$$Q'_3 = m_3 c_2 \left(\frac{t_{\text{п}} + t_3}{2} - t_5 \right), \quad (2.87)$$

де m_3 — маса нагрівальних пристроїв, кг; $t_{\text{п}}$ — температура нагрівальної пари, °C.

Витрати теплоти на нагрівання корзинок, Дж,

$$Q'_4 = m_4 c_2 (t_3 - t_5), \quad (2.88)$$

де m_4 — маса корзинок, які знаходяться у ванні, кг.

Витрати теплоти на нагрівання ванни, Дж,

$$Q'_5 = m_5 c_2 [m(t_3 - t_5) + n(t_7 - t_6)], \quad (2.89)$$

де m_5 — маса ванни, кг; m, n — маса частини ванни, що контактує відповідно з олією і водою, кг.

Витрати теплоти на нагрівання частин каркаса ванни і конвеєра, що примикають до ванни і контактують з повітрям, Дж,

$$Q'_6 = m_6 c_2 (t_8 - t_0), \quad (2.90)$$

де m_6 — маса частин каркаса і конвеєра, що контактують тільки з повітрям, кг; $t_8 = 40...50$ — середня температура цих частин у кінці нагрівання, °C; t_0 — початкова температура цих частин, що дорівнює температурі повітря в цеху, °C.

Витрати теплоти в навколишнє середовище в період розігрівання печі можна взяти приблизно вдвічі меншими, ніж під час її роботи.

Витрати пари в період роботи печі, кг/год,

$$W_{\text{п}} = \frac{Q'}{\tau(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})}, \quad (2.91)$$

де τ — тривалість розігрівання печі, год.

Технологічні розрахунки. Маса сировини в одній сітці, кг,

$$m_c = KV\rho, \quad (2.92)$$

де $K = 0,75$ — коефіцієнт заповнення сітки; V — повний об'єм сітки, м^3 ; ρ — щільність сировини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Кількість сіток із сировиною, що проходять через піч за годину, шт.,

$$z_{cl} = \frac{Q_{\Pi}}{m_c}. \quad (2.93)$$

Кількість сіток із сировиною, що одночасно знаходяться в печі, шт.,

$$z_{\Pi} = \frac{Q_{\Pi}\tau_1}{60m_c}, \quad (2.94)$$

де τ_1 — тривалість обжарювання, хв.

Робоча довжина ванни, м,

$$L = (l + a)z_{\Pi}, \quad (2.95)$$

де $a = 0,03 \dots 0,05$ — відстань між сітками, м; l — довжина сітки, м.

Робоча ширина ванни, м,

$$B = b + 0,2, \quad (2.96)$$

де b — ширина сітки, м.

Швидкість руху конвеєра, $\text{м}/\text{с}$,

$$v = \frac{l}{60\tau_1}. \quad (2.97)$$

2.6.2. Обшпарювачі та бланшувачі для фруктів і овочів

Плодоовочева сировина обшпарюється і бланшується в середовищі гарячої води, розчинах кухонної солі, лугів, кислоти, а також водяної пари.

Обшпарювання — попередня обробка сировини парою з метою розм'якшення тканини плодів та овочів перед протиранням, при виготовленні пюре, повидла і продуктів дитячого харчування.

Бланшування — короткочасна теплова обробка картоплі, овочів і фруктів парою або гарячою водою до температури $85 \dots 96^\circ \text{C}$ з миттєвим наступним охолодженням холодною водою.

Закритий обшпарювач (рис. 2.21) у своїй конусній частині 7 має дірчасте днище 6, під яке через два штуцери 5 підводиться пара. На вертикальному валу 4 закріплено лопатеву мішалку 3 та гвинт 2, призначені для перемішування продукту.

Продуктивність закритого обшпарювача періодичної дії, кг/с,

$$Q_3 = \frac{V\varphi\rho}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (2.98)$$

де V — повний об'єм обшпарювача, м^3 ; $\varphi = 0,8$ — коефіцієнт заповнення; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; $\tau_{\text{ц}}$ — тривалість циклу, с.

Тривалість повного циклу роботи обшпарювача визначають за формулою

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5, \quad (2.99)$$

де τ_1 — тривалість завантаження, с; τ_2 — тривалість підігрівання, с; τ_3 — тривалість обшпарювання, с; τ_4 — тривалість розвантаження, с; τ_5 — тривалість миття, с.

Повний об'єм обшпарювача становить

$$V = \frac{Q_3 \tau_{\text{ц}}}{\varphi\rho}. \quad (2.100)$$

За конструктивними параметрами повний об'єм обшпарювача можна визначити за рівнянням

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H_1 + \frac{\pi D_{\text{ср}}^2}{4} H_2, \quad (2.101)$$

де D — діаметр циліндричної частини обшпарювача, м; $D_{\text{ср}}$ — середній діаметр конусної частини обшпарювача, м; $D_{\text{ср}} = \frac{D+d}{2}$; $H_1 = (0,25 \dots 0,30)H_2$ — висота циліндричної частини, м; $H_2 = (1,5 \dots 1,7)D$ — висота конусної частини, м.

Діаметр циліндричної частини обшпарювача визначають за формулою

$$D = 3 \sqrt{\frac{4Q_3\tau}{\varphi\rho(1,12 \dots 1,35)\pi}}. \quad (2.102)$$

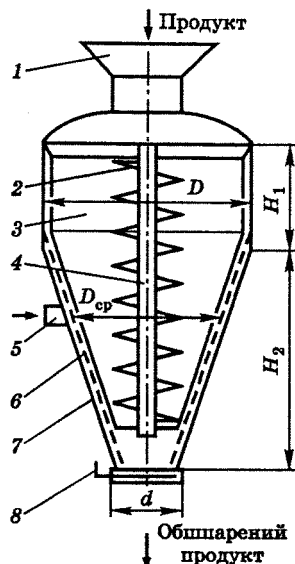


Рис. 2.21. Схема закритого конусного обшпарювача:

1 — завантажувальний бункер; 2 — гвинт; 3 — лопатева мішалка; 4 — вертикальний вал; 5 — штуцери; 6 — дірчасте днище; 7 — конус; 8 — засувка

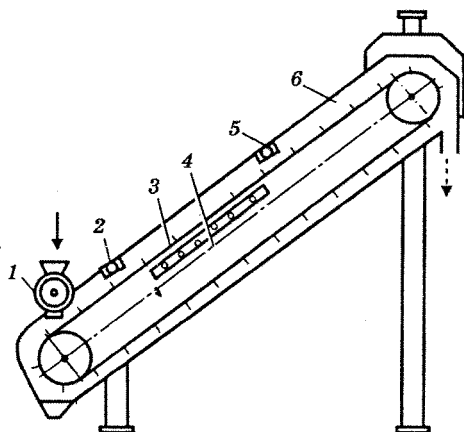


Рис. 2.22. Схема стрічкового розварювача типу БКП:

1 — гвинт; 2, 5 — душові пристрої; 3 — сітчаста стрічка; 4 — труби; 6 — корпус

Стрічковий розварювач типу БКП (рис. 2.22) призначений для теплової обробки паровою подрібнених овочів. Похило встановлена сітчаста стрічка 3 рухається всередині металевому корпусу 6. Над початком і кінцем стрічки встановлено душові пристрої 2 і 5. Пристрій 2 призначений для ополіскування продукту, а пристрій 5 — для його охолодження після розварювання. Між холостою і робочою частинами стрічки розміщено труби 4, через які барботується пара. Гвинт 1 подає продукт на стрічку розварювача.

Продуктивність стрічкового розварювача, кг/с,

$$Q_p = v S \rho, \quad (2.103)$$

де v — швидкість руху стрічки, м/с; S — площа перерізу шару продукту, м²; $S = hb$; h , b — відповідно ширина і товщина шару продукту, м; ρ — щільність продукту, кг/м³.

Площу перерізу шару продукту визначають за формулою

$$S = \frac{Q_p}{v \rho}. \quad (2.104)$$

Швидкість руху стрічки розраховують за виразом

$$v = \frac{L}{\tau}, \quad (2.105)$$

де L — довжина робочої зони стрічки розварювача, м; τ — тривалість розварювання, с.

Гвинтовий обшпарювач (рис. 2.23) призначений для розварювання кісточкових і зерняткових плодів. Складається він із жолоба, герметично закритого кришкою, всередині якого розміщено гвинт з порожнистим валом. Крізь отвори вала подається пара.

Продуктивність гвинтового обшпарювача безперервної дії, кг/с,

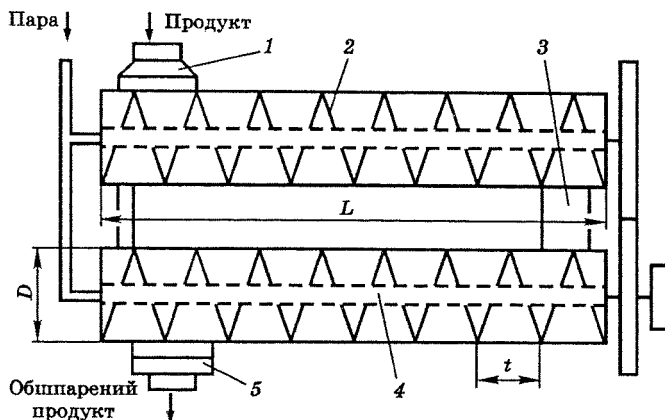


Рис. 2.23. Схема гвинтового обшпарювача:

1 — бункер; 2 — гвинт; 3 — рукав; 4 — порожнистий вал; 5 — лотік

$$Q_{\text{гв}} = \frac{\pi D^2}{240} \text{tn}\varphi\rho, \quad (2.106)$$

де D — діаметр гвинта, м; t — крок гвинта, м; n — частота обертання гвинта, хв^{-1} ; $\varphi = 0,3 \dots 0,4$ — коефіцієнт заповнення жолоба; ρ — щільність продукту, кг/м^3 .

Діаметр гвинта обшпарювача, м,

$$D = \sqrt{\frac{240Q_{\text{гв}}}{\pi n \rho \varphi}}. \quad (2.107)$$

Частота обертання гвинта, хв^{-1} ,

$$n = \frac{30l}{\pi t \tau \eta}, \quad (2.108)$$

де $\tau = 15 \dots 180$ — тривалість обробки продукту, с; l — довжина гвинта, м; $\eta = 0,9$ — коефіцієнт, що враховує ковзання продукту під час його переміщення.

Ковшові стрічкові бланшувачі типу БК (рис. 2.24) призначені для бланшування в середовищі пари і води зеленого горошку, капусти, моркви, картоплі. Для підведення пари над стрічкою і під нею встановлено барботери. Нижню частину тунелю виконано у вигляді ванни, яка при водяному бланшуванні заповнюється водою.

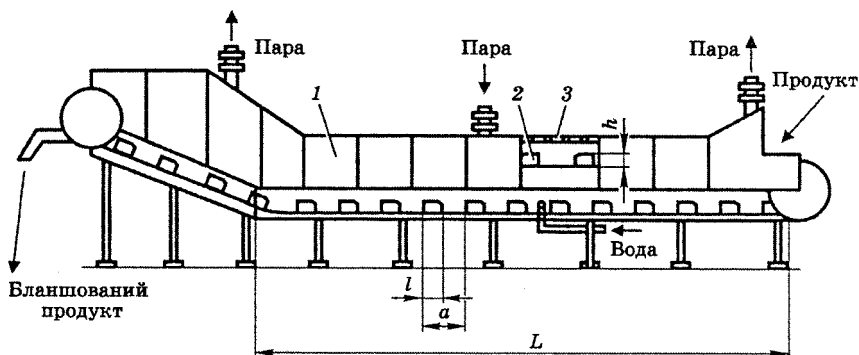


Рис. 2.24. Схема ковшового стрічкового бланшувача типу БК:

1 — ванна; 2 — ковші; 3 — барботер

Продуктивність ковшового бланшувача, кг/с,

$$Q_k = \frac{vm}{a}, \quad (2.109)$$

де v — швидкість руху ковшів, м/с; m — маса продукту в одному ковші, кг; a — відстань між центрами ковшів, м.

Відстань між центрами ковшів, м,

$$a = l + 0,1, \quad (2.110)$$

де l — довжина ковша, м.

Маса продукту в одному ковші, кг,

$$m = lhb\rho, \quad (2.111)$$

де h — висота ковша, м; b — ширина ковша, м; ρ — щільність продукту, кг/м³.

Швидкість руху ковшів, м/с,

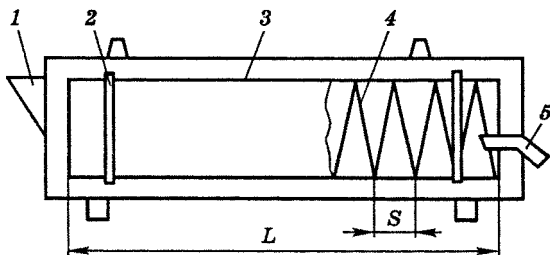
$$v = \frac{L}{\tau}, \quad (2.112)$$

де L — довжина робочої зони бланшувача, м; τ — тривалість бланшування, с.

Барабанный бланшувач (рис. 2.25) складається з барабана 3, по поверхні якого розміщено отвори діаметром 3...4 мм. Під час обертання барабана продукт за допомогою спіралі 4 рухається в гарячій воді від завантажувального бункера 1 до жолоба 5. Тривалість бланшування регулюється частотою обертання барабана.

Рис. 2.25. Схема барабанного бланшувача:

1 — завантажувальний бункер; 2 — кільце; 3 — барабан; 4 — спіраль; 5 — жолоб



Продуктивність барабанного бланшувача, кг/с,

$$Q_6 = \pi [R^2 - (R - h)^2] \frac{tn}{60} \rho \varphi, \quad (2.113)$$

де R — зовнішній діаметр барабана, м; $h = (0,10 \dots 0,15)R$ — висота смуги спіралі, м; t — крок спіралі, м; n — частота обертання барабана, хв^{-1} ; ρ — щільність продукту, кг/м^3 ; $\varphi = 0,25 \dots 0,30$ — коефіцієнт, що враховує відхилення.

Після перетворень отримаємо

$$R = \sqrt{\frac{60 Q_6}{(0,85 \dots 0,90) \pi n \rho \varphi}}. \quad (2.114)$$

Тепловий розрахунок обшпарювачів і бланшувачів. Тепловий розрахунок обшпарювачів і бланшувачів зводиться до визначення витрат пари, води та площі поверхні нагрівання.

Витрати пари, кг/с,

$$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{(i_{\text{п}} - i_{\text{к}})}, \quad (2.115)$$

де $Q_{\text{заг}}$ — загальні витрати теплоти, кДж; $i_{\text{п}}$, $i_{\text{к}}$ — питома ентальпія відповідно нагрівальної пари та конденсату, кДж/кг.

Загальні витрати теплоти при водяній тепловій обробці за рахунок нагрівання води барботуванням, кДж,

$$Q_{\text{заг}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5, \quad (2.116)$$

де Q_1 — витрати теплоти на нагрівання продукту, кДж; Q_2 — витрати теплоти на випаровування волог з поверхні дзеркала води (у закритих бланшувачах ці витрати не враховують), кДж; Q_3 — витрати теплоти на підігрівання води, що доливається у ванну, кДж; Q_4 — витрати теплоти на нагрівання транспортувального органу, кДж; Q_5 — витрата теплоти у навколишнє середовище, кДж.

Витрати теплоти на нагрівання продукту, кДж,

$$Q_1 = m_{\text{п}} c (t_2 - t_1), \quad (2.117)$$

де $m_{\text{п}}$ — маса продукту, кг; c — питома теплоємність продукту, кДж/(кг·К); t_1, t_2 — відповідно середня початкова і кінцева температура продукту, °С.

Витрати теплоти на випаровування води з поверхні дзеркала води, кДж,

$$Q_2 = S_{\text{в}} k_{\text{в}} (P_1 - \phi P_2) r, \quad (2.118)$$

де $S_{\text{в}}$ — площа поверхні випаровування води, м²; $k_{\text{в}}$ — коефіцієнт випаровування, кг/м²·с·Па; ϕ — відносна вологість повітря; P_1, P_2 — пружність парів води за температури випаровування води і температури повітря, Па; r — теплота випаровування, що відповідає температурі бланшування чи обшпарювання, кДж/кг.

Коефіцієнт випаровування

$$k_{\text{в}} = 1,55 \cdot 10^{-7} (v_{\text{рп}})^{0,8}, \quad (2.119)$$

де v — швидкість руху повітря, м; $\rho_{\text{п}}$ — густина повітря, кг/м³.

Витрати теплоти на підігрівання води, що доливається у ванну, кДж,

$$Q_3 = W_{\text{в}} c_{\text{в}} (t_4 - t_3), \quad (2.120)$$

де $W_{\text{в}}$ — витрати води, що доливається у ванну, кг/с; $c_{\text{в}}$ — питома теплоємність води, кДж/(кг·К); t_3, t_4 — відповідно середня початкова і кінцева температура води, що доливається у ванну, °С.

Витрати теплоти на нагрівання транспортувального органа, кДж,

$$Q_4 = m_{\text{к}} c_{\text{к}} (t_6 - t_5), \quad (2.121)$$

де $m_{\text{к}}$ — маса стрічки конвеєра, кг; $c_{\text{к}}$ — питома теплоємність матеріалу стрічки конвеєра, кДж/(кг·К); t_5, t_6 — відповідно середня початкова і кінцева температура стрічки конвеєра, К.

Витрати теплоти в навколишнє середовище, кДж,

$$Q_5 = S \alpha_0 (t_{\text{с.к}} - t_{\text{п}}), \quad (2.122)$$

де S — площа поверхні ванни, що контактує з повітрям, м²; α_0 — сумарний коефіцієнт тепловіддачі конвекцією і випромінюванням, кДж/(м²·К); $t_{\text{с.к}}$ — середня температура стінки камери, °С; $t_{\text{п}}$ — температура повітря, °С.

Загальні витрати теплоти на бланшування й обжарювання в середовищі пари, кДж,

$$Q'_{\text{заг}} = Q'_1 + Q'_2 + Q'_3 + Q'_4, \quad (2.123)$$

де Q'_1 — витрати теплоти на нагрівання продукту, кДж; Q'_2 — витрати теплоти на нагрівання транспортувального органа, кДж; Q'_3 — витрати теплоти на компенсацію втрат від стінок апарата, кДж; Q'_4 — витрати теплоти, пов'язані з втратами пари через негерметичність апарата, кДж (за наявності витяжної труби вони становлять 50...100 % від суми трьох попередніх показників, без витяжної труби — 10...20 %).

Площа поверхні нагрівання, м^2 ,

$$S = \frac{Q_{\text{заг}}}{k\Delta t}, \quad (2.124)$$

де k — коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; Δt — різниця температур між нагрівальною парою і середовищем, $^{\circ}\text{C}$.

Витрати охолоджувальної води, $\text{кг}/\text{с}$,

$$W_{\text{охл}} = \frac{m_{\text{п}} c (t_2 - t_1)}{c (t_{\text{к}} - t_{\text{п}})}, \quad (2.125)$$

де t_2 — температура води до охолодження, $^{\circ}\text{C}$; t_1 — температура води після охолодження, $^{\circ}\text{C}$; c — питома теплоємність продукту, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_{\text{п}}$, $t_{\text{к}}$ — відповідно початкова і кінцева температура охолоджувальної води, $^{\circ}\text{C}$.

2.6.3. Стерилізатори періодичної дії

Для стерилізації харчових продуктів застосовують переважно два типи вертикальних автоклавів — дво- і чотирикошикові, рідше — одно- та трикошикові. Основна конструктивна відмінність між ними — висота корпусу.

Технологічний розрахунок. Кількість банок, що вміщується в одну сітку автоклава (рис. 2.26), визначають за формулою

$$z = 0,785a \left(\frac{d_{\text{с}}^2}{d_{\text{б}}^2} \right), \quad (2.126)$$

де $d_{\text{с}}$ — діаметр сітки автоклава, м; $d_{\text{б}}$ — зовнішній діаметр банки, м; a — відношення висоти сітки до висоти банки (беруть ціле найближче менше число):

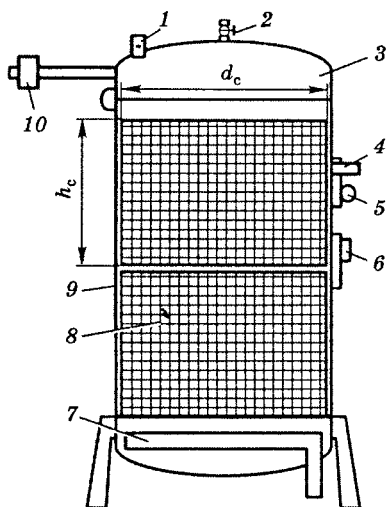


Рис. 2.26. Схема вертикального автоклава:

1 — запобіжний клапан; 2 — кран; 3 — кришка; 4 — термометр; 5 — манометр; 6 — програмний регулятор; 7 — кільцевий барботер; 8 — корзина; 9 — корпус; 10 — зрівноважувальний пристрій

Кількість банок, що завантажуються в один автоклав, шт.,

$$z_6 = z_c z. \quad (2.130)$$

Тривалість повного циклу роботи автоклава, с,

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 + \tau_5, \quad (2.131)$$

де τ_1 — тривалість завантаження автоклава, с; τ_2 — тривалість підвищення температури і тиску, с; τ_3 — тривалість безпосередньої стерилізації, с; τ_4 — тривалість зменшення тиску і температури — тривалість охолодження, с; τ_5 — тривалість розвантаження банок, с.

Значення τ_2, τ_3, τ_4 визначають відповідно до формули стерилізації.

Продуктивність автоклава, банок/с,

$$Q_a = \frac{z_6}{\tau_{\text{ц}}}. \quad (2.132)$$

$$a = \frac{h_c}{h_6}, \quad (2.127)$$

де h_c — висота сітки, м; h_6 — висота банки, м.

Тривалість заповнення банками однієї сітки, с,

$$\tau_c = \frac{z}{Q_{\text{л}}}, \quad (2.128)$$

де $Q_{\text{л}}$ — продуктивність лінії, банок/с.

Кількість сіток, що завантажуються в один автоклав, шт.,

$$z_c = \frac{\tau_6}{\tau_c}, \quad (2.129)$$

де τ_6 — максимальна тривалість витримування (накопичування) банок до їх стерилізації після закупорювання, с (як правило, $\tau_6 \leq 1800$; беруть ціле найближче менше число).

Кількість потрібних автоклавів для лінії стерилізації, шт.,

$$z_a = \frac{Q}{Q_a}, \quad (2.133)$$

де Q — продуктивність технологічної лінії, банок/с.

Тепловий розрахунок автоклава. Тепловий розрахунок автоклава охоплює витрати пари на стерилізацію та витрати охолоджувальної води.

Витрати пари за один цикл роботи автоклава розраховують окремо для кожного періоду. За перший період роботи автоклава тепла енергія витрачається на нагрівання апарата, сіток, тари, кришок, продукту та компенсацію витрат у навколишнє середовище. Витрати теплоти за перший період роботи автоклава визначають таким чином.

Теплота, що витрачається на нагрівання автоклава, кДж,

$$Q_1 = m_1 c_1 (t_c - t_1), \quad (2.134)$$

де m_1 — маса автоклава без сіток, кг; $c_1 = 0,481$ — питома теплоємність сталі, кДж/(кг·К); t_c — температура стерилізації продукту, °С; t_1 — початкова температура автоклава, °С (беруть нижчою за кінцеву температуру продукту після охолодження на 5 °С).

Теплота, що витрачається на нагрівання сіток, кДж,

$$Q_2 = m_2 c_2 (t_c - t_2), \quad (2.135)$$

де m_2 — маса сіток, кг; t_2 — початкова температура сітки, °С.

Теплота, що витрачається на нагрівання банок, кДж,

$$Q_3 = m_3 c_3 (t_c - t_3), \quad (2.136)$$

де m_3 — маса банок, кг; c_3 — питома теплоємність матеріалу тари, кДж/(кг·К); t_3 — початкова температура банок, яка відповідає температурі продукту $t_{\text{пр}}$, °С.

Маса банок, кг,

$$m_3 = z_6 m_6, \quad (2.137)$$

де m_6 — маса однієї банки, кг.

Витрати теплоти на нагрівання кришок — величина незначна, тому її не враховують.

Витрати теплоти на нагрівання продукту в банках, кДж,

$$Q_4 = m_4 c_4 (t_c - t_4), \quad (2.138)$$

де m_4 — маса продукту в одній банці, кг; c_4 — питома теплоємність продукту, кДж/(кг·К).

Витрати теплоти на нагрівання води в автоклаві, кДж,

$$Q_5 = m_5 c_5 (t_c - t'_1), \quad (2.139)$$

де m_5 — маса води в автоклаві, яку визначають за місткістю автоклава без урахування місткості сіток і банок, кг; c_5 — питома теплоємність води, кДж/(кг·К); t'_1 — температура води в автоклаві, °С (беруть нижчою за кінцеву температуру продукту після охолодження на 5 °С).

Витрати теплоти в навколишнє середовище, кДж,

$$Q_6 = S_a \tau_2 \alpha_0 (t_{ct} - t_{\Pi}), \quad (2.140)$$

де S_a — площа поверхні нагрівання автоклава, м²; τ_2 — тривалість нагрівання, с; α_0 — сумарний коефіцієнт тепловіддачі; t_{ct} — температура зовнішньої стінки автоклава з урахуванням теплоізоляції, °С (беруть такою, що дорівнює половині середньої температури води в початковий період); t_{Π} — температура повітря в приміщенні, °С.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі розраховують за формулою

$$\alpha_0 = 9,7 + 0,07(t_{ct} + t_{\Pi}). \quad (2.141)$$

Температура зовнішньої стінки автоклава, °С,

$$t_{ct} = \frac{t_1 + t_c}{4}. \quad (2.142)$$

Загальні витрати теплоти, кДж,

$$Q_{\text{заг}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \quad (2.143)$$

Витрати пари за період першого етапу роботи автоклава, кг,

$$W_{\text{п1}} = \frac{Q_{\text{заг}}}{i_{\Pi} - i_{\text{к}}}, \quad (2.144)$$

де i_{Π} — питома ентальпія з урахуванням тиску та ступеня сухості, кДж/кг; $i_{\text{к}}$ — питома ентальпія конденсату при стерилізації продуктів у воді, кДж/кг.

Витрати теплоти, що витрачається на компенсацію витрат у навколишнє середовище, кДж,

$$Q_7 = S_a \tau_3 \alpha_0 (t'_{\text{ст}} - t_{\text{п}}), \quad (2.145)$$

де τ_3 — тривалість стерилізації, с; α_0 — сумарний коефіцієнт тепловіддачі; $t'_{\text{ст}}$ — температура стінки автоклава з урахуванням теплоізоляції, °С (беруть такою, що дорівнює половині температури стерилізації).

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі визначають за формулою

$$\alpha_0 = 9,7 + 0,07(t'_{\text{ст}} - t_{\text{п}}). \quad (2.146)$$

Витрати пари за другий період роботи автоклава, кг,

$$W_{\text{п2}} = \frac{Q_7}{i_{\text{п}} - i_{\text{к}}}. \quad (2.147)$$

Загальні витрати пари, кг,

$$W_{\text{п.3}} = W_{\text{п1}} + W_{\text{п2}}. \quad (2.148)$$

Запитання для самоперевірки

1. Які основні принципи закладено в процес калібрування плодів та овочів?
2. Які чинники потрібно враховувати, вибираючи калібрувальну машину? **3.** Від яких параметрів залежить продуктивність тросової калібрувальної машини? **4.** Який із конструктивних параметрів істотно впливає на продуктивність інспектувального конвеєра? **5.** Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність вібраційної мийної машини? **6.** З яких трьох конструктивних елементів складається щіткова мийна машина? **7.** На які з показників у роботі лопатевої мийної машини впливають кількість лопатей та характер їх розміщення? **8.** Від яких чинників залежить продуктивність абразивної очисної машини періодичної дії? **9.** Як оцінити технологічну ефективність абразивної очисної машини періодичної дії? **10.** Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність абразивної очисної машини безперервної дії? **11.** Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність дискової овочерізки? **12.** Чи залежить продуктивність відцентрової овочерізки від діаметра барабана? **13.** Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність дискової овочерізки з дисковими ножами? **14.** Якими робочими органами може комплектуватися триплощинна овочерізка? **15.** Чи залежить продуктивність овочерізки з дисковими ножами від частоти обертання вала? **16.** Які чинники впливають на продуктивність протиральної машини? **17.** Якими показниками характеризується робота паромасляної печі? **18.** Що таке питома продуктивність паромасляної печі? **19.** Як визначають продуктивність закритого обшпарювача? **20.** Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність гвинтового бланшувача? **21.** Як визначають продуктивність ковшового стрічкового бланшувача? **22.** Яка послідовність технологічного розрахунку автоклава? **23.** Що таке тепловий розрахунок автоклава?

3. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ МОЛОКА

3.1. Особливості технології переробки молочної продукції

Сировиною для всіх молочних виробів є натуральне молоко. Його можна споживати свіжим або готувати з нього такі продукти, як молоко пастеризоване, молоко стерилізоване, вершки, кефір, сметану, різні види сирів, вершкове масло, молоко згущене і сухе та багато інших продуктів. Водночас молоко є сприятливим середовищем для розвитку найрізноманітніших мікроорганізмів.

Для збереження молока і молочної продукції у свіжому вигляді застосовують різні технологічні операції та обладнання (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Машини та обладнання для молокопереробних виробництв

3.2. Машина для охолодження молока

Для короткочасного зберігання та охолодження молока використовують баки і ванни без теплоізоляції, для тривалого — вертикальні й горизонтальні резервуари, а також танки-охолодники, баки і ванни, що мають теплоізоляцію, та зрошувальні охолодники. Зрошувальні охолодники класифікують на одно- і багатосекційні. Односекційні охолодники мають трубки круглого профілю, тому їх називають круглотрубчастими, а багатосекційні охолодники — фасонного профілю. Як холодоносії використовують воду, крижану воду, розсіл або аміак. Широко застосовують пластинчасті й трубчасті закриті охолодники, які за конструкцією і принципом дії аналогічні комбінованим (універсальним) пластинчастим, трубчастим апаратам, або трубчастим пастеризаторам.

Охолодники поділяють на одно- і двоступінчасті. В одноступінчастих охолодниках застосовують тільки один холодоагент (найчастіше воду, крижану воду або розсіл), а в двоступінчастих — на першому етапі продукт охолоджується водою, а на другому — розсолом або аміаком.

3.2.1. Циліндричний охолодник

Продуктивність циліндричного охолодника, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$Q = \frac{Vk}{60\tau_{\text{ц}}}, \quad (3.1)$$

де V — об'єм резервуара, м^3 ; $k = 0,80 \dots 0,85$ — коефіцієнт використання робочого об'єму; $\tau_{\text{ц}}$ — тривалість відповідно повного циклу роботи резервуарів, хв:

$$\tau_{\text{ц}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3, \quad (3.2)$$

де τ_1 , τ_2 — тривалість завантаження і вивантаження, хв; τ_3 — тривалість охолодження продукту, хв.

Ефективність перемішування продукту забезпечується лопатевою мішалкою і досягається при таких співвідношеннях параметрів (рис. 3.2): $d = (0,3 \dots 0,4)D$; $\Delta h = (0,5 \dots 1,0)h$; $h = (0,1 \dots 0,5)d$.

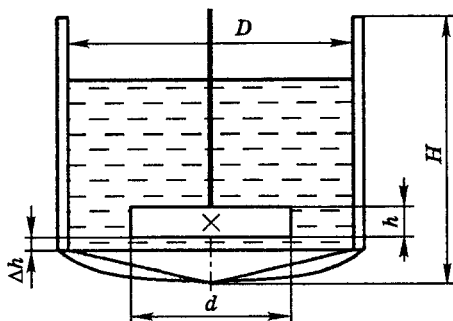


Рис. 3.2. Схема циліндричного охолодника

Об'єм резервуара, м³,

$$V = \frac{Q\tau}{60k}. \quad (3.3)$$

Згідно з конструктивними параметрами об'єм резервуара становить

$$V = \frac{\pi D^2 H}{4} = \frac{\pi D^3 k_k}{4}, \quad (3.4)$$

де D — діаметр резервуара, м; H — висота резервуара, м; $k_k = 0,80 \dots 3,0$ — коефіцієнт співвідношення висоти резервуара до його діаметра.

Діаметр резервуара, м,

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q\tau_{\text{ц}}}{15k\pi k_k}}. \quad (3.5)$$

Енергетичний розрахунок мішалок. Потужність для приведення мішалки в рух, кВт,

$$N = 0,01Ad^{4,56} \left(\frac{n}{60} \right)^{2,78} \mu^{0,22} \rho^{0,78}, \quad (3.6)$$

де A — стала, яка залежить від типу мішалки (табл. 3.1); d — діаметр мішалки, м; n — частота обертання мішалки, хв⁻¹; μ — динамічна в'язкість продукту, Па·с (табл. 3.2); ρ — густина продукту, кг/м³.

Таблиця 3.1. Стала A , яка залежить від типу мішалки

Мішалка	A	Мішалка	A
Дволопатова	8,3	Пропелерна	1,66
Дволопатова з кутом нахилу лопаті 45°	5,13	Чотирилопатова	10,1

Таблиця 3.2. Динамічна в'язкість молочних продуктів

Продукт	μ , Па·с	Продукт	μ , Па·с
Молоко незбиране: за $t = 5 \dots 20$ °C	$(3,0 \dots 1,8)10^{-3}$	Вершки: за $t = 15 \dots 70$ °C та $J^* = 25$ %	$(5,6 \dots 1,5)10^{-3}$
за $t = 30 \dots 80$ °C	$(1,3 \dots 0,6)10^{-3}$	за $t = 15 \dots 70$ °C та $J^* = 30$ %	$(8,1 \dots 1,8)10^{-3}$
Молоко знежирене за $t = 15$ °C	$1,7 \cdot 10^{-3}$	Кефір за $t = 10 \dots 30$ °C	$(13,9 \dots 4,5)10^{-3}$

J^* — жирність продукту.

3.2.2. Пластинчастий охолодник молока

Загальна площа поверхні пластин охолодника, м^2 ,

$$S = \frac{Q_{\text{т.л}} c (t_1 - t_2)}{k \Delta t_{\text{ср}}}, \quad (3.7)$$

де $Q_{\text{т.л}}$ — продуктивність технологічної лінії, кг/год ; $c = 3,86 \dots 3,96$ — теплоємність молока, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $k = 1745 \dots 2326$ — коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $t_1 = 32 \dots 35$ — початкова температура молока, яке подається в охолодник, $^{\circ}\text{C}$; $t_2 = 8 \dots 15$ — кінцева температура молока після охолодження, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{ср}}$ — середня логарифмічна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{2,3 \lg \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}, \quad (3.8)$$

де $\Delta t_{\text{max}} = t_1 - t_{\text{o.p}}$ — різниця температур між молоком і охолоджувальною рідиною на початку процесу, $^{\circ}\text{C}$; $\Delta t_{\text{min}} = t_2 - t_{\text{o.p}}$ — різниця температур між молоком і охолоджувальною рідиною в кінці процесу, $^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{o.p}}$ — початкова температура охолоджувальної рідини, $^{\circ}\text{C}$ (для води $t_{\text{o.p}} = 4 \dots 12$).

Визначення параметрів охолодника. Кількість пластин охолодника, шт.,

$$z = \frac{S}{bh} = \frac{S}{f}, \quad (3.9)$$

де S — площа поверхні пластин охолодника, м^2 ; b, h — відповідно ширина і висота пластини, м ; $f = 0,0043$ — площа робочої поверхні пластини, м^2 .

Зазор між пластинами, м ,

$$\delta = \frac{\text{Re} \mu g}{v \rho}, \quad (3.10)$$

де Re — число Рейнольдса (для води $\text{Re} \geq 10\,000$); μ — динамічна в'язкість рідини, $\text{Па} \cdot \text{с}$; g — прискорення вільного падіння, $\text{м}/\text{с}^2$; v — швидкість руху рідини, $\text{м}/\text{с}$ (для води $v = 0,3 \dots 1,5$); ρ — густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$ (для води $\rho = 998 \dots 1000$).

Витрати охолоджувальної рідини, кг/год ,

$$W_p = Q_{т.л} k_v, \quad (3.11)$$

де k_v — коефіцієнт кратності витрати рідини (для води $k_v = 3 \dots 5$).

Кількість холоду, потрібна для охолодження молока, Вт,

$$G = Q_{т.л} c(t_1 - t_2), \quad (3.12)$$

де $c = 3,86 \dots 3,96$ — питома теплоємність молока, кДж/(кг·К); t_1, t_2 — відповідно початкова і кінцева температура молока, °С.

3.3. Обладнання для теплової обробки молока

Обладнання для теплової обробки молока і рідких молочних продуктів забезпечує процеси підігрівання, пастеризації, стерилізації тощо.

У більшості апаратів відбувається теплообмін між гарячими і холодними середовищами, розділеними перегородками.

Для економії тепла і холоду, а отже, і зниження собівартості продукту при пастеризації та охолодженні застосовують регенератори. Розрізняють регенератори прямопотокові, протипотокові та з проміжним агентом.

Найширше застосовують пластинчасті апарати з гофрованими поверхнями (пластинами), водяним обігріванням у секції пастеризації і повною автоматизацією процесу.

Комбіновані (універсальні) пластинчасті установки бувають чотири-, п'яти- і шестисекційними. Кожна секція складається з пакетів пластин. Молоко, надходячи в ту чи іншу секцію, послідовно проходить пакет за пакетом і по всіх пластинах. Комбіновані апарати мають витримувачі.

Під час виробництва деяких молочних продуктів (згущеного молока без цукру, стерилізованого незбираного молока і вершків) для повного знищення мікроорганізмів проводять стерилізацію. Найпростішими стерилізаторами є автоклави.

3.3.1. Пастеризатори

Пастеризатори поділяють: за способом теплової обробки — на термічні та холодні; за джерелом використання енергії — на парові, електричні з нагрівом, інфрачервоною радіацією, ультрафіолетовим опроміненням і височастотні вібратори; за характером виконання процесу — безперервної та періодичної дії.

За термічними режимами найпоширенішими є тривала, короткотривала та миттєва пастеризації молока.

Ефективність пастеризації залежить від температури нагрівання молока і тривалості витримувannya його за цієї температури. Досягають її тільки тоді, коли продукт перебуває за певної температури впродовж достатнього і необхідного часу:

$$\ln \tau = 36,84 - 0,48t, \quad (3.13)$$

де τ — час перебування продукту за певної температури пастеризації, необхідний для завершення пастеризації, с; t — задана температура молока, °С.

Пастеризацію вважають завершеною, якщо τ дорівнює дійсному часу τ_d перебування продукту за заданої температури. Для оцінювання завершеності процесу застосовують критерій Пастера:

$$Pa = \frac{\tau_d}{\tau}. \quad (3.14)$$

Ефективність пастеризації залежить також від кількісного і якісного складу мікрофлори сирого молока.

При заданих режимах залежність ефективності пастеризації від кількості мікроорганізмів оцінюється коефіцієнтом швидкості їхньої загибелі:

$$\varepsilon = \frac{\ln N_0 - \ln N_k}{\tau_d}, \quad (3.15)$$

де N_0 — початкова кількість бактерій у 1 мл молока; N_k — кінцева кількість бактерій у 1 мл молока.

У пастеризаторах із безпосереднім паровим обігрівом визначають витрату пари, кг/с,

$$W_{\text{п}} = \frac{Q c_{\text{п}} \rho_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_{\text{к}})}{i - t_{\text{п}} c_{\text{к}}}, \quad (3.16)$$

де Q — продуктивність пастеризатора, м³/с; $c_{\text{п}}$ — питома теплоємність продукту, Дж/(кг·К); $\rho_{\text{п}}$ — густина продукту, кг/м³; $t_{\text{п}}$ — температура пастеризації продукту, °С; $t_{\text{к}}$ — температура продукту після пастеризації, °С; i — питома ентальпія пари, Дж/кг; $c_{\text{к}}$ — питома теплоємність конденсату, Дж/(кг·К).

Коефіцієнт регенерації

$$E = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{к}}}{t_{\text{п}} - t_{\text{к}}}, \quad (3.17)$$

де t_p — температура сирого молока після нагрівання його пастеризованим (температура регенерації), °C.

Кількість теплоти, що витрачається на пастеризацію молока, попередньо нагрітого в регенераторі, Дж,

$$W_2 = W_1 \frac{t_{п} - t_p}{t_{п} - t_k}, \quad (3.18)$$

де W_1 — кількість теплоти, яка потрібна для пастеризації продукту без використання регенераторів, Дж.

Кількість холоду, яка потрібна для охолодження пастеризованого молока після регенерації, Дж,

$$W'_2 = W'_1 \frac{t_{п.п} - t_p}{t_{п} - t_0}, \quad (3.19)$$

де W'_1 — кількість холоду, яка потрібна для охолодження пастеризованого, але не регенованого молока, Дж; $t_{п.п}$ — температура пастеризованого молока після регенерації, °C; t_0 — температура охолодження пастеризованого молока, °C.

Економію тепла і холоду в процесі регенерації оцінюють за показниками економічності витрати теплоти E_T і холоду E_x , %:

$$E_T = \frac{t_{п} - t_p}{t_{п} - t_k} 100; \quad (3.20)$$

$$E_x = \frac{t_{п.п} - t_p}{t_{п} - t_0} 100. \quad (3.21)$$

При проведенні багатьох технологічних процесів пастеризацію, регенерацію та охолодження здійснюють послідовно на різних апаратах (як мінімум на трьох), а також на комбінованих (трубчастих і пластинчастих).

Вихідне молоко надходить у секцію регенерації, звідки воно спочатку спрямовується у молокоочисник, а потім у секцію пастеризації (за наявності двох секцій пастеризації молоко проходить їх послідовно). Після цього молоко надходить у витримувач, звідки через зворотний клапан направляється в секцію регенерації. Із секції регенерації молоко потрапляє в секцію охолодження водою і секцію охолодження розсолем або крижаною водою. Оскільки молоко послідовно проходить усі секції універсального апарата, продуктивність кожної з них має бути однаковою.

Пластинчастий пастеризатор. Продуктивність кожної секції пластинчастого пастеризатора визначають за формулою

$$Q = \frac{S\alpha\Delta t_{cp}}{c_{п}\rho_{п}(t_2 - t_1)}, \quad (3.22)$$

де S — площа поверхні охолодження, m^2 ; $\alpha = 2907...3372$ — коефіцієнт тепловіддачі, $kBt/(m^2 \cdot K)$; t_2, t_1 — відповідно вища та нижча температура молока, $^{\circ}C$.

Тепловий баланс для кожної секції пластинчастого пастеризатора

$$Qc_{п}\rho_{п}(t_2 - t_1) = Q_{г}c_{г}\rho_{г}(t_{1г} - t_{2г}), \quad (3.23)$$

де $Q_{г}$ — витрата нагрівальної чи охолоджувальної рідини, m^3/c ; $c_{г}$ — питома теплоємність нагрівальної чи охолоджувальної рідини, $Дж/(кг \cdot K)$; $\rho_{г}$ — густина нагрівальної чи охолоджувальної рідини, $кг/m^3$; $t_{1г}, t_{2г}$ — вища та нижча температура нагрівальної чи охолоджувальної рідини, $^{\circ}C$.

Для універсальних апаратів, у яких продукт нагрівається в секції пастеризації паром, рівняння теплового балансу має вигляд

$$Qc_{п}\rho_{п}(t_2 - t_1) = W_{п}(i_{п} - c_{к}t_{к}), \quad (3.24)$$

де $W_{п}$ — витрата пари, $кг/c$; $i_{п}$ — питома ентальпія пари, $кДж/кг$; $c_{к}$ — питома теплоємність конденсату, $Дж/(кг \cdot K)$; $t_{к}$ — температура конденсату, $^{\circ}C$.

Площа поверхні нагрівання кожної секції, m^2 ,

$$S_p = mf = mz_p f_p = mz_p l_p b_p, \quad (3.25)$$

де S_p — площа поверхні одного рифля з одного боку, m^2 ; m — кількість пластин у секції; f — площа поверхні пластини з одного боку, m^2 ; z_p — кількість рифлів на пластині, шт.; l_p — довжина одного рифля по вертикалі, m ; b_p — ширина одного рифля по горизонталі, m .

Коефіцієнт теплопередачі в пластинчастих апаратах можна визначити за формулою

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda}}, \quad (3.26)$$

де α_1 — коефіцієнт тепловіддачі від гарячої рідини до стінки, $Bt/(m^2 \cdot K)$; α_2 — коефіцієнт тепловіддачі від стінки до холоднішої рідини, $Bt/(m^2 \cdot K)$; $\frac{\delta}{\lambda}$ — термічний опір стінки, $m^2 \cdot K/Bt$.

Якщо рідина рухається по обидва боки пластини, то природа α_1 та α_2 є цілком однаковою, критерій Нуссельта дорівнює

$$Nu = A Re^n Pr^m (Pr/Pr_{г.ш})^p, \quad (3.27)$$

де A — експериментальний коефіцієнт; Re — критерій Рейнольдса; Pr — критерій Прандтля для середньої температури рідини; $Pr_{г.ш}$ — критерій Прандтля для температури граничного шару; n , m , p — показники степеня.

Коефіцієнт A та показники степеня n , m , p для кожного типу пластин визначають експериментально. У більшості випадків для сучасних типів комбінованих пластинчастих апаратів відношення $Pr/Pr_{г.ш} = 1$. Тому в технічних розрахунках за формулою (3.27) ним можна знехтувати.

Критерій Нуссельта

$$Nu = \frac{\alpha d_{екв}}{\lambda}, \quad (3.28)$$

де α — коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²·К); $d_{екв}$ — еквівалентний діаметр, м:

$$d_{екв} = 4 \frac{b_p h}{2(b_p + h)} \approx 2h, \quad (3.29)$$

h — відстань між пластинами, м; λ — коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К).

Критерій Прандтля

$$Pr = \frac{c\mu\rho}{\lambda}, \quad (3.30)$$

де c — питома теплоємність продукту, Дж/(кг·К); μ — кінематична в'язкість, м²/с; ρ — густина продукту, кг/м³.

Швидкість руху рідини в зазорі між пластинами, м/с,

$$v = \frac{Q}{3600 b_p h z}, \quad (3.31)$$

де z — кількість зазорів між пластинами, в яких рухається рідина;

$z = \frac{0,5m}{z_{п}}$; m — кількість пластин; $z_{п}$ — кількість пакетів у секції.

Важливим показником роботи пластинчастого пастеризатора є тривалість перебування молока в кожній секції, с,

$$\tau_c = \frac{L}{v} = \frac{1800 l_p b_p h}{Q}, \quad (3.32)$$

де L — довжина шляху руху молока в секції, м.

При послідовному переході молока з одного пакета пластин в інший L є добутком довжини шляху руху по одній пластині на кількість пакетів:

$$L = l_p z. \quad (3.33)$$

Тривалість перебування продукту в секції витримування, с,

$$\tau_B = \frac{L_B}{v_B} = \frac{900 \ln \pi d_B^2}{Q}, \quad (3.34)$$

де L_B — довжина витримувача, м; d_B — діаметр витримувача (якщо витримувач круглотрубчастий), м; v_B — швидкість руху продукту у витримувачі, м/с.

Ефект пастеризації можна гарантувати за умови

$$\ln \tau_{\Pi} = \ln \tau = 36,84 - 0,48t. \quad (3.35)$$

Потрібно також, щоб критерій Ra становив не менше ніж одиниця.

Щоб установити бактерицидну ефективність пластинчастого пастеризатора, треба визначити загальний критерій Пастера $Ra_{\text{заг}}$, тобто для секцій регенерації, пастеризації і витримування,

$$Ra_{\text{заг}} = Ra_{p1} + Ra_{\Pi} + Ra_B + Ra_{p2}, \quad (3.36)$$

де Ra_{p1} , Ra_{p2} — відповідно критерії Пастера в секції пастеризації на лінії холодного молока і на лінії пастеризованого молока; Ra_{Π} , Ra_B — критерій Пастера відповідно в секції пастеризації й у витримувачі.

У загальному вигляді для секцій регенерації та пастеризації:

$$Ra = \int_{60}^{t_{\text{кінц}}} \frac{d\tau_{\Pi}}{\tau}. \quad (3.37)$$

Для секцій регенерації і пастеризації критерій Ra визначити дуже важко, тому на практиці обмежуються розрахунком Ra_B .

Сумарні, або загальні, гідравлічні опори руху продукту в універсальному апараті, м,

$$H_{\text{заг}} = H_p + H_{\Pi} + H_{p1} + H_{o.v} + H_{o.p} + H_v + H_T, \quad (3.38)$$

де H_p , H_{p1} — гідравлічний опір на лінії холодного і гарячого продукту в секції регенерації, м; H_{Π} — гідравлічні опори в секції пастеризації, м; $H_{o.v}$, $H_{o.p}$ — гідравлічні опори в секціях охолодження відповідно водою і розсолем, м; H_v — гідравлічні опори у витримувачі, м; H_T — гідравлічні опори в трубопроводах установки, м.

Гідравлічні опори в кожній секції H_c можна визначити за формулою

$$H_c = \xi_{\text{оп}} \frac{l_p z}{d_{\text{екв}}} \frac{v^2}{2g} + \sum \xi_{\text{м.о}} \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g}. \quad (3.39)$$

У суму коефіцієнтів місцевих опорів входять усі коефіцієнти, зумовлені поворотами рідини в зазорі між двома пластинами і між пакетами однієї секції. Коефіцієнт опору $\xi_{\text{оп}}$ у рифлених пластинах, незважаючи на невелике значення критерію Re , визначають, як для турбулентного режиму. Це пояснюється тим, що за рахунок рифлів, які є штучними турбулізаторами, критичне число $Re_{\text{кр}}$ у зазорах між пластинами становить не більше ніж 150...300.

Пастеризатор молока миттєвої дії. Площа нагрівання пастеризатора, м^2 ,

$$S = \frac{Qc(t_k - t_{\Pi})}{\alpha \Delta t_{\text{cp}}}, \quad (3.40)$$

де Q — продуктивність пастеризатора, кг/год ; $c = 3,86...3,96$ — теплоємність молока, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $\alpha = 2,90...3,37$ — коефіцієнт тепловіддачі, $\text{кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$; $t_k = 85$ — кінцева температура молока, $^{\circ}\text{C}$; t_{Π} — початкова температура молока, $^{\circ}\text{C}$ (з ємкості — $t_{\Pi} = 5$, після доїння — $t_{\Pi} = 37$); Δt_{cp} — середня логарифмічна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{\Delta t_{\text{max}} - \Delta t_{\text{min}}}{2,31 \lg \frac{\Delta t_{\text{max}}}{\Delta t_{\text{min}}}}. \quad (3.41)$$

Визначення діаметра і висоти пастеризатора. Діаметр пастеризатора визначають із залежності $D/h_{\Pi} = 0,9...1,2$, звідки

$$D = \sqrt{\frac{(0,9...1,2)S}{2\pi}}; \quad h_{\Pi} = \frac{D}{0,9...1,2}. \quad (3.42)$$

Годинну витрату пари на роботу пастеризатора обчислюють з виразу балансу теплообміну:

$$Gc(t_k - t_n) = W_n(i_n - i_k)\eta_m, \quad (3.43)$$

де W_n — витрата пари, кг/год:

$$W_n = \frac{Gc(t_k - t_n)}{(i_n - i_k)\eta_m}, \quad (3.44)$$

$i_n = 2679$ — питома ентальпія пари, кДж/кг; $i_k = 376$ — питома ентальпія конденсату, кДж/кг; $\eta_m = 0,85 \dots 0,90$ — тепловий ККД пастеризатора.

Теплова продуктивність пастеризатора, Вт/год,

$$Q_T = Gc(t_k - t_n). \quad (3.45)$$

Частота обертання витіснювального барабана, хв⁻¹,

$$n = 30 \sqrt{\frac{H2g}{\pi^2 r_d^2}}, \quad (3.46)$$

де H — висота підйому молока витіснювальним барабаном, мм; r_d — радіус лопатей барабана, мм: $r_d = D/2 + (50 \dots 60)$.

3.4. Машини для сепарування молока та молочних продуктів

Швидке отримання молочних вершків та очищення молока від механічних домішок і нормалізацію його за жирністю здійснюють на відцентрових сепараторах. За призначенням сепаратори поділяють на вершковідокремлювачі, очисники, нормалізатори, гомогенізатори та універсальні сепаратори і центрифуги (для виділення білкового згустку). Найширше застосовують вершковідокремлювачі, очисники і нормалізатори.

За конструкцією барабана розрізняють безтарілчасті і тарілчасті сепаратори, за конструкцією пристроїв для підведення молока і відведення фракцій — відкриті, напівзакриті (напівгерметичні) і закриті (герметичні).

Принципові схеми барабанів, які використовують у сепараторах для розділення молочних продуктів, зображено на рис. 3.3.

Безтарілчасті сепаратори (центрифуги) застосовують для зневоднення сирного зерна при виробництві сиру та казеїну.

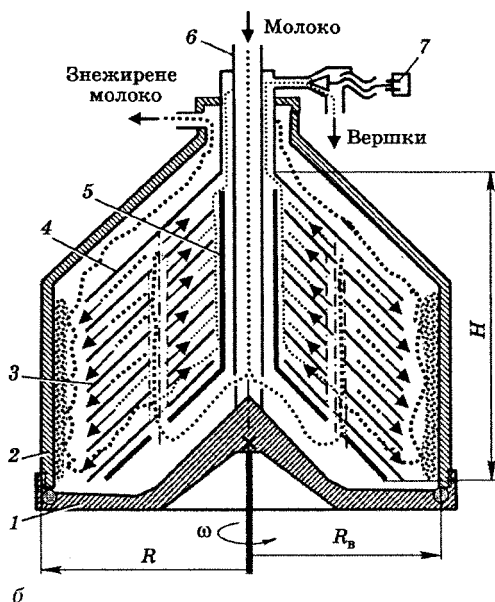
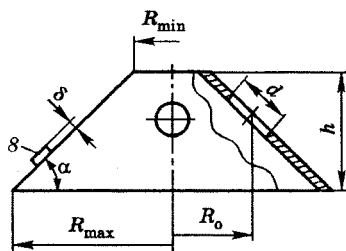
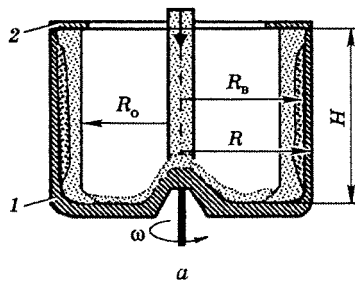


Рис. 3.3. Схеми барабанів:

а — безтарілкового сепаратора (центрифуги); *б* — сепаратора-вершковідокремлювача; 1 — корпус; 2 — кришка; 3 — тарілка; 4 — тарілка розподільна; 5 — тарілко-тримач; 6 — порожнистий вал; 7 — регулювальний гвинт; 8 — виступ

Продукт, який подається в безтарілчастий барабан (рис. 3.3, *а*), починає обертатися разом із барабаном. Відцентрові сили діють на кожну часточку продукту і створюють тиск, який збільшується в радіальному напрямку. Цей тиск у тисячі разів більший від гідростатичного тиску і гравітаційних сил. Тому вільна поверхня продукту, що сепарується, є циліндричною. Важка фракція (осад) концентрується на внутрішній стінці барабана, легка — біля вільної поверхні продукту. Ширина кришки 2 визначає максимальну товщину шару продукту, що може оброблятися в центрифугі. Оскільки вплив сили тяжіння в барабані незначний, його можна обертати навколо довільно розміщеної осі в просторі. Це спрощує конструкцію машини, пристроїв для вивантаження фільтрату і осаду із барабана.

Конструктивна схема тарілкового барабана дещо складніша (рис. 3.3, *б*). Молоко подають у порожнистий вал 6, на тарілкотрачачі 5 якого розміщено пакет конічних тарілок 3 з отворами на ро-

бочих поверхнях. З порожнистого вала молоко потрапляє в канали, що утворюються завдяки отворах у пакеті тарілок, і розділяється у міжтарілковому просторі на легку фракцію (вершки) та знежирене молоко. Вершки витискаються важчою фракцією до осі обертання і по щілинах, що є у з'єднаннях тарілок з тарілкотримачем, рухаються вгору до вихідного отвору для вершків з регульовальним гвинтом 7. Знежирене молоко створюваним відцентровими силами тиском витискується до периферії барабана і звідти рухається в просторі між кришкою 2 і пакетом тарілок до вихідного отвору. Часточки бруду, які зазвичай мають густину більшу, ніж густина знежиреного молока, осідають на стінках кожуха. Барабан очисного сепаратора відрізняється конструкцією тарілок, які зроблені без отворів на бічній поверхні. Молоко підводиться на периферію тарілок, звідки видаляється бруд, що осів на стінках барабана.

Частота обертання барабанів сучасних сепараторів становить 6000...9000 хв⁻¹, продуктивність по молоку — 0,25...3,50 л/с. Кількість тарілок — 40...120. Відстань між тарілками у сепараторах-вершковідокремлювачах дорівнює 0,35...0,50 мм, у сепараторах-очисниках — 1...2 мм. Вона фіксується спеціально передбаченими виступами 8, що є на поверхні тарілок. Кут нахилу твірних конусів тарілок до більшої основи $\alpha = 50...60^\circ$.

На продуктивність і металомісткість тарілкового сепаратора найбільше впливають частота обертання барабана, великий і малий радіус тарілок та їх кількість.

3.4.1. Сепаратор

Молоко та інші рідкі продукти розділяються на фракції під дією відцентрових сил, які виникають під час обертання барабана сепаратора.

Розрахунок барабана сепаратора. В основу технологічного розрахунку відцентрових сепараторів покладено формулу Стокса для швидкості осадження дисперсної фази при ламінарному русі рідини у відцентровому полі.

Швидкість руху часточки, м/с,

$$v = \frac{\omega^2 r d^2 (\rho_1 - \rho_2)}{18\mu}, \quad (3.47)$$

де ω — кутова швидкість барабана, рад/с; r — відстань від часточки до осі обертання, м; d — діаметр часточки, м; ρ_1, ρ_2 — густина відповідно суцільної і дисперсної фаз, кг/м³; μ — динамічна в'язкість рідини, Па·с.

Тривалість осадження дисперсної фази в безтарілчастому барабані центрифуги циліндричної форми (див. рис. 3.3, а), с

$$\tau_0 = \frac{18\mu}{d^2 \omega^2 (\rho_1 - \rho_2)} \ln \frac{R_{\max}}{R_0}, \quad (3.48)$$

де $R_{\max}$ — максимальний радіус внутрішньої поверхні барабана, м; R_0 — радіус вільної поверхні рідини, м.

Продуктивність центрифуги, кг/год,

$$Q = \frac{3600\pi\rho(R_{\max}^2 - R_0^2)H}{\tau_0}, \quad (3.49)$$

де H — висота барабана, м.

З виразу (3.49) при заданій продуктивності центрифуги визначають висоту барабана, м,

$$H = \frac{Q\tau_0}{3600\pi\rho(R_{\max}^2 - R_0^2)}. \quad (3.50)$$

Продуктивність тарілчастого сепаратора, кг/год,

$$Q = 1,4 \cdot 10^7 \beta n d^2 z t (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.51)$$

де $\beta = 0,4 \dots 0,6$ — технологічний КПД; n — частота обертання сепаратора, хв^{-1} ; $d = (2 \dots 3) 10^{-6}$ — граничний найменший діаметр жирової кульки, яка вилучатиметься при сепаруванні, м; z — кількість тарілок, шт.; $t = 35 \dots 40$ — температура сепарування молока, $^{\circ}\text{C}$; $R_{\max}$, $R_{\min}$ — найбільший і найменший радіуси тарілки, м ($R_{\min} = 0,015 \dots 0,030$; $R_{\max} = (2,6 \dots 4,5) R_{\min}$); $\alpha = 40 \dots 60$ — кут нахилу твірної тарілки, град.

При проектуванні сепаратора відкритого типу з подачею молока самопливом (див. рис. 3.3) найменший радіус тарілки $R_{\min}$ визначають за даними розрахунку живильного патрубку.

Кількість тарілок сепаратора-вершковідокремлювача при заданій продуктивності, шт.,

$$z = \frac{7,54 \cdot 10^{-8} Q}{\beta n^2 d^2 t (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.52)$$

Кількість тарілок сепаратора-очисника, шт.,

$$z_{\text{с.о}} = \frac{1,5 \cdot 10^3 Q}{n^2 (R_{\max}^3 - R_{\min}^3) \operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.53)$$

Висота тарілки, м,

$$h = (R_{\max} - R_{\min}) \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.54)$$

Висота барабана сепаратора, м,

$$H = h + (\delta + \delta_1) \frac{z}{\cos \alpha}, \quad (3.55)$$

де δ — зазор між тарілками, мм (для сепаратора-вершковідокремлювача — 0,35...0,50, для сепаратора-очисника — 1,00...1,50); $\delta_1 = 0,5$ — товщина тарілки, мм.

Об'єм грязьової камери, м³,

$$V = 10^{-4} \tau Q, \quad (3.56)$$

де τ — тривалість сепарування, год (для сепаратора-вершковідокремлювача — 2,0...2,5; для очисника — 3,5...4,0).

Внутрішній радіус барабана, м,

$$R_b = \sqrt{R_{\max}^2 + \frac{V \cdot 10^{-4}}{\pi(\delta + \delta_1)z}}. \quad (3.57)$$

Зовнішній радіус барабана $R = (1,05...1,08) R_b$, м.

Радіус центрів отворів $R_o = 1,3 R_{\min}$.

Діаметр отворів у тарілках, м,

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 11^{-3} Q}{\pi v_m z_o}}, \quad (3.58)$$

де $v_m = 1,2...1,8$ — швидкість руху молока в барабані, м/с; $z_o = 3...4$ — кількість отворів, шт.

Потужність, потрібна для розгону барабана сепаратора під час його пуску, кВт,

$$N_p = \frac{J \pi^2 n^2}{3,6 \cdot 10^6 \tau_p}, \quad (3.59)$$

де J — момент інерції барабана, кг/м²:

$$J \approx 0,5 \gamma \rho_c \pi H R^4, \quad (3.60)$$

де $\gamma = 0,6$ — коефіцієнт, який враховує пустоти в барабані; $\rho_c = 7850$ — щільність сталі, кг/м³; $\tau_p = 250...300$ — тривалість розгону сепаратора, с.

Потужність, яка витрачається на придання швидкості продукту і подолання гідравлічного опору при усталеному режимі роботи сепаратора, кВт,

$$N_y = \frac{QR_{\max}^2 n^2 k}{1,31 \cdot 10^9 \eta_r}, \quad (3.61)$$

де $k = 0,7$ — коефіцієнт, який урахує відставання продукту від барабана; $\eta_r = 0,8$ — гідравлічний ККД сепаратора.

Електродвигун підбирають за більшою потужністю з урахуванням втрат у приводі барабана. Пускову потужність можна дещо зменшувати збільшенням часу розгону.

Розрахунок молокоприймача. В сепараторах відкритого типу застосовують молокоприймачі відкритого типу (рис. 3.4).

Місткість молокоприймача, м³,

$$V = \frac{Q\tau}{3600\rho}, \quad (3.62)$$

де Q — продуктивність сепаратора, кг/год; $\tau = 15 \dots 25$ — тривалість перебування молока в молокоприймачі, с; $\rho = 1020$ — густина молока, кг/м³.

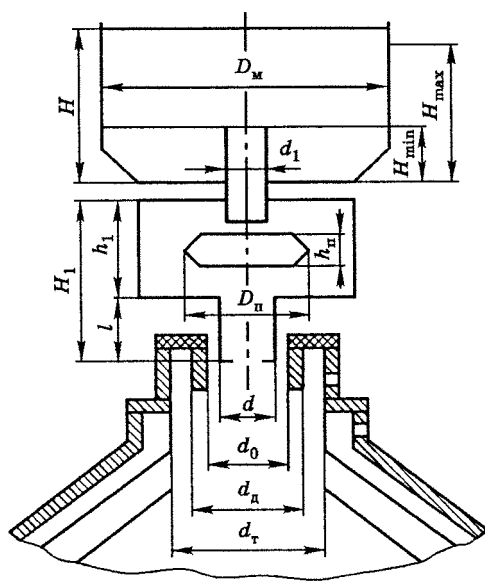
Діаметр D_m і висоту H молокоприймача визначають із формули

$$V = \frac{\pi D_m^2}{4} H. \quad (3.63)$$

У розрахунках рекомендується брати $H = 0,5 D_m$, тоді

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{8V}{\pi}}.$$

Рис. 3.4. Розрахункова схема молокоприймача



Мінімальна висота молока в молокоприймачі, м,

$$H_{\min} \approx 0,5 H.$$

Діаметр отвору для виходу молока із молокоприймача, м,

$$d_1 = \sqrt{\frac{Q}{900\pi\mu\sqrt{2gH_{\min}}}}, \quad (3.64)$$

де g — прискорення вільного падіння, м/с²; $\mu = 0,78$ — коефіцієнт витрати молока із молокоприймача.

Розрахунок поплавкової камери. Розміри поплавка визначають із рівняння його рівноваги:

$$m + P_c - P = 0,$$

або

$$S\delta\rho_{\Pi} + \frac{\pi d_1^2}{4}\rho_M H_{\max} - V_{\Pi}\rho_M \varphi\mu = 0, \quad (3.65)$$

де m — маса поплавка, кг; P_c — результуючий тиск молока в молокоприймачі, Па; P — піднімальна сила поплавка, Н; S — площа поверхні поплавка, м²; $\delta = 0,6$ — товщина стінок поплавка, мм; $\rho_{\Pi} = 7860$ — щільність матеріалу поплавка, кг/м³; $\rho_M = 1020$ — густина молока, кг/м³; $H_{\max}$ — максимальна висота молока в молокоприймачі, м; V_{Π} — об'єм поплавка, м³; $\varphi = 0,75...0,80$ — коефіцієнт занурювання поплавка.

Площа поверхні поплавка, м²,

$$S = 2\frac{\pi D_{\Pi}^2}{4} + \pi D_{\Pi} h_{\Pi} = \pi \left(\frac{D_{\Pi}^2}{2} + D_{\Pi} h_{\Pi} \right), \quad (3.66)$$

де D_{Π} — діаметр поплавка, м; h_{Π} — висота поплавка, м.

Якщо $\frac{h_{\Pi}}{D_{\Pi}} = 0,25$, то площа поплавка $S = 0,75\pi D_{\Pi}^2$.

Конструктивно об'єм поплавка становить

$$V_{\Pi} = \frac{\pi D_{\Pi}^2}{4} h_{\Pi} = \frac{\pi D_{\Pi}^3}{16}, \quad (3.67)$$

тоді

$$0,75\pi D_{\Pi}^2 \delta \rho_{\Pi} + H_{\max} \rho_M + \frac{\pi d_1^2}{4} - \frac{\pi d_1^3}{16} \varphi \rho_M = 0; \quad (3.68)$$

$$D_{\Pi}^3 - \frac{12\delta\rho_{\Pi}}{\varphi\rho_M} D_{\Pi}^2 - \frac{4H_{\max}d_1^2}{\varphi\mu} = 0.$$

Діаметр поплавкової камери, мм,

$$D_k = D_{\Pi} + 10. \quad (3.69)$$

Висоту поплавкової камери беруть із розрахунку $h_1 = 2h_{\Pi}$.

Діаметр патрубку поплавкової камери визначають за формулою (3.64), в якій $H_{\min}$ заміняють на H_1 , де $H_1 = l + h_1$ — висота напору молока, м.

3.5. Машина для виготовлення масла

Масло виготовляють двома способами: збиванням та перетворенням високожирних вершків. До основного обладнання, яке застосовують для виготовлення масла, належать масловиготівники періодичної і безперервної дії та маслоутворювачі.

3.5.1. Масловиготівник періодичної дії

Під час роботи *масловиготівника періодичної дії* основними показниками, які потрібно визначати як емпіричним, так і розрахунковим методами, є робоча частота обертання «бочки», підвищення температури вершків при сколочуванні й необхідна для цього потужність.

Частота обертання циліндричної ємкості n_6 , хв⁻¹, для масловиготівників:

- ♦ вальцьових

$$n_6 = \frac{34}{\sqrt{D}} \dots \frac{38}{\sqrt{D}}; \quad (3.70)$$

- ♦ безвальцьових

$$n_6 = \frac{29}{\sqrt{D}} \dots \frac{31}{\sqrt{D}}. \quad (3.71)$$

За цієї частоти обертання ємкості відцентрова сила, яка діє на вершки, не перевищує їхньої сили тяжіння. Якщо вони однакові, то таку частоту називають *критичною*:

$$n_{\text{кр}} = \frac{42}{\sqrt{D}}. \quad (3.72)$$

Продуктивність масловиготівника по вершках, кг/год,

$$Q = \frac{60V\rho k}{\tau_{\Pi}}, \quad (3.73)$$

де V — об'єм ємкості, м^3 ; $\rho = 1005 \dots 1008$ — густина вершків, $\text{кг}/\text{м}^3$; $k = 0,25 \dots 0,50$ — коефіцієнт використання робочого об'єму бочки; $\tau_{\text{ц}} \approx 45$ — тривалість циклу роботи масловиготівника, хв.

Тривалість циклу: підготовка до збивання — $10 \dots 15$ хв; заповнення ємкості вершками — $3 \dots 10$; збивання вершків — $35 \dots 45$; випуск склотин, наповнення промивною водою і її видалення — $3 \dots 15$; обробка масла, враховуючи час на визначення його вологості — $20 \dots 30$; розвантаження ємкості — $3 \dots 10$ хв.

Повний цикл роботи масловиготівника триває $2,0 \dots 2,5$ год.

Об'єм ємкості, м^3 ,

$$V = \frac{\pi D^3 K_{\text{д}}}{4}, \quad (3.74)$$

де $K_{\text{д}} = \frac{L}{D} = 1,2 \dots 1,4$ — коефіцієнт відношення висоти до діаметра ємкості.

Діаметр і довжину ємкості визначають із формули (3.74):

$$D = \sqrt{\frac{Q \tau_{\text{ц}}}{15 \rho k \pi}} K_{\text{д}}.$$

Частота обертання вальців, хв^{-1} ,

$$n_{\text{в}} = \frac{10^6 Q n_6}{4 \alpha \beta \rho l d \delta}, \quad (3.75)$$

де Q — продуктивність масловиготівника по готовому продукту; $\alpha = 0,3 \dots 0,4$ — робоча частота періоду роботи однієї пари вальців; $\beta = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт заповнення зазору між вальцями; $\rho = 935 \dots 955$ — густина масла, $\text{кг}/\text{м}^3$; l — довжина вальців, мм ; d — діаметр вальців, м ; $\delta = 1,1d$ — зазор між вальцями, м .

Потужність приводу, кВт ,

$$N = 0,0055Q. \quad (3.76)$$

3.5.2. Масловиготівник безперервної дії

Масловиготівник безперервної дії (рис. 3.5) має два основні вузли: збивальний барабан і гвинтовий текстуратор, які приводяться в рух від електродвигуна через клинопасові передачі.

Збивальний барабан складається з робочого циліндра з водяною сорочкою, призначеною для підтримування теплового режиму під

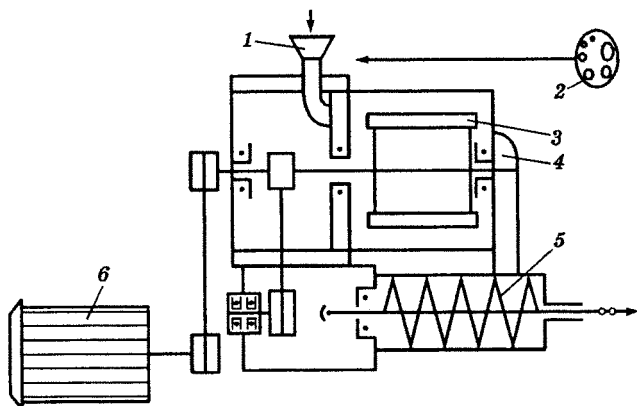


Рис. 3.5. Функціональна схема масловиготівника безперервної дії:

1 — приймальний бачок; 2 — діафрагма регулятора; 3 — електродвигун;
4 — збивальний барабан; 5 — рукав; 6 — гвинтовий текстуратор

час збивання. В барабані обертається вал, на якому закріплено чотири біла. Під час збивання вершки заповнюють простір між циліндром і білами.

Гвинтовий текстуратор складається з таких елементів: двох гвинтів, шиберної плити, гвинтової камери віджиму, решіток, лопатевої мішалки, конічної насадки та системи охолодження.

Розрахунок збивального барабана. Продуктивність масловиготівника за об'ємом вершків, кг/год,

$$Q_{\text{верш}} = \frac{3600 V_{\text{в}} \rho}{\tau}, \quad (3.77)$$

де $V_{\text{в}}$ — об'єм вершків, які заповнили збивальний барабан, м^3 :

$$V_{\text{в}} = S_{\text{пр}} L, \quad (3.78)$$

де $S_{\text{пр}}$ — площа перерізу шару вершків, м^2 :

$$S_{\text{пр}} = \frac{V_{\text{в}}}{L}; \quad (3.79)$$

L — довжина барабана масловиготівника, м:

$$L = (2,0 \dots 2,5) D_{\text{б}}, \quad (3.80)$$

де $D_{\text{б}}$ — діаметр барабана масловиготівника, м (вибирають з конструктивних міркувань); $\rho = 1005 \dots 1008$ — густина вершків, $\text{кг}/\text{м}^3$;
 $\tau = 5$ — час збивання вершків, за який утворюється масляне зерно, с.

Із конструктивних особливостей масловиготівника визначають площу перерізу шару вершків, м^2 ,

$$S_{\text{пр}} = \frac{\pi(D_6^2 - d_6^2)}{4}, \quad (3.81)$$

де d_6 — діаметр біла, м.

Діаметр кола, яке описують біла, м,

$$d_6 = \sqrt{D_6^2 - \frac{4S_{\text{пр}}}{\pi}}. \quad (3.82)$$

Апарати для збивання масла безперервної дії мають високі швидкості. Колова швидкість збивального барабана досягає 18...22 м/с.

Розрахунок гвинтового текстуратора. Продуктивність гвинтового текстуратора за маслом, кг/год ,

$$Q_{\text{т.м}} = 3600K_{\text{пр}}z\frac{\pi d^2}{4}\psi t n \rho, \quad (3.83)$$

де $K_{\text{пр}}$ — коефіцієнт проковзування масла шнеками; z — кількість гвинтів текстуратора; d — діаметр гвинта текстуратора, м; $\psi = 1$ — коефіцієнт наповнення гвинта; t — крок гвинта, м; n — частота обертання гвинта, хв^{-1} .

Залежність кроку гвинтової лінії від діаметра гвинта, м,

$$t = (0,7...0,8)D. \quad (3.84)$$

Мінімальний діаметр вала гвинта, м,

$$D_{\text{min}} = (t/\pi)\text{tg } \varphi, \quad (3.85)$$

де φ — кут тертя.

Під дією гвинтової поверхні гвинта продукт рухається не паралельно її осі, а по гвинтовій лінії — зі змінною швидкістю в осьовому і радіальному напрямках.

Оскільки кути піднімання гвинтових ліній правильної гвинтової поверхні гвинта змінюються, збільшуючись від периферії до центра, то осьове переміщення часточок матеріалу, розміщених у радіальному напрямку, буде неоднаковим. Для практичних розрахунків достатньо використовувати середнє арифметичне значення кутів піднімання гвинтових ліній на периферії α_D і в зоні вала гвинта α_d :

$$\alpha_D = \arctg(t/\pi D);$$

$$\alpha_d = \arctg(t/\pi d); \quad (3.86)$$

$$\alpha_{cp} = 0,5(\alpha_D + \alpha_d).$$

Зменшення швидкості переміщення часточок продукту в осьовому напрямку враховують коефіцієнтом відставання K_0 :

$$K_0 = 1 - (\cos^2 \alpha_{cp} + 0,5 \sin^2 \alpha_{cp}). \quad (3.87)$$

3.6. Обладнання для виробництва сирів і казеїну

Обладнання, яке застосовують для виробництва твердих і м'яких сирів, казеїну, можна поділити на такі основні групи: для сквашування молока, утворення й обробки білкового згустку (казани, сирні ванни, сировиготівники і апарати для виготовлення м'якого сиру); пресування сиру (преси та зневоднювачі); обробки сиру (парафінери, мийні машини); для виробництва сирних виробів (вовчки, вальцівки, місильні машини, охолодники); виробництва плавлених сирів (сирорізки, плавильні апарати).

У сироварінні для сквашування молока, утворення й обробки білкового згустку найширше застосовують ванни з мішалками і вертикальні сировиготівники періодичної дії. Принцип їх дії однаковий. Відмінність полягає лише в тому, що в сирній ванні процес завершується утворенням сирного шару, а в сировиготівниках — обробкою зерна, що разом із сироваткою виводиться з апарата в спеціальний пристрій для формування.

3.6.1. Механічний двоважільний прес для пресування твердого сиру

Двоважільний горизонтальний прес (рис. 3.6) складається з таких основних вузлів: важільних механізмів, пресової платформи, піддона, корпусу та форм.

Важільний механізм має два важелі (довгий і короткий) і проміжну ланку. Короткий важіль одним кінцем шарнірно прикріплений до верхньої поперечної перемички рами, а через другий кінець за допомогою проміжної ланки з'єднаний з довгим важелем, який також шарнірно з'єднаний з гайкою пресового механізму.

Пресовий механізм складається з гвинта, гайки, регульовального механізму, двох напрямних та вилок.

Нижній довгий важіль одним кінцем шарнірно прикріплений до верхньої поздовжньої балки рами, а на другий за допомогою блока та троса підвішують вантаж.

Прес-форми поміщують у спеціальні заглиблення на платформі преса в два ряди по 28 форм у кожному ряду. Сироватка, яка відокремлюється під час пресування, стікає крізь прорізи у заглибленнях платформи та збирається в піддоні.

Об'єм та розміри циліндричної прес-форми визначають за формулою

$$V = \frac{m_{\text{п}}}{\rho_{\text{п}}} = \frac{\pi D^2}{4} H, \quad (3.88)$$

де $m_{\text{п}}$ — маса сиру до пресування, кг; $\rho_{\text{п}} = 1020 \dots 1040$ — густина невіджатого сиру, кг/м³; D, H — відповідно діаметр і висота форми, м.

Вихід сироватки:

$$m_{\text{с}} = m_{\text{п}} - m_{\text{к}} = m_{\text{п}} \left(1 - \frac{1}{k} \right),$$

де $m_{\text{с}}$ — маса сироватки, кг; $m_{\text{к}}$ — маса сиру після пресування, кг; k — коефіцієнт, що враховує кількість видаленої сироватки.

Сила пресування на пакет головок, кН,

$$P_{\text{пак}} = z S_{\text{г}} p, \quad (3.89)$$

де z — кількість головок сиру в пакеті; $S_{\text{г}}$ — площа основи головки сиру, м²; p — тиск пресування, кПа.

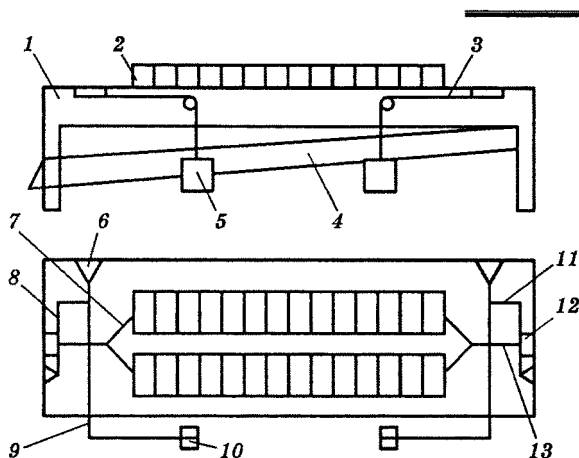


Рис. 3.6. Схема двоважільного горизонтального преса:

1 — корпус; 2 — форми; 3 — трос; 4 — піддон; 5 — вантаж; 6 — шарнір; 7 — вилка; 8 — короткий важіль; 9 — довгий важіль; 10 — блок; 11 — проміжна ланка; 12 — гайка; 13 — гвинт

Розрахунок двоважільного механізму преса. Рівновагу короткого і довгого важелів (рис. 3.7) визначають за рівняннями

$$\begin{aligned} P_{\text{пак}} a_1 &= P_{\text{пр}} b_1; \\ P_{\text{пр}} a_2 &= P_{\text{в}} b_2, \end{aligned} \quad (3.90)$$

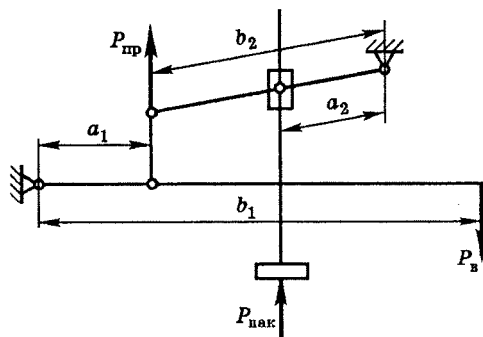


Рис. 3.7. Схема двоважільного механізму преса

де a_1 , a_2 та b_1 , b_2 — довжини плечей важеля, м; $P_{\text{пр}}$ — реакція в шарнірах тяги преса, яка з'єднує важелі; $P_{\text{в}}$ — вага вантажу, кН.

Із рівнянь рівноваги визначають потрібну вагу вантажу, кН:

$$P_{\text{в}} = \frac{P_{\text{пак}} a_1 a_2}{b_2 b_1}. \quad (3.91)$$

Оскільки сирна маса дорівнює добутку її об'єму на густину, при $a_1 = a_2$ і $b_1 = b_2$ дістанемо

$$P_{\text{в}} = \left(\frac{a}{b}\right)^2 P_{\text{пак}};$$

$$V_{\text{п}} \rho_{\text{п}} = k V_{\text{к}} \rho_{\text{к}},$$

або

$$\pi R^2 \rho_{\text{п}} = \pi R^2 H_{\text{к}} \rho_{\text{к}}, \quad (3.92)$$

де $V_{\text{п}}$ — об'єм сирної маси до пресування, м^3 ; $V_{\text{к}}$ — об'єм сирної маси після пресування, м^3 ; $\rho_{\text{п}}$, $\rho_{\text{к}}$ — відповідно густина сирної маси до і після пресування, $\text{кг}/\text{м}^3$ ($\rho_{\text{п}} = 1027$, $\rho_{\text{к}} = 1080$).

Оскільки радіуси сиру до і після пресування однакові, то висота до пресування, м,

$$H_{\text{п}} = H_{\text{к}} K_1 (\rho_{\text{к}} / \rho_{\text{п}}), \quad (3.93)$$

де $H_{\text{к}}$ — висота пресованого сиру, м.

Посадка сиру, м,

$$h = H_{\text{п}} - H_{\text{к}}. \quad (3.94)$$

Поверхня огорожувальних стінок прес-форм повинна мати перфорацію, достатню для безперебійного видалення рідкої фракції. Бажаний коефіцієнт перфорації живого перерізу форми $K_{\text{пр}} = 0,6 \dots 0,8$.

Площа перфорованої поверхні, м^2 ,

$$S_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} S_{\text{пов}} = z \pi d^2 / 4, \quad (3.95)$$

де z — кількість отворів; $d = (0,75 \dots 1,00) 10^{-3}$ — діаметр отворів перфорованої поверхні форми, м .

3.7. Машина для гомогенізації молока

Гомогенізація — це процес обробки молока та молочних продуктів дією на них зовнішніх зусиль з метою подрібнення жирових кульок і рівномірного їх розподілу по всьому об'єму для поліпшення однорідності консистенції. Найчастіше її застосовують у виробництві питного молока, кисломолочних продуктів, плавлених та вершкових сирів, морозива, вершкового масла, сухого молока та молочних консервів.

Для гомогенізації використовують гомогенізатори, відцентрові установки, ультразвукове та інше обладнання. Найбільше застосовують гомогенізатор клапанного типу.

3.7.1. Гомогенізатор клапанного типу

Гомогенізатор (рис. 3.8) складається з корпусу, що містить кривошипно-шатунний механізм і систему змащування й охолодження; плунжерний блок із всмоктувальним та нагнітальним клапанами; гомогенізуючу головку, прилади контролю робочого тиску та навантаження електродвигуна; запобіжний клапан. Ці машини конструктивно поділяють на одно-, три- та п'ятиплунжерні; за типом гомогенізуючої головки — на одно-, дво- та багатоступінчасті.

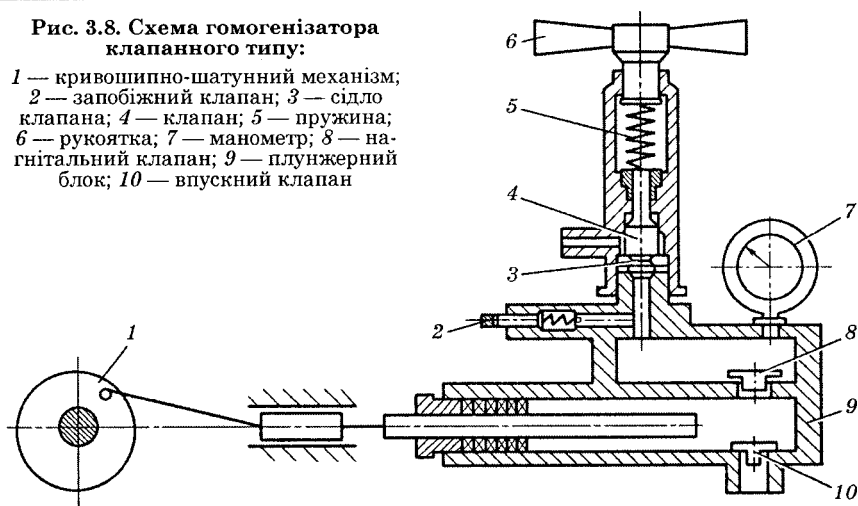
Продуктивність гомогенізатора, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$Q = z \frac{\pi D^2}{4} L n 60 \eta_{\text{об}}, \quad (3.96)$$

де z — кількість плунжерів; D — діаметр плунжера, м ; L — хід плунжера, м ; n — частота обертання колінчастого вала, хв^{-1} ; $\eta_{\text{об}} = 0,9$ — об'ємний ККД.

Рис. 3.8. Схема гомогенізатора клапанного типу:

1 — кривошипно-шатунний механізм; 2 — запобіжний клапан; 3 — сидло клапана; 4 — клапан; 5 — пружина; 6 — рукоятка; 7 — манометр; 8 — нагнітальний клапан; 9 — плунжерний блок; 10 — впускний клапан



Навантаження на шатун $P_{\text{ш}}$, яке діє вздовж його осі, розраховують за формулою

$$P_{\text{ш}} = P / \cos \beta, \quad (3.97)$$

де P — сума всіх сил, які діють на плунжер, кН:

$$P = P_p + P_T + P_i, \quad (3.98)$$

P_p — сила від тиску рідини на плунжер, кН:

$$P_p = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (3.99)$$

D — діаметр плунжера, м; $p = (5 \dots 25) 10^3$ — тиск на плунжер, який приблизно дорівнює тиску гомогенізації, кПа (табл. 3.3); P_T — сила тертя в манжетному ущільненні, кН:

$$P_T = f \pi D 0,15 l p, \quad (3.100)$$

$f = 0,7$ — коефіцієнт тертя; $l = (6 \dots 10) S$ — довжина сальника, м; β — кут повороту кривошипу колінчастого вала; P_i — сила інерції при обернено-поступальному русі, кН:

$$P_i = m w,$$

m — маса плунжера, кг; w — прискорення плунжера, м/с^2 .

Таблиця 3.3. Показники гомогенізації

Тиск гомогенізації, МПа	5	10	15	17,5	20	25
Ступінь гомогенізації	44	60	72	77	81	87

Плунжер випускають двох типорозмірів і діаметрів — 28 мм і 45 мм.

Конструкцію вузлів ущільнення плунжерного блока виконано так, що дає можливість використовувати набивні ущільнення. Їх радіальна товщина для діаметра 28 мм має становити 1,5...4,0 мм. У загальному вигляді її визначають за формулою

$$b = K\sqrt{D}, \quad (3.101)$$

де b — мінімальна радіальна товщина ущільнення, мм; $K = 1,5...2,5$ — коефіцієнт ущільнення.

Хід плунжера для промислових гомогенізаторів становить 40 мм.

Частота обертання гомогенізатора, хв^{-1} ,

$$n = \frac{4V1000}{\pi z D^2 L 60 \eta_{об}}. \quad (3.102)$$

Якісна робота плунжерного блока та його роботоздатність залежать від геометричних розмірів всмоктувального та нагнітального клапанів, їх маси та параметрів роботи машини. З умови допустимих швидкостей визначають діаметр клапанів.

Площа прохідного перерізу каналу, м^2 ,

$$S_1 = \frac{\pi d_k^2}{4} - \Delta S, \quad (3.103)$$

де d_k — діаметр клапана, м; $\Delta S = 0,0001$ — площа перерізу хвостовика клапана, м^2 .

Площа прохідного перерізу сідла клапана, м^2 ,

$$S_2 = \frac{Q}{3600 v_{доп} z}, \quad (3.104)$$

де $v_{доп}$ — допустима швидкість у сідлі клапана, м/с (для всмоктувального $v_{доп2} \leq 2$, для нагнітального $v_{доп1} \leq 5...8$).

Згідно з нерозривністю струменя продукту слід дотримуватися таких умов:

$$S_1 v_{доп1} \geq S_2 v_{доп2}.$$

Діаметр клапана, м,

$$d_k \geq \sqrt{\frac{\left(\frac{Q}{3600v_{\text{доп}}z} + \Delta S\right)^4}{\pi}}. \quad (3.105)$$

Максимальна висота піднімання клапанів, мм,

$$h_{\text{max}} = \frac{400 \dots 450}{n}, \quad (3.106)$$

де n — частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

Потужність гомогенізатора, кВт,

$$N = \frac{QP}{3600\eta},$$

де Q — продуктивність гомогенізатора, кг/год; P — тиск гомогенізації, мПа; $\eta = 0,75 \dots 0,85$ — механічний ККД гомогенізатора.

Запитання для самоперевірки

1. Які машини використовують для зберігання молока? 2. Як класифікують машини для охолодження молока та молочних продуктів? 3. Що таке холодоагент в охолоджувальних машинах? 4. Які процеси належать до термічної обробки молока і рідких молочних продуктів? 5. З якою метою проводять пастеризацію? 6. Як класифікують пастеризатори за технологічними ознаками? 7. За якою формулою визначають теплову продуктивність пастеризатора? 8. Для чого здійснюють сепарацію молока? 9. Чим конструктивно сепаратори-вершковідокремлювачі відрізняються від сепараторів-нормалізаторів? 10. Який технологічний параметр сепаратора впливає на відокремлення вершків? 11. Які основні показники потрібно визначати під час роботи маслозготівника періодичної дії? 12. Для чого потрібно враховувати кути піднімання гвинтових ліній у маслозготівнику безперервної дії? 13. Які параметри слід враховувати під час розрахунку сирної ванни? 14. Який процес називають гомогенізацією і де його застосовують? 15. Як класифікують машини для гомогенізації молока та молочних продуктів? 16. Яка будова гомогенізатора клапанного типу? 17. За рахунок чого відбувається подрібнення жирових кульок у гомогенізаторах?

4. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ М'ЯСА І М'ЯСОПРОДУКТІВ

4.1. Особливості процесу переробки м'яса і м'ясопродуктів

М'ясо — цінний білковий продукт, необхідний для раціонального харчування людини. Існує широкий вибір готової м'ясної продукції та напівфабрикатів: різні ковбаси (копчені, напівкопчені, сиров'ялені, варені, варено-копчені), сосиски та сардельки, м'ясні хлібці, солено-копчені продукти (балик, грудинка, шинка, м'ясні рулети) та ін.

Для забезпечення ефективного та якісного процесу переробки м'яса і м'ясопродуктів використовують різні за конструкцією, функціональними можливостями й призначенням машини і технологічне обладнання (рис. 4.1).

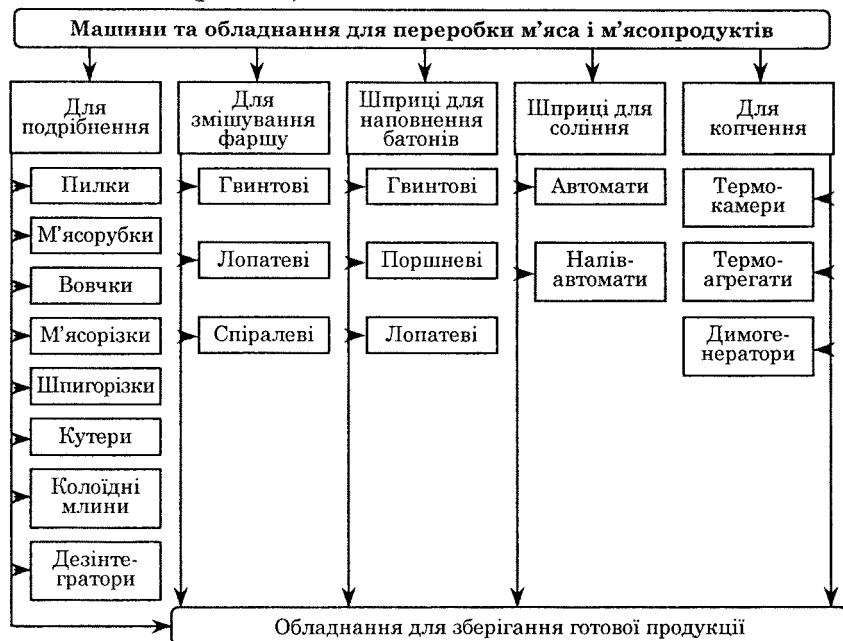


Рис. 4.1. Машины та обладнання для переробки м'яса і м'ясопродуктів

4.2. Машини для крупного подрібнення м'яса і м'ясопродуктів

До машин для крупного подрібнення належать пилки, які класифікують на:

- ♦ стаціонарні (дискові, стрічкові та ланцюгові);
- ♦ переносні (стрічкові та ланцюгові).

Пилки використовують для розпилювання туш, півтуш, кісток, відокремлення рогів, заморожених блоків на менші за розмірами та ін. Ними виконують одночасне чи послідовне різання по одній чи кількох площинах, що забезпечує одинарне пропилювання по заданій лінії, шматків різних та заданих форм.

4.2.1. Дискова пилка

Дискова пилка (рис. 4.2) призначена для розпилювання туш, трубчастих кісток, відокремлення рогів і кінцівок тварин, а також подрібнення заморожених блоків.

Продуктивність пилки, кг/год,

$$Q = 3600v_k\rho h b, \quad (4.1)$$

де $v_k = 10 \dots 40$ — колова швидкість диска, м/с;
 $\rho = 1050 \dots 1180$ — густина фаршу, кг/м³; h — висота розпилюваного продукту, м;
 b — ширина заготовки, м.

Опір різанню дисковим зубчастим полотном, МПа,

$$P = k b h \frac{v_o}{v}, \quad (4.2)$$

де k — опір різанню, МПа (для кісток $k = 200 \dots 500$, для мороженого м'яса $k = 100 \dots 200$); $v_o = 0,03 \dots 0,08$ — швидкість подачі продукту, м/с; $v = 10 \dots 40$ — швидкість пилки, м/с.

Потужність для приведення в рух різального органа дискової пилки, кВт,

$$N = \frac{1000 P v}{\eta}, \quad (4.3)$$

де η — ККД механічної передачі від двигуна до приводу вала пилки.

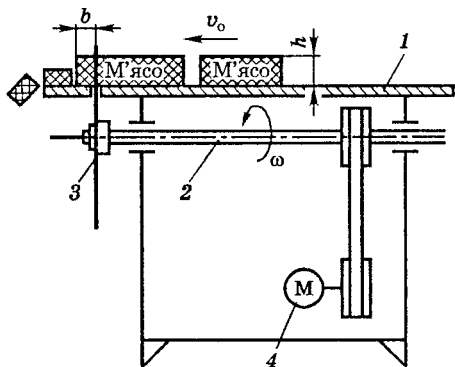


Рис. 4.2. Схема стаціонарної дискової пилки:

1 — стіл; 2 — привідний вал; 3 — зубчастий диск; 4 — електродвигун

4.3. Машини для дрібного подрібнення м'яса і м'ясопродуктів

Для дрібного подрібнення м'яса і м'ясопродуктів застосовують м'ясорубки, вовчки, ротаційні м'ясорізки, відцентрові подрібнювачі та інше обладнання.

4.3.1. Вовчок

Вовчок (рис. 4.3) призначений для дрібного подрібнення свіжого і замороженого м'яса, жировмісної сировини, риби та іншої продукції. Він складається з різального механізму, робочого гвинта, живильного бункера та інших допоміжних вузлів.

Вовчки класифікують за функціональними та конструктивними параметрами:

- ♦ з примусовою подачею матеріалу та самопливом;
- ♦ з робочим гвинтом — із незмінним діаметром та кроком і зі змінними по довжині діаметром і кроком у різних комбінаціях;
- ♦ з приводом ножів різального механізму від робочого гвинта і з незалежними приводами робочих органів;
- ♦ за частотою обертання робочих органів — тихохідні (до 200 хв⁻¹), середньохідні (200...300 хв⁻¹) і швидкохідні (понад 300 хв⁻¹).

Основними геометричними параметрами, які визначають продуктивність вовчка, є діаметр D та живий переріз решітки.

Діаметр решітки, м,

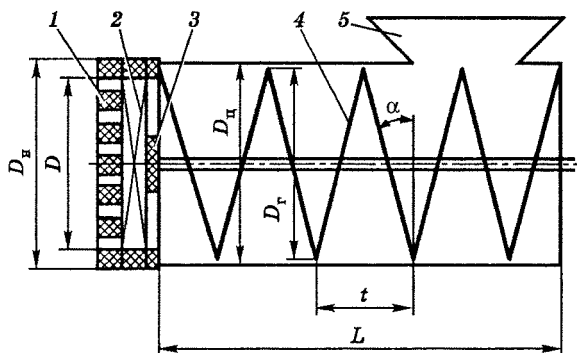


Рис. 4.3. Схема вовчка:

1 — решітка; 2 — ніж; 3 — приймальна решітка;
4 — гвинт; 5 — приймальний бункер

$$D = 1,67 \cdot 10^{-2} \sqrt{\frac{QS_1}{n^m K(k_1\phi_1 + k_2\phi_2 + \dots + k_z\phi_z)}}, \quad (4.4)$$

де Q — продуктивність вовчка, кг/год; S_1 — сумарна площа поверхні, яка утворюється при подрібненні 1 кг м'яса різальною парою із

заданим діаметром решітки (табл. 4.1); $K = 0,3 \dots 0,5$ — коефіцієнт використання різальної здатності механізму різання; N — частота обертання ножа, с^{-1} ; $m = 0,5 \dots 1,0$ — коефіцієнт, який урахує реологічні властивості м'яса; $k_i = 1, 2, \dots$, z_n — кількість лез на i -му ножі; $z_n = 1 \dots 3$ — кількість ножів; $\varphi_i = 0,7 \dots 0,9$ — коефіцієнт, який урахує використання площі живого перерізу решітки, що контактує з i -м ножом.

Таблиця 4.1. Сумарна площа поверхні, яка утворюється при подрібненні 1 кг м'яса різальною парою із заданим діаметром решітки

Діаметр отворів решітки d , мм	2	3	4	...	25
S_1 , $\text{м}^2/\text{кг}$	1,1...1,2	0,6...0,7	0,4 ...0,5	...	0,07...0,10

Кількість решіток

$$z_p = z_n + 1. \quad (4.5)$$

Діаметр циліндра $D_{\text{ц}} = D + 10$ мм.

Зовнішній діаметр ножа, мм,

$$D_n = D_{\text{ц}}. \quad (4.6)$$

Діаметр робочого гвинта, мм,

$$D_r = D_{\text{ц}} - 1,5. \quad (4.7)$$

Внутрішній діаметр ножа, мм,

$$d_b = (0,25 \dots 0,30) D_{\text{ц}}. \quad (4.8)$$

Кількість витків гвинта $z_r = 5 \dots 6$ шт.

Робоча довжина гвинта, мм,

$$L = z_r t, \quad (4.9)$$

де $t = (0,6 \dots 0,9) D_r$ — крок витка, м.

Кут гвинтової лінії, град,

$$\alpha = \arctg\left(\frac{t}{\pi D_r}\right). \quad (4.10)$$

Місткість бункера вовчка V , м^3 , визначають із умови забезпечення обслуговування оператором двох різальних машин:

$$V \geq \frac{Q\tau}{\rho K_6}, \quad (4.11)$$

де $\tau = 0,2 \dots 0,3$ — час безперервної роботи вовчка із довантаженням бункера м'ясом, год; $\rho = 1100 \dots 1180$ — густина фаршу, кг/м^3 ; $K_6 = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт використання місткості бункера.

4.4. Машини для тонкого подрібнення м'яса і м'ясопродуктів

Для тонкого подрібнення м'яса і м'ясопродуктів застосовують кутери, вовчки-кутери, кутер-мішалки (розмір часточок після подрібнення $2,0 \dots 0,4$ мм), емульсатори, дезінтегратори, колоїдні млини, мікрокутери (розмір часточок після подрібнення становить менше ніж $0,4$ мм). Їх застосовують для остаточного приготування м'ясного фаршу однорідної гомогенної маси, який призначений для виготовлення варених, варено-копчених, сирокочених, ліверних ковбас, сосисок, сарделенок та ін.

4.4.1. Кутер

Кутер (рис. 4.4) застосовують для тонкого подрібнення м'яса і м'ясопродуктів з метою отримання однорідної гомогенної маси фаршу. За принципом роботи він буває періодичної та безперервної дії. Водночас існують машини, в яких додаткові операції виконують разом із подрібненням або послідовно — операції подрібнення та змішування.

На кутері м'ясо подрібнюють різальним механізмом 2 із серпоподібними ножами 3, які встановлено на одному або двох швидкохідних валах. Робоча поверхня чаші 5 кутера має форму порожнистого тора з радіусами поперечного перерізу r і осі тора R .

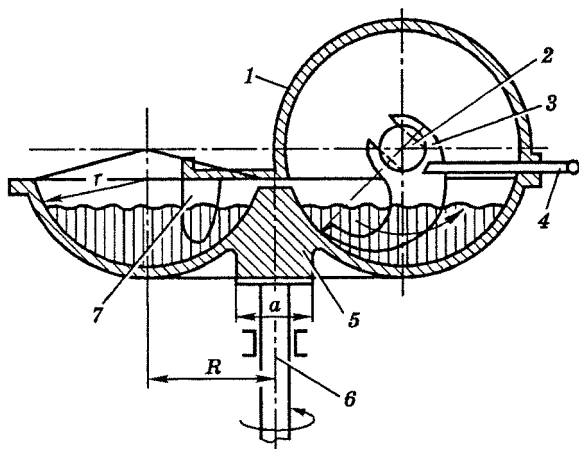


Рис. 4.4. Схема кутера:

1 — кришка; 2 — різальний механізм; 3 — серпоподібний ніж; 4 — гребінка; 5 — приймальна чаша; 6 — привідний вал чаші; 7 — мішалка

Продуктивність кутера, кг/год,

$$Q = \frac{60V_{\text{ч}}\rho K}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (4.12)$$

де $V_{\text{ч}}$ — місткість чаші кутера, м^3 ; $\rho = 1100 \dots 1180$ — густина м'яса, $\text{кг}/\text{м}^3$; $K = 0,4 \dots 0,6$ — коефіцієнт використання об'єму; $\tau_{\text{ц}} = 8 \dots 10$ — тривалість циклу роботи, хв.

Згідно з конструктивними параметрами місткість чаші кутера, м^3 ,

$$V_{\text{ч}} = \frac{\pi^2 r^2}{2} R, \quad \text{або} \quad V_{\text{ч}} = \frac{\pi^2 r^2 r(1+k_a)}{2}, \quad (4.13)$$

де r, R — малий та великий радіуси чаші, м:

$$R = r + a, \quad (4.14)$$

де $a = k_a r$ — товщина сидла чаші під підшипник, м; $k_a = 0,06 \dots 0,08$ — коефіцієнт пропорційності; $k_a = a/r$.

Із виразів (4.13) і (4.14) визначають радіус поперечного перерізу чаші:

$$r = \sqrt[3]{\frac{Q\tau_{\text{ц}}}{30\pi^2 K(1+k_a)\rho}}. \quad (4.15)$$

Потужність для приведення ротора в рух, кВт,

$$N_{\text{р}} = \frac{qS_1 z n_{\text{р}}}{6 \cdot 10^4}, \quad (4.16)$$

де $q = 200 \dots 300$ — питома витрата енергії при утворенні поверхні розділу 1 м^2 , $\text{Дж}/\text{м}^2$; S_1 — площа перерізу фаршу одним ножом за один оберт, $\text{м}^2/\text{об}$:

$$S_1 = 0,5\pi r^2 K, \quad (4.17)$$

$z = 2 \dots 9$ — кількість ножів, шт.; $n_{\text{р}} = 1500 \dots 3000$ — частота обертання різального ротора, хв^{-1} .

Потужність для приведення чаші в рух, кВт,

$$N_{\text{ч}} = 0,1N_{\text{р}}. \quad (4.18)$$

Потужність двигуна для приведення кутера в дію, кВт,

$$N = \frac{1,1N_{\text{р}}}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (4.19)$$

де $\eta_{\text{мех}}$ — ККД механічної передачі.

4.5. Машини для нарізування м'яса і м'ясопродуктів заданої форми

Для нарізування м'яса та м'ясопродуктів заданої форми застосовують шпигорізки, пластовальні машини та машини для нарізання сирого м'яса на пласти або шматочки. Особливістю цих машин є здатність нарізати продукцію в кількох площинах і регулювати ширину, довжину та висоту вихідного продукту.

4.5.1. Шпигорізка

Залежно від конструкції різального органа шпигорізки бувають:

- ♦ з дисковими та пластинчастими ножами;
- ♦ з вертикальним чи горизонтальним механічним або гідравлічним живильником.

Під час розрахунку шпигорізки з плоскими ножами і коробчастим спареним живильником (рис. 4.5) слід урахувати геометричні параметри приймального короба: ширину, висоту та довжину, кількість ножів у рамах, частоту обертання серпоподібного ножа.

Продуктивність шпигорізки, кг/год,

$$Q = 60m/\tau, \quad (4.20)$$

де m — маса продукції, яка одноразово завантажується в одну секцію короба, кг:

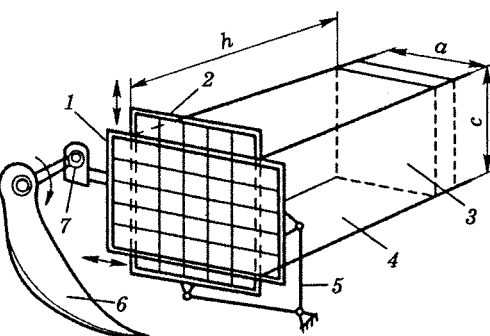


Рис. 4.5. Функціональна схема шпигорізки:

1, 2 — рами з плоскими ножами; 3 — штовхач; 4 — приймальний короб; 5 — куліса; 6 — серпоподібний ніж; 7 — ексцентриковий механізм

$$m = K\rho V, \quad (4.21)$$

$K = 0,8 \dots 0,9$ — коефіцієнт щільності укладання шпику в короб;
 $\rho = 980 \dots 1050$ — густина шпику, кг/м^3 ; V — об'єм секції короба, м^3 :

$$V = ach, \quad (4.22)$$

a, c, h — відповідно ширина, висота і довжина секції короба, м (рекомендується брати $a = c = 0,10 \dots 0,15$; $h = 0,4 \dots 0,7$);

$$m = K_{pach}, \quad (4.23)$$

τ — тривалість обробітку однієї порції продукції, що завантажується, хв:

$$\tau = \tau_3 + \tau_{пов} + \tau_в + \tau_{п} + \tau_0, \quad (4.24)$$

τ_3 — тривалість завантаження шпику в короб і закривання кришки, хв; $\tau_{пов}$, $\tau_в$, $\tau_{п}$, τ_0 — тривалість відповідно повороту короба, вмикавання механізму подачі, подрібнювання, піднімання або вилучення штовхача з короба.

За умовою роботи можливі два випадки: $(\tau_{п} \text{ і } \tau_0) > \tau_3$ або $\tau_3 > (\tau_{п} \text{ і } \tau_0)$.

У першому випадку при визначенні тривалості циклу час завантаження не враховують, оскільки завантаження відбувається з подрібнюванням і поверненням штовхача у вихідне положення:

$$\tau = \tau_{пов} + \tau_в + \tau_{п} + \tau_0, \quad (4.25)$$

або

$$\tau = \tau_3 + \tau_{пов} + \tau_в. \quad (4.26)$$

Тривалість окремих операцій визначають за формулою

$$\tau_{ок} = m/q, \quad (4.27)$$

де q — продуктивність завантаження шпику, кг/хв.

Тривалості $\tau_{пов}$, $\tau_в$ і τ_0 , с, залежать від конструкції машини: $\tau_{пов} = 2...3$; $\tau_в = 1...2$; $\tau_0 = 3...5$.

Тривалість подрібнення, хв,

$$\tau_{п} = \frac{h}{v_0}, \quad (4.28)$$

де h — глибина короба, м; v_0 — швидкість подачі шпику, м/хв:

$$v_0 = pzn, \quad (4.29)$$

p — подача шпику за час одного оберту серпоподібного ножа, м; $z = 1...3$ — кількість серпоподібних ножів у комплекті, шт.; n — частота обертання серпоподібних ножів, хв⁻¹.

Різальна здатність шпигорізки, м²/хв,

$$F = 2v_0z_0b + Szn, \quad (4.30)$$

де z_0 — кількість пластинчастих ножів у рамці, шт.; b — розмір квадратного перерізу подрібненого шпику, м; S — площа перерізу подрібненого шматочка шпику, м².

4.6. Машини для змішування фаршу

Змішування м'ясних компонентів при виробництві ковбас, котлет, м'ясних хлібців, а також приготування фаршу забезпечується мішалками.

Згідно із класифікацією мішалки бувають гвинтові, лопатеві і спіральні, які, в свою чергу, поділяють на одно-, дво- та багатовальні. Мішалки можуть бути відкриті та закриті, вакуумні та безвакуумні. Залежно від потужності технологічної лінії застосовують мішалки періодичної або безперервної дії.

4.6.1. Лопатева фаршмішалка

Лопатева фаршмішалка (рис. 4.6) призначена для змішування компонентів м'ясного фаршу та механічного вивантаження готового продукту. Сировину завантажують у живильний бункер 2, з якого вона самопливом надходить у корито 1. При обертанні місильного ротора його лопаті переміщують фарш і переміщують до вихідного патрубку 6. Осьову швидкість продукту та інтенсивність вимішування регулюють поворотом додаткових лопаток 8 відносно корпусу корита, які чинять опір осьовому переміщенню фаршу. Найменший опір і відповідно найменший час вимішування фаршу буде тоді, коли площини лопаток 8 відхилятимуться від горизонтальної площини на мінімальний кут, найбільший опір і час вимішування — при вертикальному розміщенні лопаток.

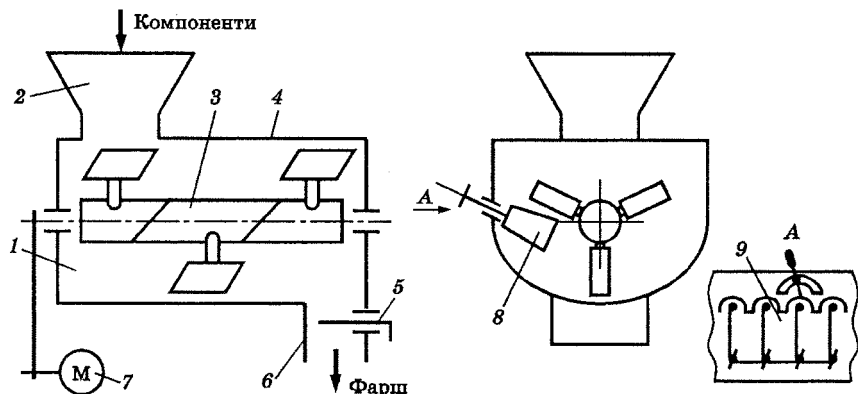


Рис 4.6. Схема лопатевої фаршмішалки:

- 1 — корито; 2 — живильний бункер; 3 — привідний вал; 4 — корпус; 5 — заслінка; 6 — вихідний патрубок; 7 — електродвигун; 8 — лопатка; 9 — регулювальний пристрій

Продуктивність фаршмішалки Q , кг/год, визначають із об'єму і часу приготування однієї порції фаршу:

$$Q = 60V\rho K_3/\tau_{\Pi}, \quad (4.31)$$

де V — об'єм змішувача, м^3 ; ρ — густина маси, т/м^3 ; $K_3 = 0,6$ — коефіцієнт заповнення змішувача; τ_{Π} — тривалість приготування однієї порції, хв:

$$\tau_{\Pi} = \tau_3 + \tau_{3\text{М}} + \tau_{\text{В}}, \quad (4.32)$$

де $\tau_3 = 3 \dots 10$ — тривалість завантаження змішувача, хв; $\tau_{3\text{М}} = 8 \dots 15$ — тривалість змішування, хв; $\tau_{\text{В}} = 5 \dots 7$ — тривалість вивантаження готової суміші, хв.

Згідно з конструктивними параметрами корита змішувача з циліндричним корпусом об'єм визначають за формулою

$$V = \pi k R^3 / 2, \quad (4.33)$$

де R — радіус змішувача, м; $k = 1,5 \dots 3,0$ — коефіцієнт співвідношення довжини до радіуса змішувача.

Тоді довжина змішувача, м,

$$L = 2kR. \quad (4.34)$$

Для уточнення даних та забезпечення якісного змішування беруть $L \geq 1,2 \dots 1,5$.

Із умови забезпечення продуктивності змішувача визначають його радіус, м,

$$R = \sqrt[3]{\frac{2Q\tau_{\Pi}}{\pi\rho K_3 k}}. \quad (4.35)$$

Діаметр гвинтової лінії вала змішувача, м,

$$D_{\Gamma} = 2(R - \delta), \quad (4.36)$$

де $\delta = 20 \dots 50$ — зазор між робочими органами та корпусом змішувача, мм.

Крок лопатей, м,

$$t = (0,5 \dots 0,6) D_{\Gamma}. \quad (4.37)$$

Кількість лопатей на валу змішувача (для одновальних машин рекомендується розміщувати під кутом 120° один від одного):

$$z = L - 2b/t. \quad (4.38)$$

де $b = 0,1 \dots 0,2$ — зазор між крайніми лопатями і стінками змішувача, м.

Критичну кутову швидкість вала визначають за умови, що відцентрова сила, яка діє на часточки продукту у верхній зоні корита, має бути меншою або дорівнювати силі тяжіння часточок:

$$m\omega_{\text{кр}}^2 \frac{D_{\text{г}}}{2} \leq mg, \quad (4.39)$$

де m — маса часточки продукту.

Отже, критична кутова швидкість або критична частота обертання вала змішувача

$$\omega_{\text{кр}} \leq \sqrt{\frac{2g}{D_{\text{г}}}} \quad \text{або} \quad n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{2g}{D_{\text{г}}}}, \quad (4.40)$$

$$\omega_{\text{р}} = (0,5 \dots 0,7)\omega_{\text{кр}},$$

де $\omega_{\text{р}}$ — робоча кутова швидкість лопатей.

4.7. Машини для наповнення та формування ковбасних батонів

Процеси наповнення та формування ковбасних батонів забезпечуються шприцами, які поділяють на гвинтові, гвинтові вакуумні, поршневі та лопатеві.

4.7.1. Гвинтові шприці-наповнювачі

Гвинтові шприці-наповнювачі (рис. 4.7) складаються із циліндра, робочого гвинта, цівки, завантажувальної горловини та механізму приводу.

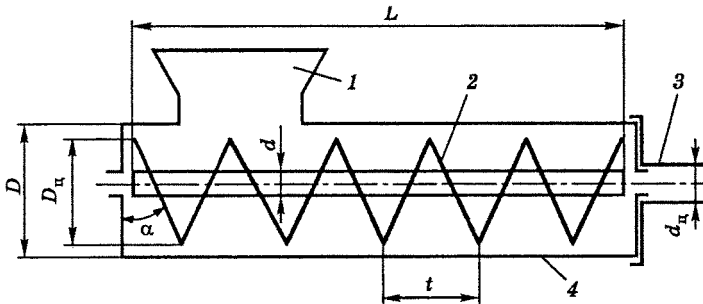


Рис. 4.7. Схема гвинтового шприца для наповнення ковбасних батонів:

1 — приймальний бункер; 2 — гвинт; 3 — цівка; 4 — корпус

Продуктивність шприца, кг/год,

$$Q = 15\pi(D^2 - d^2)n\rho K_v, \quad (4.41)$$

де D — діаметр гвинта, м; $d = (0,25 \dots 0,30)D$ — діаметр вала гвинта, м; $\rho = 1050$ — густина фаршу, кг/м³; $n = 60 \dots 120$ — частота обертання гвинта, хв⁻¹; $t = 0,7D$ — крок гвинта, м; $K_v = 0,8$ — коефіцієнт, який враховує зворотний рух фаршу.

Діаметр гвинта, м,

$$D = \sqrt{\frac{Q}{15\pi n t (1 - k_d^2) K_v}}, \quad (4.42)$$

де $k_d = \frac{d}{D} = 0,25 \dots 0,35$ — коефіцієнт співвідношення діаметра вала гвинта до діаметра гвинта.

Кут нахилу витків гвинта, град,

$$\alpha = \arctg \frac{t}{\pi D}. \quad (4.43)$$

Осьова швидкість руху фаршу в циліндрі шприца, м/с,

$$v_o = \frac{nt}{60} K_v. \quad (4.44)$$

Швидкість фаршу в перерізі цівки, м/с,

$$v_{ц} = \frac{D^2 - d^2}{d_{ц}^2} v_o. \quad (4.45)$$

Час наповнення одного батона, с,

$$\tau_n = \frac{l_6}{v_{ц}}, \quad (4.46)$$

де l_6 — довжина батона, м.

4.7.2. Наповнювач з дозувальним пристроєм

Наповнювач з дозувальним пристроєм (рис. 4.8) призначений для дозування, наповнення і перекручування наповненої фаршем оболонки при виробництві сосисок і сардельок.

Щоб визначити конструктивні розміри дозувального пристрою, потрібно розрахувати об'єм та масу однієї сардельки.

Рис. 4.8. Схема наповнювача з дозувальним пристроєм:

1 — гвинтовий живильник; 2 — шестерінчастий нагнітач; 3 — запобіжний клапан; 4 — поршень; 5 — цівка; 6 — корпус; 7 — електродвигун; 8 — редуктор; 9 — дозувальна головка

Об'єм однієї дози сардельки, м^3 ,

$$V_v = \frac{\pi D_6^2 l}{4}, \quad (4.47)$$

де D_6 — діаметр батона, м; l — довжина батона, м.

Маса однієї дози сардельки, кг,

$$m_d = V_v \rho, \quad (4.48)$$

де $\rho = 1050$ — густина фаршу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Кількість доз із 1 кг фаршу, шт.,

$$z_d = \frac{1}{Q_d}. \quad (4.49)$$

Продуктивність дозувального пристрою головки, $\text{кг}/\text{год}$,

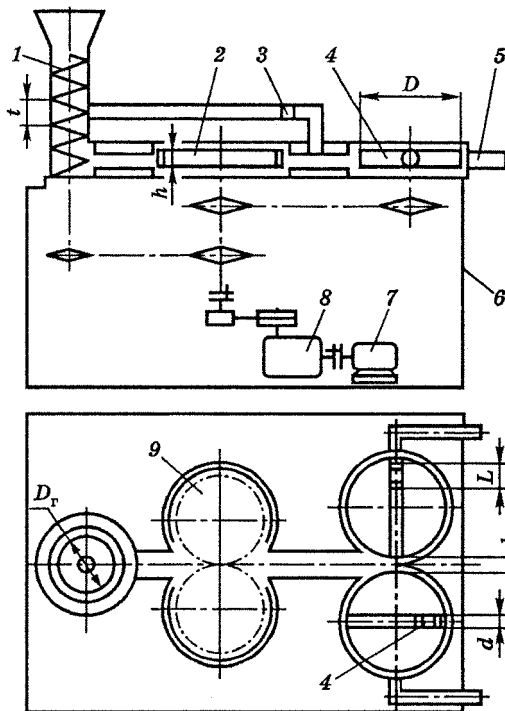
$$Q_r = 60nzZ \frac{\pi d^2}{4} (D - L) \rho, \quad (4.50)$$

де n — частота обертання дозувальної головки, хв^{-1} ; $z = 2$ — кількість доз, що видає одна головка за один оберт; Z — кількість дозувальних головок, шт.

Об'єм однієї дози фаршу, м^3 ,

$$V_d = \frac{\pi d^2}{4} (D - L), \quad (4.51)$$

де D — діаметр дозувальної головки, м.



Прирівнявши об'єм дози фаршу, яку видає головка, з об'ємом дози готового виробу, визначають діаметр дозувальної головки:

$$D = \frac{4V}{\pi d^2} + L, \quad (4.52)$$

де $d = 0,025$ — діаметр каналу дозувальної головки, м; $L = 0,07$ — довжина поршня, м.

Частота обертання дозувальної головки, хв^{-1} ,

$$n = \frac{4Q}{60Zz\pi d^2(D-L)\rho}. \quad (4.53)$$

Продуктивність нагнітального пристрою, кг/год ,

$$Q_{\text{н.п}} = 60kSn_{\text{з.к}}\rho hZ_{\text{з}}Z_{\text{к}}, \quad (4.54)$$

де $k = 0,5$ — коефіцієнт заповнення; S — площа перерізу проміжку між зубами колеса, м^2 ; $n_{\text{з.к}}$ — частота обертання зубчастого колеса, хв^{-1} ; h — висота зуба колеса, м; $Z_{\text{з}}$ — кількість зубів; $Z_{\text{к}}$ — кількість зубчастих коліс, м.

Діаметр ділильного кола, м,

$$d_{\text{д}} = D_{\text{д.г}} + l, \quad (4.55)$$

де $d_{\text{д}}$ — діаметр ділильного кола, м; $D_{\text{д.г}}$ — діаметр дозувальної головки, м; $l = 0,05$ — відстань між колесами дозувальної головки, м.

Висота зуба, м,

$$h = 2m, \quad (4.56)$$

де $m = 0,007$ — модуль зачеплення, м.

Частота обертання зубчастого колеса, хв^{-1} ,

$$n_{\text{к}} = \frac{Q_{\text{н.п}}}{60kS\rho hZ_{\text{з}}Z_{\text{к}}}. \quad (4.57)$$

Продуктивність гвинтового конвеєра, кг/год ,

$$Q_{\text{г.к}} = 60 \frac{\pi D^2}{4} t n_{\text{г}} \rho \lambda \gamma, \quad (4.58)$$

де D — зовнішній діаметр гвинта, м; t — крок гвинта, м; $n_{\text{г}}$ — частота обертання гвинта, хв^{-1} ; $\lambda = 0,4 \dots 1,0$ — коефіцієнт заповнення перерізу гвинта; γ — коефіцієнт, що враховує кут нахилу гвинта до

горизонту (під час транспортування вгору $\gamma = 0,275 \dots 0,488$, вниз $\gamma = 0,8$).

Крок гвинта пов'язаний з його діаметром такою залежністю:

$$t = (0,4 \dots 1,0)D. \quad (4.59)$$

Діаметр гвинта, м,

$$D_r = \sqrt[3]{\frac{8D}{60\pi n_r \rho \lambda \gamma}}. \quad (4.60)$$

Стандартний ряд діаметрів гвинта становить 0,10...0,125 за умови

$$t > (0,4 \dots 1,0)D_r. \quad (4.61)$$

Частота обертання гвинта подавального механізму, хв^{-1} ,

$$n = \frac{4Q_{г.к}}{60D_r^2 \pi t \rho \phi \gamma}. \quad (4.62)$$

Площа перерізу продукту, м^2 ,

$$S_n = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4}, \quad (4.63)$$

де d — діаметр вала гвинта, м.

Під час розрахунків величиною d нехтуємо, проте зменшення продуктивності за рахунок об'єму, який займає вал, компенсується коефіцієнтом ϕ .

Продуктивність подавального механізму залежить також від довжини гвинта, точніше від кількості витків на ньому.

Довжина гвинта, м,

$$L_r = z_B t. \quad (4.64)$$

де L_r — довжина гвинта, м; z_B — кількість витків, шт.

4.8. Машини для соління м'яса і м'ясопродуктів

Соління застосовують при виробництві багатьох м'ясних продуктів. Звичайний спосіб замочування м'яса у соляному розчині призводить до нерівномірного просолу всього об'єму м'яса. Для ефективного процесу соління використовують шприці для ін'єкції розсолу у продукт.

4.8.1. Шприц для соління

Шприц (рис. 4.9) застосовують для соління виробів із м'яса, виготовлення копченостей та інших продуктів. Він може працювати в двох режимах: ручному та напівавтоматичному.

Продуктивність шприца, кг/год,

$$Q_{\text{ш}} = \frac{zV\rho\varphi}{\tau_{\text{ц}}}, \quad (4.65)$$

де z — кількість шприців, шт.; V — об'єм циліндра шприца, м³; $\rho = 1200$ — густина розсолу, кг/м³; $\varphi = 0,95$ — коефіцієнт використання об'єму циліндра шприца; $\tau_{\text{ц}}$ — тривалість циклу, год;

$\tau_{\text{ц}} = \tau_{\text{нап}} + \tau_{\text{шп}}$; $\tau_{\text{нап}}$ — тривалість наповнення шприца розсолу, год; $\tau_{\text{шп}}$ — тривалість шприцювання, год (при ручному шприцюванні $\tau_{\text{нап}} = 0,015$, $\tau_{\text{шп}} = 0,05$).

Об'єм шприца, м³,

$$V = \frac{Q_{\text{ш}}\tau_{\text{ц}}}{z\rho\varphi}. \quad (4.66)$$

Рис. 4.9. Схема шприца для соління:

1 — шток; 2 — циліндр; 3 — голка; 4 — крани;
5 — еластична труба; 6 — поршень

Згідно з конструктивними параметрами шприца для соління об'єм становить

$$V = \frac{\pi D^3 k}{4}, \quad (4.67)$$

де D , L — відповідно діаметр і довжина циліндра шприца, м; $k = L/D = 3...4$ — коефіцієнт співвідношення довжини і діаметра циліндра шприца.

Діаметр циліндра шприца, м,

$$D = \sqrt[3]{\frac{4Q_{\text{ш}}\tau_{\text{ц}}}{\pi\rho\varphi k}}. \quad (4.68)$$

Тоді довжина шприца, м,

$$L = kD. \quad (4.69)$$

Повна довжина циліндра, м,

$$L_0 = L + b, \quad (4.70)$$

де $b = 10$ — товщина поршня, мм.

Конструктивно довжину голки шприца беруть $l = 80 \dots 100$ мм, а діаметр каналу голки — $d_r = 1,5$ мм.

Сила шприцювання, Н,

$$P = 10^6 \pi D b p, \quad (4.71)$$

де $p = 50$ — тиск шприцювання, кПа.

Швидкість шприцювання, м/с,

$$v_{\text{шп}} = \frac{L}{\tau_{\text{шп}}}. \quad (4.72)$$

Швидкість наповнення, м/с,

$$v_{\text{нап}} = \frac{L}{\tau_{\text{нап}}}. \quad (4.73)$$

Діаметр трубки, м,

$$d_r = \frac{v_{\text{шп}}}{v_{\text{нап}}} D. \quad (4.74)$$

Запитання для самоперевірки

1. Які машини застосовують для крупного подрібнення м'яса та м'ясопродуктів?
2. За якими ознаками класифікують вовчки? 3. Який геометричний параметр визначає продуктивність вовчка? 4. Чим зумовлюється процес тонкого подрібнення продукції? 5. Для чого призначені кутери? 6. Від яких параметрів залежить продуктивність кутерів? 7. Яка особливість робочого процесу подрібнення шпигорізками? 8. Яким чином можна підвищити різальну здатність шпигорізки, виходячи із технологічних параметрів? 9. Як класифікують машини для змішування фаршу? 10. За якої умови визначають критичну частоту обертання вала у фаршемішувачах? 11. Які машини застосовують для наповнення та формування ковбасних батонів? 12. Що потрібно враховувати для розрахунку продуктивності шприца-наповнювача? 13. Для чого застосовують дозувальний пристрій у наповнювачах ковбасних оболонок? 14. Від чого залежить продуктивність дозувального пристрою у наповнювачах ковбасних оболонок? 15. Які машини застосовують для соління м'яса та м'ясопродуктів?

5. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОЗУВАННЯ ПРОДУКТІВ

5.1. Особливості процесу дозування

У розрахунках дозаторів потрібно враховувати насамперед фізико-механічні і гранулометричні властивості продуктів:

- ♦ розміри часточок, їх насипну щільність і сипкість;
- ♦ вологість, злежуваність, можливість утворювати грудки (для сипких продуктів);
- ♦ густину, в'язкість, наявність зважених часточок у рідких продуктах;
- ♦ консистенцію, рухливість і пружність для пастоподібних і тістоподібних продуктів.

Дозування може бути безперервним і порційним. Порційне дозування застосовують під час фасувальних операцій.

За принципом дозування всі дозувальні пристрої поділяють на об'ємні й вагові. Точнішим є вагове дозування, похибка якого становить близько 0,1...0,5 %, а при об'ємному — 1,0...2,5 %. За конструкцією дозувальні пристрої поділяють на барабанні, тарілчасті, стрічкові й вібраційні (рис. 5.1).

5.2. Об'ємні дозатори для сипких продуктів

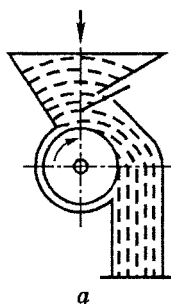
5.2.1. Барабанні дозатори

Барабанні дозатори застосовують двох типів: з циліндричними гладенькими або призматичними (рис. 5.1, а, б) та чарунковими (рис. 5.1, в) барабанами.

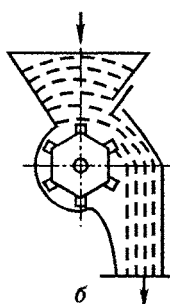
Рис. 5.1. Дозатори:



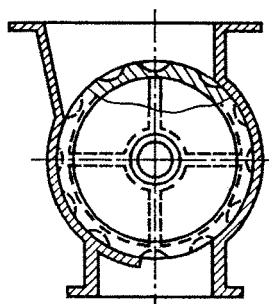
а — з циліндричним барабаном; б — з призматичним барабаном; в — з чарунковим барабаном; г — лопатевий: 1 — вісь барабана; 2 — барабан; 3 — отвір для вивантаження; 4 — секція; 5 — скребок для зняття надлишку матеріалу в секціях; 6 — вісь скребка; 7 — горловина завантажувального бункера; д — стрічковий: 1 — ведучий барабан; 2 — натяжний барабан; 3 — стрічка; 4 — бункер; 5 — регулювальна заслінка; е — розрахункова схема і пристрій тарілчастого дозатора; є, ж — вібраційні



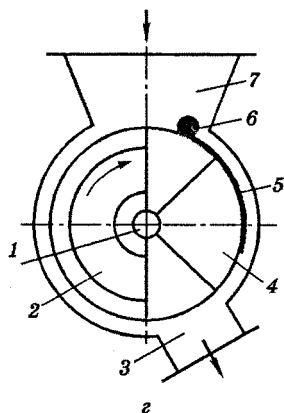
a



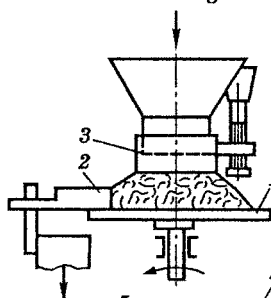
б



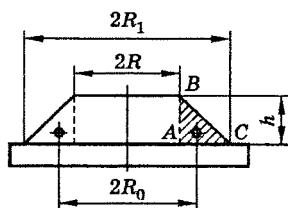
в



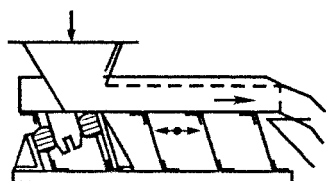
г



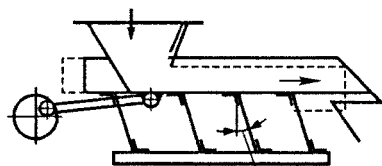
д



e



е



ж

Циліндричні гладенькі барабани і барабани з дрібними рифлями і чарунками застосовують для дозування порошкоподібних і дрібно-зернистих продуктів, призматичні барабани, барабани з чарунками і лопатеві — для дрібно- і середньокускових продуктів.

Колову швидкість барабанів вибирають у межах 0,025...1,0 м/с.

Продуктивність дозаторів регулюють заслінкою, яка змінює товщину шару продукту, що надходить.

Продуктивність барабанного дозатора, кг/год,

$$Q = 3600 S v_k k \rho, \quad (5.1)$$

де S — площа вихідного отвору, м^2 ; v_k — середня швидкість руху продукту крізь отвори, м/с; k — коефіцієнт заповнення вихідного отвору; ρ — насипна щільність продукту, $\text{кг}/\text{м}^3$.

У розрахунках середню швидкість продукту беруть такою, що дорівнює колійній швидкості барабана.

Коефіцієнт заповнення вихідного отвору k залежить від шпаруватості, насипної щільності і гранулометричного складу продукту і становить 0,4...0,9. Чим більша насипна щільність продукту і менша шпаруватість, тим більше значення k .

Діаметр барабана, м,

$$D = 2v_k / \omega, \quad (5.2)$$

де v_k — колова швидкість барабана, м/с; ω — кутова швидкість барабана, рад/с.

Продуктивність секторного барабанного дозатора, кг/год,

$$Q = 1800 S l z p k \omega / \pi, \quad (5.3)$$

де S — площа поперечного перерізу чарунки або секції, м^2 ; l — довжина барабана (чарунки або секції), м; z — кількість чарунок у барабані; ρ — насипна щільність матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$; $k = 0,8$ — коефіцієнт наповнення; ω — кутова швидкість барабана, рад/с.

Витрату енергії на приведення барабанного дозатора в рух визначають тертям продукту по барабану і між собою. Слід урахувати можливе дроблення продукту між кромками чарунок (лопатками) і стінами кожуха барабана.

Сила тертя, що розвивається при ковзанні продукту,

$$F = p_n S_n \operatorname{tg} \varphi_0, \quad (5.4)$$

де p_n — тиск продукту на поверхню барабана, Па; S_n — площа го-

горловини бункера, м²; φ_0 — кут природного укосу продукту під час руху.

Потужність для приведення барабана в рух, кВт,

$$N = 10^{-3} F v_k k_1, \quad (5.5)$$

де v_k — колова швидкість барабана, м/с; k_1 — коефіцієнт, що враховує опір продукту дробленню (для порошкоподібних і дрібнозернистих продуктів $k_1 = 1$; для кускових, які легко розпадаються, $k_2 = 2$).

Потужність електродвигуна барабанного дозатора, кВт,

$$N_d = N_1 k_2 / \eta_T, \quad (5.6)$$

де $k_2 = 1, 1, \dots, 1, 2$ — коефіцієнт, що враховує втрати на тертя робочих органів дозатора; η_T — ККД привідного механізму дозатора.

5.2.2. Тарілчастий дозатор

Тарілчастий дозатор (рис. 5.1, е) має вигляд диска з вертикальною віссю обертання, з якого продукт скидається скребком. Товщину шару продукту регулюють пересувною манжеткою, яка перекриває вихідний патрубок бункера. Вертикальний вал приводиться в рух електродвигуном через передавальний механізм. Продукт на тарілці набирає форму зрізаного конуса, висота якого залежить від висоти установки манжети.

Продуктивність дозатора, Q , кг/год, визначається масою порції продукту, що скидається з диска скребком за годину:

$$Q = 1800 V_0 \rho \omega / \pi, \quad (5.7)$$

де V_0 — об'єм продукту, який знімається із диска за один оберт, м³:

$$V_0 = \frac{\pi h^2}{\operatorname{tg} \varphi_0} \left(R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \varphi_0} \right), \quad (5.8)$$

де h — висота підйому манжети над диском, м; R — радіус манжети, м; ω — кутова швидкість диска, рад/с.

Критичну кутову швидкість диска $\omega_{кр}$ визначають з умови відсутності сходу продукту з диска від дії відцентрової сили:

$$m \omega_{кр}^2 R_k = f m g, \quad (5.9)$$

де R_k — радіус конуса продукту, м; f — коефіцієнт тертя продукту об диск в умовах руху; $g = 9,81$ — прискорення вільного падіння, м/с².

Кутову швидкість диска беруть дещо меншою за його критичну швидкість:

$$\omega = 0,9\omega_{кр}. \quad (5.10)$$

Щоб визначити витрату енергії на приведення тарілчастого дозатора в рух потрібно врахувати опір тертя продукту об поверхню диска і скребка, опір дробленню продукту скребком, опір скручуванню стовпа продукту, який опускається з бункера дозатора.

У першому наближенні потужність на валу диска, кВт,

$$N = 10^{-3} V_0 \rho f \omega R. \quad (5.11)$$

Потужність електродвигуна, кВт,

$$N_d = \frac{Nk}{\eta_T} (1 + f_1 \cos \beta), \quad (5.12)$$

де $k = 1,5 \dots 2,0$ — коефіцієнт запасу; $f_1 = 0,37 \dots 0,60$ — коефіцієнт тертя матеріалу об скребок; $\beta = 35 \dots 45$ — кут установлення скребка, град.

5.2.3. Стрічкові дозатори

Стрічкові дозатори застосовують для подавання і дозування сипких і вологих матеріалів, які злежуються. Товщину шару продукту на стрічці регулюють заслінкою. Швидкість стрічки становить $0,1 \dots 0,5$ м/с. Продуктивність стрічкових дозаторів і потужність привідного двигуна визначають за формулами для стрічкових конвеєрів загального призначення.

5.2.4. Вібраційні дозатори

Грохот *вібраційного дозатора* спирається на ряд плоских пружин і приводиться в рух ексцентрикним механізмом. Частоту обертання ексцентрика беруть у межах $110 \dots 300$ с⁻¹, амплітуду коливань робочої поверхні грохота в напрямку переміщення продукту — $1 \dots 3$ мм.

Продуктивність вібраційного дозатора, кг/год,

$$Q = 3600 b h \rho v_{cp}, \quad (5.13)$$

де b, h — відповідно ширина робочої поверхні грохота і висота шару продукту, м; v_{cp} — середня швидкість руху продукту, м/с:

$$v_{cp} = \omega r k_v; \quad (5.14)$$

r — радіус кривошипа, м; $k_v = 0,1 \dots 0,5$ — коефіцієнт кінематичного режиму.

5.2.5. Напівавтомат для дозування пластичних молочних продуктів

Напівавтомат для дозування пластичних молочних продуктів призначений для дрібного фасування порціями 50...300 см³ сметани, морозива, топленого масла та ін. Це машина ротаційного типу зі столом, який періодично обертається та має 12 гнізд для тари.

Напівавтомат складається зі станини зварної конструкції, приймального бункера з дозатором, стола і приводу, який містить електродвигун, клиноповасову передачу та редуктор. Напівавтомат має завантажувальний лотік для тари, який вручну ставлять на стіл. Функціональну схему напівавтомата зображено на рис. 5.2.

Дозувальний пристрій складається з циліндра з поршнем 2 і триходового крана 9, пробка якого кінематично зв'язана з поршнем дозатора і механізмом повороту стола. Це забезпечує синхронність подачі продукту в тару при періодичному обертанні стола.

При переміщенні поршня назад пробка крана 9 спеціальною шестернею повертається, з'єднуючи робочу порожнину циліндра з бункером, з якого продукт надходить у циліндр.

Одночасно з цим стіл повертається на 30°, підводить тару під кран і зупиняється. Під час переміщення поршня вперед синхронно з ним рухається також зубчаста рейка приводу триходового крана механізму дозування. Переміщуючись, рейка провертає на 90° шестерню, яка зв'язана з пробкою крана, відсікаючи таким чином бункер від циліндра і з'єднуючи циліндр з випускним отвором крана. Внаслідок цього задана порція продукту витісняється в тару. Після закінчення заповнення тари стіл знову повертається на 30°, зупиняється і наповнення тари повторюється. Стіл провертається

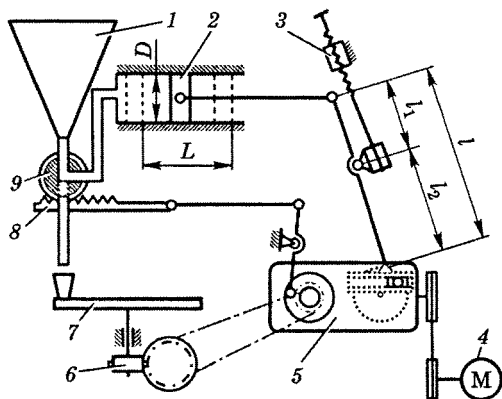


Рис. 5.2. Функціональна схема напівавтомата для дозування пластичних молочних продуктів:

1 — завантажувальна лійка; 2 — поршень; 3 — механізм регулювання ходу поршня; 4 — електродвигун; 5 — редуктор; 6 — механізм повороту стола; 7 — поворотний стіл; 8 — зубчаста рейка механізму повороту крана; 9 — триходовий кран

за допомогою ланцюгової передачі, однозахідного колеса і диска з роликами.

Заповнена тара підводиться столом до завантажувального лотка, спеціальною напрямною переміщується на майданчик приймального жолоба, з якого її знімають вручну.

Обертанням маховика, зв'язаного з кулісним механізмом дозатора, змінюється хід поршня, в результаті чого регулюється порція продукту.

Продуктивність напівавтомата, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$Q = ZLS, \quad (5.15)$$

де Z — кількість циклів за годину; L — хід поршня, м ; S — площа поперечного перерізу поршня, м^2 .

Кількість циклів визначають за формулою

$$Z = \frac{Q}{V}, \quad (5.16)$$

де V — об'єм порції, м^3 .

Діаметр поршня визначають, ураховуючи технологічні та конструктивні параметри:

$$S = \frac{Q}{ZL}; \quad S = \frac{\pi D^2}{4}.$$

Звідси

$$D = \sqrt{\frac{Q^4}{\pi ZL}}. \quad (5.17)$$

Визначення співвідношення довжин плечей важеля. Для цього потрібно знати хід поршня $L_{\text{в min}}$ при мінімальній порції $V_{\text{п min}}$. Це значення визначають із пропорції:

$$Q_{\text{min}} = ZSL_{\text{в min}}, \quad (5.18)$$

де Q_{min} — продуктивність машини при дозуванні мінімальними порціями, $\text{л}/\text{год}$; $L_{\text{в min}}$ — мінімальний хід поршня, м .

Знаючи Q_{min} , Z і S , розраховують мінімальний хід поршня, м ,

$$L_{\text{в min}} = \frac{Q_{\text{min}}}{ZS}. \quad (5.19)$$

Різниця між максимальним і мінімальним ходами поршня становитиме

$$L_{\text{різ}} = L_{\text{в max}} - L_{\text{в min}}, \quad (5.20)$$

де $L_{\text{в max}}$ — максимальний хід поршня, м.

Для максимальної порції задають значення ходу нижнього кінця важеля $L_{\text{н max}}$. Співвідношення довжин плечей важеля для $V_{\text{н max}}$ визначають за пропорцією

$$\frac{L_{\text{в max}}}{L_{\text{н max}}} = \frac{l_{1\text{max}}}{l_{2\text{max}}}, \quad (5.21)$$

де $L_{\text{в max}}$, $L_{\text{н max}}$ — максимальний хід відповідно верхнього і нижнього кінців важеля, м; $l_{1\text{max}}$, $l_{2\text{max}}$ — відповідно довжини плечей важеля, м.

Довжина нижнього плеча важеля, м,

$$l_{2\text{max}} = l - l_{1\text{max}}. \quad (5.22)$$

Потужність, потрібна для приведення машини в рух, кВт,

$$N = \frac{N_{\text{пор}}}{\eta_1} + \frac{N_{\text{пр}}}{\eta_2} + \frac{N_{\text{ст}}}{\eta_3}, \quad (5.23)$$

де $N_{\text{пор}}$ — потужність, потрібна для переміщення поршня нагнітального механізму, кВт; $N_{\text{пр}}$ — потужність, потрібна для повороту триходового крана, кВт; $N_{\text{ст}}$ — потужність, потрібна для повороту стола, кВт; η_1, η_2, η_3 — ККД передаточних механізмів.

Потужність, потрібна для переміщення поршня нагнітального механізму, кВт,

$$N_{\text{пор}} = P v_{\text{max}}, \quad (5.24)$$

де P — зусилля, що діє на поршень при переміщенні, Н; v_{max} — максимальна швидкість руху поршня, м/с.

Зусилля, що діє на поршень при переміщенні, Н,

$$P = \frac{32\mu V_{\text{п}} v}{\pi D^2}, \quad (5.25)$$

де μ — динамічна в'язкість продукту, Па·с; $V_{\text{п}}$ — об'єм порції, м³; v — швидкість руху продукту в каналі, яку беруть такою, що дорівнює v_{max} , м/с; D — діаметр перерізу каналу, м².

При визначенні потужності, потрібної для повороту стола, слід урахувати періодичність його руху з вистоями.

Для приведення стола в рух використовують кулачково-важільний механізм. Технологічне навантаження на стіл незначне порівняно з навантаженням силами інерції ланок, які рухаються нерівномірно. Тому потужність, потрібну для приведення стола в рух, визначають для режиму його розгону від нульової швидкості до максимальної:

$$N_{\text{ст}} = \frac{10^{-3} I \omega_{\text{max}}^2}{2\tau_p}, \quad (5.26)$$

де I — момент інерції стола відносно осі обертання, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; ω_{max} — максимальна кутова швидкість стола, яку визначають методами кінематичного аналізу кулачково-важільного механізму, рад/с ; τ_p — час розгону, який визначають із циклограми роботи машини, с .

Потужність, потрібна для повороту триходового крана, кВт ,

$$N_{\text{пр}} = \frac{RfD\omega_{\text{max}}}{10^{-3}}, \quad (5.27)$$

де R — рівнодійна сил на пробці крана, Н ; ω_{max} — максимальна кутова швидкість повороту пробки, рад/с ; $f = 0,07$ — коефіцієнт тертя; D — діаметр пробки крана, м .

Запитання для самоперевірки

1. Які основні принципи закладено в процес дозування? 2. Якими чинниками потрібно керуватися при виборі дозаторів? 3. Від яких параметрів залежить продуктивність дозатора з циліндричним барабаном? 4. Як визначають продуктивність лопатевого дозатора? 5. Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність секторного барабанного дозатора? 6. Які умови впливають на визначення критичної частоти обертання диска тарілчастого дозатора? 7. Як продуктивність конусного дозатора залежить від висоти піднімання манжети? 8. Для дозування яких продуктів застосовують стрічкові дозатори? 9. Якою є швидкість руху стрічки стрічкового дозатора? 10. Від яких конструктивних параметрів залежить продуктивність вібраційного дозатора? 11. Чи впливає амплітуда коливань робочої поверхні грохота на продуктивність вібраційного дозатора? 12. Від яких конструктивних параметрів напівавтомата для дозування пластичних молочних продуктів залежить об'єм однієї порції?

Список літератури

1. Аминов М.С. Производство консервов. — М.: Агропромиздат, 1987. — 250 с.
2. Гинзбург М.Е. Технология крупяного производства. — М.: Колос, 1981. — 208 с.
3. Горбатов В.М. Оборудование для убоя скота, птицы, производства колбасных изделий и птицепродуктов. — М.: Пищ. пром-сть, 1975. — 589 с.
4. Дацишин О.В., Гвоздев О.В., Ялпачик Ф.Ю., Рогач Ю.П. Механізація переробки та зберігання плодоовочевої продукції. — К.: Мета, 2003. — 288 с.
5. Егоров Г.А., Мельников Е.М., Журавлев В.Ф. Технология и оборудование мукомольно-крупяного и комбикормового производства. — М.: Колос, 1979. — 368 с.
6. Зайцев Н.В. Технологическое оборудование хлебозаводов. — М.: Пищепром, 1967. — 234 с.
7. Кожуховский И.Е. Зерноочистительные машины. — М.: Машиностроение, 1974. — 200 с.
8. Лукьянов Н.Я. Теория и расчет молочных сепараторов. — М.: Агропромиздат, 1990. — 250 с.
9. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел. — М.: Пищ. пром-сть, 1974. — 220 с.
10. Машины и аппараты пищевых производств / С.Т. Антипов, И.Т. Крестов, А.Н. Остриков и др.: В 2 кн. — М.: Высшая шк., 2001. — Кн. 1. — 703 с.; Кн. 2. — 680 с.
11. Мухин Х.Х. Гомогенизаторы для молочной промышленности. — М.: Пищ. пром-сть, 1976. — 43 с.
12. Обладнання підприємств харчової та переробної промисловості / І.С. Гулий, М.М. Пушанко, Л.О. Орлов та ін. — Вінниця: Нова книга, 2001. — 576 с.
13. Пелеев А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. — М.: Пищ. пром-сть, 1971. — 519 с.
14. Скрыпников Ю.Г., Гореньков Э.С. Оборудование предприятий по хранению и переработке плодов и овощей. — М.: Колос, 1993. — 336 с.
15. Чижикова Т.В. Машины для измельчения мяса и мясных продуктов. — М.: Легкая и пищ. пром-сть, 1982. — 302 с.

Передмова	3
1. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОВКИ ЗЕРНОВИХ І ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР	5
1.1. Машини для очищення і сортування зерна	5
1.1.1. Повітряно-ситові сепаратори	6
1.1.2. Каменевідбірні машини	10
1.1.3. Магнітні уловлювачі	12
1.2. Машини для очищення поверхні зерна	13
1.2.1. Оббивальні машини	13
1.2.2. Щіткові машини	16
1.3. Машини для лушення зерна	17
1.3.1. Вальцедекові лушильні верстати	18
1.3.2. Вальцові лушильні верстати	19
1.3.3. Лушильні посади	20
1.3.4. Лушильно-шліфувальні машини	21
1.3.5. Насіннерушки	22
1.4. Машини та обладнання для гідротермічної обробки зерна	28
1.4.1. Обладнання для холодного кондиціювання зерна	28
1.4.2. Пропарювач періодичної дії	31
1.4.3. Обладнання для волого-теплової обробки м'ятки	32
1.5. Подрібнювачі зерна	35
1.5.1. Вальцові подрібнювачі	35
1.5.2. Жорнові посади	40
1.5.3. Молоткові дробарки	42
1.6. Просіювачі продуктів подрібнення зерна	47
1.6.1. Розсійники	48
1.6.2. Пневмороторні просіювачі	49
1.6.3. Роторні ситові просіювачі	51
1.7. Тістомісильні машини	53
1.8. Тістоділильні машини	55
1.9. Округлювачі тістових заготовок	56
1.10. Преси для віджимання олії	58
1.10.1. Гідравлічний прес	59
1.10.2. Гвинтовий прес	60
Запитання для самоперевірки	61
2. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОВКИ ПЛОДООВОЧЕВОЇ ПРОДУКЦІЇ	63
2.1. Особливості роботи машин та обладнання	63
2.2. Машини для інспектування, сортування та калібрування плодовоовочевої продукції	63
2.2.1. Інспектувальні конвеєри	64
2.2.2. Машини для сортування та калібрування плодів і овочів	65
2.3. Машини для миття плодовоовчевої продукції	66
2.3.1. Гвинтові мийні машини	66
2.3.2. Барабанна мийна машина	68
2.3.3. Відцентрова мийна машина	70
2.3.4. Вібраційна мийна машина	72
2.3.5. Щіткова мийна машина	73
2.3.6. Лопатева мийна машина	75
2.4. Машини для очищення плодовоовчевої продукції	76
2.4.1. Абразивні очисні машини періодичної дії	77

2.4.2. Абразивна очисна машина безперервної дії	78
2.5. Машини для подрібнення та протирання плодоовочевої продукції	81
2.5.1. Дискові овочерізки	81
2.5.2. Комбіновані овочерізки	83
2.5.3. Протиральні машини	84
2.6. Машини для теплової обробки плодоовочевої продукції	85
2.6.1. Обжарювальні печі	85
2.6.2. Обшпарювачі та бланшувачі для фруктів і овочів	90
2.6.3. Стерилізатори періодичної дії	97
<i>Запитання для самоперевірки</i>	101
3. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ МОЛОКА	102
3.1. Особливості технології переробки молочної продукції	102
3.2. Машини для охолодження молока	103
3.2.1. Циліндричний охолодник	103
3.2.2. Пластинчастий охолодник молока	105
3.3. Обладнання для теплової обробки молока	106
3.3.1. Пастеризатори	106
3.4. Машини для сепарування молока та молочних продуктів	113
3.4.1. Сепаратор	115
3.5. Машини для виготовлення масла	120
3.5.1. Масловиготовник періодичної дії	120
3.5.2. Масловиготовник безперервної дії	121
3.6. Обладнання для виробництва сирів і казеїну	124
3.6.1. Механічний двофазний прес для пресування твердого сиру	124
3.7. Машини для гомогенізації молока	127
3.7.1. Гомогенізатор клапанного типу	127
<i>Запитання для самоперевірки</i>	130
4. МАШИНИ ТА ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ М'ЯСА І М'ЯСОПРОДУКТІВ	131
4.1. Особливості процесу переробки м'яса і м'ясопродуктів	131
4.2. Машини для крупного подрібнення м'яса і м'ясопродуктів	132
4.2.1. Дискова пилка	132
4.3. Машини для дрібного подрібнення м'яса і м'ясопродуктів	133
4.3.1. Вовчок	133
4.4. Машини для тонкого подрібнення м'яса і м'ясопродуктів	135
4.4.1. Кутер	135
4.5. Машини для нарізування м'яса і м'ясопродуктів заданої форми	137
4.5.1. Шпигорізка	137
4.6. Машини для змішування фаршу	139
4.6.1. Лопатева фаршмішалка	139
4.7. Машини для наповнення та формування ковбасних батонів	141
4.7.1. Гвинтові шприці-наповнювачі	141
4.7.2. Наповнювач з дозувальним пристроєм	142
4.8. Машини для соління м'яса і м'ясопродуктів	145
4.8.1. Шприц для соління	146
<i>Запитання для самоперевірки</i>	147
5. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОЗУВАННЯ ПРОДУКТІВ	148
5.1. Особливості процесу дозування	148
5.2. Об'ємні дозатори для сипких продуктів	148
5.2.1. Барабанні дозатори	148
5.2.2. Тарілчастий дозатор	151
5.2.3. Стрічкові дозатори	152
5.2.4. Вібраційні дозатори	152
5.2.5. Напівавтомат для дозування пластичних молочних продуктів	153
<i>Запитання для самоперевірки</i>	156
<i>Список літератури</i>	157

Навчальне видання

Дацишин Олександр Володимирович

Ткачук Анатолій Іванович

Чубов Дмитро Сергійович

Мартиненко Олександр Васильович

Денисюк Віталій Анатолійович

МАШИНИ та ОБЛАДНАННЯ переробних виробництв

За редакцією професора О.В. Дацишина

Оправа і титул художника *В. С. Жиборовського*

Комп'ютерна верстка *Л. М. Кіпріянової*

Видавництво «Вища освіта»,
04119, Київ-119, вул. Сім'ї Хохлових, 15

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 662 від 06.11.2001

Підписано до друку 22.11.05 р. Формат 60 × 84/16.
Папір офс. № 1. Гарнітура Century Schoolbook. Друк офс.
Ум.-друк. арк. 9,30. Обл.-вид. арк. 10,51.

Надруковано з плівок, виготовлених у видавництві «Вища освіта»,
на ЗАТ «Київська книжкова фабрика»,
03151, м. Київ, вул. Ушинського, 40

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру
суб'єкта видавничої справи ДК № 787 від 28.01.2002

Фірма «Інтас». 2006р. Зам. 1. тел.: (044) 483-39-05