

# Теорія та розрахунок машин для тваринництва

За редакцією **І.Г. Бойка**

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки України  
як підручник  
для студентів вищих навчальних закладів*

Харків 2002

**УДК 631.22(075)**

**ББК 40.729я7**

**Т33**

**Рецензенти:**

**Савран В.П.** - доктор сільськогосподарських наук.

(Інститут тваринництва УААН).

**Сичов І.П.** - доктор технічних наук, професор.

(Харківський державний технічний університет сільського господарства).

**Шабельник Б.П., Троянов М.М., Бойко І.Г., Нанка О.В.,**

**Дзюба А.І., Грідасов В.І., Скорик О.П., Фісяченко О.І.,**

**Овсяніков С.І.**

**Т33** Теорія та розрахунок машин для тваринництва ( за редакцією І.Г. Бойка. - 2002.-216с.-Укр.)

Рекомендовано Міністерством освіти і науки

України 16.04.2002, № 14/182-807

Т \_\_\_\_\_

**ISBN 5-7763-0037-1**

**УДК 631.22(075)**

У підручнику викладена теорія найбільш розповсюджених технологічних процесів роботи машин для тваринництва, а також приведені методи розрахунку обладнання, яке використовується при цьому.

Підручник розроблено згідно з програмою дисципліни “Теорія та розрахунок машин для тваринництва” для студентів вищих навчальних закладів, які отримують освіту кваліфікаційних рівнів спеціаліст і магістр зі спеціальностей 8.090215 “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” та 8.091902 “Механізація сільського господарства”. Може бути корисний для викладачів, наукових працівників та спеціалістів сільгоспмашинобудування.

2702000000 □ 33

2002

**ББК 40.729я7**

**ISBN 5-7763-0037-1**

©Харківський державний

технічний університет  
сільського господарства, 2002

## ВСТУП

Технічне переоснащення галузі тваринництва неможливе без розробки нових машин і обладнання для механізації технологічних процесів. Тому майбутній спеціаліст повинен знати теорію технологічних процесів машин і обладнання для тваринництва і володіти навиками проектування таких машин.

Поставлена задача викликає необхідність підвищення рівня інженерної підготовки студентів на підставі поглибленого вивчення теорії технологічних процесів та методів їх проектування. Це можливе, коли студент спочатку розглядає технологічний процес в елементарному вигляді, складає математичну модель у вигляді диференціальних рівнянь протікання процесу з наступним їх інтегруванням та отриманням розрахункових рівнянь.

Значна увага приділена використанню отриманих рівнянь на окремих числових прикладах, що сприяє більшому усвідомленню поставлених задач.

Цей підручник розроблено згідно з програмами дисциплін “Теорія та розрахунок машин для тваринництва” та “Математичне моделювання технологічних процесів у тваринництві” при підготовці спеціалістів та магістрів вищих навчальних закладів зі спеціальностей 7.090215 “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” та 8.091902 “Механізація сільського господарства”. Він передбачає викладення основ теорії технологічних процесів та методи проектування машин і обладнання для тваринництва.

В даному підручнику представлені лекції по згаданому курсу, які викладаються студентам Харківського державного технічного університету сільського господарства.

При викладенні матеріалу приймають до уваги, що дисципліна “Теорія та розрахунок машин для тваринництва” ґрунтується на знаннях загальнотехнічних дисциплін, відомостях з питань технології виробництва продукції тваринництва та кормовиробництва.

# 1. РЕЗЕРВУАРИ ДЛЯ ВОДОПОСТАЧАННЯ

## 1.1. Попередні зауваження

Резервуари-накопичувачі потрібні для створення резервного запасу питної води та забезпечення водяного напору для подачі її до автонапувалок. Витрати води на тваринницьких та птахівничих фермах нерівномірні по годинам доби. Для підтримання певного запасу питної води, резервуари обладнують в більшості випадків автоматичними, а інколи і сигнальними пристроями.

При розробці засобів автоматизації виникає необхідність визначення часу витрати води із резервуарів від верхнього до нижнього рівнів. Після цього вираховується число включень автоматичного пристрою.

Час витрати з різних резервуарів необхідно враховувати при розрахунку процесів теплообміну, особливо в зимовий період, щоб запобігти можливості замерзання. Відомо, що багаторазове заповнення резервуару свіжою водою запобігає її замерзання навіть при 30<sup>0</sup> морозі.

Необхідна черговість водообміну підраховується в кожному окремому випадку для резервуара-накопичувача з урахуванням геометричних, теплоізоляційних та інших параметрів, а також з урахуванням впливу навколишнього середовища. Не бажано створювати черговий запас питної води, який при застоюванні негативно впливає на її якість, а значить, на якість та продуктивність тварин. Тому вибір величини резервуару для водопостачання повинен бути обґрунтований шляхом розрахунків з урахуванням відомого часу наповнення і розрахунку часу витрати.

Розрахунок системи водопостачання як кільцевої, так і тупикової ведеться з урахуванням швидкості витрати води, яка знаходиться в певній залежності від води рівня в ємкості.

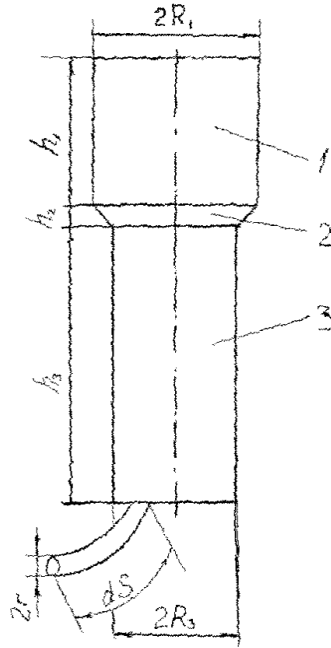
Крім того, час витрати рідини з різних ємностей враховується при проектуванні дозуючих пристроїв в різних технологічних лініях.

## 1.2. Водонапірна безшатрова башта

Найбільш розповсюджена в сільському господарстві водонапірна безшатрова стальна башта конструкції А.А.Рожновського (рис. 1.1), яка випускається промисловістю трьох модифікацій: 15, 25 та 50 м<sup>3</sup>.

Вона складається з баку 1, з'єднувальної частини 2 та стволу 3, які

мають різні діаметри та висоту. Тому для кожного з них визначається час вільної витрати води.



**Рис. 1.1. Водонапірна безшатрова башта**

Елементарний зменшуваний об'єм води із бака 1 представляємо у наступному вигляді:

$$dw_1 = -\pi R_1^2 dh_1 \quad (1.1)$$

де  $R_1$  – радіус баку,

$dh_1$  – диференціал висоти баку.

Знак мінус в цьому виразі взятий для випадку об'єму води, що зменшується.

В свою чергу, витрата елементарного об'єму води через трубопровід радіусом  $r$  визначається таким чином:

$$dw_1 = \pi r^2 ds, \quad (1.2)$$

де  $ds$  – елементарна довжина шляху руху води.

$ds = v dt$ , де  $v$  – швидкість руху рідини.

Згідно закону Паскаля\*  $v = \delta \sqrt{2gh}$ , де  $\delta$  – постійний коефіцієнт для води, рівний 0,6.

Слід зауважити, що вираз  $v = \sqrt{2gh}$  називається формулою Торрічеллі\*, який знайшов швидкість  $v$  вільного витікання води в залежності від висоти  $h$  водяного стовпа. Прирівнюючи представлені елементарні об'єми ((1.1), (1.2)) та перетворюючи їх, отримаємо:

$$t_1 = \frac{R_1^2}{r^2 \delta \sqrt{2g}} \int_{h_3+h_2+h_1}^{h_3+h_2} \frac{dh}{\sqrt{h}} \quad (1.3)$$

Після заміни меж інтегрування та інтегрування рівняння знаходимо:

$$t_1 = \frac{2R_1^2}{r^2 \delta \sqrt{2g}} \left( \sqrt{h_3 + h_2 + h_1} - \sqrt{h_3 + h_2} \right) \quad (1.4)$$

Час  $t_2$  витрати води із ємкості з'єднувальної частини 2 визначається приблизно, шляхом заміни змінного радіусу  $R_c$  його середнім значенням:

$$R_c = \frac{R_1 + R_3}{2}$$

При цьому час

$$t_2 = \frac{(R_1 + R_3)^2}{2r^2 \delta \sqrt{2g}} \left( \sqrt{h_3 + h_2} - \sqrt{h_3} \right) \quad (1.5)$$

Використовуючи аналогічні міркування витрати води з стволу, знаходимо для нього значення часу:

$$t_3 = \frac{2R_3^2}{r^2 \delta \sqrt{2g}} \sqrt{h_3} \quad (1.6)$$

Час  $t$  повної витрати води з водонапірної башти знаходиться як сума складових компонентів:

$$t = t_1 + t_2 + t_3 = \frac{1}{r^2 \delta \sqrt{2g}} \cdot \left[ 2R_1^2 \left( \sqrt{h_1 + h_2 + h_3} - \sqrt{h_2 + h_3} \right) + \frac{(R_1 + R_3)^2}{2} \left( \sqrt{h_2 + h_3} - \sqrt{h_3} \right) + 2R_3^2 \sqrt{h_3} \right] \quad (1.7)$$

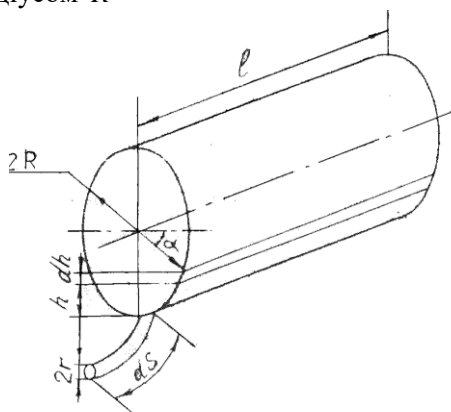
Приклад. Визначити час  $t$  для вільної витрати води з водонапірної башти, яка має такі геометричні параметри:  $2R_1=2,45$  м;  $h_1=2,99$  м;  $2R_3=1,48$  м;  $h_3=9$  м та трубопровід витрати  $2r=0,05$  м. Після підстановки цих даних у вираз (1.7) знаходимо час  $t$ , який дорівнює 2888,93 с, або 0,802 год.

### 1.3. Горизонтальний циліндричний резервуар

На рис. 1.2 показана схема горизонтального циліндричного резервуару. Елементарний зменшуючийся об'єм рідини визначається так:

$$dw = \square 2Rl \cos \alpha \cdot dh \quad (1.8)$$

де  $\alpha$  – кут між горизонтальною віссю симетрії круглого днища резервуару та його радіусом  $R$



**Рис. 1.2.** Схема горизонтального циліндричного резервуару

З рис.1.2 видно, що  $h = R \square R \sin \alpha$  .

Диференціюючи даний вираз по змінним  $h$  та  $\alpha$  , маємо:

$$dh = \square R \cos \alpha \, d\alpha \quad (1.9)$$

Тоді елементарний об'єм запишеться так:

$$dw = \square 2R^2 l \cos^2 \alpha \, d\alpha \quad (1.10)$$

В той же час витрачений через трубопровід радіусом  $r$  об'єм рідини можна записати в такому вигляді:

$$dw = \square \pi r^2 ds = \square \pi r^2 v \, dt \quad (1.11)$$

де  $v$  – швидкість витрати рідини, яка згідно закону Паскаля для даного випадку дорівнює:

$$v = \delta \sqrt{2gh} = \delta \sqrt{2gR} \cdot \sqrt{1 - \sin \alpha} \quad (1.12)$$

Після прирівнювання знайдених значень елементарних об'ємів (1.10) та (1.11) з урахуванням (1.12) маємо:

$$\pi 2R^2 l \cos^2 \alpha d\alpha = \pi r^2 \delta \sqrt{2gR} \cdot \sqrt{1 - \sin \alpha} dt \quad (1.13)$$

Звідси час  $t$  витрати рідини з горизонтального циліндричного резервуару до повного його спорожнення визначається:

$$t = \frac{2R^2 l}{\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{\cos \alpha d\alpha}{\sqrt{1 - \sin \alpha}} \quad (1.14)$$

Для розв'язання інтегралу (1.14) необхідно ввести  $\sin \alpha = z$ . Тоді  $\cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}$ , а  $dz = \cos \alpha d\alpha$ . Вираз  $\sqrt{1 - z^2} = \sqrt{1 - z} \cdot \sqrt{1 + z}$ .

Після заміни нових змінних необхідно ввести нові межі інтегрування. Так,  $\alpha = \arcsin z$ . Тоді після спрощення виразу (1.14) і заміни меж інтегрування маємо:

$$t = \frac{2R^2 l}{\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \int_{\arcsin z_1}^{\arcsin z_2} (1+z)^{\frac{1}{2}} dz = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} (1+z)^{\frac{3}{2}} \Big|_{\arcsin z_1}^{\arcsin z_2}$$

або

$$t = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \left[ (1 + \arcsin z_2)^{\frac{3}{2}} - (1 + \arcsin z_1)^{\frac{3}{2}} \right] \quad (1.15)$$

Значення кутів  $\alpha$  (початкового і через деякий час) може бути яким завгодно. Тоді ми після введення нових змінних зазначаємо їх відповідними індексами. Так, наприклад, при повному резервуарі,  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ , а  $\arcsin z_1 = 0$ ; при  $\alpha = \frac{\pi}{2}$ ,  $\arcsin z_1 = 1$ . Час витікання води з повного циліндрового резервуару становить:

$$t = \frac{8R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{gR}}, \text{ або } t = \frac{8lR}{3\pi r^2 \delta} \sqrt{\frac{R}{g}} \quad (1.16)$$

Щоб визначити час вільного витікання води з верхньої частини згаданого резервуару, необхідно в отримане інтегральне рівняння поставити межі інтегрування. Тобто на початку витікання  $\alpha_1 = \frac{\pi}{2}$ , а  $\arcsin z_1 = 0$ . В кінці витікання води з верхньої половини циліндро-



вого резервуару  $\alpha_2 = 0$ , а  $\arcsin z_2 = 0$ . Час  $t$  витікання води з верхньої частини цього резервуару становить:

$$t_{0,5B} = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}}$$

Якщо визначити час вільного витікання води з нижньої половини резервуару, також необхідно в те ж рівняння поставити певні межі інтегрування:  $\alpha_1 = 0$ ,  $z = \arcsin(0) = 0$ ;  $\alpha_2 = \frac{\pi}{2}$ ,  $z_2 = \arcsin \frac{\pi}{2} = 1$ .

$$t_{0,5H} = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \left[ (1+1)^{\frac{3}{2}} - 1 \right] = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \left( 2^{\frac{3}{2}} - 1 \right)$$

Якщо порівняти час витікання води з верхньої половини резервуару з часом витікання води з нижньої половини резервуару, можна взяти відношення:

$$\frac{t_{0,5H}}{t_{0,5B}} = \left( 2^{\frac{3}{2}} - 1 \right) = 1,82$$

Якщо скласти час витікання води з першої і другої частин резервуара, маємо:

$$t = t_{0,5H} + t_{0,5B} = \frac{4R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} \left( 1 + 2^{\frac{3}{2}} - 1 \right) = \frac{8R^2 l}{3\pi r^2 \delta \sqrt{2gR}} = \frac{8Rl}{3\pi r^2 \delta} \sqrt{\frac{R}{g}} \quad (1.17)$$

Тобто ми отримали результат, який наводився раніше (1.16).

**Приклад.** Визначити час повної витрати води з горизонтального циліндричного резервуару, який має такі параметри:  $R=1,225$  м;  $l=2,99$  м;  $\delta=0,6$ ;  $r=0,025$  м. Після підстановки цих значень у формулу (1.17) отримуємо  $t=2930,7$  с,  $t=0,814$  год.

#### 1.4. Еліпсний резервуар

Необхідно розглянути витрату рідини із еліпсного резервуару. Елементарний зменшуваний об'єм рідини  $dw$ , виходячи з рис. 1.3, можна представити у такому вигляді:

$$dw = (x_1 - x_2) dy \quad (1.18)$$

Нагадаємо, що рівняння еліпсу має такий вигляд:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1.$$

Виходячи з цього рівняння, отримуємо значення для

$$x_1 = \frac{a}{b} \sqrt{b^2 - y^2},$$

$$x_2 = -\frac{a}{b} \sqrt{b^2 - y^2} \quad (1.19)$$

Після додавання змінних та підстановки цих значень у вираз (1.18) маємо:

$$dw = 2 \frac{a}{b} \sqrt{b^2 - y^2} dy \quad (1.20)$$

Приймаємо умову, що витрата рідини проходить через трубопровід круглого перерізу радіусом  $r$ . Тоді, згідно закону Паскаля, елементарний зменшуваний об'єм рідини через цей трубопровід визначається таким чином:

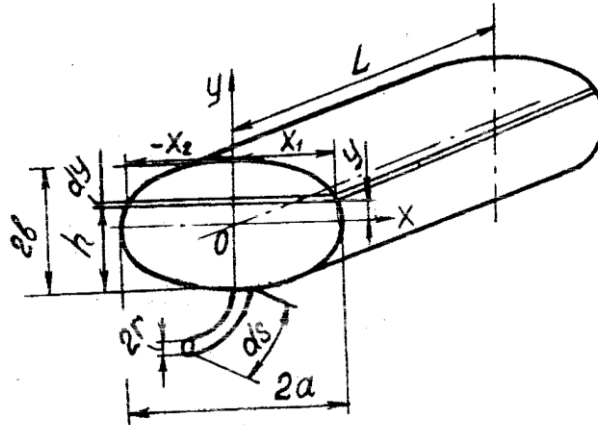


Рис. 1.3. Схема еліпсного резервуару

$$dw = \pi r^2 ds = \pi r^2 v dt = \pi r^2 \delta \sqrt{2g} \cdot \sqrt{b + y} dt \quad (1.21)$$

Прирівнюючи елементарні об'єми (1.20) та (1.21), маємо

$$2 \frac{a}{b} \int \sqrt{b^2 - y^2} dy = \pi r^2 \delta \sqrt{2g} \int \sqrt{b + y} dt \quad (1.22)$$

Після перетворення та інтегрування правої та лівої частин цього рівняння в межах, вказаних нижче:

$$\frac{2a}{b} \int \sqrt{b^2 - y^2} d(b - y) = \pi r^2 \delta \int_0^t \sqrt{2g} dt, \quad (1.23)$$

знаходимо час  $t$  повної витрати рідини з горизонтального еліпсного резервуару:

$$t = \frac{8\angle a\sqrt{b}}{3\pi r^2\delta\sqrt{g}} = \frac{8\angle a}{3\pi r^2\delta} \sqrt{\frac{b}{g}}. \quad (1.24)$$

Якщо порівняти вираз (1.17) з виразом (1.24) і уявити, що  $a = b = R$  отримаємо такий же самий результат.

**Приклад.** Знайти час вільного витікання води з верхньої та нижньої частини еліпсного резервуара при таких його параметрах:  $a=1,0567$  м;  $b=1,42$  м;  $\angle=2,99$  м;  $r=0,025$  м.

Для цього використовуємо рівняння (1.23) з такими межами інтегрування:

$$2\frac{a}{b}\angle\int_b^0\sqrt{b^2-y^2}d(b-y)=\pi r^2\delta\sqrt{2g}\int_0^{t_{0,5B}}dt$$

Отримуємо після інтегрування такий вигляд:

$$t_{0,5B} = \frac{4\angle a}{3\pi r^2\delta} \sqrt{\frac{b}{2g}} = \frac{4 \cdot 2,99 \cdot 1,0567}{3 \cdot 3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 0,6} \sqrt{\frac{1,42}{2 \cdot 9,81}} = 962,5 \text{ с.}$$

Межі інтегрування для отримання часу витікання води з нижньої частини еліпсного резервуара в рівнянні (1.23) такі:

$$2\frac{a}{b}\angle\int_0^b\sqrt{b^2-y^2}d(b-y)=\pi r^2\delta\sqrt{2g}\int_0^{t_{0,5H}}dt.$$

Після інтегрування маємо

$$t_{0,5H} = \frac{4\angle a}{3\pi r^2\delta} \sqrt{\frac{b}{2g}} (2\sqrt{2}-1) = \frac{4 \cdot 1,0567 \cdot 2,99}{3 \cdot 3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 0,6} \sqrt{\frac{1,42}{2 \cdot 9,81}} (2\sqrt{2}-1) = 1759,4 \text{ с}$$

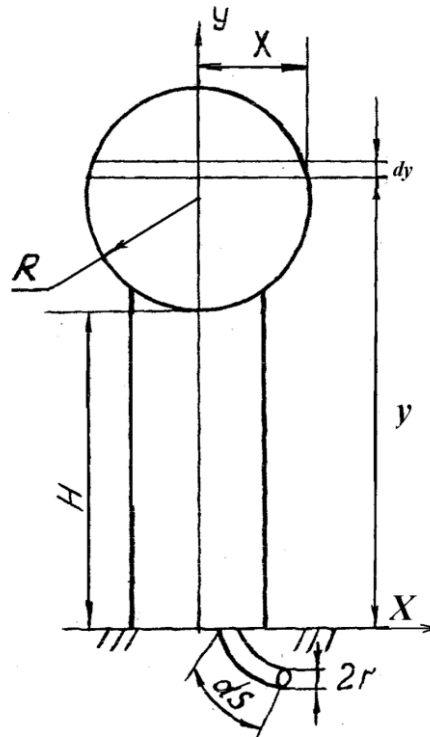
Тобто, з нижньої частини еліпсного резервуара вода витікає в 1,8 рази повільніше, ніж з верхньої частини.

### 1.5. Кульова башта

У деяких випадках, особливо у військових частинах, бак водонапірної башти виготовляється у вигляді кулі. Виникає потреба розраховувати час вільного витікання води з такої споруди. Використаємо попередньо наведену методику розрахунку. На рис. 1.4 показана схема водонапірної башти з кульовим баком. Вибрана система координат  $XOY$ , початок відліку якої знаходиться в нижній частині опори.

Елементарний витікаючий об'єм води  $dw$  з кулі можна визначити у такому вигляді:

$$dw_1 = \pi x^2 dy. \quad (1.25)$$



**Рис. 1.4.** Схема кульової башти

А елементарний об'єм води, який витікає з опори  $dw_2$  можна записати в такому вигляді:

$$dw_2 = \pi r^2 \delta \sqrt{2gy} dt \quad (1.26)$$

Визначимо з рис. 1.4 величину  $x^2$ , яку можливо було б використати для отримання рівняння кола. Тобто

$$x^2 + (y - H + R)^2 = R^2$$

Спростуючи цей вираз, одержуємо:

$$x^2 = 2(R + H)y - y^2 - H(H + 2R).$$

Після підстановки цього значення в рівняння об'ємів  $dw_1 = dw_2$ , маємо:

Розв'язуючи це рівняння відносно часу витікання води і інтегруючи його в визначених межах

$$2(R+H)ydy \square y^2dy \square H(H+2R)dy = \square r^2\delta\sqrt{2gy}dt$$

від  $H+2R$  до  $H$ , після заміни меж інтегрування маємо:

$$t = \frac{2(R+H)}{r^2\delta\sqrt{2g}} \int_H^{H+2R} y^{\frac{1}{2}} dy \square \frac{1}{r^2\delta\sqrt{2g}} \int_H^{H+2R} y^{\frac{3}{2}} dy \square \frac{H(H+2R)}{r^2\delta\sqrt{2g}} \int_H^{H+2R} y^{-\frac{1}{2}} dy \quad (1.27)$$

Після інтегрування отримуємо значення часу витікання води в такому вигляді:

$$t = \frac{4(R+H)}{3r^2\delta\sqrt{2g}} \left[ (H+2R)^{\frac{3}{2}} \square H^{\frac{3}{2}} \right] \square \frac{2}{5r^2\delta\sqrt{2g}} \left[ (H+2R)^{\frac{5}{2}} \square H^{\frac{5}{2}} \right] \square \frac{2H(H+2R)}{r^2\delta\sqrt{2g}} \left[ \sqrt{H+2R} \square \sqrt{H} \right] \quad (1.28)$$

В тому випадку, якщо розглянути процес витікання води безпосередньо з самої кулі, тобто при умові, що  $H=0$ , отримаємо такий вигляд рівняння:

$$t = \frac{4R}{3r^2\delta\sqrt{2g}} (2R)^{\frac{3}{2}} \square \frac{2}{5r^2\delta\sqrt{2g}} (2R)^{\frac{5}{2}} \quad (1.29)$$

Після спрощення цього виразу, маємо

$$t = \frac{16R^2}{15r^2\delta} \sqrt{\frac{R}{g}} \quad (1.30)$$

Приклад. Знайти час вільного витікання води з кульової башти при умові, що радіус  $R=1,5$  м;  $H=10$  м;  $r=0,025$  м;  $\delta=0,6$ . При цих умовах час витікання води становить 1249 с, або 0,347 год.

Якщо визначити час витікання води при умові, що опора відсутня, тобто  $H=0$ , отримаємо час витікання  $t=2503$  с, або 0,695 год.

У цьому випадку, порівнюючи отримані результати, маємо такі висновки, що наявність опори більш ніж в два рази зменшує час вільного витікання води.

## 1.6. Об'єм та поверхня резервуарів

На рис. 1.5 показана схема резервуару, котрий має в перерізі вигляд еліпсу. Для того, щоб вирахувати невідомий об'єм, потрібно лише визначити площу поперечного перерізу та помножити на довжину

резервуару. З рисунка видно, що елементарна площа дорівнює

$$dF = y dx \quad (1.31)$$

Використавши рівняння еліпсу, знаходимо

$$y = \frac{b}{a} \sqrt{a^2 - x^2} \quad (1.32)$$

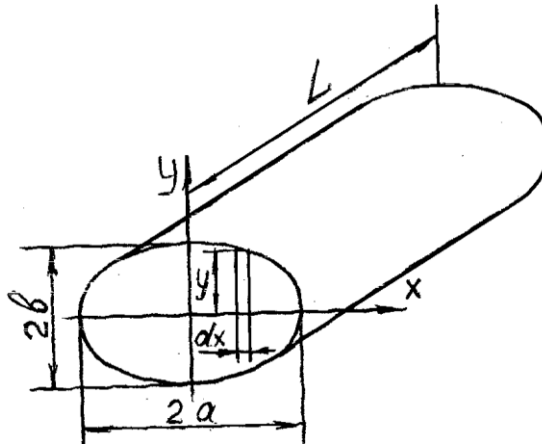


Рис. 1.5. Схема еліпсного резервуару

Після підстановки цього значення у вираз (1.31) та інтегрування обох частин, маємо:

$$F_{0,25} = \frac{b}{a} \int_0^a \sqrt{a^2 - x^2} dx. \quad (1.33)$$

Вирахуємо четверту частину площі еліпса, після чого визначимо все значення.

Для розв'язання інтегралу (1.33) необхідно ввести заміну змінної величини  $x$  та знайти для неї нові межі:

$$x = a \cdot \cos z \quad (1.34)$$

Тоді

$$dx = -a \cdot \sin z dz \quad (1.35)$$

Після підстановки (1.34) та (1.35) у вираз (1.33) та перетворення отримаємо

$$F_{0,25} = ab \int_{\pi/2}^0 \sin^2 z dz \quad (1.36)$$

Нові межі інтегрування для змінної  $z$  знайдені із умови: так як  $x=a \cdot \cos z$ , нижня межа дорівнює нулю при  $z = \pi/2$ , а верхня дорівнює  $a$  при  $z=0$ .

Після заміни  $\sin^2 z = \frac{1 - \cos 2z}{2}$  та інтегрування в нових межах маємо

$$F_{0,25} = \int_{z=\pi/2}^0 \frac{ab}{z} dz + \frac{ab}{4} \int_{\pi/2}^0 \cos 2z d(2z) = \frac{\pi ab}{4} \quad (1.37)$$

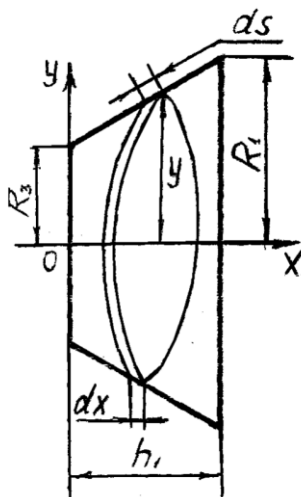


Рис. 1.6. З'єднувальна частина

Повний об'єм еліпсного резервуару визначається виразом

$$Q = \pi abL \quad (1.38)$$

Об'єм водонапірної безшатрової башти визначається як сума її складових:

$$\text{баку } w_1 = \pi R_1^2 h_1;$$

$$\text{стволу } w_3 = \pi R_3^2 h_3;$$

та з'єднувальної частини 2, яка визначається наступним методом.

На рис. 1.6 показана з'єднувальна частина 2, умовно повернута на кут  $\pi/2$ . Проведена горизонтальна вісь симетрії  $OX$  та вертикальна вісь  $OY$ . Елементарний об'єм  $dw_2$ , утворений поверхнею обертання визначається виразом:

$$dw_2 = \pi y^2 dx \quad (1.39)$$

Рівняння прямої має вигляд

$$Y = R_3 + KX, \quad (1.40)$$

де  $K$  – кутівий коефіцієнт, який дорівнює  $\frac{R_1 \square R_3}{h_2}$ .

Після підстановки рівняння (1.40) у вираз (1.39) та інтегрування його в межах від 0 до  $h_2$  отримаємо

$$w_2 = \frac{\pi h_2}{3} (R_1^2 + R_1 R_3 + R_3^2).$$

**Приклад.** Знайти об'єм водонапірної башти при таких геометричних параметрах:  $R_1=1,225$  м;  $h_1=2,99$  м;  $h_2=0,49$  м;  $R_3=0,74$  м;  $h_3=9$  м.

Тоді  $w=w_1+w_2+w_3=14,08+15,47+2,9=32,48$  м<sup>3</sup>.

Так як водонапірна безшатрова башта цілий рік знаходиться під впливом навколишнього середовища, необхідно визначити її бокову поверхню, котра одночасно являється поверхнею теплообміну. Обмежимося визначенням бокової поверхні з'єднувальної частини (рис. 1.6). Елементарна бокова поверхня  $dF_2$  визначається за таким виразом:

$$dF_2 = 2\pi y ds$$

де  $ds$  – диференціал дуги, який дорівнює  $\sqrt{1+y^2} dx$ .

Використавши рівняння прямої (1.40), знаходимо значення похідної  $y' = K$ , після перетворення та інтегрування в нижче вказаних межах, маємо:

$$F_2 = 2\pi \int_0^{h_2} \left( R_3 + \frac{R_1 \square R_3}{h_2} x \right) \sqrt{1 + \frac{(R_1 \square R_3)^2}{h_2^2}} dx = \pi (R_1 + R_3) l_2, \quad (1.41)$$

де  $l_2$  – довжина утворюючої, яка дорівнює  $l_2 = \sqrt{h_2^2 + (R_1 \square R_3)^2}$ .

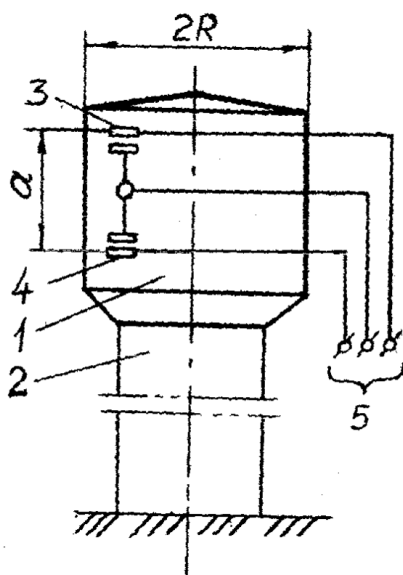
### 1.7. Визначення параметрів автоматичного управління водонапірною баштою

Для покращання умов обслуговування водонапірною баштою, вона обладнується системою автоматичного управління (рис. 1.7). Бак 1, який утримується на стволі 2 обладнується електронними датчиками верхнього 3 і нижнього 4 рівня. Якщо рівень води досягає верхнього



рівня, виключається електродвигун водяного насоса, який подає воду в бак. І, навпаки, якщо рівень води зменшується і досягає датчика 4 – електродвигун водяного насоса 5 включається. Відомо, що для надійної роботи автоматичної системи управління необхідно, щоб частота включень не перевершувала певну кількість разів на добу. З урахуванням сказаного, необхідно визначити величину  $a$  – відстань між нижнім і верхнім рівнем води в баку 1. З цією метою використовуємо таку методику розрахунку і виконуємо обчислення. Відомо, що місткість бака водонапірної башти вибирається з урахуванням добової потреби води для живлення тваринницької ферми. В багатьох випадках місткість бака становить приблизно 15% добової потреби ферми. Для проведення розрахунків приймаємо місткість водонапірного бака, яка становить  $25 \text{ м}^3$ . Складаємо пропорцію:

$$\begin{aligned} 25 &- 15\% \\ x &- 100\% \end{aligned}$$



**Рис.1.7. Система автоматичного управління**

Добова потреба води тваринницької ферми, обслуговуємої цією баштою, становить

$$x = \frac{25 \cdot 100}{15} = 166 \text{ м}^3.$$

Вважаємо, що добові витрати води використовуються на протязі 16 годин. Тоді годинні витрати  $q_G$  мають становити

$$q_G = \frac{166}{16} = 10,375 \text{ м}^3.$$

При умові, що кількість включень водяного насоса водонапірної башти для надійності роботи автоматизованої системи управління за одну годину не повинно перевищувати 5–6 разів, то витрати води за одне включення дорівнюють 5–6 частині годинних витрат  $q_B$ , тобто

$$q_B = \frac{10,375}{5} = 2,075 \text{ м}^3.$$

Враховуючи, що об'єм води в баку башти при відомому її діаметрі  $D$  дорівнює

$$q_B = \frac{\pi D^2}{4} a,$$

де  $a$  – відстань між верхнім і нижнім контактами, або рівень.

Звідси необхідний рівень  $a$  визначається так ( $D=2,5$  м):

$$a = \frac{4q_1}{\pi D^2} = \frac{4 \cdot 2,075}{3,14 \cdot 2,5^2} = 0,42 \text{ м}.$$

Таким чином, нижній рівень води для автоматичного управління водонапірною баштою при даних геометричних параметрах становить 0,42 м.

### 1.8. Оптимальні параметри бака водонапірної башти

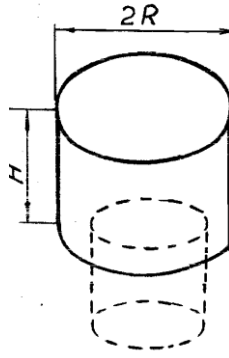
Основною складовою частиною водонапірної башти являється бак, який може мати будь-який розмір, в залежності від місткості. Важливо встановити відношення його висоти від діаметра для того щоб використати якомога менше металу на його виготовлення.

На рис. 1.8 зображена схема бака. Місткість  $W$  бака становить

$$W = \pi R^2 H. \quad (1.42)$$

В спрощеному варіанті можна стверджувати, що бокова поверхня  $F$  бака складається з бокової поверхні циліндра  $2\pi RH$  і двох площ кола  $2\pi R^2$ , тобто

$$F = 2\pi RH + 2\pi R^2. \quad (1.43)$$



**Рис. 1.8.Схема бака водонапірної башти**

При умові, що місткість бака має яесь постійне значення можливо визначити висоту  $H$  у вигляді відношення

$$H = \frac{W}{\pi R^2}. \quad (1.44)$$

Після підстановки цього значення в рівняння бокової поверхні бака, маємо

$$F = \frac{2W}{R} + 2\pi R^2. \quad (1.45)$$

З отриманого рівняння видно, що вона залежить тільки від одної змінної величини  $R$ , яку треба знайти. Візьмемо похідну рівняння бокової поверхні по параметру радіуса  $R$  і прирівняємо його нулю.

$$\frac{\partial F}{\partial R} = \square \frac{2W}{R^2} + 4\pi R = 0. \quad (1.46)$$

Після заміни значення місткості  $W$  в це рівняння і перетворення отримуємо таку залежність:

$$H=2R. \quad (1.47)$$

Тобто висота бака дорівнює його діаметру.

Для того, щоб виявити значення екстремуму функції, необхідно взяти другу похідну рівняння бокової поверхні і встановити знак.

$$\frac{\partial^2 F}{\partial R^2} = \frac{4W}{R^3} + 4\pi > 0. \quad (1.48)$$

Позитивний знак свідчить про те, що отриманий екстремум функ-

ції має мінімум. Тобто, в оптимальному варіанті співвідношення діаметра бака до його висоти дорівнює одиниці. При цих умовах витрата металу на виготовлення мінімальна.

### 1.9. Розрахунок анкерних болтів водонапірної башти

Для утримання водонапірної башти у вертикальному положенні споруджується фундамент, в якому передбачаються колодязі для замурування утримуючих анкерних болтів, розмір останніх знаходиться з таких міркувань. На рис. 1.9а показана схема сил, які діють на водонапірну башту: сила тяжіння башти –  $m_1g$ , сила тяжіння утримуваної води –  $m_2g$ , сили вітру  $P_1, P_2, P_3$ , а також сили реакцій в місцях кріплення анкерних болтів:  $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5$  і  $T_6$ . На рис. 1.9б зображена схема розташування лап, якими кріпиться башта до фундаменту. Розглянемо такий випадок, коли башта не наповнюється водою, тобто  $m_2=0$ .

Більш за все башта може впасти під впливом сили вітру. Відомо, що сила вітру знаходиться у лінійній залежності від площі опору  $F$ , щільності вітру  $\rho$  і параболічній залежності від швидкості  $v$  вітру, тобто

$$P = F\rho v^2\varepsilon, \quad (1.49)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт обтікання, який залежить від форми поверхні.

Водонапірну башту можна умовно зобразити трьома поверхнями опору: бака 1, сполучного ланцюга 2 і ствола 3 (рис. 1.9).

Кожну згадану силу підраховуємо і отримуємо наступні значення:

$$P_1 = F_1\rho v^2\varepsilon, \quad P_2 = F_2\rho v^2\varepsilon, \quad P_3 = F_3\rho v^2\varepsilon.$$

З урахуванням значення  $h_1, h_2, h_3$  – висоти бака, сполучного ланцюга, ствола і розмірів  $F_1, F_2, F_3$  – площі бака, сполучного ланцюга і ствола, які дорівнюють:

$$F_1 = 2R_1h_1; \quad F_2 = (R_1 + R_3)h_2; \quad F_3 = 2R_3h_3.$$

З умовою статичної рівноваги візьмемо суму моментів всіх сил відносно точки  $A$  і запишемо їх у наступному вигляді:

$$\sum_{i=1}^n M_A = \left[ 2R_1h_1 \left( h_2 + h_3 + \frac{h_1}{2} \right) + (R_1 + R_3)h_2 \left( h_3 + \frac{h_2}{2} \right) + R_3h_3^2 \right] v^2\rho\varepsilon - (m_1 + m_2)gR_5 - T_1(R_5 + R_4) - 2T_2 \left( R_5 + R_4 \cos \frac{\pi}{3} \right) - 2T_4 \left( R_5 - R_4 \cos \frac{\pi}{3} \right) - T_6(R_5 - R_4) = 0 \quad (1.50)$$

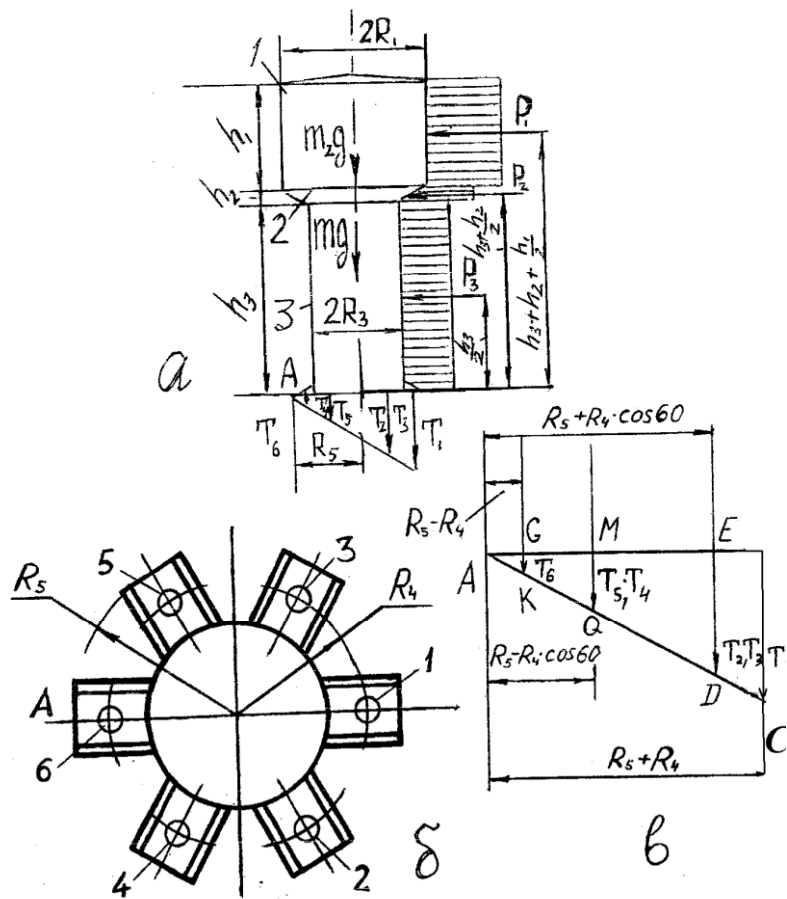


Рис.1.9. Схема навантаження анкерних болтів

На рис. 1.9 б,в показана схема навантаження шести анкерних болтів 1, 2, 3, 4, 5 і 6, розташованих по колу поверхні утримання башти. З цього рисунка видно, що найбільше навантаження утримує анкерний болт, найбільш віддалений від точки А можливого оберту башти відносно вертикального її розташування. Запишемо значення моменту реакції від навантаження анкерних болтів в такому вигляді. При цьому

передбачаємо, що сили  $T_2=T_3$ , а  $T_5=T_4$ . З рівняння (1.50) видно, що реакції в точках  $T_2$  і  $T_3$ , а також в точках  $T_4$  і  $T_5$  взяті як подвійні значення одного з них, тобто  $2T_2$  і  $2T_4$ . Невідомі значення реакцій знайдемо з розгляду подібних трикутників.

$$\square ABC \sim \square AED \sim \square AMQ \sim \square AGK. \quad (1.51)$$

З урахуванням сказаного, маємо:

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{R_5 + R_4}{R_5 + R_4 \cos \frac{\pi}{3}}, \quad (1.52)$$

$$\frac{T_1}{T_4} = \frac{R_5 + R_4}{R_5 \square R_4 \cos \frac{\pi}{3}}, \quad (1.53)$$

$$\frac{T_1}{T_6} = \frac{R_5 + R_4}{R_5 \square R_4}. \quad (1.54)$$

З наведеного пропорційного відношення знаходимо:

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{R_5 + R_4 \cos \frac{\pi}{3}}{R_5 + R_4}, \quad (1.55)$$

$$T_4 = T_1 \cdot \frac{R_5 \square R_4 \cos \frac{\pi}{3}}{R_5 + R_4}, \quad (1.56)$$

$$T_6 = T_1 \cdot \frac{R_5 \square R_4}{R_5 + R_4}. \quad (1.57)$$

Знайдені значення реакцій підставляємо в рівняння (1.50) суми моментів сил, діючих на водонапірну башту і після цього маємо:

$$\begin{aligned} \sum M_A = & \left[ 2R_1 h_1 \left( h_2 + h_3 + \frac{h_1}{2} \right) + (R_1 + R_3) h_2 \left( h_3 + \frac{h_2}{2} \right) + R_3 h_3^2 \right] v^2 \rho \varepsilon \square (m_1 + m_2) g R_5 \square \\ & \square T_1 (R_5 + R_4) \square 2T_1 \frac{\left( R_5 + R_4 \cos \frac{\pi}{3} \right)^2}{R_5 + R_4} \square 2T_1 \frac{\left( R_5 \square R_4 \cos \frac{\pi}{3} \right)^2}{R_5 + R_4} \square T_1 \frac{(R_5 \square R_4)^2}{R_5 + R_4} = 0 \quad (1.58) \end{aligned}$$

Вирішуючи це рівняння відносно сили реакції  $T_1$  навантаження

анкерного болта, маємо:

$$T_1 = \frac{\left\{ \left[ 2R_1 h_1 \left( \frac{h_1}{2} + h_2 + h_3 \right) + (R_1 + R_3) h_2 \left( \frac{h_2}{2} + h_3 \right) + R_3 h_3^2 \right] v^2 \rho \varepsilon (m_1 + m_2) g R_5 \right\} (R_5 + R_4)}{(R_5 + R_4)^2 + 2 \left( R_5 + R_4 \cos \frac{\pi}{3} \right)^2 + 2 \left( T_5 + T_4 \cos \frac{\pi}{3} \right)^2 + (R_5 \square R_4)^2}. \quad (1.59)$$

Використовуючи основне рівняння опору матеріалів і вирішуючи його відносно діаметра  $d$  анкерного болта, маємо

$$d = 2 \sqrt{\frac{T_1}{\pi [\delta]}}, \quad (1.60)$$

де  $[\delta]$  – допустиме напруження матеріалу на розрив.

Приклад. При умові відсутності води в башті ( $m_2=0$ ) розрахувати діаметр анкерного болта при таких умовах: швидкість вітру  $v=30$  м/с; щільність повітря  $\rho=1,2928$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт обтікання  $\varepsilon=0,75$ ; параметри башти:  $2R_1=2,45$  м;  $h_1=2,99$  м;  $2R_3=1,48$  м;  $h_2=0,49$  м;  $h_3=9$  м;  $2R_4=1,6$  м;  $2R_5=1,7$  м;  $[\delta]=80$  МПа.

По відомим рівнянням знаходимо масу башти  $m$ , яка дорівнює приблизно 2582 кг. Сила тяжіння становить 25329,4 Н. Значення  $T_1$  дорівнює 38487 Н. Діаметр анкерного болта дорівнює 0,0233 м, або 23,3 мм. Приймаємо  $d=24$  мм. Якщо швидкість вітру  $v=40$  м/с, діаметр болта дорівнюватиме 30 мм.

## 2. ЗАГОТІВЛЯ, ПРИГОТУВАННЯ ТА РОЗДАЧА КОРМІВ

### 2.1. Різання при ковзному русі

Машини для різання кормів повинні бути високопродуктивними та надійними в роботі. Елементи теорії різання розроблені російським вченим, академіком В.П.Горячкіним\*. Класична теорія соломорізки та силосорізки і зараз використовується при проектуванні подібного типу сільськогосподарської техніки.

Вихідними при створенні теорії різання при ковзному русі були наступні положення. Нехай задано деяке тіло, що знаходиться на похилій площині (рис.2.1). На тіло діє сила тяжіння  $mg$  та сила тертя  $Nf$ . В тому випадку, якщо кут  $\alpha$  нахилу площини до горизонту менший за кут тертя  $\psi$ , то руху тіла по похилій площині не буде. Але достатньо прикласти силу перпендикулярно до напрямку складової сили тяжіння  $mg \sin \alpha$ , як тіл починає сповзати з площини.

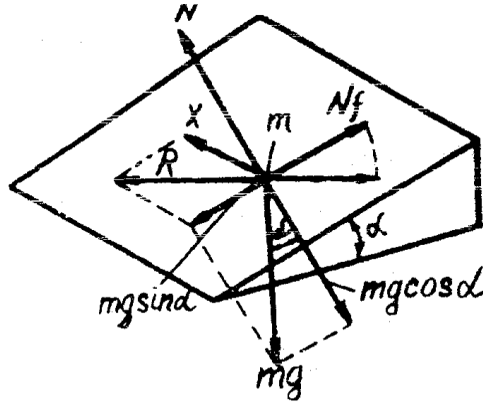


Рис.2.1. Схема взаємодії тіла з наклоною площиною

Таким чином, рух тіла по похилій площині може початися тільки тоді, коли буде виконуватися така рівність:

$$x^2 + (mg \sin \alpha)^2 = (fmg \cos \alpha)^2$$

Звідси 
$$x = mg \sqrt{f^2 \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha} .$$

Після заміни коефіцієнту  $f$  тертя ковзання через кут тертя  $\psi$  та пе-



ретворення останнього рівняння отримаємо:

$$x = \frac{mg}{\cos\psi} \sqrt{\sin(\psi - \alpha) \sin(\psi + \alpha)}$$

Аналіз цього рівняння свідчить про те, що при  $\alpha \rightarrow 0$ ,  $x \rightarrow mgf$ , тобто до такої сили, яка необхідна для подолання сили тертя ковзання тіла по горизонтальній площині.

Це означає, що при різанні ковзним рухом частина сили тертя переноситься по напрямку, перпендикулярному до напрямку перерізу, внаслідок чого лезо ножа звільняється від частини сили тертя і краще проникає в матеріал.

При закріпленні ножа дискової соломосилосорізки з прямолінійним лезом так, що воно проходить через вісь обертання, процес різання буде проходити без ковзання. Зміщення леза ножа відносно вісі обертання на деяку величину  $P$  (рис. 2.2) дасть можливість лінійну швидкість  $wr$  розкласти на складові: нормальну швидкість  $v_H$ , яка викликає дію рубання:

$$v_H = rw \cos\tau = wu$$

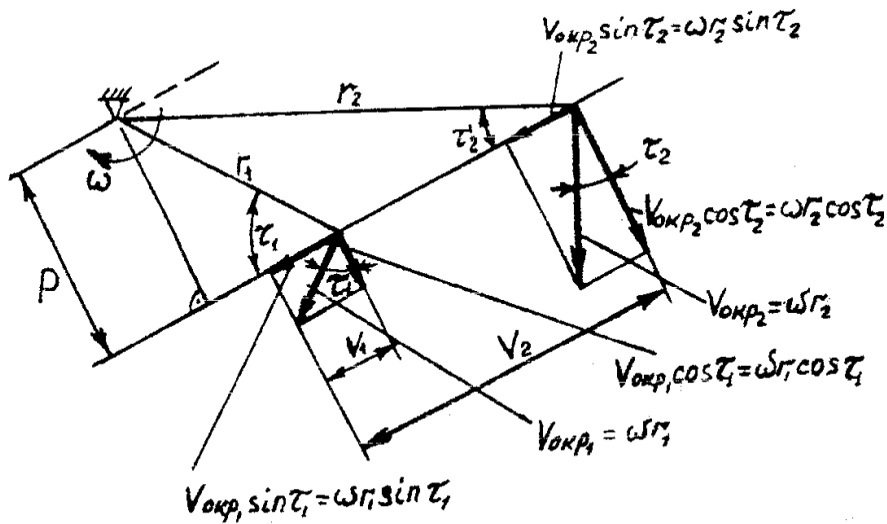


Рис. 2.2. Схема різання ножом з прямолінійним лезом

та тангенціальну, яка викликає ковзний рух:

$$v_{\tau} = rws \sin \tau = wP,$$

де  $r$  – радіус обертання леза ножа.

Відношення тангенціальної швидкості  $v_{\tau}$  до нормальної  $v_H$  називається коефіцієнтом ковзання ножа  $\varepsilon$ , тобто

$$\varepsilon = \frac{v_{\tau}}{v_H} = \frac{rw \sin \tau}{rw \cos \tau} = \operatorname{tg} \tau = \frac{wP}{wu} = \frac{P}{u}.$$

Коефіцієнт ковзання може бути показаний у вигляді функції від  $\operatorname{tg} \tau$  у вигляді рівносторонньої гіперболи  $\varepsilon u = P$ .

У разі  $P=0$  ніж не має зміщення і буде проходити тільки рубання.

## 2.2. Кут защемлення ножа

При різанні двома лезами необхідно, щоб кут защемлення  $\chi$ , тобто кут між протиріжучою кромкою та прямолінійним лезом, або дотичною до криволінійного леза ножа, не перевищував суми кутів тертя стебел по лезу і по протиріжучій кромці:

$$\chi = \psi + \psi_1, \quad (2.1)$$

де  $\psi$  – кут тертя стебел по лезу;

$\psi_1$  – кут тертя стебел по протиріжучій кромці.

Якщо кут защемлення  $\chi \leq 2\psi$ , то подрібнювальний продукт буде нерухомим і розрізаний лезом. Якщо кут  $\chi > 2\psi$  – продукт буде відштовхуватись від леза і різання не буде.

Для визначення теоретичної продуктивності за годину в кілограмах соломорізок та силосорізок академік В.П.Горячкін запропонував таку формулу:

$$Q = 60abl\varepsilon k \gamma, \quad (2.2)$$

де  $a$  та  $b$  – розміри горловини, м;

$l$  – довжина різки, м;

$n$  – кількість обертів диска або барабану, 1/хв;

$\gamma$  – щільність стисненого продукту, кг/м<sup>3</sup>;

$\varepsilon$  – коефіцієнт проковзування продукту між вальцями;

$k$  – кількість ножів.

## 2.3. Кут статичної рівноваги

Кутом статичної рівноваги називається такий кут між двома перетинаючимися площинами, при якому сила, виштовхуюча затиснуте

тіло, зрівноважується його силою тяжіння.

З урахуванням різного значення коефіцієнтів тертя ковзання по металевій поверхні ґрунту та коренеплодів при транспортуванні ворохи коренеплодів був розроблений механізм, який руйнує ґрунтові коми і не пошкоджує при цьому коренеплоди при відповідному виборі кута статичної рівноваги між двома перетинаючимися поверхнями, які обертаються з однаковою кутовою швидкістю. Такий механізм називається кормоподрібнювачем і використовується на самохідних коренезбиральних машинах.

На рис. 2.3 показана схема двох площин, зображених умовно відрізками прямих ліній 1 та 2, між якими затиснуте тіло 3. Коефіцієнт тертя ковзання тіла по цим площинам різні, і, відповідно, дорівнюють  $f_1$  та  $f_2$ . Відрізки прямих ліній продовжені до перетину в точці  $O$ . З цієї точки під кутом тертя  $\psi_1$  до відрізка прямої 1 проведена вісь  $X$  і, перпендикулярно до неї, вісь  $Y$ . З боку площини 2 в контактній точці на тіло діє сила  $P$ , а з боку площини 1 діє нормальна реакція  $N$ . Окрім вказаних сил на затиснуте тіло діють сила тяжіння  $mg$  та дві сили тертя  $F_1$  та  $F_2$ .

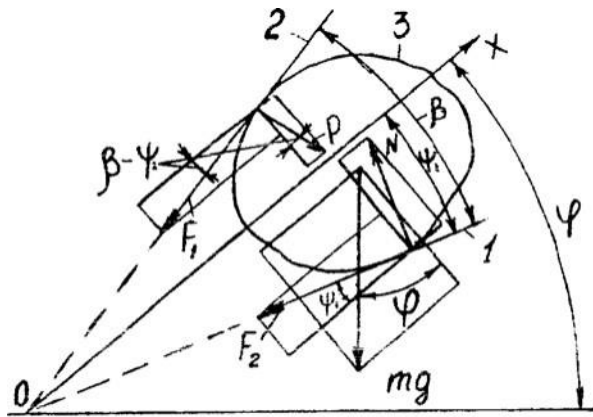


Рис. 2.3. Схема двох площин

Після розкладання діючих сил по вісям координат достатньо розглянути такі умови виштовхування тіла із зони затиснення:

$$\sum P_x = P \sin(\beta - \psi_1) + N \sin \psi_1 - F_1 \cos(\beta - \psi_1) - F_2 \cos \psi_1 - mg \sin \gamma \geq 0. \quad (2.3)$$

Враховуючи, що сила тертя ковзання  $F_1 = Nf_1$ , а  $F_2 = Pf_2$ , – перетворюємо нерівність до такого вигляду:

$$P \left[ \sin(\beta - \psi_1) \frac{\cos \psi_2}{\cos \psi_2} - \cos(\beta - \psi_1) \frac{\sin \psi_2}{\cos \psi_2} \right] + N \left[ \sin \psi_1 \frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_1} - \cos \psi_1 \frac{\sin \psi_1}{\cos \psi_1} \right] \geq mg \sin \gamma \quad (2.4)$$

Неважко побачити, що другий доданок цієї нерівності перетворюється в нуль, а перший – перетворюється у вираз:

$$P \frac{\sin(\beta - \psi_1 - \psi_2)}{\cos \psi_2} \geq mg \sin \gamma .$$

Розв'язуючи цю нерівність відносно кута  $\beta$ , отримаємо:

$$\beta \geq \psi_1 + \psi_2 + \arcsin \left( \frac{mg}{P} \sin \gamma \cos \psi_2 \right). \quad (2.6)$$

На відміну від кута затиснення (нерівність 2.1), кут статичної рівноваги (нерівність 2.6) відрізняється наявністю третього доданку, який перетворюється в нуль при таких трьох умовах: сила тяжіння  $mg=0$ ; сила затиснення  $P=\infty$  та кут  $\gamma=0$ . Крім того, при від'ємному куті  $\gamma$  знак перед третім доданком змінюється на протилежний.

З цього можна зробити висновок, що кут статичної рівноваги може бути більшим, меншим, або дорівнювати двом кутам тертя ковзання, тобто:

$$\beta \leq \psi_1 + \psi_2. \quad (2.7)$$

#### 2.4. Розрахунок транспортера-кидалки

Більшість машин для заготівлі та навантаження стеблових кормів обладнані транспортерами-кидалками, призначення яких зводиться до того, щоб підхопити частки корму, перемістити їх по своїй поверхні і відкинути з певною швидкістю на слідувачі направляючі поверхні. Частки кормів на поверхні транспортера-кидалки роблять відносний та переносний рух.

Особливі труднощі виникають при визначенні відносної швидкості руху часток по поверхні транспортера-кидалки, метод якої розглядається нижче.

Лопать транспортера-кидалки показана на рис. 2.4 відрізком прямої лінії, що ексцентрично обертається навколо осі.

На частку  $M$ , що рухається по поверхні лопаті, діють сила тяжіння  $mg$ , сила тертя  $F$ , відцентрова сила інерції  $mrw^2$ , Каріолісова сила інерції  $2m\omega v$ .

Прийнята рухома система координат  $XOY$ , вісь  $OX$  якої співпадає з напрямком руху досліджуваної частки  $M$ . Вісь  $OY$  співпадає з на-

прямком перпендикуляра, проведеного з вісі обертання на відрізок прямої, що імітує поверхню лопаті транспортера-кидалки. Розкладаючи діючі сили по вісям рухомої системи координат, складаємо диференціальні рівняння відносного руху:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mg \sin \beta + mrw^2 \cos \gamma \mp F \\ m\ddot{y} &= N + mrw^2 \sin \gamma \mp mg \cos \beta \mp 2m\omega \dot{x} \end{aligned} \right\}. \quad (2.8)$$

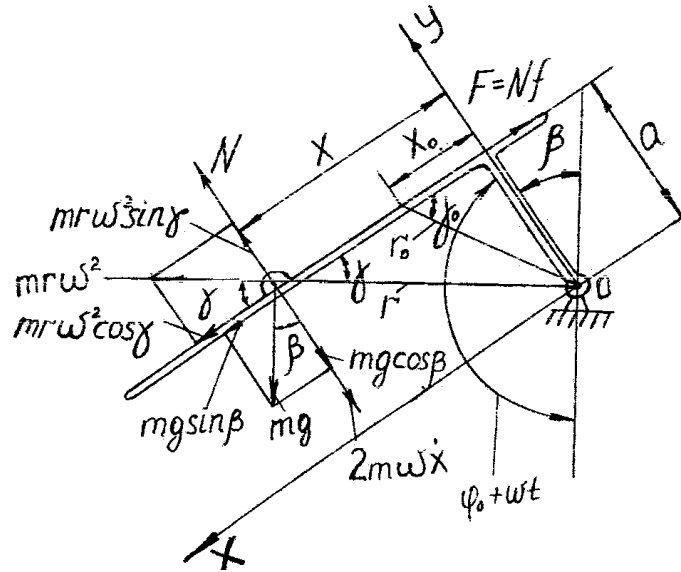


Рис. 2.4. Схема лопат транспортера-кидалки

Розглянемо безвідривний рух частки по поверхні лопаті. В цьому випадку  $y = \text{const}$ , а  $\ddot{y} = 0$ .

Визначаючи силу тертя  $F$ , яка згідно закону Кулона\* дорівнює добутку нормальної реакції  $N$  на коефіцієнт тертя, після перетворення та заміни змінних, диференціальне рівняння отримає такий вигляд:

$$\ddot{x} + 2wf \dot{x} \mp w^2 x = A \sin wt + B \cos wt + D, \quad (2.9)$$

де  $A = g \cos \left( \frac{\phi_0}{\psi} + wt \right) \cos \psi$ ;  $B = g \frac{\sin \left( \frac{\phi_0}{\psi} + wt \right)}{\cos \psi}$ ;  $D = w^2 a$ ;  $x = r \cos \gamma$ ;  $\psi$  – кут

тертя.

Нагадаємо методику вирішення неоднорідного диференційного рівняння (2.9), яке має праву частину у вигляді тригонометричного

поліному з вільним членом. Згадане рівняння спочатку вирішується як однорідне, тобто ліва частина прирівнюється нулю і знаходиться  $x_1$ , яке шукається у вигляді  $x_1=e^{\lambda t}$ . Визначається перша і друга похідна цього виразу, а потім підставляється в однорідне рівняння, що зводиться до вигляду звичайного квадратного рівняння. При цьому отримуються два корені квадратного рівняння і значення  $x_1$  має такий вигляд:

$$x_1 = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t},$$

де  $\lambda_1, \lambda_2$  – корені характеристичного рівняння, які мають наступне значення:

$$\lambda_1 = w \left( \sqrt{1 + f^2} - f \right),$$

$$\lambda_2 = -w \left( \sqrt{1 + f^2} + f \right).$$

$C_1$  і  $C_2$  – постійні інтегрування.

Значення  $x_2$  знаходиться у вигляді тригонометричного поліному з вільним членом, тобто

$$x_2 = M \sin wt + T \cos wt + K.$$

Беремо першу і другу похідну цього виразу, підставляємо отримані значення в диференціальне рівняння (2.9) і прирівнюємо його правій частині. Таким чином отримуємо тотожність. Групуємо подібні і знаходимо значення  $M, T$  і  $K$ .

Сума  $x_1$  і  $x_2$  дає загальне значення  $x$ . Далі необхідно знайти постійні інтегрування  $C_1$  і  $C_2$ , скориставшись початковими умовами та отримавши значення швидкості  $\dot{x}$  після знаходження першої похідної виразу (2.9). При початковій умові, що при  $t=0, x=x_0$ , а  $\dot{x} = \dot{x}_0$  і скориставшись двома рівняннями з двома невідомими отримуємо постійні інтегрування, а також загальні приватні розрахункові рівняння для визначення переміщення  $x$  та швидкості  $\dot{x}$ :

$$x = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{Bf - A}{2w^2(1 + f^2)} \sin wt - \frac{Af + B}{2w^2(1 + f^2)} \cos wt - w^2 a, \quad (2.10)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{\dot{x}_0 - x_0 \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} - \frac{(Af + B)\lambda_2 + (Bf - A)w}{2w^2(1 + f^2)(\lambda_1 - \lambda_2)} - \frac{w^2 a \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2};$$

$$C_2 = \frac{x_0 \square x_0 \lambda_1}{\lambda_1 \square \lambda_2} \square \frac{(Af + B)\lambda_1 + (Bf \square A)w}{2w^2(1 + f^2)(\lambda_1 \square \lambda_2)} + \frac{w^2 a \lambda_1}{\lambda_1 \square \lambda_2};$$

$$\lambda_1 = w(\sqrt{1 + f^2} \square f),$$

$$\lambda_2 = \square w(\sqrt{1 + f^2} + f).$$

Швидкість відносного руху частинки по поверхні лопаті кидалки має такий вигляд:

$$x' = C_1 \lambda_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 \lambda_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{Bf \square A}{2w(1 + f^2)} \cos wt + \frac{Af + B}{2w(1 + f^2)} \sin wt. \quad (2.11)$$

Геометрична сума двох швидкостей  $\dot{x}$  та  $wr$  представляє собою таку швидкість  $v$ , з якою частинка сходить з поверхні лопаті. Якщо підібрати такий кут обертання лопаті, щоб сумарна швидкість  $v_0$  була направлена вертикально вгору, можливо визначити висоту, на яку підніметься частинка.

З метою визначення висоти підйому частинки без урахування аеродинамічного напору, який створюється за рахунок обертання лопатей кидалки та опору середовища, використовуємо відоме рівняння рівноуповільненого руху:

$$z = v_0 \square gt,$$

де  $z$  – висота підйому частинки.

Тоді

$$z = \frac{v_0^2}{2g}.$$

## 2.5. Розрахунок дефлекторного пристрою

Для регулювання руху листостеблової маси в потрібному напрямку використовуються дефлекторні пристрої, найпростіший вигляд яких показаний на рис. 2.5. Криволінійна поверхня руху маси має постійний радіус кривизни.

Товщина частинки дорівнює  $2h$ . На частинку, що рухається по цій поверхні діють сили тяжіння  $-mg$ , тертя  $-F$ , нормальної реакції поверхні  $-N$  та відцентрова сила інерції  $-\frac{mv^2}{R \square h}$ . Для дослідження прийнята природна система координат.

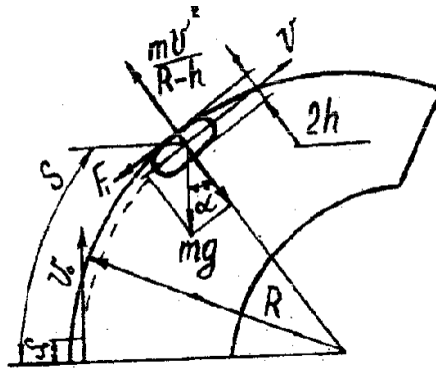


Рис. 2.5. Схема дефлекторного пристрою

Після розкладання цих сил по вісям координат складена така система рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dV}{dt} m &= \square F \square mg \\ s^2 m \alpha \left. \begin{aligned} mv \\ h \square N \square mg \\ \cos \alpha \end{aligned} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Так як в даному випадку сила тяжіння частинки на порядок менше інших діючих сил, тому силою тяжіння можна знехтувати. Враховуючи, що сила тертя  $F$  дорівнює  $Nf$  та перетворюючи систему рівнянь (2.12), маємо:

$$\frac{dV}{dt} = \square \frac{v^2}{R \square h} f \quad (2.13)$$

Після інтегрування цього диференціального рівняння, визначення довільної постійної інтегрування  $C_1$  з початкових умов  $t=0, v=v_0$  та перетворення знаходимо:

$$V = \frac{v_0 (R \square h)}{v_0 ft + (R \square h)} \quad (2.14)$$

Величину  $S$  криволінійного переміщення частинки по дефлекторній поверхні знаходимо після зниження порядку похідної, тобто  $v = \frac{dS}{dt}$  перетворення підінтегрального виразу та визначення довільної постійної інтегрування  $C_2$  з початкових умов  $t=0, S=S_0$  у такому ви-



гляді:

$$S = S_0 + \frac{R \sin h}{\cos h} \ln \frac{v_0 f t + (R \sin h)}{R \sin h}. \quad (2.15)$$

З цього рівняння знаходимо час  $t$  руху частинки по дефлекторній поверхні:

$$t = \frac{(R \sin h) \left[ e^{\frac{(S - S_0) \cos h}{R \sin h}} - 1 \right]}{v_0 f}. \quad (2.16)$$

Підставляючи значення часу  $t$  у рівняння (2.15), отримаємо рівняння для швидкості руху частинки в будь-якій точці  $S$  дефлекторної поверхні при відомих геометричних, технологічних та початкових кінематичних параметрах:  $S, S_0, R, h, v_0$ .

$$v = v_0 e^{\frac{(S - S_0) \cos h}{R \sin h}}. \quad (2.17)$$

В тому випадку, якщо  $S_0=0, h=0$ , а відношення  $\frac{S}{R}$  визначити кут повороту  $\alpha$ , попереднє рівняння можна представити в такому вигляді:

$$v = v_0 e^{\alpha f}.$$

Звідси витікає, що швидкість руху частинки по дефлекторній поверхні зменшуються в експоненціальній залежності від кута повороту  $\alpha$  і коефіцієнта тертя  $f$ .

**Приклад.** Визначити швидкість  $v$ , з якою покидає частка дефлекторну поверхню при таких умовах: початкова швидкість  $v_0=20$  м/с, кут повороту  $\alpha = \pi/2$  і коефіцієнт тертя  $f=0,5$ . Тоді  $v = 20 \cdot e^{-\frac{\pi}{2} \cdot 0,5} = 9,12$  м/с.

## 2.6. Кутова швидкість відцентрового апарату для миття та різання коренеклубнеплодів

Такий апарат представляє собою диск з вертикальною віссю обертання. До цього диску прикріплені лопаті або крилачі. Крилачі потрібні для відкидання коренеклубнеплодів до периферії, де проходить процес різання. Відкидання здійснюється під дією відцентрової сили інерції. На рис. 2.6. показана схема відцентрового апарату, який обер-

тається з кутовою швидкістю  $\omega$ .

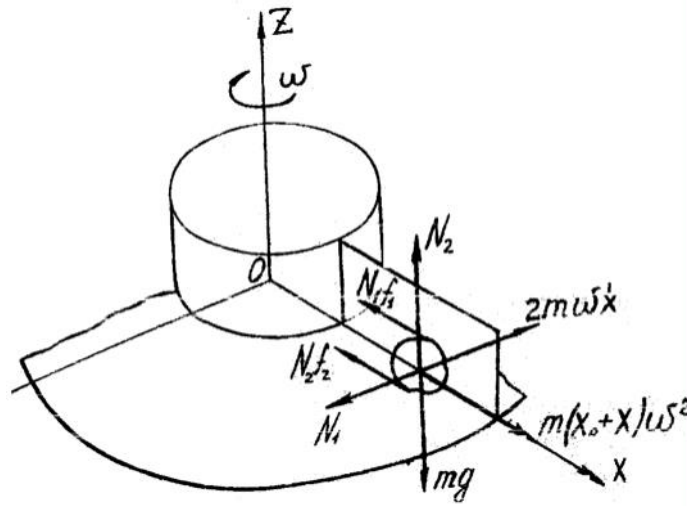


Рис. 2.6. Схема відцентрового апарату

Вибрана рухома система координат  $XOYZ$ . На тіло діють сила тяжіння  $mg$ , відцентрова сила інерції  $mx\omega^2$ , Каріолісова сила інерції  $2m\omega\dot{x}$ , дві нормальні реакції площин  $N_1$  та  $N_2$  та дві сили тертя  $N_1f_1$  та  $N_2f_2$ . В початковому положенні коренеклубнеплід знаходиться на відстані  $x_0$  від початку відліку. Через деякий проміжок часу  $t$  коренеклубнеплід під дією прикладених сил переміститься на величину  $x$ .

З метою визначення величини переміщення  $x$  на швидкості  $\dot{x}$  відносного руху складені диференціальні рівняння в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mx\omega^2 - N_1f_1 - N_2f_2 \\ m\ddot{y} &= N_1 - 2m\omega\dot{x} \\ m\ddot{z} &= N_2 - mg \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

Розглянемо безвідривний рух  $y=const$  і  $z=const$  та приймаємо значення коефіцієнтів тертя ковзання  $f_1=f_2=f$ . При вказаних умовах після перетворень рівняння (2.18) отримано неоднорідне диференційне рівняння другого порядку

$$\ddot{x} + 2\omega\dot{x} - \omega^2 x = -gf \quad (2.19)$$

Після інтегрування диференційного рівняння (2.19) та визначення довільних постійних інтегрування  $C_1$  та  $C_2$  при початкових умовах

$t=0, x=x_0, \dot{x} = \dot{x}_0$  отримано рівняння для визначення переміщення коренеклубнеплоду в наступному вигляді:

$$x = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + \frac{gf}{w^2}, \quad (2.20)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{\dot{x}_0 - x_0 \lambda_2}{\lambda_1 - \lambda_2} + \frac{gf \lambda_2}{w^2 (\lambda_1 - \lambda_2)}, \quad C_2 = \frac{\dot{x}_0 - x_0 \lambda_1}{\lambda_1 - \lambda_2} + \frac{gf \lambda_1}{w^2 (\lambda_1 - \lambda_2)},$$

$$\lambda_1 = w \left( \sqrt{1 + f^2} - f \right), \quad \lambda_2 = -w \left( \sqrt{1 + f^2} + f \right).$$

Швидкість відносного руху  $\dot{x}$  коренеклубнеплоду по поверхням відцентрового апарату має такий вид:

$$\dot{x} = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t}. \quad (2.21)$$

Умова, при якій можливе різання коренеклубнеплоду, представлена такою нерівністю:

$$mrw^2 > 2mw\dot{x}f + mgf, \quad (2.22)$$

де  $r$  – радіус відцентрового апарату.

Нормальне виконання технологічного процесу можливе в тому випадку, коли

$$\dot{x} \geq \frac{zbn}{60}, \quad (2.23)$$

де  $b$  – товщина стружки, яка зрізається одним ножом,

$z$  – кількість ножів,

$n$  – кількість обертів відцентрового апарату, 1/хв.

розв'язуючи спільно нерівності (2.22) та (2.23) відносно кутової швидкості, отримаємо:

$$w_{min} \geq \sqrt{\frac{gf}{r - \frac{bzf}{\pi}}}. \quad (2.24)$$

**Приклад.** Визначити мінімальну кутову швидкість при таких умовах: радіус відцентрового апарату  $r=0,6$  м; товщина стружки  $b=0,01$  м; кількість ножів  $z=3$ ; коефіцієнт тертя  $f=0,5$ . Після підстановки цих значень у нерівність (2.24) маємо  $w_{min}=2,87$  рад/с;  $n=27,4$  об/хв.

## 2.7. Параметри машини для миття та різання коренеклубнеплодів

Головними робочими органами цієї машини є конвеєр, подрібнювальний апарат та миюча ванна.

Продуктивність миючої ванни визначається по формулі:

$$Q = ab \frac{h}{\tau} \gamma \varepsilon, \quad (2.25)$$

де  $a$ ,  $b$  та  $h$  – розміри ванни для миття,

$\tau$  – час перебування коренеклубнеплодів у ванні,

$\gamma$  – щільність коренеклубнеплодів,

$\varepsilon$  – коефіцієнт заповнення ванни для миття.

Об'єм ванни визначаємо з умови

$$W = \frac{Q\tau}{\gamma\varepsilon}. \quad (2.26)$$

В згаданих машинах миюча ванна виконується з двох частин: одна має вигляд половини зрізаного конуса, друга, наприклад, – у вигляді просторої трапеції (рис.2.7), завширшки  $a$ . Складений об'єм  $W$  такої миючої ванни визначається як сума двох простих згаданих об'ємів:

$$W = \frac{h}{6} (R^2 + Rr + r^2) + (R+r)ah. \quad (2.27)$$

Вирішуючи значення більшого радіуса  $R$  з цього рівняння, маємо:

$$R = \frac{r+6a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{r+6a}{2}\right)^2 + \frac{6W}{h} (6a+r)r}. \quad (2.28)$$

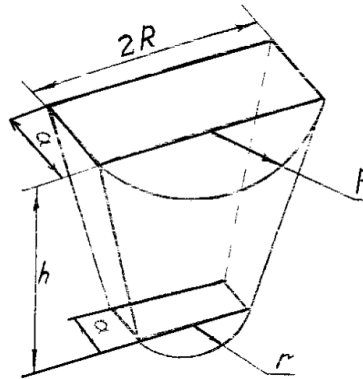


Рис.2.7. Схема миючої ванни

Для того, щоб знайти необхідні параметри миючої ванни, необ-

хідно задатись одними якимись відомими даними і отримати другі. Наприклад, для зручності обслуговування висоту  $h$  приймають в межах 1–1,2 м, величину  $a$  – 0,1–0,2 м, радіус  $r$  повинен бути близький до радіуса шнека, а радіус  $R$  необхідно розрахувати.

**Приклад.** Знайти розміри миючої ванни при таких параметрах: продуктивність  $Q=5$  т/год; час перебування коренеплодів у ванні  $\tau=3$  хв.; щільність коренеплодів  $\gamma=1045$  кг/м<sup>3</sup>; коефіцієнт заповнення ванни  $\varepsilon=0,8$ ; висота ванни  $h=1,1$  м; менший радіус  $r=0,25$  м; величина  $a=0,15$  м. Вирішуючи відносно пошукових параметрів, маємо  $W=0,299$  м<sup>3</sup>,  $R=0,718$  м.

Діаметр шнеку визначається з умови вільного переміщення найбільшого розміру коренеплоду між кожухом та валом шнеку.

Кутова швидкість вертикального шнеку визначається з таких міркувань.

На рис. 2.8. представлена схема подаючого шнеку та коренеклубнеплоду, який рухається по його поверхні. На коренеклубнеплод діють: сила тяжіння  $mg$ , відцентрова сила інерції  $mR\omega^2$ , сила тертя  $F$  та нормальна реакція  $N$  поверхні шнеку. Розкладаючи сили, які діють на коренеклубнеплод по вісям координат  $XOY$ , отримуємо таку систему рівнянь:

$$\left. \begin{array}{l} \sum P_x = mR\omega^2 \cos\alpha - F - mg \sin\alpha \geq 0 \\ \sum P_y = N - mR\omega^2 \sin\alpha - F - mg \cos\alpha = 0 \end{array} \right\} \quad (2.29)$$

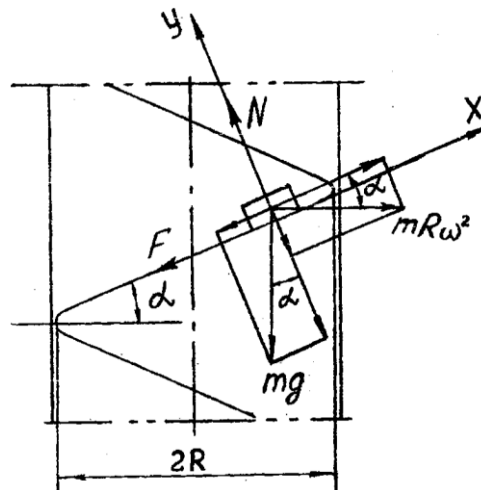


Рис. 2.8. Схема подаючого шнеку

Після знаходження значень нормальної реакції  $N$  та сили тертя  $F=Nf$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання, та розв'язання системи рівнянь (2.29) відносно мінімальної кутової швидкості  $w$  вертикального шнеку, маємо:

$$w_{min} \geq \sqrt{\frac{g \alpha}{tg(\psi + \alpha) R}}, \quad (2.30)$$

де  $\psi$  – кут тертя ковзання коренеклубнеплоду по поверхні шнеку,  
 $R$  – радіус шнека.

Важливо знайти максимальну кутову швидкість ріжучого апарату коренеклубнеплоду. З цією метою треба обчислити кут оберту, за який відділяється частина матеріалу завтовшки величиною  $h$ . Цей кут  $wt$  залежить від кількості ножів  $z$  і дорівнює відношенню

$$wt = \frac{2\pi}{z}. \quad (2.31)$$

Час вільного падіння коренеклубнеплоду після відділення ножами становить

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}}, \quad (2.32)$$

де  $h$  – товщина зрізу матеріалу.  
 Використовуючи відношення

$$t = \frac{wt}{w}, \quad (2.33)$$

підставляємо отримані значення в це відношення і вирішуючи його відносно кутової швидкості, маємо

$$w_{max} \leq \frac{2\pi}{z} \sqrt{\frac{g}{2h}}. \quad (2.34)$$

З цього рівняння видно, що максимальна кутова швидкість залежить від кількості ножів  $z$  і товщини  $h$  зрізаємого матеріалу. Тому, в залежності від величини стружки, використовують електродвигуни з двома швидкостями обертів.

**Приклад.** Знайти максимальну кутову швидкість подрібнювального апарата при умовах, що на ньому встановлено два ножа і товщина зрізу становить 0,5 і 1 см. після підстановки цих значень в нерівність (2.34) маємо  $w_{max1}=94,54$  рад/с (939,6 об/хв);  $w_{max2} = 69,54$  рад/с (664,4 об/хв).

В дійсності на машині ИКМ-5 двигун подрібнювального апарата має оберти 980 і 490 об/хв.

Потужність  $N$  електродвигуна вертикального шнека підраховують відомим методом, як добуток сили тяжіння  $P$  коренеклубнеплодів в шнеку на швидкість  $v$  їх переміщення, тобто

$$N = \frac{Pv}{1000}, \quad (2.35)$$

де  $P = \frac{\pi}{4} (R^2 - r^2) H \rho \varepsilon g$ ,

$R$  – радіус шнека,

$r$  – радіус вала шнека,

$H$  – висота шнека,

$\rho$  – щільність коренеклубнеплодів,

$\varepsilon$  – коефіцієнт заповнення шнека,

$g$  – прискорення сили тяжіння.

Швидкість  $v$  переміщення коренеклубнеплодів в напрямку осьової лінії шнеку, нехтуючи пробуксовкою в цьому напрямі знаходиться відомим рівнянням.

$$v = \frac{sn}{60}, \quad (2.36)$$

де  $s$  – шаг шнеку,

$n$  – частота обертів за хвилину.

Приклад. Знайти потужність на переміщення коренеклубнеплодів вертикальним шнеком при таких його параметрах:  $R=0,2$  м;  $r=0,025$  м;  $H=1,5$  м;  $\rho=1045$  кг/м<sup>3</sup>;  $\varepsilon=1$ ;  $g=9,81$  м/с<sup>2</sup>;  $s=0,8$  м;  $n=190$  об/хв. Після підстановки цих параметрів у рівняння (2.36), а потім в (2.35), маємо  $N=1,2$ кВт.

Слід наголосити на тому, що потужність витрачається також на тертя матеріалу по поверхні вертикального шнеку. Під впливом відцентрової сили інерції виникає нормальна реакція, і, помножена на коефіцієнт тертя, утворює силу тертя. Ця сила, помножена на вже згадану осьову швидкість (2.36), дає потужність на опір тертя по поверхні шнека. З метою знаходження відцентрової сили інерції, виділимо умовно елементарний криволінійний паралелепіпед в такому вигляді (рис.2.9).

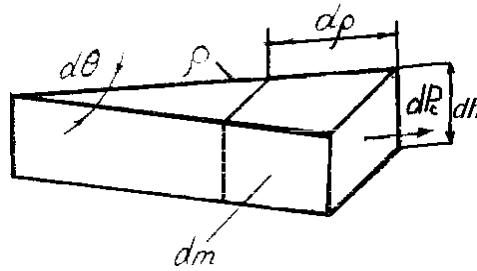


Рис. 2.9. Схема елементарного тіла

Елементарна відцентрова сила інерції  $dP_6$  може бути представлена в такому вигляді:

$$dP_6 = w^2 \rho dm, \quad (2.37)$$

де  $w$  – кутова швидкість шнека,  
 $\rho$  – радіус до елементарної маси,  
 $dm$  – елементарна маса.

В свою чергу елементарна маса знаходиться як елементарна об'єм, помножений на щільність  $\gamma$ . Тобто

$$dm = \rho \cdot d\theta \cdot dp \cdot dH \gamma. \quad (2.38)$$

Після підстановки значення (2.38) у рівність (2.37) і інтегрування в нижче зазначених межах, маємо:

$$P_6 = w^2 \gamma \int_r^R \rho^2 dp \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^H dH = \frac{w^2 \gamma}{3} (R^3 - r^3) 2\pi H. \quad (2.39)$$

Рівняння для визначення потужності на подолання опору на тертя після спрощення з урахуванням (2.36), має такий вигляд:

$$N_T = \frac{w^3 \gamma}{3000} (R^3 - r^3) H f \varepsilon s, \quad (2.40)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя.

Приклад. Маючи такі параметри шнека:  $n=190$  об/хв;  $R=0,2$  м;  $r=0,025$  м;  $H=1,5$  м;  $f=0,5$ ;  $\varepsilon=0,3$ ;  $s=0,8$  м;  $\gamma=1045$  кг/м<sup>3</sup>, визначити потужність на подолання опору на тертя під дією відцентрової сили інерції. Після підстановки згаданих параметрів у рівняння (2.40), маємо  $N_T=0,975$  кВт.

На мийці-коренерізці ИКМ-5 потужність двигуна на приводі шне-



ка становить 2,2 кВт.

## 2.8. Основи теорії подрібнення кормів

Найбільш поживні корма, такі, як зерно, кукурудза в початках та інші, неможна згодувати більшості тварин та птиці в непереробленому вигляді, їх необхідно подрібнювати. Для обробки цих кормів застосовують різні методи подрібнення.

Подрібнювати можна биттям, розколюванням, роздавлюванням та стиранням. На рис. 2.10 показані різні схеми подрібнення: 1 – биття; 2 – розколювання; 3 – стирання; 4 – роздавлювання; 5 – різання.

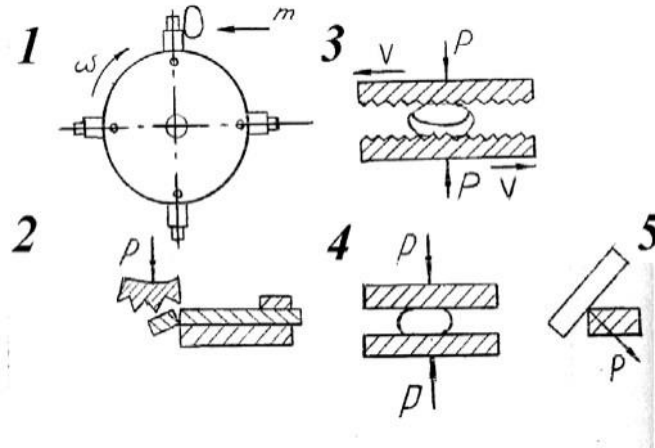


Рис. 2.10. Схеми подрібнення

До теперішнього часу ще не створено подрібнювальний пристрій, який забезпечував би любий з цих видів подрібнення в чистому вигляді. У всіх сучасних дробильних машинах відмічені комбіновані способи подрібнення, наприклад, удар, розколювання та стирання, удар та роздавлювання.

Для визначення втрат енергії на подрібнення були запропоновані дві енергетичні теорії: поверхнева та об'ємна.

В основу поверхневої теорії, яку запропонував німецький вчений П.Рітінгер (1867 р.), закладена гіпотеза, по якій робота або енергія, по якій робота або енергія витрачена на подрібнення, прямо пропорційна величині знову створеної поверхні подрібнених частинок, тобто:

$$A_{II} = f(\square S). \quad (2.41)$$

Формула для визначення роботи або енергії, згідно поверхневій

теорії подрібнення, має наступний вигляд:

$$A_S = \frac{K_S}{D} (\lambda \square 1), \quad (2.42)$$

де  $\lambda$  – ступінь подрібнення матеріалу, що дорівнює відношенню питомої площі  $S_K$  поверхні  $S_H$  частинок кінцевого продукту до питомої площі поверхні вихідного матеріалу:

$$\lambda = \frac{S_K}{S_H}; \quad (2.43)$$

$K_S$  – коефіцієнт пропорційності;

$D$  – розміри вихідного матеріалу.

Об'ємна теорія подрібнення, розроблена російським вченим В.А.Кирпичовим (1884 р.) та німецьким вченим Ф.Кіком (1885 р.), встановлює залежність між роботою, витраченою на подрібнення та об'ємом або масою:

$$A_{II2} = f_1(V) = f_2(m). \quad (2.44)$$

Оцінка роботи або енергії, що витрачається у відповідності із законом Кирпичова-Кіка визначається за виразом:

$$A_V = C_V \lg \lambda^3, \quad (2.45)$$

де  $C_V$  – коефіцієнт пропорційності, який має розмірність питомої роботи, Дж/кг.

У 1928 році радянським вченим П.А.Ребіндером було запропоновано об'єднати обидві теорії та провести оцінку витрат роботи на подрібнення по такій формулі:

$$A_{оп3} = f_1(V) + f_2(\square S). \quad (2.46)$$

Виходячи з запропонованої академіком П.А.Ребіндером загальної формули, професор С.В.Мельников (1952 р.) запропонував робочу формулу для визначення витрат роботи або енергії на подрібнення:

$$A_{оп4} = C_{np} [C_V \lg \lambda^3 + C_S (\lambda \square 1)], \quad (2.47)$$

де  $C_{np}$  – коефіцієнт, що враховує витрати роботи, обумовлені неоднорідністю матеріалу та принципом впливу робочих органів дробарки на матеріал;

$C_S = \frac{K_S}{\rho D}$  – постійний коефіцієнт;

$\rho$  – щільність матеріалу.

## 2.9. Визначення вісі підсуву молотка дробильної машини

Якість роботи дробильної машини та її довговічність в певній мірі залежать від конструкції молотків та правильного їх приєднання до барабану. Молотки приєднуються до барабану за допомогою шарнірів. Дуже важливо розмістити вісь підсуву молотка таким чином, щоб реакція в шарнірі була мінімальною або зовсім зникла.

З метою визначення вісі підсуву молотка проведемо такі дослідження. Для спрощення розміркувань, молоток дробильної машини покажемо у вигляді прямокутної пластини, як показано на рис. 2.11а.

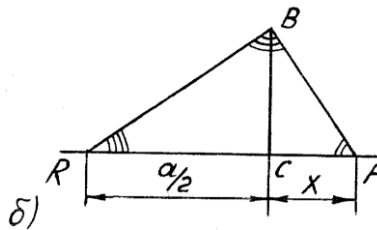
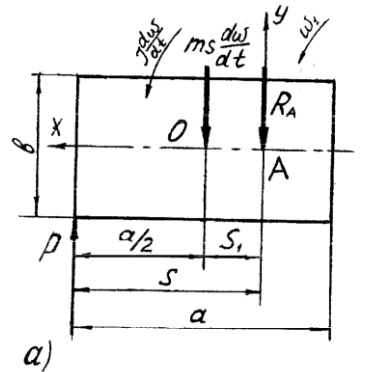


Рис. 2.11. Схема молотка

В результаті обертання барабану молотки співударяються з матеріалом, що подрібнюється з зусиллям  $P$ , прикладеним по дотичній до крайньої торцевої площини молотка. В результаті прикладання сили в точці  $A$  вісі шарніру виникає реакція  $R_A$ , яка направлена в сторону, протилежну дії сили. Під дією цієї ж сили  $P$ , молоток обертається на-

вколо вісі підвісу з кутовим прискоренням, що дорівнює  $\frac{d\omega}{dt}$ . В результаті цього виникає момент сили інерції молотка відносно вісі підвісу.

Доцільно скласти рівняння рівноваги тіла під дією всіх сил:

$$\left. \begin{aligned} \sum P_y = P - mS_1 \frac{d\omega}{dt} - R_A = 0 \\ \sum P_x = -PS + J \frac{d\omega}{dt} = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.48)$$

Вилучивши з цих рівнянь силу  $P$  та прирівнюючи значення реакції  $R_A$  до нуля, після перетворень отримаємо:

$$\frac{d\omega}{dt} (J - mS_1^2) = 0$$

Полярний момент інерції

$$J = m\rho^2,$$

де  $\rho$  – радіус інерції молотка відносно вісі підвісу.

В загальному випадку  $J$  може бути виражений сумою моментів інерції

$$J = J_0 + mS_1^2, \quad (2.49)$$

де  $J_0$  – полярний момент інерції молотка відносно вісі, що проходить через центр мас;

$m$  – маса молотка;

$S_1$  – відстань від центра мас до вісі підвісу.

Враховуючи, що полярний момент інерції молотка відносно вісі,

що проходить через центр мас,  $J_0 = \frac{m}{12}(a^2 + b^2)$  і, підставляючи знайдене значення полярного моменту інерції в попереднє рівняння і розв'язуючи його відносно  $S_1$ , отримаємо:

$$S_1 = \frac{a^2 + b^2}{6a}. \quad (2.50)$$

Величина  $S_1$  і визначає шукане мінімальне значення місця розташування вісі підсуду молотка.

Маючи розміри молотка дробарки, вісь підвісу молотка можна визначити із наступної геометричної побудови.

На рис.2.11б показано розміщення вісей симетрії молотка, що пе-

ретинаються в центрі мас. З точки  $C$  по вертикальній вісі відкладаємо відрізок, рівний  $\sqrt{\frac{a^2 + b^2}{12}}$ . Під прямим кутом до прямої  $AB$  проведена лінія до перетину з горизонтальною віссю. Перетин цих прямих у точці  $F$  представляє собою місце розташування вісі підвісу молотка, в чому легко впевнитись при розгляданні подібності трикутників  $ABC$  та  $BFC$ .

Для молотків такої ж форми, але з двома отворами діаметром  $d$ , ця відстань  $S_1$  визначається по такому виразу:

$$S_1 = \sqrt{\frac{A^2}{4} + B} \cdot \frac{A}{2}, \quad (2.51)$$

де

$$A = \left( \frac{a^2 b}{\pi d^2} \cdot \frac{a}{2} \right);$$

$$B = \left( \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} \cdot \frac{d^2}{8} \right).$$

**Приклад.** Визначити місце вісі підвісу молотка дробильної машини при таких параметрах молотка в першому випадку:  $a=100$  мм;  $b=40$  мм; в другому ж випадку – при таких же параметрах, але з наявністю двох отворів діаметром 10 мм. Використовуючи рівняння (2.50) і (2.51) маємо:  $S_1=19,33$  мм – для першого варіанта і  $S_1=19,79$  мм – для другого.

## 2.10. Руйнівна швидкість удару

Для того, щоб зруйнувати, скажімо, зерно, треба прикласти до нього певну кінетичну енергію. Викладемо ці міркування в спрощеному вигляді. На рис. 2.12 зображена схема зерна, до якого застосована певна швидкість  $v$ , і яка зруйнувала його частину  $v\Delta t$ , де  $\Delta t$  – час дії швидкості  $v$ .

Одночасно з деформацією зерна, в цьому зерні розповсюджується звукова хвиля. Шлях її розповсюдження можна визначити добутком  $C\Delta t$ , де  $C$  – швидкість розповсюдження звукової хвилі.

Відносна деформація  $\varepsilon$  може бути визначена у вигляді

$$\varepsilon = \frac{v \cdot \Delta t}{C \Delta t}. \quad (2.52)$$

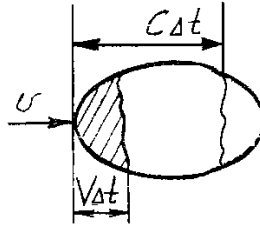


Рис. 2.12. Схема зерна

Швидкість розповсюдження звукової хвилі

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (2.53)$$

де  $E$  – модуль пружності;  
 $\rho$  – щільність матеріалу.

Згідно закону Гука\*, нормальне напруження  $\sigma$  визначається добутком

$$\sigma = \varepsilon E, \quad (2.54)$$

де  $E$  – модуль пружності.

Підставляючи вираз (2.52) у рівняння (2.53) і вирішуючи його відносно руйнівної швидкості, та підставляючи замість  $\sigma$   $\sigma_p$ , маємо:

$$V_p = \frac{\sigma_p}{E} \sqrt{\frac{E}{\rho}}. \quad (2.55)$$

Приклад. Знайти руйнівну швидкість для чавуна з параметрами:  $E=7,5 \cdot 10^{10}$  Па;  $\sigma_p=100 \cdot 10^6$  Па;  $\rho=7600$  кг/м<sup>3</sup>. Після підстановки в рівняння (2.55) руйнівна швидкість  $v_p$  становить 4,18 м/с.

## 2.11. Пересувні кормороздавачі

Пересувні кормороздавачі КТУ-10, РКА-8 відносять до типу роздавачів стеблових кормів. Вони мають ряд переваг перед стаціонарними кормороздавачами. Їх можна використовувати в декількох приміщеннях, де утримуються тварини. Однак для задовільної експлуатації необхідна наявність доріг з твердим покриттям, спеціальних завантажувальних засобів та кормових проходів певної ширини. Одним з головних недоліків цих роздавачів є нерівномірність видачі кормів в

годівниці. Експериментальними дослідями, проведеними в науково-дослідному інституті машин для тваринництва (м. Київ), встановлено, що рівномірність роздачі кормів в годівниці в більшості випадків залежить від роботи бітерів. Призначення бітерів зводиться до того, щоб відокремити частину стеблової маси, що подається повздовжнім транспортером і кинути її на поперечний транспортер.

Місце розташування вісі обертання другого бітера по відношенню до першого (рис.2.13) визначаємо із таких міркувань.

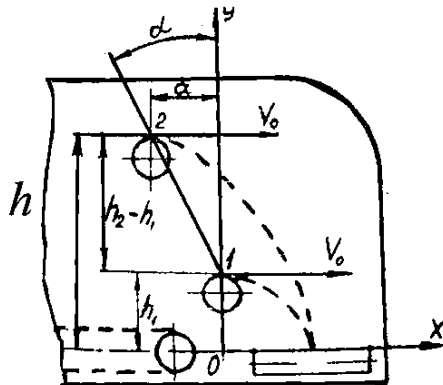


Рис. 2.13. Схема розташування бітерів

Для спрощення розмірковувань приймаємо початкові швидкості  $v_0$  скидання стебел бітерами, які рівні між собою і горизонтально направлені.

Розглядаємо вільний рух частинок корму, що скидаються бітерами.

Диференціальні рівняння руху для вище згаданих умов приймають наступний вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = 0 \\ m_1 \ddot{y}_1 = -m_1 g \end{cases} \quad (2.56)$$

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 = 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 = -m_2 g \end{cases} \quad (2.57)$$

Після інтегрування диференціальних рівнянь та визначення довільних сталих інтегрування при  $t_1=0, x_1=0, \dot{x}_1 = v_0, y_1=h_1, \dot{y}_1 = 0$  та при

$t_2=0, x_2=-a, \dot{x}_2=v_0, y_2=h_2, \dot{y}_2=0$  отримані параметричні рівняння руху частинок в такому вигляді:

$$x_1 = v_0 t_1, \quad y_1 = h_1 - \frac{gt_1^2}{2}; \quad (2.58)$$

$$x_2 = v_0 t_2 - a, \quad y_2 = h_2 - \frac{gt_2^2}{2}; \quad (2.59)$$

Час руху частинок, кинутих бітерами до перетину з віссю  $OX$ , тобто до попадання на поперечний транспортер відповідно дорівнює:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2h_1}{g}}, \quad t_2 = \sqrt{\frac{2h_2}{g}}$$

Для того, щоб частинки корму потрапили в одну точку поперечного транспортеру, необхідно виконати наступну умову:

$$x_1 = v_0 \sqrt{\frac{2h_1}{g}} = x_2 = v_0 \sqrt{\frac{2h_2}{g}} - a$$

Тоді кут  $\alpha$  зміщення другого бітера по відношенню до першого визначиться рівнянням:

$$\alpha = \arctg \frac{v_0 \sqrt{\frac{2}{g}} (\sqrt{h_2} - \sqrt{h_1})}{-a - h_2 - h_1}. \quad (2.60)$$

В тому випадку, коли бітера розміщені в одній вертикальній площині, співвідношенням між відповідними швидкостями  $v_{01}$  та  $v_{02}$  має вигляд:

$$\frac{v_{02}}{v_{01}} = \sqrt{\frac{h_1}{h_2}}. \quad (2.61)$$

Щоб розрахувати початкову швидкість  $v_0$  скидання часток корму бітерним пристроєм, необхідно знати ширину та відстань розташування поперечного роздавального транспортера. На рис. 2.14 показана принципова схема розташування цього транспортера шириною  $B$  на кормороздавачу, бітер якого скидає частку корму з висоти  $H$  з горизонтальною швидкістю  $v_0$ . Відстань від місця скидання до транспортера дорівнює  $A$ .

Скористуємося попередньо викладеною методикою і з раніше



отриманих рівнянь, маємо:

$$x = v_0 t, \quad y = H - \frac{gt^2}{2}. \quad (2.62)$$

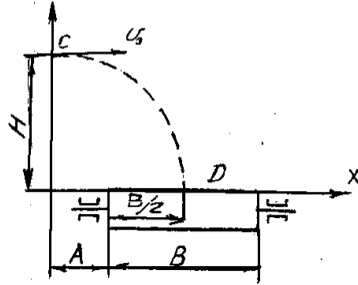


Рис. 2.14. Схема руху частки

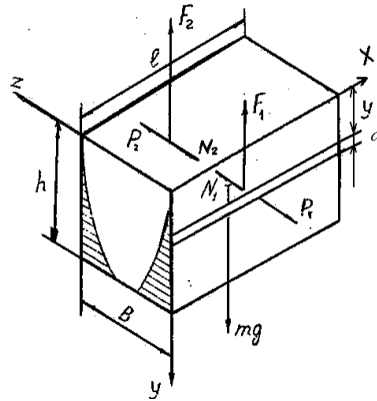


Рис. 2.15. схема кузова кормороздавача

Визначаємо час польоту частки корма з точки  $C$  до точки  $D$  і маємо  $t = \sqrt{\frac{2H}{g}}$ . Замість  $x$  в перше рівняння підставляємо його відстань

$A + \frac{B}{2}$ , а також час  $t$  і вирішуємо відносно швидкості  $v_0$ , тобто

$$v_0 = \left( A + \frac{B}{2} \right) \sqrt{\frac{g}{2H}}. \quad (2.63)$$

При відомій висоті  $R$  штифтів бітера, отримуємо його кутову швидкість, яка має наступне рівняння

$$\omega_\sigma = \frac{A + \frac{B}{2}}{R} \sqrt{\frac{g}{2H}}. \quad (2.64)$$

**Приклад.** Знайти кутову швидкість бітера кормороздавача при таких параметрах:  $A=0,1$  м;  $R=0,1$  м;  $B=0,6$  м;  $H=0,3$  м. Скориставшись рівнянням (2.59), маємо  $\omega_0=16,17$  рад/с, а кількість обертів  $n$  становить 15,6 об/хв.

Важливо визначити розміри кузова кормороздавача. Для цього

використаємо наступні умови. Маса корма, яка знаходиться в кузові створює тиск на борти кузова. Від сили тиску  $P_1$  і  $P_2$  виникають нормальні реакції  $N_1$  і  $N_2$ , які утворюють сили тертя  $F_1$  і  $F_2$ . На рис. 2.15 показана схема сил, які діють на борти кузова з сторонами  $l$ ,  $h$ ,  $B$  і епюри від сил тиску корма на його борти. Прийнята рухома система координат  $XOYZ$  з початком відліку в верхній точці висоти борта і напрямленням вісей подовж сторін кузова так, як показано на рисунку. Сила тяжіння корма при заповненому кузові дорівнює  $Mg$ .

Елемент сили тиску  $dP$  на поверхню борта кузова на окремо виділеній елементарній смужці висотою  $dy$  дорівнює

$$dP = \gamma l dy ,$$

де  $\gamma$  – питома вага, Н/м<sup>3</sup>.

Звідси

$$P = \gamma l \int_0^h y dy = \gamma \frac{lh^2}{2} . \quad (2.65)$$

При умові, що висота  $h$  обох бортів однакова, можна визначити рівність сил між собою  $P_1 = P_2 = P$ . Сили нормального тиску  $N_1$  і  $N_2$ , а також сили тертя  $F_1$  і  $F_2$  рівні між собою.

$$F_1 = F_2 = \gamma \frac{lh^2}{2} f , \quad (2.66)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання корма по поверхні бортів кузова.

Надійність виконання технологічного процесу переміщення кормів в кузові забезпечується при умові, що сила тяжіння корма  $Mg$  перевищує суму сил тертя  $F_1$  і  $F_2$ , які виникають внаслідок тиску корма на його борти, тобто

$$Mg \geq F_1 + F_2 = \gamma lh^2 f . \quad (2.67)$$

Маса корму  $M$  може бути визначена в такому вигляді:

$$M = lhB\rho , \quad (2.68)$$

де  $\rho$  – щільність корму, кг/м<sup>3</sup>.

Після підстановки значень (2.64) у нерівність (2.63) з урахуванням  $\gamma = \rho g$ , маємо:

$$h \leq \frac{B}{f} . \quad (2.69)$$

Отримана нерівність вказує на взаємозв'язок висоти борта  $h$  з ши-

риною кузова  $B$  при різному значенні коефіцієнта тертя  $f$ . У випадку значення коефіцієнта тертя, рівного одиниці, – висота кузова дорівнює його ширині. Якщо треба підрахувати потужність приводу нижнього подовжного транспортера, необхідно врахувати не тільки значення сили на переміщення вантажу в кузові, але й силу опору на тертя вантажу по поверхні бортів. Тоді загальне значення потрібної потужності в кВт для приводу подовжного транспортера визначиться наступним рівнянням:

$$N_{зат} = N_B + N_T, \quad (2.70)$$

де  $N_B$  – потужність на переміщення вантажу в кузові;

$N_T$  – потужність на подолання опору на тертя вантажу по бортах кузова.

Потужність  $N_B$  становить

$$N_B = \frac{g v}{1000} (l h \rho f_B + m L f_T), \quad (2.71)$$

де  $\rho$  – щільність вантажу в кузові;

$v$  – швидкість переміщення вантажу;

$f_B$  – коефіцієнт тертя вантажу по нижній поверхні кузова;

$m$  – маса погонного метра ланцюга;

$L$  – довжина ланцюга;

$f_T$  – коефіцієнт тертя ланцюга по нижній поверхні кузова;

$g$  – прискорення сили тяжіння.

Потужність  $N_T$  має таке значення:

$$N_T = \frac{\gamma l h^2 f_B v}{1000}, \quad (2.72)$$

де  $f_B$  – коефіцієнт тертя вантажу по бортах.

## 2.12. Стаціонарні кормороздавачі

В порівнянні з пересувними кормороздавачами, стаціонарні мають не паралельні між собою борти, а виконані похилими. В верхній частині вони більш розширені ніж у нижній. Тому метод розрахунку дії тиску на похилі бортів у деякій мірі відрізняється з викладеним попередньо.

На рис. 2.16 показана принципова схема стаціонарного транспортера-роздавальника кормів. У верхній частині розміщена простора система координат  $XOYZ$ . Вісь  $OX$  розташована по напрямку товщини корма. Рисунком 2.16а показана частина похилої поверхні борта годі-

вниці, розташованої під кутом  $\alpha$  до горизонту. Вводимо допоміжний кут  $\beta$ , який в сумі  $\alpha + \beta = \pi/2$ . Спроектуємо всі сили, діючі на борти з боку корму транспортера-роздавальника, на вертикальну вісь  $OX$  і після цього маємо нерівність у вигляді

$$Mg \geq F_1 \cos \beta + F_2 \cos \beta, \quad (2.73)$$

де  $M$  – маса корму в годівниці,  
 $F_1, F_2$  – сили тертя по бортам.

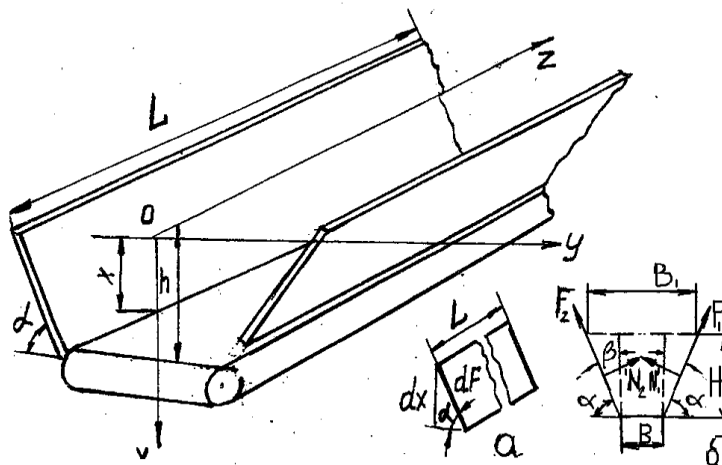


Рис. 2.16. Схема стаціонарного кормороздавача

Враховуючи, що маса  $M$  корму визначається у такому вигляді:

$$M = \frac{\angle(B_1 + B)}{2} \cdot H\rho, \quad (2.74)$$

а також, визначаючи з попередніх міркувань значення сили тертя

$$F = Pf = \frac{\angle g\rho H^2}{2 \cos \beta}, \quad (2.75)$$

запишемо таку нерівність:

$$\frac{\angle(B_1 + B)}{2} H\rho g \geq Lg\rho H^2 f. \quad (2.76)$$

Звідси отримаємо таку залежність:

$$H \leq \frac{B_1 + B}{2f}. \quad (2.77)$$

Потрібна потужність  $N$  приводу транспортера кормороздавача визначається на подолання опору переміщення вантажу  $N_B$  і тертя корму по бортам  $N_T$  з використанням відомої методики.

Потужність на подолання опору тертя корму по бортам кормороздавача становить

$$N_T = \frac{Lg\rho H^2 v}{2 \cos \beta} f_T, \quad (2.78)$$

де  $\beta = \frac{\pi}{2} - \alpha$ .

$f_T$  – коефіцієнт тертя корму по бортам.

### 2.13. Оптимальний маршрут при перевезенні кормів (вантажів)

При перевезенні кормів транспортними засобами до тваринницьких ферм нерідко користуються ґрунтовими шляхами та шляхами з твердим покриттям. Відомо, що швидкість руху транспортних засобів по шляхам з твердим покриттям значно перевищує швидкість руху по ґрунтовим. При певному урахуванні маршрутів руху по ґрунтовому шляху та з твердим покриттям можливий оптимальний вибір.

Розглянемо випадок, представлений на рис.2.17. Позицією 1 позначено поле, з якого потрібно перевезти врожай кормового буряка для закладання на зберігання біля кормоцеху тваринницької ферми 2, котра має шлях з твердим покриттям, позначений на цьому рисунку двома паралельними лініями.

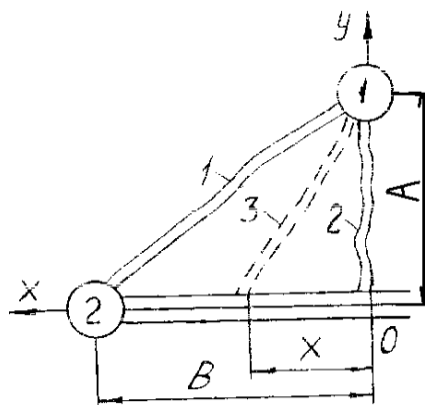


Рис. 2.17. Схема перевезення вантажів

Найкоротша відстань від поля 1 до дороги з твердим покриттям позначена величиною  $A$ . Відстань від перетину цього перпендикуляру з умовною дорогою з твердим покриттям до ферми 2 складає величину  $B$ . вздовж величин  $B$  та  $A$  проведені вісі координат  $X$  та  $Y$ . Можливий вибір декількох варіантів руху транспортних засобів. Перший варіант – виконувати рух найкоротшим шляхом з положення 1 в положення 2 по ґрунтовій дорозі зі швидкістю  $v_1$ . Другий варіант – рухатися зі швидкістю  $v_1$  найкоротшим шляхом по ґрунтовій дорозі до дороги з твердим покриттям, а потім по ній зі швидкістю  $v_2$  – до тваринницької ферми. В подальшому буде обґрунтовано, що ні перший, ні другий маршрут не правильний. Доцільно вибрати маршрут 3, який знаходиться на деякій відстані  $x$  відносно початку відліку систем координат  $XOY$ .

При рівномірному русі з певною швидкістю  $v_1$ , відстань  $l$  долається за час  $t_1$ , який дорівнює:

$$t_1 = \frac{\sqrt{A^2 + x^2}}{v_1}. \quad (2.79)$$

Частина шляху транспортера по дорозі з твердим покриттям також при рівномірному русі зі швидкістю  $v_2$  долається за час:

$$t_2 = \frac{B - x}{v_2}. \quad (2.80)$$

На подолання відстані по маршруту 3 використовується загальний час  $t$

$$t = t_1 + t_2 = \frac{\sqrt{A^2 + x^2}}{v_1} + \frac{B - x}{v_2}. \quad (2.81)$$

Оптимальне значення ділянки дороги  $x$  знаходимо шляхом знайдення похідної з попереднього виразу:

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{x}{v_1 \sqrt{A^2 + x^2}} - \frac{1}{v_2} = 0. \quad (2.82)$$

Розв'язуючи це рівняння відносно  $x$ , отримаємо:

$$x = \frac{Av_1}{\sqrt{v_2^2 - v_1^2}}. \quad (2.83)$$

Для того, щоб упевнитись у вірності рішення, необхідно взяти

другу похідну  $\frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$  і визначити її знак, котрий повинен бути позитивним, що відповідатиме мінімуму.

Приклад. По схемі (рис.2.17) визначити оптимальний маршрут при таких значеннях:  $v_1=25$  км/год,  $v_2=60$  км/год,  $A=35$  км,  $B=40$  км.

$$x = \frac{35 \cdot 25}{\sqrt{60^2 + 25^2}} = 16 \text{ км.}$$

Час руху по оптимальному маршруту 3 визначаємо по формулі (2.81):

$$t_3 = \frac{\sqrt{35^2 + 16^2}}{25} + \frac{40 - 16}{60} = 1,939 \text{ год.}$$

Якщо рухатись маршрутом 1:

$$t_1 = \frac{\sqrt{35^2 + 40^2}}{25} = 2,126 \text{ год.}$$

Якщо рухатись маршрутом 2:

$$t_2 = \frac{35}{25} + \frac{40}{60} = 2,066 \text{ год.}$$

Економія часу оптимального маршруту в порівнянні з маршрутом 2 складає 5 хв, а у порівнянні з маршрутом 1 – 11 хв.

### 3. ДОЇННЯ, ПЕРВИННА ОБРОБКА ТА ПЕРЕРОБКА МОЛОКА

#### 3.1. Загальні відомості

Молоко складається з жирів, білків, вуглеводів, мінеральних солей, вітамінів і є найбільш повноцінним продуктом харчування.

Склад цільного молока в процентах:

вода	– 87,5 (86,0–89,0)
жир	– 3,8 (3,0–5,0)
білки	– 3,3 (2,7–3,7)
молочний цукор	– 4,7 (4,5–5,0)
мінеральні речовини	– 0,7 (0,6–0,8)

В дужках показані граничні значення елементів, що входять до складу молока, в %.

Всього сухих речовин в молоці – 12,5%.

Елементи, які входять до складу молока знаходяться в різних ступенях дисперсності. Так, жир знаходиться у вигляді найдрібніших жирових кульок, плаваючих у водяній частині молока, молочний цукор та частина мінеральних солей розчинені у водяній частині молока, а білки та інша частина солей знаходяться в колоїдному стані.

Щільність цільного молока при температурі 20°C складає в середньому 1,03 і, в залежності від складу молока, коливається в межах від 1,028 до 1,034.

Щільність молочного жиру дорівнює в середньому 0,93, а обезжиреного молока – 1,035.

Із-за складності складу точка кипіння молока декілька вище, ніж води, і в середньому дорівнює 100,2°C, а точка замерзання коливається в межах –0,55–0,56°C.

У свіже здоєному молоці молочний жир знаходиться у вигляді емульсії, а в охоложеному вигляді – суспензії з діаметром жирових кульок від 1,0 до 10 мікрон. Знаходячись в підвішеному стані в молочній плазмі, жирові кульки не можуть з'єднатися між собою, так як кожна з них обмежена шаром білкової емульсії.

Молоко представляє собою сприятливе середовище для життя та розвитку багатьох видів мікроорганізмів. Їх умовно ділять на такі категорії:

корисні в молочній справі, які дають бажані якості молочним продуктам;



шкідливі в молочній справі, які спричиняють псування молока та молочних продуктів;

хвороботворні, котрі хоч і не змінюють властивості складу молока, але наявність яких робить молоко небезпечним для здоров'я людей і тварин.

Під впливом життєдіяльності організмів проходять зміни хімічного складу молока та його продуктів. При цьому головними процесами являються різного роду бродіння.

Розвиток мікроорганізмів в молоці може бути в значній мірі припинено такими шляхами:

суворе дотримання гігієни при доїнні,  
негайна фільтрація молока після доїння,  
швидке видалення молока із корівника в молочний відділ,  
глибоке охолодження його до 4–5°C,

зберігання молока в молочному відділі до здачі або переробки з підтриманням певної низької температури.

Відомо, що молоко є продуктом, що швидко псується. Зберігання його з моменту отримання до надходження споживачу потребує обов'язкової обробки.

Обробка молока складається з ряду технологічних операцій – фільтрація, охолодження, пастеризація, які направлені на покращення якостей молока і забезпечує йому найбільшу стійкість при зберіганні, але практично не змінює його властивостей та якості.

Для здійснення механізованої обробки та переробки молока в колгоспах та радгоспах використовується ряд спеціальних машин і обладнання, які разом складають групу «молочних машин». Головним з них являються: охолоджувачі, пастеризатори, сепаратори, машини для виготовлення масла.

Вибір молочних машин та обладнання для заданих умов та їх доцільна експлуатація виражені лише при умові глибоких знань фізико-механічних та хімічних властивостей молока і технології його обробки та переробки.

### **3.2. Визначення параметрів доїльних апаратів**

Важливими параметрами доїльного апарату являються частота пульсацій та співвідношення між ними. Дані параметри являються функцією часу  $\tau$ , що впливає на зміну вакууму пульсатора доїльного апарату. Номінальний вакуум в системі позначимо  $h$ , найменший –  $h_2$ , а найбільший –  $h_1$ . Графічно процес утворення вакууму  $x$  з протіканням часу  $\tau$  в камері пульсатора зображено на рис.3.1.

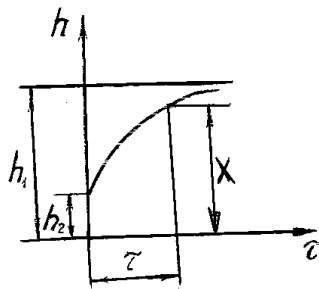


Рис. 3.1. Графік процесу утворення вакууму

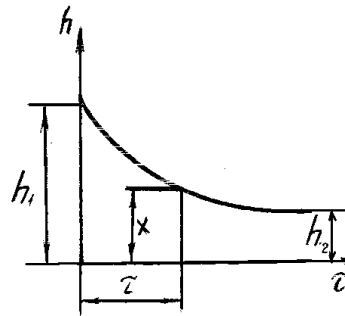


Рис. 3.2. Графік зміни вакууму

Швидкість  $\frac{dx}{dt}$  відсмоктування повітря із системи та утворення вакууму в камері пульсатора пропорційні залишившійся різниці тисків  $h-x$  в будь-який проміжок часу  $\tau$ . Тоді

$$\frac{dx}{d\tau} = K_1(h - x), \quad (3.1)$$

де  $K_1$  – коефіцієнт пропорційності, який залежить від об'єму глухої камери і параметрів трубок, через які відкачується повітря.

Після інтегрування диференціального рівняння в зазначених нижче межах:

$$\int_{h_2}^{h_1} \frac{dx}{h - x} = K_1 \int_0^{\tau_1} d\tau, \quad \text{маємо} \quad K_1 \tau_1 = \ln \frac{h - h_2}{h - h_1},$$

звідкіля 
$$\tau_1 = \frac{1}{K_1} \ln \frac{h - h_2}{h - h_1}. \quad (3.2)$$

При впуску повітря в камеру, яка знаходиться під вакуумом (рис.3.2), швидкість зміни вакууму при цьому описується наступним диференціальним рівнянням:

$$\frac{dx}{d\tau} = -K_2 x, \quad (3.3)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт пропорційності.

Після розділу змінних та інтегрування в нижче зазначених межах

$$- \int_{h_1}^{h_2} \frac{dx}{x} = K_2 \int_0^{\tau_2} d\tau,$$

маємо 
$$\ln \frac{h_1}{h_2} = K_2 \tau_2,$$

звідки 
$$\tau_2 = \frac{1}{K_2} \ln \frac{h_1}{h_2}. \quad (3.4)$$

Час  $\tau_1$  відповідає такту ссання, а час  $\tau_2$  – такту тиску. Продовження всього пульсаційного циклу визначається наступним рівнянням:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = \frac{1}{K_1} \ln \frac{h \square h_2}{h \square h_1} + \frac{1}{K_2} \ln \frac{h_1}{h_2}.$$

Відомо, що частота пульсацій  $n$  виявляється величиною, оберненою до подовження пульсаційного циклу, тобто

$$n = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} \ln \frac{h \square h_2}{h \square h_1} + \frac{1}{K_2} \ln \frac{h_1}{h_2}}. \quad (3.5)$$

Співвідношення поміж тактами визначається виразом

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = K \frac{\ln \frac{h \square h_2}{h \square h_1}}{\ln \frac{h_1}{h_2}}, \quad (3.6)$$

де  $K = \frac{K_2}{K_1}$ .

Доцільно провести заміну значення вакууму параметрами пульсатора – діаметрами верхнього і нижнього клапанів і мембрани.

В тому випадку, якщо сила, діюча на мембрану, урівнюється силою, діючою на верхній клапан в момент переключення, можна записати наступну рівність:

$$\frac{\pi D_M^2}{4} h_1 = \frac{\pi D_{BK}^2}{4} h, \quad (3.7)$$

де  $D_M$  – діаметр мембрани,

$D_{BK}$  – діаметр верхнього клапана.

У випадку, коли настає момент переключення клапанів з крайнього верхнього в крайнє нижнє положення, сили, діючі зі сторони мембрани і нижнього клапана, урівнюються:

$$\pi \frac{D_M^2}{4} h = \pi \frac{D_{HK}^2}{4} h, \quad (3.8)$$

де  $D_{HK}$  – діаметр нижнього клапана.

Виконуючи заміну в рівняннях (3.5) і (3.6) величин вакууму з урахуванням (3.7) і (3.8), отримуємо значення частоти пульсацій і співвідношення між тактами відповідно в наступному вигляді:

$$n = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{\frac{1}{K_1} \ln \frac{D_M^2 \square D_{HK}^2}{D_M^2 \square D_{BK}^2} + \frac{1}{K_2} \ln \frac{D_{BK}^2}{D_{HK}^2}}. \quad (3.9)$$

$$\frac{\tau_1}{\tau_2} = K \frac{\ln \frac{D_M^2 \square D_{HK}^2}{D_M^2 \square D_{BK}^2}}{\ln \frac{D_{BK}^2}{D_{HK}^2}}. \quad (3.10)$$

З приведених рівнянь витікає, що частота пульсацій та співвідношення між тактами знаходяться в певній залежності від головних розмірів мембрани та клапанів пульсатора.

Приклад. Знайти частоту пульсацій доїльного апарату “Волга” при таких параметрах пульсатора:  $D_M=4,5$  см,  $D_{BK}=3$  см,  $D_{HK}=1,2$  см,  $K_1=0,55$ ,  $K_2=0,43$ . Після підстановки згаданих параметрів в рівняння (3.9) маємо  $n=0,93$  кол/с, або 56 кол/хв. Цей апарат розрахований на  $n=60$  кол/хв.

### 3.3. Розрахунок продуктивності вакуум-насоса

Для забезпечення нормальної роботи доїльної апаратури необхідно створення вакууму певної величини. Кількість повітря, яке відсмоктується з вакуумної системи трубопроводів, визначається із наступних міркувань. Позначимо об'єм всіх трубок змінного вакууму одного доїльного апарату величиною  $V_1$  при нормальному атмосферному тиску повітря  $P_1$ . На рис. 3.3 цей об'єм позначений суцільними лініями. При створенні вакууму проходить збільшення об'єму до величини  $V_2$  і зменшення тиску до величини  $P_2$ .

Розглядається ізотермічний процес і враховується закон Бойля-Марріота\*, що  $PV=const$ . При цих умовах можна записати:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2 = const \quad (3.11)$$



Рис.3.3. Схема для розрахунку вакуумного насосу

Прирощування об'єму при створенні вакууму  $V_2-V_1$ , який має тиск  $P_2$  доцільно привести до приведенного об'єму  $V_{\text{пр}}$  при нормальному атмосферному тиску  $P_1$ , а потім визначити його значення, тобто:

$$V_{\text{пр}} = \frac{(V_2 - V_1)P_2}{P_1}$$

Величина  $V_{\text{пр}}$  представляє собою кількість відсмоктуємого повітря для забезпечення однієї пульсації доїльного апарату.

Тиск  $P_2$  може бути виражений різницею  $P_1-h$ , де  $h$  – номінальний вакуум в системі.

Величина  $V_2$  визначається із рівності (3.11). Враховуючи викладене, можна записати:

$$V_{\text{пр}} = \frac{\left( \frac{P_1 V_1}{P_1 - h} - V_1 \right) (P_1 - h)}{P_1} = \frac{V_1 h}{P_1}. \quad (3.13)$$

Продуктивність вакуум-насосу визначається таким виразом:

$$Q = \frac{V_1 h}{P_1} \cdot n \cdot z \cdot \varepsilon \cdot 60 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \quad (3.14)$$

де  $n$  – частота пульсацій доїльного апарату в хв,  
 $z$  – кількість доїльних апаратів,  
 $\varepsilon$  – коефіцієнт герметичності системи.

### 3.4. Теплові процеси при постійній температурі навколишнього середовища

Особливе місце в обробці молока займає охолодження.

Всі охолоджувальні пристрої основані на принципі теплообміну. Теплообмін – охолодження та нагрівання – процеси нерівномірні. Із

зміною різниці температур на протязі процесу змінюється також і швидкість охолодження тіла. Ці процеси були розглянуті Ньютоном\*.

У найпростішому вигляді швидкість охолодження тіла під впливом постійної температури навколишнього середовища пропорційна поверхні охолодження  $F$ , коефіцієнту тепловіддачі до миттєвої різниці температур  $T - t_B$  і обернено пропорційна кількості охолоджуемого молока  $M$  та його теплоємності  $C_M$ . Швидкість охолодження представлена диференціальним рівнянням в такому вигляді:

$$\frac{dT}{d\tau} = -\frac{KF}{MC_M}(T - t_B), \quad (3.15)$$

де  $T$  – температура охолоджуемого молока,

$\frac{dT}{d\tau}$  – швидкість охолодження молока,

$\tau$  – час охолодження.

Величина  $K$  залежить від ряду факторів, і в першу чергу від:

- матеріалу та товщини стінки,
- швидкості руху рідин,
- властивості самих рідин (в'язкість, теплоємність, теплопровідність),
- температури рідин.

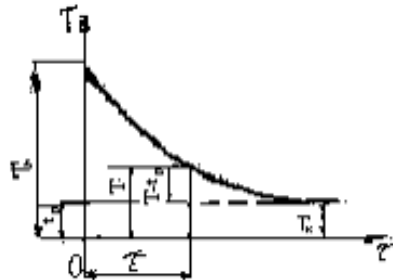


Рис. 3.4. Графік зміни температури молока

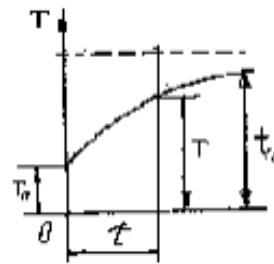


Рис. 3.5. Графік нагрівання молока

На рис.3.4 представлений графік зміни температури молока за часом. Температурні умови, а разом з ними і коефіцієнт  $K$ , весь час змінюється. Вище приведене диференціальне рівняння можна легко інтегрувати, якщо для певного температурного інтервалу враховувати величиною постійною, середньою для всього процесу.

Тоді після інтегрування і розв'язання відносно часу  $\tau$ , отримаємо:

$$\tau = \frac{MC_M}{FK} \ln \frac{T_{II} \square t_B}{T_K \square t_B}. \quad (3.16)$$

Процес нагрівання молока під впливом постійної температури навколишнього середовища представлений графічно на рис. 3.5. Швидкість нагрівання молока при згаданих умовах описується наступним виглядом диференціального рівняння:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{FK}{MC_M} (t_0 \square T). \quad (3.17)$$

Після інтегрування цього рівняння та розв'язання відносно часу, отримаємо:

$$\tau = \frac{MC_M}{FK} \ln \frac{t_0 \square T_{II}}{t_0 \square T_K}. \quad (3.18)$$

### 3.5. Процес теплообміну при змінній температурі навколишнього середовища

Нерідко застосовують способи охолодження та нагрівання молока, при яких температура навколишнього середовища змінюється.

Розглянемо процес охолодження молока при вказаних умовах. Позначимо масу охолоджуемого молока –  $M$ , масу охолоджуючої рідини –  $B$ , початкову температуру охолоджуемого молока –  $C_M$ , а теплоємність охолоджуючої рідини –  $C_B$ . Процес охолодження молока при вище вказаних умовах графічно представлений на рис. 3.6.

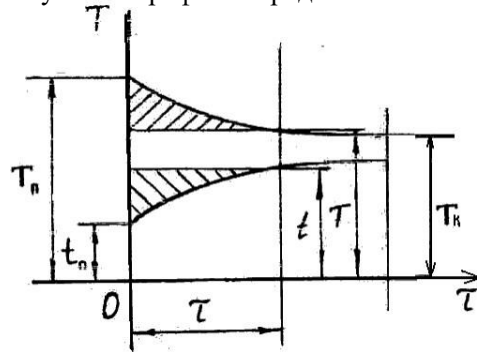


Рис. 3.6. Процес охолодження молока

Швидкість охолодження молока при цьому описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dT}{d\tau} = -\frac{FK}{MC_M}(T - t), \quad (3.19)$$

де  $F$  – поверхня теплообміну,

$K$  – коефіцієнт теплопередачі,

$T$  – температура молока в будь-який проміжок часу,

$t$  – температура охолоджуючої рідини в той же момент часу  $\tau$ .

В праву частину рівняння (3.19) входять дві змінні величини температур молока і оточуючого середовища. Для того щоб виключити одну з них – скористаємося рівнянням теплового балансу. На межі від початку охолодження до якогось значення часу  $\tau$ .

Кількість тепла, втраченого молоком на згаданому проміжку часу становить

$$Q_M = MC_M(T_{II} - T). \quad (3.20)$$

А кількість тепла, придбаного оточуючим середовищем, дорівнює:

$$Q_B = BC_B(t - t_{II}). \quad (3.21)$$

Нехтуючи розсіюванням тепла в оточуюче середовище та вважаючи, що все тепло віддане молоком поглинається оточуючим середовищем, прирівнюємо рівняння (3.20) і (3.21) між собою і визначаємо змінну величину  $t$ .

Після підстановки величини  $t$  в диференціальне рівняння та його спрощення, маємо

$$\frac{dT}{d\tau} = -\frac{FK}{MC_M} \frac{BC_B + MC_M}{BC_B} (T - a), \quad (3.22)$$

$$\text{де } a = \frac{MC_M T_{II} + BC_B t_{II}}{BC_B + MC_M}.$$

Після інтегрування цього рівняння та розв'язання його відносно часу охолодження, маємо:

$$\tau = \frac{MC_M \cdot BC_B}{FK(BC_B + MC_M)} \ln \frac{T_{II} - a}{T_K - a}. \quad (3.23)$$

Приклад. Знайти час охолодження молока, налитого в бідон і поставленого в бак з водою. Маса молока 50 кг, маса води 100 кг, поверхня теплообміну 0,68 м<sup>2</sup>, теплоємність молока 0,94. Початкова температура молока 80°C, початкова температура води 4°C. Кінцева температура молока 40°C,  $K=120$ .



Після підстановки цих значень в рівняння (3.23) та знаходження величини  $a=28,29$ , маємо  $\tau=0,58$  год.=35 хв.

**Приклад.** При згаданих раніше умовах, знайти час охолодження, якщо  $T_{II}=38^{\circ}\text{C}$ ,  $T_K=5^{\circ}\text{C}$ ,  $t_{II}=2^{\circ}\text{C}$ ,  $K=340$ ,  $M=50$ ,  $B=150$ . Тоді  $a=1,31$ , а  $\tau=0,557$  год.=33,4 хв.

У тому випадку, якщо молоко нагрівається (рис.3.7), а температура оточуючого середовища охолоджується, диференціальне рівняння має такий вигляд:

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{FK}{MC_M} (t - T). \quad (3.24)$$

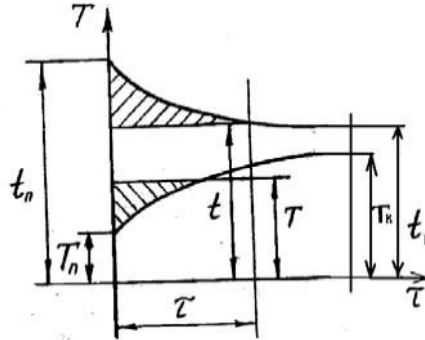


Рис. 3.7. Процес нагрівання молока

Використовуючи попередню методику теплового балансу, знаходимо змінне значення  $t$  в такому вигляді:

$$t = t_{II} + \frac{MC_M}{BC_B} T_{II} - \frac{MC_M}{BC_B} T. \quad (3.25)$$

Після підстановки цього значення в диференціальне рівняння (3.24), перетворення його та інтегрування в зазначених межах, маємо:

$$\int_{T_{II}}^{T_K} \frac{d(a - T)}{a - T} = \frac{FK}{MC_M} \frac{MC_M + BC_B}{BC_B} \int_0^{\tau} d\tau,$$

де  $a$  має таке ж значення, як і у рівнянні (3.22).

Після інтегрування та розв'язання відносно часу  $\tau$ , маємо:

$$\tau = \frac{MC_M \cdot BC_B}{FK(MC_M + BC_B)} \ln \frac{a - T_{II}}{a - T_K}. \quad (3.26)$$

**Приклад.** Знайти час нагрівання молока у водяному середовищі при таких параметрах:  $T_{II}=4^{\circ}\text{C}$ ,  $T_K=20^{\circ}\text{C}$ ,  $C_M=0,94$ ,  $F=0,68 \text{ м}^2$ ,  $M=50 \text{ кг}$ ,  $B=250 \text{ кг}$ . Після підстановки цих даних у рівняння (3.26) і знаходження  $a=30,1$ , маємо  $\tau=0,46 \text{ год.}=27,6 \text{ хв}$ .

### 3.6. Протитечійний охолоджувач молока.

Розглянемо найпростіший технологічний процес охолодження молока на протитечійному охолоджувачі. На рис. 3.8 представлена схема руху молока по поверхні охолоджувача.

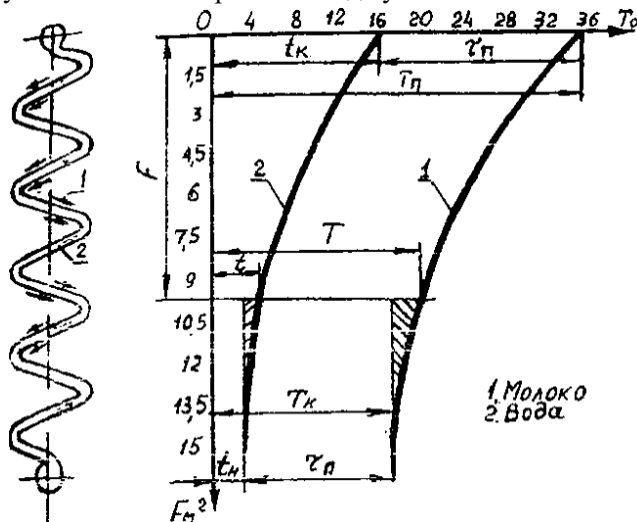


Рис. 3.8. Схема руху молока

Під дією власної сили тяжіння молоко 1 переміщується зверху донизу по обидві сторони охолоджуємої поверхні. Охолоджуюча вода 2 рухається знизу вгору між двома поверхнями. Спостерігається принцип протитечії. В початковий момент часу при надходженні на охолоджуючу поверхню температура молока дорівнювала  $T_{II}$ . Після переміщення молока в крайню нижню точку охолоджуючої поверхні температура молока знизилась до температури  $T_K$ . Охолоджуюча вода в початковий момент мала температуру  $t_{II}$ . Покидаючи охолоджувачу поверхню, температура води становить  $t_K$ . Домовились називати різницю між початковою температурою  $T_{II}$  та кінцевою температурою  $T_K$  та початковою температурою води  $t_{II} - t_K$ , тобто

$$\tau_{II} = T_{II} \square t_K, \quad (3.27)$$

$$\tau_K = T_K - t_{II}. \quad (3.28)$$

В сучасних пластинчастих протитечійних охолоджувачах охолоджує молоко та охолоджує його вода рухаються по закритим каналам. Однак, метод розрахунку від виду конструкції не змінюється.

Перш ніж приступити до виведення розрахункового рівняння, отримаємо значення величин  $\tau_{II}$  та  $\tau_K$  з рівнянь теплового балансу. При цьому вважаємо, що втрати тепла в навколишнє середовище відсутні і тепло від молока повністю поглинається охолоджуючою водою. Рівняння теплового балансу на всій поверхні охолодження має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} Q_M &= MC_M (T_{II} - T_K) \\ Q_B &= BC_B (t_K - t_{II}) \end{aligned} \right\}, \quad (3.29)$$

де  $M$  та  $B$  – відповідно маси молока та води.

Позначимо відношення  $\frac{B}{M} = n$ .

Прирівнюючи  $Q_M = Q_B$ , провівши заміну  $T_K = t_{II} + \tau_K$  і  $t_K = t_{II} + \tau_{II}$  та розв'язуючи рівняння відносно  $\tau_{II}$  маємо:

$$\tau_{II} = \frac{(C_B n - C_M)(T_{II} - t_{II}) + C_M \tau_K}{C_B n}. \quad (3.30)$$

Різниця

$$\tau_{II} - \tau_K = \frac{(C_B n - C_M)(T_{II} - T_K)}{C_B n}. \quad (3.31)$$

Диференціальне рівняння охолодження молока на поверхні охолодження має наступний вигляд:

$$\frac{dT}{dF} = - \frac{K}{MC_M} (T - t). \quad (3.32)$$

Температура молока  $T$  в будь-якій точці поверхні охолодження є величиною змінною.

Беручи до уваги раніше згадані умови про відсутність розсіювання тепла в навколишнє середовище, складаючи рівняння теплового балансу на ділянці охолоджуючої поверхні від нижньої її частини до точки  $F$  та розв'язуючи рівняння відносно  $t$ , маємо:

$$t = t_{II} + \frac{C_M}{C_B n} T - \frac{C_M}{C_B n} T_K. \quad (3.33)$$

Після підстановки знайденого значення змінної величини  $t$  у вихі-

дне диференціальне рівняння та перетворення, маємо:

$$\frac{dT}{dF} = \frac{K}{MC_M} \frac{(C_{Bn} \square C_M)}{C_{Bn}} (T \square a), \quad (3.34)$$

де

$$a = \frac{C_{Bn} \tau_{II} \square C_M T_K}{C_{Bn} \square C_M}.$$

Інтегруючи рівняння (3.34) в нижче вказаних межах

$$\int_{T_{II}}^{T_K} \frac{dT}{T \square a} = \frac{K(C_{Bn} \square C_M)}{MC_M C_{Bn}} \int_0^F dF,$$

маємо

$$\ln \frac{T_{II} \square a}{T_K \square a} = \frac{KF}{MC_M} \frac{C_{Bn} \square C_M}{C_{Bn}}.$$

Підставляючи в це рівняння значення  $a$  та перетворюючи з урахуванням раніше отриманих величин  $\tau_{II}$  та  $\tau_K$ , маємо:

$$\ln \frac{\tau_{II}}{\tau_K} = \frac{KF}{MC_M} \frac{\tau_{II} \square \tau_K}{T_{II} \square T_K},$$

або

$$MC_M (T_{II} \square T_K) = FK \square t, \quad (3.35)$$

де

$$\square t = \frac{\tau_{II} \square \tau_K}{\ln \frac{\tau_{II}}{\tau_K}}.$$

На основі отриманого рівняння (3.35) проводиться розрахунок протічній охолоджувача молока та визначається його продуктивність, площа поверхні охолодження та раціональне співвідношення перепаду температур охолоджуємої та охолоджуючої рідин.

### 3.7. Геометрія витискуючого барабана пастеризатора

Процес пастеризації, тобто теплової обробки харчових продуктів, в даному випадку молока, названий ім'ям його винахідника великого французького вченого Л.Пастера\*. На практиці прийняті три режими пастеризації: тривалий – нагрів молока до 63°C з подальшою витримкою при цій температурі на протязі 30 хвилин; короткочасний – нагрів молока до 72°C з витримкою на протязі 20...30 с; миттєвий – нагрів молока до 85...90°C практично без витримки. Існує багато конструкцій різних пастеризаторів: ванни тривалої пастеризації, трубчаті, пластин-

чаті, вакуумні, електричні, з витискуючим барабаном. Найбільшу зацікавленість в теоретичному плані являє собою пастеризатор з витискуючим барабаном.

В основу конструкції витискуючого барабану пастеризатора покладена теорія Ейлера\* для гідростатичного ефекту.

Рівняння Ейлера для гідростатичного ефекту має такий вигляд:

$$\rho(dx + ydy + zdz) = dP = 0, \quad (3.36)$$

де  $\rho$  – щільність рідини,

$x, y, z$  – проекції сил, діючих на частинку рідини одиничної маси,

$x, y, z$  на відповідні вісі прямокутної системи координат,

$dP$  – повний диференціал тиску,

$dx, dy, dz$  – диференціал переміщення елементарної частинки по вісям координат.

На рис.3.9 представлена схема сил, які діють на елементарну частинку рідини одиничної маси, розміщену на поверхні обертання.

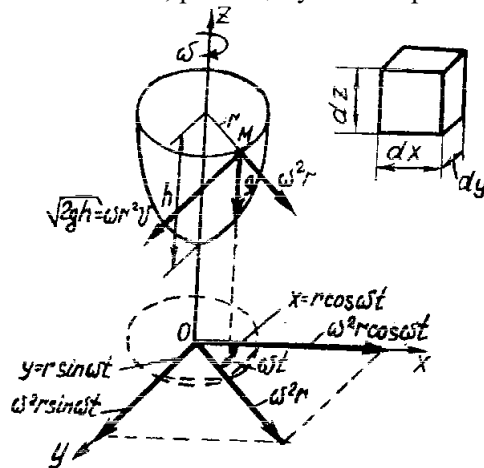


Рис. 3.9. Схема сил

На цю частинку одиничної маси діють сили: тяжіння –  $g$ , відцентрова сила інерції  $w^2 r$ , де  $w$  – кутова швидкість,  $r$  – відстань від елементарної частинки до вісі обертання.

Проектуючи сили, що діють на елементарну частинку рідини, на вісі координат та приймаючи до уваги, що частинка описує траєкторію кола, при якому  $x^2 + y^2 = r^2$ , а також розглядаючи поверхню обертання рівного тиску, для якої  $P = const, dP = 0$ , перетворюючи та інтегруючи рівняння (3.36) в нижче вказаних межах

$$\rho \frac{w^2}{2} \int_0^r d(r^2) = \rho g \int_{z_0}^z dz, \quad (3.37)$$

маємо

$$\rho \frac{w^2 r^2}{2} = \rho g (z - z_0).$$

Беручи до уваги, що  $z - z_0 = h$ , тобто глибині воронки, утвореної в результаті обертання рідини в розглядаємій точці, а також те, що колова швидкість частинки має значення  $wr$ , отримуємо:

$$v = \sqrt{2gh}. \quad (3.38)$$

Звідси витікають наступні основні висновки:  
 рідина, що обертається з постійною кутовою швидкістю, утворює параболоїд обертання,  
 форма параболоїду обертання не залежить від щільності рідини,  
 колова швидкість елементарної частинки в точці, що розглядається, така, яку б набула ця частинка при вільному падінні з висоти  $h$ . При конструюванні пастеризатора з витискаючим барабаном геометрію та кутову швидкість останнього визначають на основі отриманих рівнянь.

При цьому

$$w = \frac{\sqrt{2gh}}{r}. \quad (3.39)$$

Продуктивність  $M$  пастеризатора визначається із таких міркувань. На рис.3.10 представлена схема пастеризатора та графік зміни температури молока на поверхні теплообміну

Температура обігрівуючого пару позначена .

Диференціальне рівняння для даного процесу має вигляд:

$$\frac{dT}{dF} = \frac{K}{MC_M} (t_{II} - T), \quad (3.40)$$

де  $K$  – коефіцієнт теплопередачі,

$M$  – маса молока, яке пастеризується,

$C_M$  – теплоємність молока.

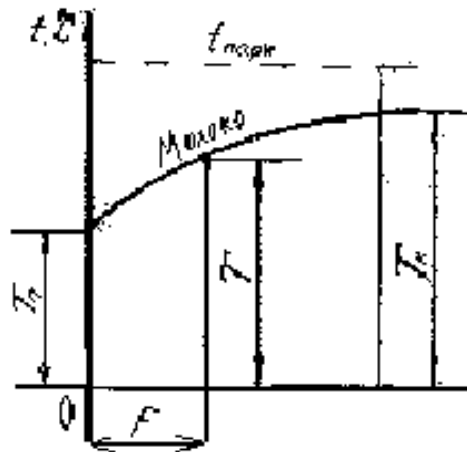
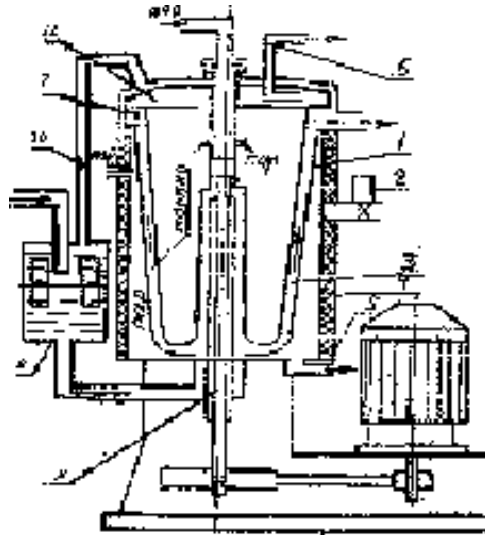
Після інтегрування диференціального рівняння (3.40) та розв'язання його відносно величини  $M$ , маємо:

$$M = \frac{FK}{C_M} \ln \frac{t_{II} - T_{II}}{t_{II} - T_K}, \quad (3.41)$$

де  $T_{II}$  – початкова температура молока, яке надходить на пастериза-

цію,

$T_K$  – кінцева температура пастеризованого молока.



**Рис. 3.10. Пастеризатор молока.**

1 – Ванна, 2 – Паровий клапан, 3 – Витискуючий барабан, 4 – Кожух з теплоізоляцією, 5 – Злив конденсату, 6 – Злив конденсату, 7 – Лопатка, 8 – Вал, 9 – Змінна установка, 10 – Зливна труба, 11 – Збірник конденсату.

### 3.8. Елементи розрахунку молочного сепаратора

В молочній промисловості добре відомі процеси розділення незбираного молока на вершки та знежирене молоко (молочні відвійки): відстій, осідання в потоці, сепарування.

Доцільно послідовно розглянути теорію кожного з них. Процес відстою проходить в результаті різної питомої ваги компонентів, що розділяються. На рис.3.11 представлена схема сил, які діють на частинку, питома вага  $\gamma_0$  якої менше в порівнянні з питомою вагою  $\gamma$  рідини, яка наповнює посудину. Виштовхуюча сила  $P_a$  в цьому випадку, згідно закону Архімеда\*, дорівнює:

$$P_a = W(\gamma - \gamma_0), \quad (3.42)$$

де  $W$  – об'єм частинки.

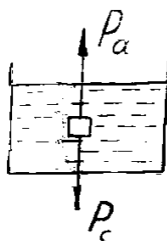


Рис.3.11. Схема сил

При виштовхуванні частинки виникає сила опору, перешкоджаюча руху. Сила  $P_c$  опору виштовхуванню отримана англійським вченим Стоксом\* і для кулькоподібної маси, дорівнює:

$$P_c = 6\pi\mu r v, \quad (3.43)$$

де  $\mu$  – динамічна в'язкість,  
 $v$  – швидкість руху частинки,  
 $r$  – радіус кулькоподібної маси.

Розглядаємо безінерційний процес руху жирових кульок. При цьому виштовхуюча сила зрівноважується силою опору. Приймаючи до уваги, що об'єм кулі дорівнює  $\frac{4}{3}\pi r^3$ , прирівнюючи рівняння (3.42)

та (3.43) і розв'язуючи їх відносно швидкості  $v$ , маємо:

$$v = \frac{2}{9} r^2 \frac{\gamma - \gamma_0}{\mu}. \quad (3.44)$$



Після заміни питомої ваги  $\gamma$  та  $\gamma_0$  відповідно  $g\rho_M$  і  $g\rho_J$ , де  $\rho_M$  і  $\rho_J$  відповідно – щільність плазми молока та жиру, в рівнянні (3.44) воно перетворюється до такого вигляду:

$$v = \frac{2}{9} r^2 g \frac{\rho_M - \rho_J}{\rho} . \quad (3.45)$$

Ефект сепарування, досягнутий в результаті заміни прискорення сили тяжіння  $g$  доцентровим прискоренням  $w^2R$ , де  $w$  – кутова швидкість,  $R$  – радіус обертання. Тоді

$$v = \frac{2}{9} r^2 w^2 R \frac{\rho_M - \rho_J}{\rho} . \quad (3.46)$$

Так, наприклад, при  $w=100$  1/с та  $R=0,1$  м швидкість виділення жирової кульки збільшується більш ніж в 100 разів.

### 3.9. Продуктивність сепаратора

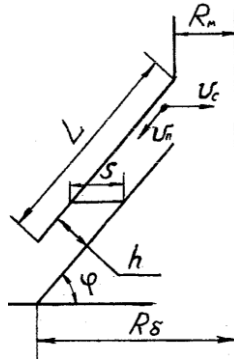
На рис. 3.12 представлена схема двох тарілок сепаратора, між якими рухається потік молока. Тарілка обертається навколо вертикальної вісі. Утворюючі  $\angle$  конусу тарілок встановлені під кутом  $\phi$  до горизонту, найкоротша відстань між тарілками –  $h$ , а відстань до горизонталі –  $S$ . Менший радіус усіченого конусу тарілок сепаратору позначимо  $R_M$ , а великий –  $R_B$ . Між тарілками рухається жирова кулька із швидкостями  $v_{\Pi}$  та  $v_C$ , де  $v_{\Pi}$  – швидкість потоку молока вздовж утворюючої конуса тарілки в міжтарілковому просторі, а  $v_C$  – швидкість руху жирової кульки в напрямку вісі обертання. Для того, щоб жирова кулька виділилася з молочної плазми і отримала напрямок, протилежний руху потоку, необхідно створити такі умови, щоб жирова кулька перемістилася від поверхні верхньої тарілки до нижньої поверхні за час руху потоку молока в міжтарілковому просторі.

Складемо в параметричному вигляді рівняння руху жирової кульки в міжтарілковому просторі при згаданих умовах. При цьому приймаємо середнє значення швидкостей  $\bar{v}_{\Pi}$  – потоку і  $\bar{v}_C$  – виділення жирової кульки в напрямку, перпендикулярному вісі обертання сепаратора.

$$\text{Тоді} \quad \angle = \bar{v}_{\Pi} \tau , \quad (3.47)$$

$$S = \bar{v}_C \tau , \quad (3.48)$$

де  $\tau$  – час руху жирової кульки від верхньої тарілки до нижньої.



**Рис. 3.12. Схема двох тарілок сепаратора**

Після знаходження із рівнянь (3.47) та (3.48) часу  $\tau$  отримана слідує залежність між параметрами міжтарілкового простору та значеннями швидкостей:

$$\frac{\angle}{\bar{v}_n} = \frac{S}{\bar{v}_c}. \quad (3.49)$$

Значення довжини  $\angle$  утворюючої конуса тарілки сепаратора доцільно замінити значеннями радіусів усіченого конуса:

$$\angle = \frac{R_B \square R_M}{\cos \phi},$$

а відстань між тарілками сепаратора по горизонталі  $S = \frac{h}{\sin \phi}$ . Середня швидкість  $\bar{v}_c$  жирової кульки в напрямку, перпендикулярному вісі обертання, приймає такий вигляд:

$$\bar{v}_c = \frac{2}{9} r^2 \omega^2 \frac{R_B + R_M}{2} \frac{\rho_M \square \rho_{ж}}{\alpha}. \quad (3.50)$$

Для визначення середнього значення швидкості потоку виходимо із наступних міркувань. Розглянемо площу поперечного перерізу міжтарілкового простору сепаратору, яка дорівнює:

$$F = 2\pi R h (z \square 1), \quad (3.51)$$

де  $R$  – змінний радіус міжтарілкового простору,  
 $z$  – кількість тарілок сепаратору.

Продуктивність  $Q$  сепаратору визначається добутком площі  $F$  по-

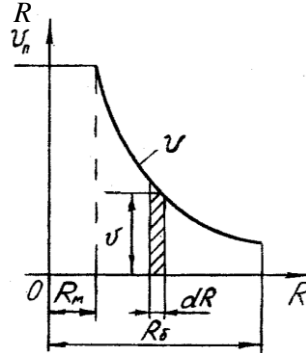
перечного перерізу міжтарілкового простору на швидкість потоку  $v_{II}$ .

Звідки

$$v_{II} = \frac{Q}{F} = \frac{Q}{2\pi R h(z \square 1)}. \quad (3.52)$$

Із отриманого рівняння (3.52) знаходимо, що швидкість  $v_{II}$  потоку знаходиться в зворотній залежності від радіусу  $R$ . Графічно ця залежність представлена на рис. 3.13. З метою визначення середнього значення швидкості  $\bar{v}_{II}$  потоку вираховуємо площу між кривою  $v$  та віссю  $OR$  в проміжку від  $R_M$  до  $R_B$ :

$$F_v = \frac{Q}{2\pi h(z \square 1)} \int_{R_M}^{R_B} \frac{dR}{R}. \quad (3.53)$$



**Рис. 3.13.** Залежність швидкості потоку від радіусу тарілок

Середнє значення швидкості потоку отримано після розділення знайденого значення площі  $F$  фігури на довжину її основи.

$$\bar{v}_{II} = \frac{Q}{2\pi h(z \square 1)(R_B \square R_M)} \frac{R_B}{R_M}. \quad (3.54)$$

Після підстановки в рівняння (3.49) знайдених середніх значень швидкостей  $\bar{v}_C$  та  $\bar{v}_{II}$  і параметрів  $S$  та  $\angle$  міжтарілкового простору та розв'язання його відносно продуктивності сепаратору, маємо:

$$Q = \frac{2}{9} \pi (R_B^2 \square R_M^2) (R_B \square R_M) (z \square 1) r^2 w^2 \frac{\rho_M \square \rho_{ж}}{\ln \frac{R_B}{R_M}} \cdot \text{tg } \phi \cdot K, \quad (3.55)$$

де  $K$  – коефіцієнт, який залежить від конструктивних особливостей

сепаратору.

### 3.10. Критична кутова швидкість вала барабана сепаратора

В даний час використовують молочні сепаратори, з метою підвищення продуктивності яких збільшують кутову швидкість вала барабану до  $4000 \frac{rad}{c}$ . При незначному відхиленні центру мас барабану

відносно вісі обертання виникають відцентрові сили інерції, здатні зруйнувати конструкцію. При певних значеннях кутових швидкостей виникають сильні биття вала в місцях кріплення. Такі кутові швидкості називаються критичними. Критичне значення кутової швидкості вала барабана сепаратора визначається із слідуючих міркувань. Розглядається рівність руйнуючих та відновлюючих сил. На рис. 3.14 представлена схема сепаратора, який обертається навколо вертикальної вісі. Вал барабана закріплений на двох опорах, відстань між якими дорівнює  $l$ . Відстань між верхньою опорою та центром мас барабана сепаратора відносно вісі обертання має величину  $C$ . Відхилення центру мас барабана сепаратора відносно вісі обертання має величину  $e$ . В результаті обертання при вказаному конструктивного виконання виникає сила, яка намагається зігнути вал барабана. Стріла прогину має величину  $f$ . Тоді відцентрова сила інерції визначається таким рівнянням:

$$P_{вц} = m(e + f)w^2, \quad (3.56)$$

де  $m$  – маса барабана сепаратора,

$w$  – кутова швидкість вала барабана.

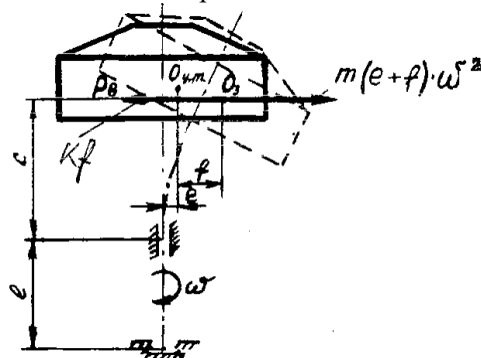


Рис. 3.14. Схема сепаратора

Вал барабану має пружні властивості, намагається відновити початковий стан. Відновлююча сила при цьому дорівнює

$$P_{BH} = Kf, \quad (3.57)$$

де  $K$  – жорсткість валу.

Прирівнюючи сили  $P_{BЦ}$  та  $P_{BH}$  та розв'язуючи рівняння відносно стріли прогину  $f$ , маємо:

$$f = \frac{mew^2}{K - mw^2}. \quad (3.58)$$

В тому випадку, якщо  $f \rightarrow \infty$ ,  $K - mw^2 \rightarrow 0$ . Критична кутова швидкість в цьому випадку визначається слідуючим рівнянням:

$$w_{KP} = \sqrt{\frac{K}{m}}. \quad (3.59)$$

Із теорії пружності відомо, що стріла прогину  $f$  для даного конструктивного оформлення сепаратору має слідуючий вигляд:

$$f = \frac{P_{BЦ} C^2 (C + l)}{3EJ_F},$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу валу,

$J_F$  – момент інерції перерізу валу.

Приймаючи  $P_{BЦ}=1$  та враховуючи, що  $P_{BЦ}=P_{BH}$ , отримаємо:

$$K = \frac{3EJ_F}{C^2 (C + l)}. \quad (3.60)$$

Після підстановки значення жорсткості  $K$  в рівняння (3.59), воно приймає слідуючий вигляд:

$$w_{KP} = \sqrt{\frac{3EJ_F}{mC^2 (C + l)}}. \quad (3.61)$$

Так як сепаратор в більшості випадків працює в зоні більшій за критичну кутових швидкостей, то при конструюванні необхідно враховувати процес переходу діапазону критичних кутових швидкостей при розгоні сепаратору до встановившогося режиму. З урахуванням цих міркувань верхня опора валу барабану виготовляється пружною, з амортизуючими елементами.

Приклад. Для сепаратора молока СОМ-3-1000, який має такі параметри:  $m=16,3$  кг;  $C=0,075$  м;  $l=0,25$  м;  $E=2 \cdot 10^5$  МПа, підрахувати

критичне значення кутової швидкості. При цьому відомо, що діаметр валу барабана становить 0,025 м.

Перш за все необхідно знайти момент інерції перерізу валу барабана відносно вісі симетрії (рис. 3.15). Відомо, що полярний момент інерції  $J_\rho = \int \rho^2 dF$ , де  $dF$  – елементарна площадка,  $\rho$  – відстань від полюса  $O$  до елементарної площадки. Елементарну площадку  $dF$  по всьому колу визначимо у такому вигляді:

$$dF = 2\pi r dr,$$

де  $dr$  – елементарна товщина.

Тоді 
$$J_\rho = 2\pi \int_0^R \rho^3 dr = \frac{\pi R^4}{2}.$$

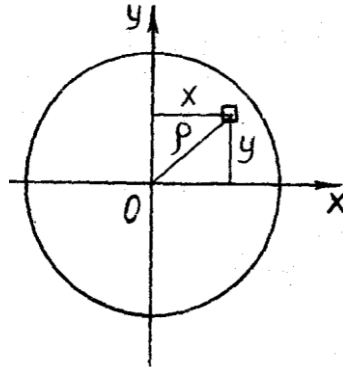


Рис. 3.15. Схема для визначення моменту інерції

З урахуванням теореми Піфагора\*, маємо:

$$\rho^2 = x^2 + y^2.$$

Тобто, полярний момент інерції дорівнює двом екваторіальним моментам інерції:

$$J_\rho = J_x + J_y.$$

Тоді 
$$J_x = \frac{J_\rho}{2} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64} = 1,916 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Після підстановки цих параметрів в рівняння (3.61) маємо  $w_{KP}=621$  рад/с. Сепаратор згаданої моделі має робочу кутову швидкість 850 рад/с. Тобто він працює в зоні закритичних кутових швидко-

стей. Щоб забезпечити плавний перехід в закритичну зону кутових швидкостей валу барабана сепаратора верхня опора цього валу так конструктивно виконана, що лежить в пружно плаваючій горловій обоймі.

### 3.11. Потужність, що споживається при запусканні сепаратора

При підборі електродвигуна доцільно визначити потужність, яка споживається при запуску. При обертальному русі потужність, що споживається дорівнює:

$$N = \frac{J_m \omega^2}{t},$$

де  $J_m$  – момент інерції барабану сепаратора.

Час розгону сепаратору в залежності від його конструкції – 150–300 с.

В енергетичних розрахунках на міцність необхідно знати значення моменту інерції барабана сепаратора.

Для визначення теоретичного моменту інерції барабана сепаратора його складну геометричну фігуру (рис.3.16а) можна умовно розділити на дві прості геометричні фігури – порожнистий циліндр 1 та усічений конус 2.

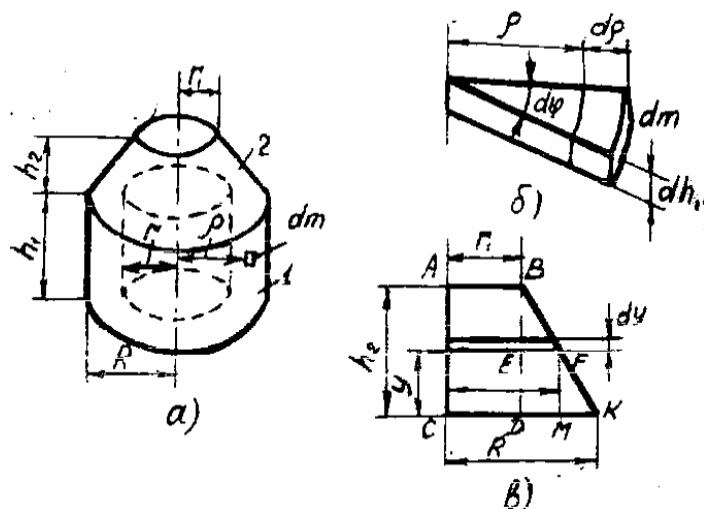


Рис. 3.16.Схема барабана сепаратора.

Окремо визначаються моменти інерції обох фігур і додаються, пі-

для чого знаходяться значення моменту інерції барабана сепаратора. В загальному випадку момент інерції дорівнює:

$$J = \int \rho^2 dm, \quad (3.62)$$

де  $\rho$  – відстань елементарної маси до вісі, полюсу або площини,  
 $dm$  – елементарна маса.

На рис. 3.16б елементарна маса, умовно вирізана з циліндру 1, представляє собою криволінійний паралелепіпед зі сторонами  $d\rho$ ,  $dh$ ,  $\rho d\phi$ .

Тоді

$$dm = \gamma d\rho dh \rho d\phi, \quad (3.63)$$

де  $\gamma$  – середня щільність барабана сепаратора. Після підстановки значення елементарної маси  $dm$  в рівняння (3.62) та інтегрування його в нижче вказаних межах, маємо:

$$J_1 = \gamma \int_r^R \rho^3 d\rho \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^{h_1} dh_1 = \frac{\gamma}{2} (R^4 - r^4) h_1. \quad (3.64)$$

Для визначення моменту інерції усіченого конуса 2 барабана сепаратора вдаємося до наступної заміни. В рівнянні (3.64) приймаємо  $r=0$ . Потім умовно записуємо диференціал моменту інерції фігури змінного радіусу  $x$  елементарної висоти  $dy$ .

$$dJ = \frac{\pi\gamma}{2} x^4 dy. \quad (3.65)$$

На рис. 3.16в показана трапеція, де на висоті  $y$  зображений змінний радіус  $x$ . В результаті розгляду подібних трикутників  $FKM$  і  $BKD$  маємо:

$$\frac{y}{h_2} = \frac{R - x}{R - r_1}.$$

Диференціюючи обидві частини цієї рівності по змінним величинам  $y$  та  $x$ , отримаємо:  $dy = \frac{h_2 dx}{R - r_1}$ .

Після підстановки знайденого значення  $dy$  в рівняння (3.65) та інтегрування його в нижче вказаних межах маємо:

$$J_2 = \frac{\pi\gamma h_2}{2(R - r_1)} \int_R^{r_1} x^4 dx = \frac{\pi\gamma h_2}{10(R - r_1)} (R^5 - r_1^5). \quad (3.66)$$

Момент інерції барабана сепаратора після додавання моментів



інерції його складових визначається таким рівнянням:

$$J = J_1 + J_2 = \frac{\pi\gamma}{10} \left[ 5(R^4 \square r^4) h_1 + \frac{R^5 \square r_1^5}{R \square r_1} h_2 \right]. \quad (3.67)$$

### 3.12. Момент інерції барабана сепаратора (на біфілярному підвісі)

Момент інерції тіла, який має складну геометричну форму, визначають на біфілярному (двониточному) підвісі. Барабан сепаратора має набір тарілок, які монтується в корпус. Тому виникає необхідність в тому, щоб на експериментальній установці отримати значення його моменту інерції. При цьому визначають середнє значення повного періоду коливань навколо вісі симетрії за допомогою секундоміра. Потім підставляють у формулу і підраховують шукану величину.

Для експериментального визначення моменту інерції використовується установка. Вона складається з двох стійок, зв'язаних між собою перемичкою. В середній частині перемички на двох нерозтяжних нитках підвішений барабан сепаратора. Довжина нерозтяжних ниток дорівнює  $l$ , відстань між якими дорівнює  $2a$ . На рис. 3.17 суцільними лініями зображено положення тіла маси  $m$  в стані спокою, а пунктирними лініями зображено положення того ж тіла, повернутого відносно вертикальної вісі  $OZ$  нерухомої системи координат  $XOYZ$  на кут  $MO_1M_1$ , який дорівнює  $\phi$ . Незавжди бачити, що тіло дещо перемістилося догори відносно початкового положення точки  $O$  на величину, яка дорівнює  $Z$ . Кут  $MNM_1$ , утворений початковим та змінним положенням ниток, дорівнює  $\phi$ . З метою складання рівняння руху тіла навколо вертикальної вісі доцільно скористатися диференціальним рівнянням Лагранжа\* другого роду в такому вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E}{\partial \dot{\phi}} \right) \square \frac{\partial E}{\partial \phi} = Q, \quad (3.68)$$

де  $E$  – кінетична енергія,  
 $\phi$  – узагальнена координата,  
 $Q$  – узагальнена сила.

Кінетична енергія системи

$$E = \frac{mr_I^2 \dot{\phi}^2}{2} + \frac{mz_C^2}{2}, \quad (3.69)$$

де  $m$  – маса тіла,

$r_I$  – радіус інерції тіла.

Вигляд С

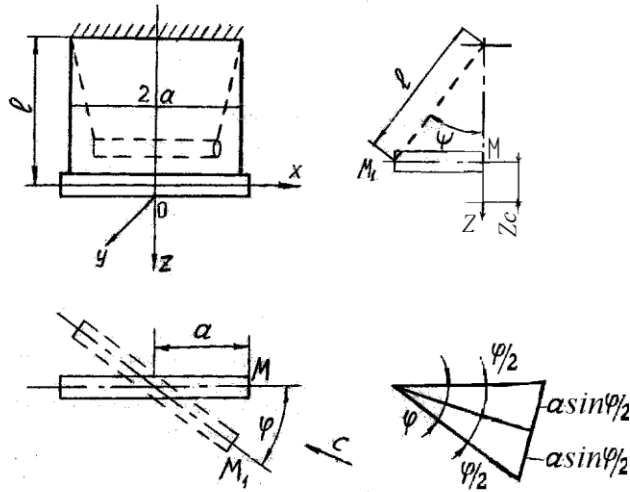


Рис. 3.17. Схема установки.

Апліката центру мас тіла

$$z_C = l(1 - \cos \psi).$$

Зв'язок між кутами неважко знайти при розгляданні трикутників  $MM_1O = MM_1N$ :

$$2a \sin \frac{\phi}{2} = l \sin \psi,$$

звідки  $\sin \psi = 2 \frac{a}{l} \sin \frac{\phi}{2}, \quad \cos \psi = \frac{1}{l} \sqrt{l^2 - 4a^2 \sin^2 \frac{\phi}{2}}.$

При малих кутах повороту можна прийняти  $\sin \frac{\phi}{2} \approx \frac{\phi}{2}$ . Тоді

$$z_C = l + \sqrt{l^2 - a^2 \phi^2}.$$

Швидкість центру мас після нехтування малими другого порядку

має вигляд:  $\dot{z}_C = \frac{a^2 \phi}{l} \dot{\phi}.$

Узагальнена сила  $Q$  визначається із умови  $\sum dA_{AKT} = Qd\phi$ , тобто

$$mgdz_C = Qd\phi, \text{ або } mg\bar{z}_C dt = Q\dot{\phi}dt.$$

Тоді

$$Q = \frac{mga^2\phi}{l}.$$

Нехтуючи малими другого порядку, рівняння Лагранжа приймає вигляд:

$$mr_I^2\ddot{\phi} = \frac{mga^2\phi}{l},$$

або

$$\ddot{\phi} + \frac{ag^2}{l} \phi = 0. \quad (3.70)$$

Після інтегрування диференціального рівняння знаходимо період малих коливань двониточного підвісу навколо вертикальної вісі:

$$T = 2\pi \frac{r_I}{a} \sqrt{\frac{l}{g}}, \quad (3.71)$$

звідки момент інерції тіла відносно вісі симетрії має такий вигляд:

$$J = mr_I^2 = \frac{ma^2}{4\pi^2} T^2 \frac{g}{l}. \quad (3.72)$$

## 4. СКАТНІ ПОВЕРХНІ

### 4.1. Загальні відомості

Скатні поверхні використовуються повсюдно в конвеєрних технологічних лініях та при виробництві продуктів сільського господарства. Найпростіші пристрої призначені для переміщення сипучих та штучних матеріалів із одного положення в інше, використовуючи при цьому їх силу тяжіння.

Такі поверхні, в залежності від заданих технологічних умов, можуть бути прямолінійними, прямолінійно зламаними, увігнутими всередину та назовні.

Особливе місце скатні поверхні займають в технологічних лініях кормоприготувальних цехів при механізації та автоматизації процесів цього виробництва. Якщо виникає необхідність гасіння швидкості матеріалу, придбаного в процесі руху по скатній поверхні, її виготовляють ламаною.

Методи розрахунку скатних поверхонь показані на двох прикладах.

### 4.2. Параметри скатної плоскої поверхні у вигляді жолоба

На рис. 4.1 представлена схема руху штучного вантажу у вигляді паралелепіпеду по поверхні прямокутного жолобу, встановленого під деяким кутом  $\gamma$  до горизонту. Вантаж, який має силу тяжіння  $mg$ , одночасно діє на обидві контактні поверхні жолобу і викликає нормальні реакції  $N_1$  і  $N_2$ , які утворюють дві сили тертя  $F_1$  та  $F_2$ .

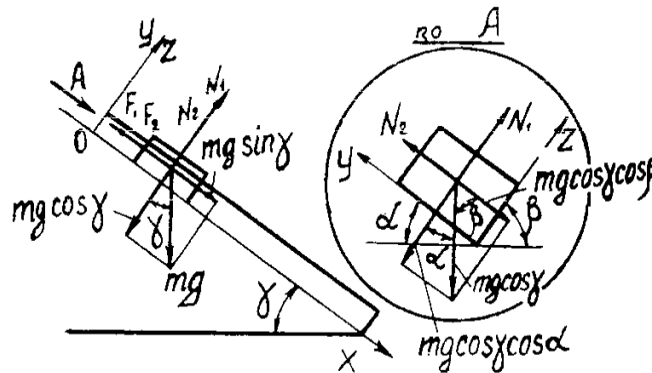


Рис. 4.1. Схема руху вантажу по жолобу.

Прийнята система координат  $XOYZ$  з початком відліку в тій точці  $O$ , звідки почався рух. Після розкладання сили тяжіння вантажу на вісі координат складена система диференціальних рівнянь руху у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mg \sin\gamma - F_1 - F_2 \\ m\ddot{y} &= N_1 - mg \cos\gamma \cos\beta \\ m\ddot{z} &= N_2 mg \cos\gamma \cos\alpha \end{aligned} \right\}. \quad (4.1)$$

Враховуючи, що вантаж рухається по боковим поверхням жолобу без відриву, тобто  $y=const$ ,  $z=const$ , знаходимо значення нормальних реакцій та перетворюємо систему рівнянь до вигляду:

$$\ddot{x} = g \sin\gamma - gf \cos\gamma (\cos\beta + \cos\alpha). \quad (4.2)$$

Із рівняння (4.2) витікає те, що рух згаданого вантажу по поверхні прямокутного жолобу декілька ускладнено по відношенню до руху по звичайній площині. На підставі прийнятої раніше умови витікає  $\alpha + \beta = \frac{\pi}{2}$ . Тоді при  $\alpha=0$  рівняння (4.2) перетворюється до звичайного вигляду, яке описує рух по похилій площині.

Диференціальне рівняння (4.2) інтегруємо методом зниження порядку похідної і після визначення довільних сталих інтегрування з початкових умов  $t=0$ ,  $x=0$ ,  $\dot{x} = v_0$ , маємо:

$$x = \frac{At^2}{2} + v_0 t, \quad (4.3)$$

де  $A = g[\sin\gamma - f \cos\gamma (\cos\beta + \cos\alpha)]$ .

Швидкість  $\dot{x}$  руху вантажу в будь-якій точці жолобу визначається таким рівнянням:

$$\dot{x} = At + v_0. \quad (4.4)$$

Якщо відомий шлях руху вантажу по жолобу, наприклад,  $x = \angle$ , можна знайти швидкість  $\dot{x}$  в кінці шляху. Для цього із виразу (4.3) знаходимо час  $t$  руху і підставляємо його в рівняння (4.4).

При цьому час  $t$  руху вантажу для подолання ділянки шляху  $\angle$  визначається виразом

$$t = \frac{1}{A} \left( \sqrt{v_0^2 + 2A\angle} - v_0 \right). \quad (4.5)$$

Швидкість  $\dot{x}$  в кінці руху вантажу на ділянці шляху визначається

слідуючим рівнянням:

$$\bar{x} = \sqrt{v_0^2 + 2A\zeta} . \quad (4.6)$$

Із рівняння (4.3) витікає, що рух по поверхні жолобу можливий у випадку  $A > 0$ . Розглядаючи це рівняння відносно кута  $\gamma$  нахилу жолобу до горизонту, отримуємо таку нерівність:

$$\gamma > \arctg[f(\cos \beta + \cos \alpha)] . \quad (4.7)$$

В окремих випадках виникає необхідність дещо знизити швидкість, отриману вантажем за час його руху. Тоді в кінці шляху руху поверхню виконують ламаною, тобто під деяким кутом  $\varepsilon$  змінюють напрямок руху, начебто перешкоджаючи йому. Зламів на шляху може бути декілька. Метод розрахунку той же, за виключенням початкової швидкості, яка підраховується окремо на кожному попередньому відрізьку рівнянням з урахуванням кута злому

$$x_{\text{поч}} = x \cos \varepsilon ,$$

де  $\varepsilon$  – кут злому поверхні.

При необхідності можна виконати декілька ламаних ділянок на шляху руху вантажу.

### 4.3. Криволінійна скатна поверхня

В окремих випадках при проектуванні скатних поверхонь можливий невеликий перепад по висоті від  $A$  до  $B$  (рис. 4.2). При цьому рух по прямолінійному шляху  $AB$ , показаному на цьому рисунку пунктирною лінією, ускладнено. Тоді проектують криволінійні скатні поверхні увігнутістю всередину. Профіль такої поверхні руху називається брахісторonoю і належить Йогану Бернуллі. На початку руху вантажу різко підвищується його швидкість, а переміщення його із початкового положення в кінцеве проходить за мінімальний час.

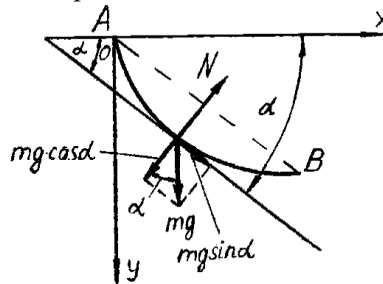


Рис. 4.2. Схема криволінійної поверхні.

Розглянемо процес руху частинок сипучого матеріалу по скатній поверхні, коли потрібно здійснити в найкоротший час переміщення із одного положення в інше, які знаходяться не на одній вертикальній прямій. На частинку діють сила тяжіння  $mg$ , нормальна реакція  $N$  поверхні та сила тертя  $F$ . Проектуючи сили, які діють на частинку на вісі звичайної системи координат, складають диференціальне рівняння її руху в такому вигляді:

$$m \frac{dv}{dt} = mg \sin \alpha - F. \quad (4.9)$$

Для спрощення послідовних розміркувань приймаємо значення сили тертя  $F$  рівною нулю. Після заміни в рівнянні (4.9)  $\sin \alpha = \frac{dy}{ds}$ , його перетворення та інтегрування маємо:

$$v = \sqrt{2gy}.$$

Беручи до уваги, що  $v = \frac{ds}{dt}$ , знаходимо значення часу  $T$  руху частинки по криволінійній поверхні:

$$T = \frac{1}{\sqrt{2g}} \int \frac{\sqrt{1 + \dot{y}^2}}{\sqrt{y}} dx. \quad (4.10)$$

Підінтегральний вираз  $\frac{\sqrt{1 + \dot{y}^2}}{\sqrt{y}}$  називається функціоналом і позначається  $F$ . Ця величина при певних умовах приймає мінімум або максимум. Для розв'язання функціоналу Л.Ейлером була розроблена теорія і отримані розрахункові рівняння. Для даного випадку розрахункове рівняння має такий вигляд:

$$F - \frac{\partial F}{\partial \dot{y}} \dot{y} = C, \quad (4.11)$$

де  $C$  – довільна величина.

Після розв'язання рівняння (4.11) при введенні параметру  $y = ctgt$  отримані рівняння в параметричному вигляді:

$$\begin{aligned} y &= \frac{C_1}{2} (1 - \cos 2t), \\ x &= \frac{C_1}{2} (2t - \sin 2t). \end{aligned} \quad (4.12)$$

Провівши заміну  $2t=t_1$  та  $\frac{C_1}{2} = R$ , де  $R$  – радіус виробляючого кола, отримуємо рівняння циклоїди в параметричному вигляді:

$$\begin{aligned} x &= R(t_1 - \sin t_1), \\ y &= R(1 - \cos t_1). \end{aligned} \quad (4.13)$$

Таким чином, крива лінія, утворююча профіль самотечної поверхні, по якій частинки сипучого матеріалу переміщуються із крайнього верхнього положення до нижнього за найкоротший час, являється циклоїдою. Відомо, що тривалість  $t$  переміщення частинки по поверхні циклоїди визначається по формулі:

$$t_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{R}{g}} \phi, \quad (4.14)$$

де  $R$  – радіус виробляючого кола,

$g$  – прискорення сили тяжіння,

$\phi$  – кут оберту виробляючого кола, відповідний нижній точці.

Нехтуючи силою тертя, визначаємо час  $t_{\text{п}}$  переміщення частинки на похилій площині з тими ж параметрами початкової і кінцевої точки, який має такий вигляд:

$$t_{\text{п}} = \frac{\sqrt{2\sqrt{(2R)^2 + (\pi R)^2}}}{g \sin\left(\arctg \frac{2R}{\pi R}\right)}. \quad (4.15)$$

Для порівняння візьмемо такі значення:  $R=0,3$  м;  $\phi=\pi$ . Маємо:  $t_{\text{ц}}=0,549$  с,  $t_{\text{п}}=0,65$  с. Час переміщення по похилій площині на 18,4% більший чим по циклоїдальній поверхні.

При необхідності виготовлення криволінійної скатної поверхні з попередньо згаданими параметрами в вигляді циклоїди бокова її частина, обмежена віссю  $OX$  від  $O$  до  $\pi R$  та кривою лінією в згаданих межах, підраховується наступним методом. На рис. 4.3 показана згадана поверхня. Елементарна частина цієї поверхні  $dF$  підраховується як добуток:

$$dF = y dx. \quad (4.16)$$

Використовуючи рівняння (4.13), знаходимо диференціал  $dx$  в такому вигляді:

$$dx = R(1 - \cos t) dt. \quad (4.17)$$



А бокова частина поверхні в раніше зазначених межах визначається після перетворення рівняння (4.16) з урахуванням значення (4.17) має такий вигляд:

$$F = R^2 \int_0^{\pi} (1 - \cos t_1)^2 dt_1. \quad (4.18)$$

Після спрощення попереднього виразу маємо:

$$F = R^2 \int_0^{\pi} dt_1 - 2R^2 \int_0^{\pi} \cos t_1 dt_1 + R^2 \int_0^{\pi} \cos^2 t_1 dt_1 = 1,5\pi R^2. \quad (4.19)$$

На рис.4.3 показаний трикутник  $OBC$ , площа якого дорівнює  $\pi R^2$ . Знайдена нами площа бокової частини поверхні циклоїди в півтора рази більша за бокову поверхню трикутника, сторони якого дорівнюють габаритним розмірам циклоїди. Тобто

$$F = 1,5\pi R^2 - \pi R^2 = 0,5\pi R^2$$

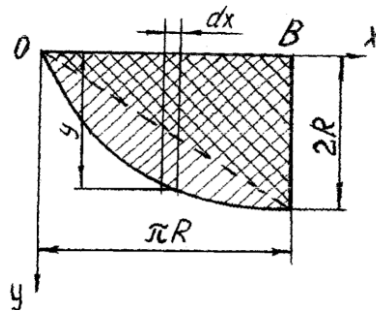


Рис. 4.3. Схема криволінійної поверхні.

#### 4.4. Скатна поверхня для яєць при утриманні курей-несучок

Кури-несучки, в залежності від способу утримання, відкладають яйця на поверхню підлоги кліткових батарей або на поверхню механізованих гнізд. Для забезпечення викочування яєць поверхню встановлюють під деяким кутом  $\alpha$  нахилу до горизонту. При цьому дуже важливо вибрати такий кут  $\alpha$ , щоб проходило викочування, і швидкість в кінці не перевищувала критичного значення, при якій можливе пошкодження шкаралупи. На промислових птахорозвідних підприємствах биття яєць досягає 3% і більше, в результаті чого наноситься велика економічна шкода.

Розрахунок кута  $\alpha$  нахилу скатної поверхні яєць проводиться при

багатьох припущеннях. Яйце розглядається приблизно як тверде кругле тіло.

На рис.4.4 представлена схема сил, які діють на яйце 1, що перекочується по поверхні 2, встановленої під кутом  $\alpha$  до горизонту. Вибрана система координат  $XOY$ . Вісь  $OX$  співпадає з напрямком руху, вісь  $OY$  перпендикулярна йому. Початок відліку взято в тій точці  $O$ , звідки почався рух по скатній поверхні. На яйце діють сила тяжіння  $mg$ , сила зчеплення  $F_{зч}$  та нормальна реакція  $N$  поверхні.

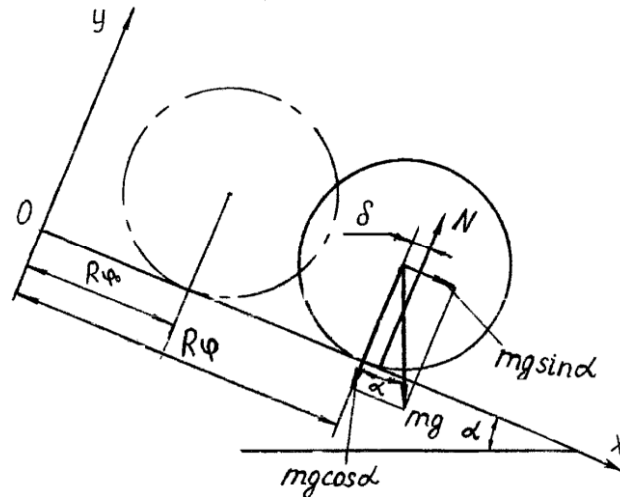


Рис. 4.4. Схема сил, які діють на яйце.

Після розкладання на вісі координат сил, які діють на яйце з урахуванням  $x=R\phi$ , де  $\phi$  – кут повороту, складена система диференціальних рівнянь руху в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= mR\ddot{\phi} = mg \sin\alpha - F_{зч}, \\ m\ddot{y} &= N - mg \cos\alpha, \\ J\ddot{\phi} &= F_{зч} - N\delta. \end{aligned} \right\}, \quad (4.20)$$

де  $J$  – момент інерції яйця,

$\delta$  – коефіцієнт тертя кочення.

При умові руху яйця без відриву від поверхні, тобто  $y=const$ ,  $\ddot{y}=0$ , знаходимо значення нормальної реакції  $N$ , сили зчеплення:

$$F_{зч} = \frac{J\ddot{\phi}}{R} + \frac{m g \delta}{R} \cos\alpha. \quad (4.2)$$

Момент інерції представимо у вигляді:

$$J = m\rho_C^2, \quad (4.22)$$

де  $\rho_C$  – радіус інерції яйця.

Після підстановки значень (4.22) і (4.21) в перше рівняння системи (4.20) воно перетворюється до вигляду:

$$\ddot{\phi} = \alpha g \frac{\sin(\alpha - \Theta)}{\cos \Theta}, \quad (4.2 \quad 3)$$

де

$$\alpha = \frac{R^2}{R^2 + \rho_C^2},$$

$$\Theta = \arctg \frac{\delta}{R}.$$

Після зниження порядку похідної, розділення змінних інтегрування та визначення довільної сталої інтегрування із початкових умов  $t=0$ ,  $R\dot{\phi} = R\dot{\phi}_0$  отримуємо рівняння для визначення швидкості руху центру мас яйця у вигляді:

$$R\dot{\phi} = R\dot{\phi}_0 + g\alpha t \frac{\sin(\alpha - \Theta)}{\cos \Theta}. \quad (4.2 \quad 4)$$

Аналогічним методом при початкових умовах  $t=0$ ,  $R\phi = R\phi_0$  знаходимо рівняння для визначення переміщення центру мас яйця:

$$R\phi = R\phi_0 + R\dot{\phi}_0 t + g\alpha \frac{t^2}{2} \frac{\sin(\alpha - \Theta)}{\cos \Theta}, \quad (4.2 \quad 5)$$

де  $R\phi_0$  – відстань від вісі  $OY$  на початку руху.

Задаючись критичною швидкістю руху та початковою швидкістю  $R\dot{\phi} = v_{KP}$  з рівнянь (4.24) і (4.25) знаходимо значення кута  $\alpha$  нахилу скатної поверхні до горизонту при умові: довжина скатної поверхні  $R\phi = L$ , мінімальна відстань центру мас яйця від початку відліку  $R\phi_0 = R$ .

Швидкість, при якій приходить в руйнування шкаралупа яйця називається критичною, визначається експериментально або по довідниках.

На основі прийнятих умов запишемо рівняння (4.25) в перетвореному вигляді:

$$L = R + v_0 t + g\alpha \frac{t^2}{2} \frac{\sin(\alpha - \Theta)}{\cos \Theta}. \quad (4.2 \quad 6)$$

З цього рівняння знаходимо час  $t$  руху по скатній поверхні:

$$t = \frac{1}{g \alpha \sin(\alpha - \Theta)} \left[ \sqrt{v_0^2 \cos \Theta + 2(\angle + R)g \alpha \cos \Theta \sin(\alpha - \Theta)} - v_0 \cos \Theta \right]. \quad (4.27)$$

Після підстановки рівняння (4.27) у рівняння (4.24), прирівнявши його попередньо  $v_{KP}$ , знаходимо значення кута нахилу скатної поверхні до горизонту:

$$\alpha = \Theta + \arcsin \frac{(v_{KP}^2 - v_0^2) \cos \Theta}{2(\angle + R)g \alpha}. \quad (4.28)$$

Із рівняння (4.28) витікає, що чим більше допустима критична швидкість  $v_{KP}$  тим більше може бути вибраний кут нахилу і навпаки, чим більша довжина  $\angle$  скатної поверхні, тим менше кут  $\alpha$ .

Але в рівнянні (4.28) входить невідома раніше згадана величина  $\mu$ , яка характеризує геометричні та інерційні параметри яйця та приблизно визначається наступним методом. На рис. 4.5 яйце в приблизному вигляді представлено трьома найпростішими фігурами: циліндром 1 та двома усіченими конусами 2 і 3. Знаходимо моменти інерції цих фігур, додаємо і отримуємо в приблизному вигляді момент інерції яйця.

Момент інерції  $J_1$  фігури 1 визначається слідуєчим виразом:

$$J_1 = \int \rho^2 dm,$$

де  $dm$  – елементарна маса, яка із рис. 4.5 знаходиться добутком

$$dm = \gamma r d\phi dr dh,$$

де  $\gamma$  – середня щільність яйця.

Після підстановки та інтегрування в указаних нижче межах маємо:

$$J_1 = \gamma \int_0^R \rho^3 dr \int_0^{2\pi} d\phi \int_0^h dh = \gamma \frac{\pi R^4}{2} h. \quad (4.29)$$

Елементарний момент інерції  $dJ$  фігури змінного радіусу  $x$  та елементарної товщини  $dy$  можна представити, використавши перетворене рівняння (4.29):

$$dJ = \gamma \frac{\pi x^4}{2} dy. \quad (4.30)$$

На рис. 4.5а представлена трапеція, характеризує симетричну частину вертикального перерізу фігури 2. Із подібності трикутників

$ABC$  і  $DFC$  маємо:

$$\frac{y}{h_1} = \frac{R - x}{R - r_1}.$$

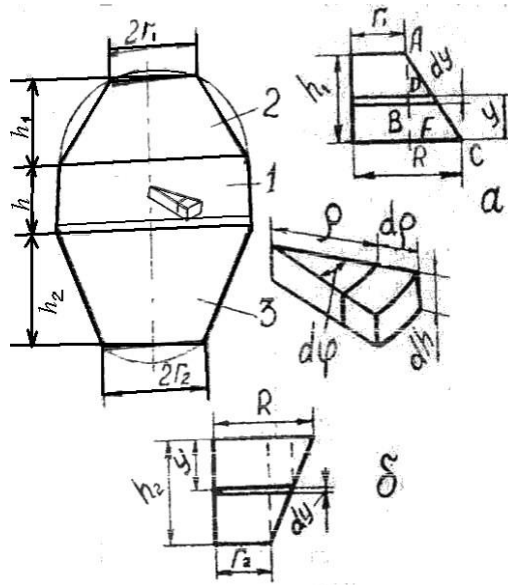


Рис. 4.5. Схема для визначення моменту інерції яйця

Диференціюючи цю рівність по змінних, можемо записати:

$$dy = \frac{h_1 dx}{R - r_1}.$$

Після підстановки знайденого значення  $dy$  у вираз (4.30) та інтегрування його для фігури 2 (рис.4.5) у вказаних межах маємо:

$$J_2 = \frac{\pi h_1 \gamma}{2(R - r_1)} \int_R^{r_1} y^4 dy = \frac{\pi (R^5 - r_1^5) h_1 \gamma}{10(R - r_1)}. \quad (4.31)$$

Використовуючи попередній метод, для фігури 3 (рис.4.5б) з подібності трикутників знаходимо значення диференціалу  $dy$  у наступному вигляді:

$$dy = h_2 \frac{dx}{R - r_2}.$$

Підставляючи це значення у вираз (4.24) та інтегруючи його для фігури 3 в указаних нижче межах, отримуємо для неї рівняння для визначення моменту інерції:

$$J_3 = \int_R^{r_2} \frac{\pi h_2 \gamma}{2(R \square r_2)} y^4 dy = \frac{\pi (R^5 \square r_2^5)}{10(R \square r_2)} \cdot \gamma h_2 \quad (4.32)$$

Момент інерції яйця відносно вісі його симетрії визначається як сума моментів інерції усіх фігур:

$$J = J_1 + J_2 + J_3 = \frac{\pi \gamma}{10} \left( 5R^4 h + \frac{R^5 \square r_1^5}{R \square r_1} h_1 + \frac{R^5 \square r_2^5}{R \square r_2} h_2 \right). \quad (4.33)$$

Маса  $m$  яйця визначається шляхом зважування його на вагах.

Квадрат радіусу інерції  $\rho_C^2$  підраховується з відношення:

$$\rho_C^2 = \frac{J}{m}. \quad (4.34)$$

При відомій масі яйця  $m$  середня його щільність визначається експериментально, шляхом знаходження об'єму яйця, використовуючи метод Архімеда, тобто

$$\gamma_e = \frac{m}{W}, \quad (4.35)$$

де  $W$  – об'єм води, яка витіснена яйцем при повному зануренні.

Потім підраховується коефіцієнт  $\mu$  і по рівнянню (4.28) знаходиться кут  $\alpha$  нахилу скатної поверхні до горизонту.

Щоб запобігти проведенню експериментальних досліджень можливо використати такі підрахунки. При отриманні значення щільності  $\gamma$ , об'єм яйця можна отримати теоретично, уявивши його приблизно у вигляді еліпсу обертання.

На рис.4.6 показаний профіль еліпсу обертання з розмірами по горизонталі –  $2a$  і по вертикалі –  $2b$ . Вісі системи координат  $XOY$  співпадають з вісями симетрії. Елементарний об'єм  $dW$  визначається таким рівнянням:

$$dW = \pi y^2 dx. \quad (4.36)$$

Враховуючи, що рівняння еліпсу має вигляд  $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$ , значення  $y^2 = b^2 \square \frac{b^2}{a^2} x^2$ . Підставляємо його у вираз елементарного об'єму:

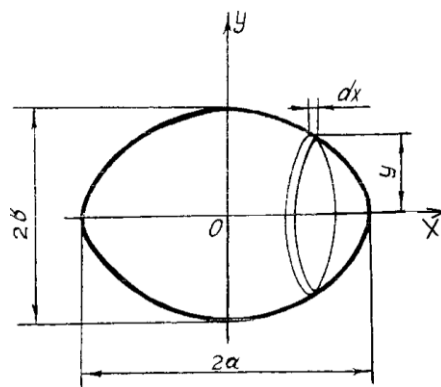


Рис. 4.6. Профіль еліпсу обертання

$$dW = \pi \left( b^2 - \frac{b^2}{a^2} x^2 \right) dx.$$

Об'єм еліпсу обертання має вигляд інтегрального рівняння в зазначених межах:

$$W = \pi b^2 \int_{-a}^a dx - \pi \frac{b^2}{a^2} \int_{-a}^a x^2 dx. \quad (4.37)$$

Інтегруючи попереднє рівняння, маємо:

$$W = \frac{4}{3} \pi b^2 a. \quad (4.38)$$

У випадку, якщо  $a=b=R$  отримуємо об'єм кулі у вигляді

$$W = \frac{4}{3} \pi R^3.$$

Середня щільність яйця в цьому випадку знаходиться теоретично після цього в відношенні

$$\gamma_T = \frac{m}{W}. \quad (4.39)$$

## 5. ЕЛЕМЕНТИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

### 5.1. Попередні зауваження

При виконанні курсових і дипломних проектів виникають деякі складності в розв'язанні технічних задач, пов'язаних з розрахунками технологічних та конструктивних параметрів машин, що використовуються в тваринництві. Зосередимо увагу на деяких розрахунках, які можна використати при проектуванні. Це, в першу чергу, стосується розрахунків оптимальних емностей, квадратних розрізів, оптимальних значень моментів опору напружених трапецієвидних розрізів та ін. При розв'язанні згаданих задач подається методика розрахунку у доступному для розуміння вигляді і подальшого формування кваліфікованого фахівця.

### 5.2. Найменша сила переміщення вантажу по похилій площині

З теоретичної механіки відома задача по знаходженню найменшої сили переміщення вантажу по горизонтальній поверхні. При розгляді згаданої задачі розглянуто частковий випадок. Більш загальна задача розглядається в подальшому. На рис. 5.1 показана похила під кутом  $\alpha$  до горизонту площина, на якій розміщено тіло. На нього діють наступні сили: тяжіння –  $mg$ , нормальна реакція площини –  $N$ , тертя –  $F$ . Під кутом  $\beta$  до похилої площини прикладена сила  $P$ , яка забезпечує переміщення тіла в напрямку, показаному на рисунку. Вибрана система координат  $XOY$ . Вісь  $OX$  співпадає з напрямком руху. Вісь  $OY$  – перпендикулярна йому. Після розкладання діючих на тіло сил на осі координат складемо систему рівнянь в наступному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \sum P_x &= P \cos \beta - mg \sin \alpha - F \geq 0 \\ \sum P_y &= N + P \sin \beta - mg \\ \cos \alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

З другого рівняння системи (5.1) знаходимо значення нормальної реакції  $N$  і, скориставшись законом Кулона, що  $F=Nf$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя, отримуємо нерівність в наступному вигляді:

$$P \cos \beta - mg \sin \alpha - mgf \cos \alpha + Pf \sin \beta \geq 0. \quad (5.2)$$

Після перетворення попередньої нерівності і вирішення її відносно сили  $P$ , попередньо змінивши коефіцієнт тертя  $f$  через тангенс кута тертя, тобто  $f = \tan \psi$ , маємо:



$$P \geq \frac{mg}{\sin(\alpha + \psi) \cos(\beta - \psi)} \cdot c \cdot \quad (5.3)$$

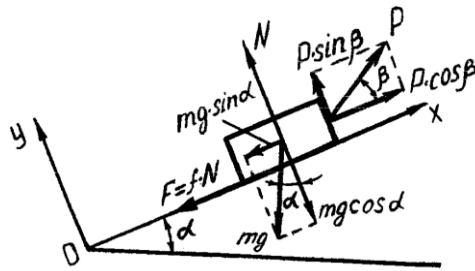


Рис. 5.1. Схема руху тіла по похилій поверхні.

Аналіз нерівності (5.3) свідчить про те, що при збільшенні кута  $\alpha$  нахилу площини і кута  $\psi$  тертя, збільшується сила  $P$  переміщення тіла. Сила  $P$  переміщення вантажу (тіла) збільшується пропорційно збільшенню сили тяжіння  $mg$ . Найменша сила переміщення вантажу (тіла) спостерігається при рівності кута тертя  $\psi$  і кута  $\beta$  напрямку діючої сили  $P$  відносно напрямку переміщення. Тобто

$$P_{min} \geq mg(\alpha + \psi). \quad (5.4)$$

Отримана нерівність відрізняється від відомої з кутом  $\alpha$  нахилу площини до горизонту. Якщо  $\alpha=0$ , нерівність (5.4) отримує відоме значення. При вирішенні технічних задач подібного спрямування необхідно обов'язково враховувати можливість утворення згаданої вище мінімальної сили переміщення вантажу з метою енергозбереження виконуючого технологічного процесу. При неможливості такого утворення можливо якомога наблизити спрямування сили до мінімального значення.

На виробництві при проектуванні сінозбиральних, бурякозбиральних та інших сільськогосподарських машин, в яких використовується сила переміщення, слід використовувати наведену раніше методику розрахунку.

### 5.3. Підвищення моменту опору навантаженого по діагоналі квадрата

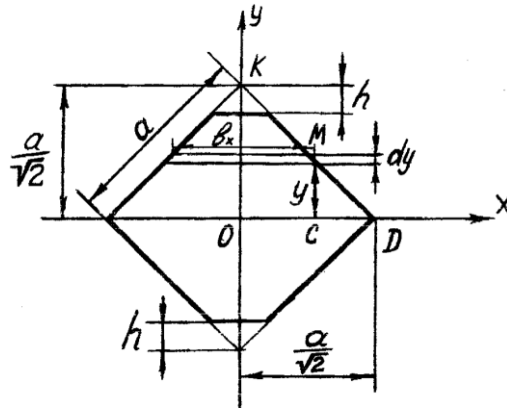
В механізації тваринництва зустрічаються конструкції окремих деталей, розріз яких має вигляд квадрата. Вони можуть бути навантаженими в будь-якому напрямку. Розглянемо випадок навантаженого

по діагоналі квадрата і наведемо метод розрахунку оптимального значення моменту опору.

З цією метою виконуємо розрахунок. На рис. 5.2 показаний розріз квадратного вала зі стороною  $a$ . Через кути вала проводимо систему координат  $XOY$  так, як показано на рисунку. Скориставшись теоремою Піфагора, визначаємо половину діагоналі квадрата, яка дорівнює  $\frac{a}{\sqrt{2}}$ . Знайдемо спочатку момент інерції фігури відносно осі  $OX$ . Відомо, що момент інерції в загальному випадку дорівнює

$$J = \int y^2 dF, \quad (5.5)$$

де  $y$  – відстань відносно осі до елементарної площадки,  
 $dF$  – елементарна площадка.



**Рис. 5.2. Переріз квадратного вала.**

Елементарна площадка може бути визначена добутком:

$$dF = b_x dy.$$

Для знаходження величини  $b_x$  розглянемо два подібних трикутники  $\square KOD \sim \square MCD$ , після цього маємо:

$$\frac{\frac{a}{\sqrt{2}}}{a} = \frac{\frac{b_x}{2}}{\frac{a}{\sqrt{2}}}$$

Звідси 
$$b_x = \frac{2a}{\sqrt{2}} \cdot 2y.$$

Тоді 
$$J = \int_{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)}^{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)} \left(\frac{2a}{\sqrt{2}} \cdot 2y\right) y^2 dy.$$

Після інтегрування попереднього рівняння маємо:

$$J = \frac{2a \cdot y^3}{\sqrt{2}} \Big|_{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)}^{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)} - \frac{2y^4}{4} \Big|_{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)}^{\left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)} = \frac{4a}{\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)^3 - \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4 - \frac{2 \cdot 3}{4} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4 + \frac{2}{4} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4 = \frac{4a}{\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)^3 - \frac{3}{2} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4 + \frac{1}{2} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4 = \frac{4a}{\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)^3 - \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^4. \quad (5.6)$$

Момент опору  $W$  являє собою відношення моменту інерції  $J$  на максимальне віддалення волокон відносно нейтральної вісі, тобто

$$W = \frac{J}{\frac{a}{\sqrt{2}}+h} = \frac{4a}{3\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right)^2 - \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^3. \quad (5.7)$$

У вираз моменту опору входить величина  $h$ , яку необхідно знайти з умов максимального значення  $W$ . Для цього необхідно взяти першу похідну по згаданому аргументу  $h$  і прирівняти її нулю. При цьому

$$\frac{\partial W}{\partial h} = \frac{8a}{3\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right) - 3 \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^2 = 0$$

або

$$\frac{\partial W}{\partial h} = \frac{8a}{3\sqrt{2}} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right) - 3 \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^2 = 0. \quad (5.8)$$

Звідси 
$$\left(\frac{a}{\sqrt{2}}+h\right) = \frac{3}{8} \left(\frac{a}{\sqrt{2}}\right)^2. \quad (5.9)$$

величина  $h$  дорівнює

$$h = \frac{a\sqrt{2}}{18}.$$

Для визначення значення екстремуму необхідно взяти другу похідну по параметру, що досліджується і виявити знак, тобто

$$\frac{\partial^2 W}{\partial h^2} = -\frac{8a}{3\sqrt{2}} < 0. \quad (5.10)$$

Друга похідна виявилася від'ємною. А це свідчить про те, що ми отримали максимум. Таким чином встановлено, що при отриманому значенні зрізу кута квадрата на величину  $\frac{a\sqrt{2}}{18}$  момент опору отримує максимальне значення.

Приклад. Знайти максимальне значення моменту опору квадрата, який має сторону 3 см і порівняти момент опору цієї фігури без зрізу вершини кута.

$$W_{h=\frac{a\sqrt{2}}{18}} = 3,3145 \text{ см}^3, \quad W_{h=0} = 3,11 \text{ см}^3.$$

Збільшення моменту опору квадрата при згаданих параметрах становить

$$\square W = \frac{3,3145 - 3,11}{3,11} \cdot 100 = 6,5\%.$$

При додержанні попередніх умов момент опору квадрата збільшується на 6,5%, не дивлячись на те, що маса його декілька зменшується.

В сільському господарстві всім добре відома зигзаг-борона. В конструкції цієї борони мають загострені зуби з поперечним розрізом у вигляді квадрата. Для перевірки моменту опору згаданих зубів можливо використати приведені раніше дослідження.

#### **5.4. Оптимальний момент опору симетрично навантаженої трапеції**

Розробка енергозберігаючих технологій, перш за все, передбачає використання технічних засобів, які забезпечують необхідну їх міцність при якомога меншій масі. Одне з багатьох порушених питань цієї проблеми вирішуємо в наступному дослідженні. На рис. 5.3 представлена рівнобока трапеція, яка симетрично навантажена. Прийняти система координат  $XOY$  і позначені розміри трапеції так, як показано на рисунку. Навантаження діє зверху вниз. З метою визначення моменту інерції  $J_0$  відносно центра тяжіння необхідно знайти відстань  $y_0$  від нижньої основи трапеції до нейтральної вісі  $O_1X_1$ , потім підрахувати момент інерції відносно вісі  $OX$  і, скориставшись відомим із теорії опору матеріалів рівнянням, визначити розшукуємо величину.

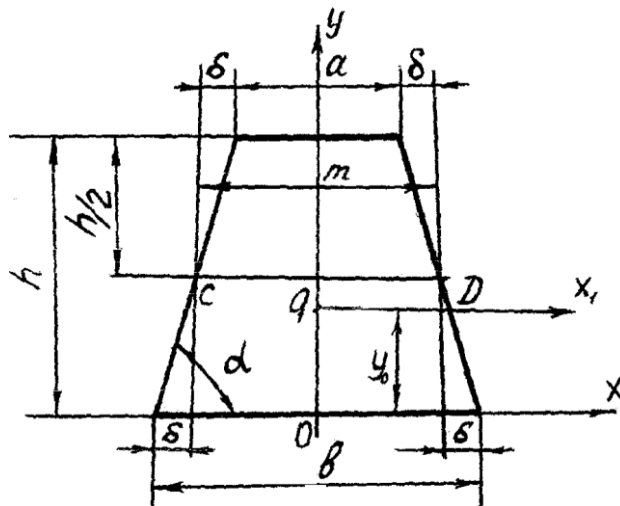


Рис. 5.3. Схема трапеції

Відстань  $y_0$  визначаємо, використовуючи рівняння статичного моменту  $S$  площі фігури  $F$  відносно вісі  $OX$  в такому вигляді:

$$S = \int_0^h y dF, \quad (5.11)$$

де  $dF$  – елементарна площадка.

Елементарна площадка  $dF$  може бути визначена наступним добутком:

$$dF = b_x dy.$$

Змінна величина  $b_x$  знаходиться з подібних трикутників  $\triangle ABD \sim \triangle CKD$

$$\frac{\frac{b}{2} - \frac{b_x}{2}}{\frac{b}{2} - \frac{a}{2}} = \frac{y}{h}.$$

Звідси  $b_x = b - (b - a) \frac{y}{h}$ .

Після підстановки змінної величини  $b_x$  в диференціал площадки, а потім в рівняння (5.11) статичного моменту та інтегрування в зазначених межах маємо:

$$S = b \int_0^h y dy = \frac{b}{h} \int_0^h y^2 dy = \frac{h^2(b+2a)}{6}. \quad (5.12)$$

Відстань  $y_0$  відносно осі дорівнює

$$y_0 = \frac{S}{F}, \quad (5.13)$$

де  $F$  – площа фігури.

Площа  $F$  трапеції в даному випадку становить  $F = \frac{a+b}{2}h$ .

Після підстановки знайдених значень (5.12) в рівняння (5.13) маємо:

$$y_0 = \frac{h(b+2a)}{3(b+a)}. \quad (5.14)$$

Момент інерції  $J_x$  трапеції відносно вісі  $OX$  визначається наступним рівнянням:

$$J_x = \int_0^h y^2 dF. \quad (5.15)$$

Скориставшись попередньо знайденим значенням  $dF$ , маємо:

$$S = b \int_0^h y^2 dy = \frac{b}{h} \int_0^h y^3 dy = \frac{h^3}{12}(b+3a). \quad (5.16)$$

Момент інерції фігури  $J_0$  відносно осі  $O_1X_1$ , яка проходить через центр її тяжіння, дорівнює:

$$J_0 = J_x + Fy_0^2. \quad (5.17)$$

Після підстановки в це рівняння відповідних значень (5.14), маємо:

$$J_0 = \frac{h^3(b^2 + 4ab + a^2)}{36(b+a)}. \quad (5.18)$$

Враховуючи, що момент опору  $W$  являє собою наступне відношення, маємо:

$$W = \frac{J_0}{y_0} = \frac{h^2(b^2 + 4ab + a^2)}{12(b+2a)}. \quad (5.19)$$

Для подальшого дослідження звернемося до рис. 5.3. З нього видно, що проведена пряма лінія паралельна основі  $b$ , перетинає бокові

сторони в точках  $C$  і  $D$ , ділить висоту симетричної трапеції пополам, відокремлює горизонтальний відрізок  $m$ . Вертикальні прямі проведені через точки  $C$  і  $D$  по осі  $OX$  на основі  $b$  відокремлюють два відрізки  $\delta$  так, що

$$b = m + 2\delta, \quad a = m - 2\delta. \quad (5.20)$$

Отримані значення (5.20) підставляємо в рівняння моменту опору (5.19) і після цього маємо:

$$W = \frac{h^2 \left[ (m + 2\delta)^2 + 4(m - 2\delta)(m + 2\delta) + (m - 2\delta)^2 \right]}{12[m + 2\delta + 2(m - 2\delta)]}. \quad (5.21)$$

Після спрощення це рівняння має такий вигляд:

$$W = \frac{h^2 \left[ \frac{6m^2 - 8\delta^2}{12} \right]}{[3m - 2\delta]}. \quad (5.22)$$

Для знаходження екстремального значення візьмемо похідну по величині  $\delta$  і прирівняємо її нулю.

$$\frac{\partial W}{\partial \delta} = \frac{h^2 \left[ \frac{(3d - 2\delta)(-16\delta) - (6m^2 - 8\delta^2)}{(3m - 2\delta)^2} \right]}{12} = 0. \quad (5.23)$$

Вирішуючи це рівняння після розкриття дужок та спрощення, маємо:

$$\delta^2 - 3m\delta + \frac{3}{4}m^2 = 0. \quad (5.24)$$

Після розв'язання квадратичного рівняння отримуємо його корні в наступному вигляді:

$$\delta_1 = m \cdot 2,72247, \quad \delta_2 = m \cdot 0,2753. \quad (5.25)$$

Перший корінь недійсний, тому використовуємо для розрахунків значення другого кореня. Тоді сторони трапеції підраховуються у вигляді:

$$b = m + 2\delta = 1,5506m, \quad a = m - 2\delta = 0,4494m. \quad (5.26)$$

Для того щоб переконатись в отриманому екстремумі візьмемо другу похідну по досліджуваному параметру і виявимо її знак:

$$\frac{\partial^2 W}{\partial \delta^2} = \frac{h^2 \left[ \frac{(32\delta - 48m)(9m^2 - 12m\delta + 4\delta^2) - (12m + 8\delta)(6\delta^2 - 48m\delta + 12m^2)}{(9m^2 - 12m\delta + 4\delta^2)^2} \right]}{12}$$

Після дослідження чисельника цього рівняння маємо:

$$\square 192m^2(1,5m \square \delta) < 0. \quad (5.27)$$

Нерівність (5.27) від'ємна, а це свідчить, що функція моменту опору при знайдених параметрах аргументу набуває максимального значення.

Слід ввести ще одне значення кута  $\alpha$  нахилу бокової сторони трапеції до нижньої її основи так, як показано на рис. 5.4. Мається на увазі тільки рівнобока трапеція. Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\delta} = \frac{h}{2 \cdot 0,2753m} = 1,816 \frac{h}{m},$$

а кут  $\alpha$  має наступне значення:

$$\alpha = \operatorname{arctg} 1,816 \frac{h}{m}. \quad (5.28)$$

Для прикладу візьмемо дві однакові по висоті і площі перерізу фігури. В обох випадках висота дорівнює 6 см, а площа перерізу становить 12 см<sup>2</sup>. В першому варіанті фігура має вигляд прямокутника за ширишки 2 см. В другому – трапеції. Момент опору  $W_{II}$  для прямокутника для загальних параметрів за відомою формулою становить:

$$W_{II} = \frac{bh^2}{6} = 12 \text{ см}^3.$$

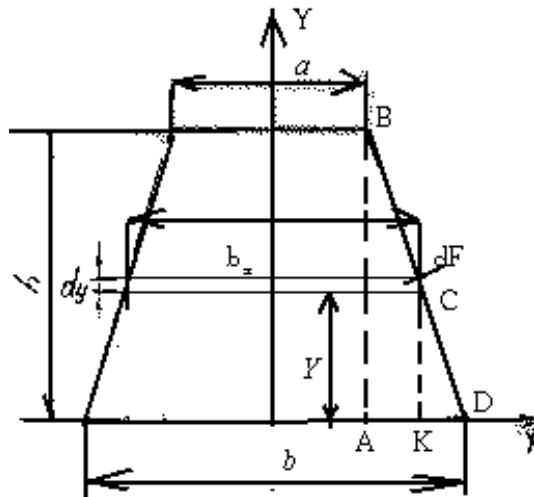


Рис. 5.4. Схема трапеції.



В другому випадку, згідно формулі (5.26) обчислюємо верхнє і нижнє значення сторін трапеції при  $m=2$  см.

$$b = 1,5506 \cdot 2 = 3,1012 \text{ см,}$$

$$a = 0,4494 \cdot 2 = 0,8988 \text{ см.}$$

При цих параметрах момент опору для рівнобічної трапеції дорівнює згідно (5.22):

$$W_T = \frac{6^2 (3,101^2 + 4 \cdot 3,101 \cdot 0,8988 + 0,8988^2)}{12(3,101 + 2 \cdot 0,8988)} = 13,21 \text{ см}^3$$

Момент опору трапеції в порівнянні з моментом опору такого ж по висоті і площі перерізу прямокутника збільшується приблизно на 10%. Тобто

$$\square W = \frac{13,21 - 12}{12} \cdot 100 = 10,08\% .$$

При вказаних параметрах трапеції бокові її сторони мають протилежний кут  $\alpha$  нахилу, згідно (5.28),  $\alpha = 79,6^\circ$ .

### 5.5. Розрахунок рівномісних пустотілих конструкцій

Іноді при розрахунку пустотілих конструкцій виникають складності. Тому на деяких прикладах покажемо вирішення згаданих задач.

Необхідно розрахувати рівномісну пустотілу навантажену на кінці силою  $P$  круглу конструкцію довжиною  $l$ , зовнішнім радіусом  $R$  і внутрішнім радіусом  $r$  (рис.5.5). Один кінець конструкції жорстко закріплений, а сила прикладена з протилежної сторони. Вибрана система координат  $XOYZ$ . Вісь  $OX$  розташована симетрично подовж цієї конструкції.

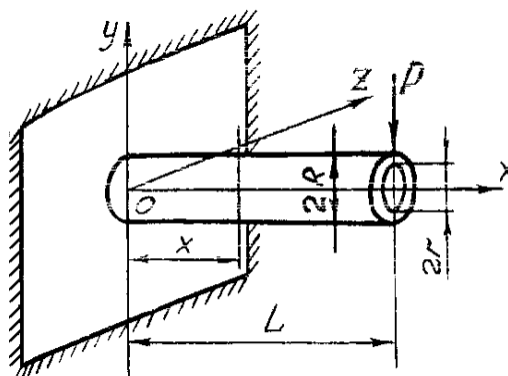


Рис. 5.5. Схема конструкції.

Відомо, що згинаючий момент в такому випадку в будь-якому перерізі на відстані  $x$  від початку відліку точки  $O$  дорівнює

$$M_{зг} = P(l - x). \quad (5.29)$$

В той же час згинаючий момент дорівнює добутку моменту опору  $W$  на допустиме нормальне напруження матеріалу  $[\sigma]$ . Тобто

$$M = W[\sigma]. \quad (5.30)$$

В свою чергу момент опору  $W$  дорівнює відношенню моменту інерції  $J$  на максимальну відстань часток матеріалу відносно горизонтальної осі  $Z$ . Момент інерції  $J$  для пустотілого колового перерізу відносно осі  $Z$  становить  $J_z = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$ . А момент опору

$$W = \frac{\pi}{4R}(R^4 - r^4).$$

Необхідно вилучити з цього рівняння значення внутрішнього радіуса  $r$ , прийнявши відношення  $\frac{r}{R} = \delta$ . Тоді  $r = R\delta$ .

$$\text{При цьому } W = \frac{\pi R^3}{4}(1 - \delta^4), \text{ або } W = \frac{\pi}{32}d^3(1 - \delta^4) \approx 0,1d^3(1 - \delta^4).$$

Прирівнюючи згинаючий момент (5.29) його попередньо згаданому значенню і вирішуючи рівняння відносно діаметра рівномірної труби, маємо:

$$d = \frac{P(l - x) 0,11 \delta}{\sqrt[4]{\frac{[\sigma]}{1 - \delta^4}}}. \quad (5.30)$$

Значення  $\delta$  приблизно приймаємо постійним, яким необхідно задатись.

Приклад. Розрахувати рівномірну трубу при таких даних:  $P=15$  кН,  $[\sigma]=80$  МПа,  $l=1$  м,  $\delta=0,9$  і  $\delta=0,95$ . Надаємо значення  $x_1=0$ ,  $x_2=0,25$  м,  $x_3=0,5$  м,  $x_4=0,75$  м.

В чотирьох перерізах знаходимо значення розміру труби. При цьому маємо:

$$\text{при } \delta=0,95: d_{x=0}=0,1 \text{ м } \quad d_{x=0,25}=0,081 \text{ м } \quad d_{x=0,5}=0,071 \text{ м } \quad d_{x=0,75}=0,05 \text{ м}$$

$$\text{при } \delta=0,9: d_{x=0}=0,073 \text{ м } \quad d_{x=0,25}=0,063 \text{ м } \quad d_{x=0,5}=0,052 \text{ м } \quad d_{x=0,75}=0,036 \text{ м}$$

В дійсності значення  $\delta$  буде різним в будь-якому перерізі. Тому краще приймати його цілком умовно. Після підрахунків виникає потреба виготовити рівномірну конструкцію. Тоді потрібно виконати наступні вправи. Накреслюють в масштабі контур циліндрової споруди і проводять подовж утворюючих конуса лінії до їх перетину в од-

ній точці  $C$  (рис.5.6). З точки  $C$  радіусами  $R^*$  і  $r^*$  проводять дугу. По більшій і меншій дузі виділяють по обидві сторони від осі симетрії по три радіуси  $R$  і  $r$ , а також фіксують точками  $DE$  і  $FK$ . Потім їх сполучають між собою і отриманий контур вирізають і з'єднують. Отримують конус, який і являє собою рівноміцну розрахункову конструкцію.

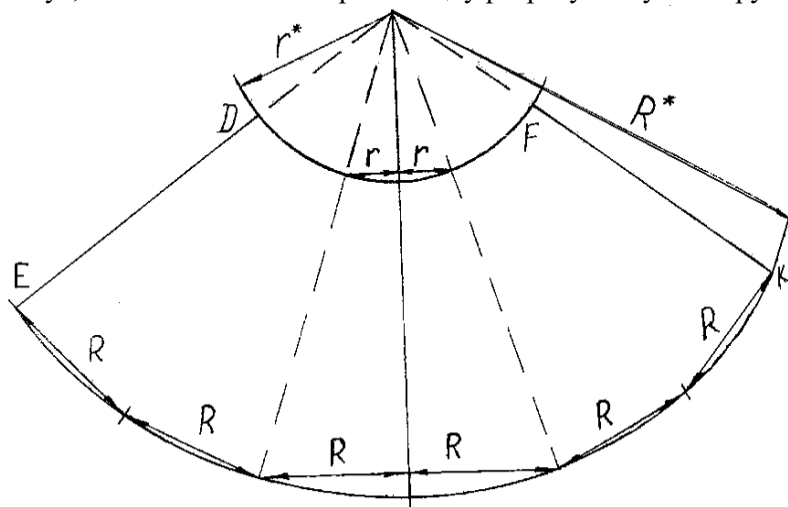


Рис. 5.6. Розгортка конуса.

Якщо необхідно знайти рівноміцну конструкцію пустотілого квадратного перерізу з зовнішнім розміром  $B$  і внутрішнім  $b$ , послідовність розрахунків така ж як і попередньо викладена.

В цьому випадку момент інерції  $J = \frac{B^4 - b^4}{12}$ , а після введення відношення  $\frac{b}{B} = \delta$  і вирішення відносно моменту опору, маємо

$$W = \frac{B^3}{6} (1 - \delta^4)$$

Прирівнюючи добуток моменту опору і допустимого напруження  $[\sigma]$  згинаючому моменту, і розв'язуючи це рівняння відносно зовнішнього розміру перерізу, маємо:

$$B = \sqrt{\frac{6P(l)}{[\sigma] (1 - \delta^4)}} \quad (5.31)$$

**Приклад.** Знайти рівномірну пустотілу квадратного перерізу трубу при таких параметрах:  $P=15$  кН,  $[\sigma]=80$  МПа,  $l=1$  м,  $\delta=0,95$ . Обчислюємо зовнішній розмір перерізу квадрата в чотирьох місцях при  $x_1=0$ ,  $x_2=0,25$  м,  $x_3=0,5$  м,  $x_4=0,75$  м. При цьому  $B_{x=0}=0,07787$  м;  $B_{x=0,25}=0,067$  м;  $B_{x=0,5}=0,055$  м;  $B_{x=0,75}=0,038$  м.

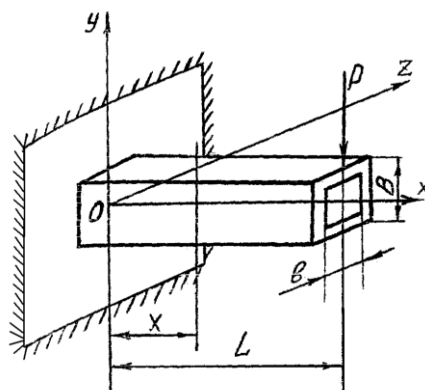


Рис. 5.7. Схема конструкції.

### 5.6. Оптимальні параметри спарених круглих місткостей

Трапляються випадки, коли виникає потреба в виготовленні місткостей, в яких можливо зберігати різні продукти за своїм призначенням і якість. Відомо, наприклад, що оптимальне відношення місткості круглого перерізу відбувається у випадку коли її діаметр дорівнює висоті (або довжині). Використовуючи цю методику, визначимо оптимальне співвідношення попередньо згаданої спареної місткості. На рис.5.8 показана спарена ємність. Бокова поверхня  $S$  такої ємності становить

$$S = 2\pi RH + 3\pi R^2. \quad (5.32)$$

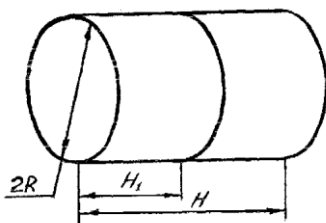


Рис. 5.8. Схема спареної ємності.

Об'єм  $W$  цієї місткості дорівнює

$$W = \pi R^2 H. \quad (5.33)$$

Після заміни однієї змінної величини  $H$  в рівнянні бокової поверхні, маємо:

$$S = \frac{2W}{R} + 3\pi R^2. \quad (5.34)$$

Перша похідна взята по параметру  $R$  і прирівняна нулю:

$$\frac{\partial S}{\partial R} = \frac{2W}{R^2} + 6\pi R = 0. \quad (5.35)$$

Після підстановки значення об'єму в це рівняння і вирішення його відносно параметра  $H$ , маємо:

$$H = 3R. \quad (5.36)$$

При умові, що  $H=2H_1$ , отримуємо:

$$H_1 = 1,5R. \quad (5.37)$$

Друга похідна виразу (5.34) береться для визначення знаку і має такий вигляд:

$$\frac{\partial^2 S}{\partial R^2} = \frac{2W}{R^3} + 6\pi > 0. \quad (5.38)$$

Це свідчить що функція  $S$  бокової поверхні позитивна і при умові (5.36) і (5.37) має мінімум.

Приклад. Підрахувати економію матеріалу при застосуванні спареної ємності на  $1000 \text{ см}^3$  в порівнянні з традиційною місткістю на  $2 \times 500 \text{ см}^3$ .

Спарений варіант

$$W_1 = \pi R^2 H, \quad H_1 = 1,5R, \quad H = 3R, \quad W_1 = 3\pi R^3 = 1000 \text{ см}^3,$$

$$R = \sqrt[3]{\frac{1000}{3\pi}} = 4,73 \text{ см}, \quad S = 3\pi R^2 + 6\pi R^2 = 9\pi R^2 = 633,55 \text{ см}^2.$$

Традиційний варіант

$$W_2 = \pi R^2 H, \quad H = 2R, \quad W_2 = 2\pi R^3 = 500 \text{ см}^3, \quad R = \sqrt[3]{\frac{500}{2\pi}} = 4,3 \text{ см},$$

$$S = 2\pi R^2 + 4\pi R^2 = 6\pi R^2 = 348,67 \text{ см}^2, \quad 2S = 697,34 \text{ см}^2.$$

Відносна економія становить

$$\Delta S = \frac{697,34 - 63,55}{633,55^3} \cdot 100 = 10,06\%. \quad (5.39)$$

Більш важливо отримати рішення в загальному вигляді при умові, що місткість (рис. 5.9) має  $n$  відділень. Тобто  $H = H_1 n$ . В цьому випадку бокова поверхня  $S$  такої місткості становить

$$S = 2\pi R H + (n+1)\pi R^2. \quad (5.40)$$

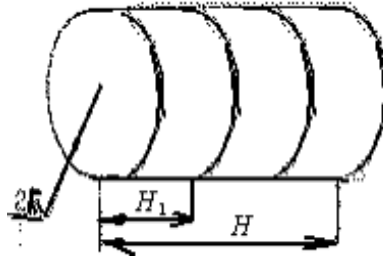


Рис. 5.9. Схема багатосекційної місткості.

Об'єм  $W$  дорівнює

$$W = \pi R^2 H. \quad (5.41)$$

Після заміни змінної величини  $H$  в рівнянні (5.46) і взяття похідної функції бокової поверхні по параметру  $R$ , маємо:

$$\frac{\partial S}{\partial R} = \Delta \frac{2W}{R^2} + 2(n+1)\pi R = 0. \quad (5.42)$$

Звідки

$$H = (n+1)R, \quad (5.43)$$

а

$$H_1 = \frac{(n+1)}{n} R. \quad (5.44)$$

При  $n \rightarrow \infty$ ,  $H_1 \rightarrow R$ .

Друга похідна функції бокової поверхні  $S$  по параметру  $R$  має позитивний знак:

$$\frac{\partial^2 S}{\partial R^2} = \frac{4W}{R^3} + 2(n+1)\pi > 0, \quad (4.45)$$

що свідчить про її мінімум при зазначених умовах (5.43) і (5.44).

### 5.7. Оптимальні параметри спареної місткості прямокутного перерізу

Необхідно визначити співвідношення сторін між собою при умові мінімального використання матеріалу при її виготовленні (рис.5.10). Відомо, що мінімум складної функції досягається у випадку досягнення мінімуму його складових. Розглянемо площу  $F$  прямокутника зі сторонами  $a$  і  $b$ .

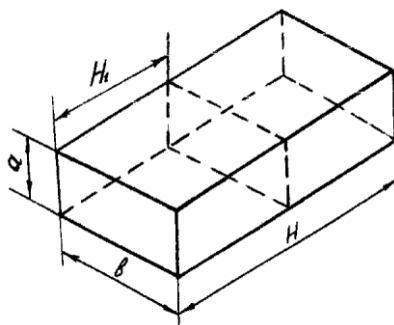


Рис. 5.10. Схема спареної місткості прямокутного перерізу.

Периметр  $P$  цього прямокутника дорівнює

$$P = 2a + 2b . \quad (5.46)$$

При незмінній величині площі  $F$  сторона  $b$ , наприклад, становить

$$b = \frac{F}{a} . \quad (5.47)$$

Після підстановки отриманого значення в рівняння периметра (5.46), маємо

$$P = 2a + \frac{2F}{a} . \quad (5.48)$$

Оптимальне значення периметра знайдемо шляхом визначення похідної по параметру змінної величини  $a$ :

$$\frac{\partial P}{\partial a} = 2 - \frac{2F}{a^2} = 0 , \quad (5.49)$$

звідки маємо 
$$F = a^2 . \quad (5.50)$$

Тобто у випадку, коли  $b=a$ . Визначаємо другу похідну по тому ж параметру і отримуємо

$$\frac{\partial^2 P}{\partial a^2} = \frac{4F}{a^3} > 0. \quad (5.51)$$

Це свідчить, що функція має мінімум.

Розглядаємо об'єм  $W$  фігури (рис.5.10) при отриманих значеннях  $b=a$ :

$$W = a^2 H. \quad (5.52)$$

$$\text{Бокова поверхня } S \text{ дорівнює } S = 3a^2 + 4aH. \quad (5.53)$$

$$\text{При незмінному об'ємі } W, \text{ величина } H = \frac{W}{a^2}. \quad (5.54)$$

$$\text{При цих умовах бокова поверхня } S = 3a^2 + \frac{4W}{a}. \quad (5.55)$$

Похідна цієї функції по параметру  $a$  становить

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 6a - \frac{4W}{a^2} = 0. \quad (5.56)$$

Друга похідна позитивна:

$$\frac{\partial^2 S}{\partial a^2} = 6 + \frac{8W}{a^3} > 0, \quad (5.57)$$

що свідчить про мінімум функції.

Після підстановки в (5.56) значення об'єму  $W$  і розв'язання його відносно довжини  $H$  маємо

$$H = 1,5 a, \quad (5.58)$$

$$\text{а величина } H_1 \text{ дорівнює } H_1 = 0,75a. \quad (5.59)$$

Приклад. Визначити економію матеріалу, використавши конструкцію спареної місткості квадратного перерізу в порівнянні з двома окремими кубами на  $500 \text{ см}^3$ .

$$W_1 = 500 \text{ см}^3 = a^3, \quad a = \sqrt[3]{500} = 7,937 \text{ см.}$$

Бокова поверхня одного куба  $S_1 = 377,97 \text{ см}^2$ , а  $2S_1 = 755,95 \text{ см}^2$ .

Спарена місткість:

$$W_2 = 1000 \text{ см}^3 = 1,5a^3, \quad a = \sqrt[3]{\frac{1000}{1,5}} = 8,735 \text{ см.}$$

Бокова поверхня спареної місткості  $S_2 = 3 \cdot 8,735^2 + 4 \cdot 8,735^2 \cdot 1,5 =$



=686,7см<sup>2</sup>.

Відносна економія матеріалу становить при виготовленні спареної місткості

$$\square S = \frac{S_1 \square S_2}{S_2} \cdot 100 = \frac{755,95 \square 686,7}{686,7} \cdot 100 = 10,08\%.$$

Знайдемо рішення в загальному вигляді при умові, що згадана місткість має  $n$  відділень  $H=H_1n$ .

В цьому випадку бокова поверхня  $S$  становить

$$S = (n+1)a^2 + 4aH. \quad (5.60)$$

Об'єм  $W$  цієї місткості дорівнює

$$W = a^2H. \quad (5.61)$$

Після заміни величини  $H$  із рівняння (5.61) і підстановки її в рівняння (5.60) маємо:

$$S = (n+1)a^2 + \frac{4W}{a}. \quad (5.62)$$

Похідна функції  $S$  по параметру  $a$ , прирівняна до нуля, має такий вигляд:

$$\frac{\partial S}{\partial a} = 2(n+1)a \square \frac{4W}{a^2} = 0. \quad (5.63)$$

Замінюючи значення об'єму у цьому рівнянні та розв'язуючи його відносно величини  $H$ , маємо

$$H = H_1n = \frac{a(n+1)}{2}, \quad (5.64)$$

а

$$H = \frac{a(n+1)}{2n}. \quad (6.65)$$

При умові, що  $n \rightarrow \infty$ ,  $H_1 \rightarrow \frac{a}{2}$ .

Друга похідна виразу (5.62) позитивна

$$\frac{\partial^2 S}{\partial a^2} = 2(n+1) \square \frac{8W}{a^3} > 0, \quad (5.66)$$

що свідчить про мінімум функції при визначених умовах.

## **6. ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА**

### **6.1. Загальні положення проектування**

Перед тим, як приступити до проектування машин для тваринництва, необхідно ознайомитись з досліджуваними питаннями із літературних джерел, а також з авторськими свідоцтвами і розглянути патентні матеріали. При цьому необхідно мати на увазі, що розробляема машина має бути більш досконалою, краще виконувати технологічний процес, мати більшу продуктивність і задовольняти зоотехнічні вимоги.

При розробці машин необхідно приймати до уваги умови, в яких вони будуть працювати, а саме:

- природно-кліматичну характеристику зони, для якої створюється машина;

- зоотехнічні вимоги, які повинна задовольнити розроблювана машина;

- стан механізації робіт тої технологічної операції, для якої проектується машина, вказати позитивні і негативні якості існуючих засобів механізації;

- місце в існуючій системі машин і їх основні параметри, рекомендовані системою машин.

### **6.2. Зоотехнічні вимоги до розробляємої машини**

Для обґрунтування конструкторської розробки необхідно вивчити зоотехнічні вимоги до виконання технологічного процесу або операції, а потім і вимоги в цілому до машини. Для більшості машин по механізації технологічних процесів тваринницьких ферм зоотехнічні вимоги зводяться до наступного:

- якісна обробка продукту, виключення втрат його споживчих речовин;

- універсальність виконання ідентичних технологічних процесів або операцій;

- доступність регулювання продуктивності в відповідності з зоотехнічними вимогами;

  - велика продуктивність, компактність, мала металомісткість;

  - зручність очистки від залишків продуктів, мийки та дезінфекції робочих органів машини;

  - надійність в роботі і простоту в управлінні;

  - доступність застосування засобів автоматизації;

простота в будові та експлуатації;  
 стійкість робочих органів машин проти хімічної дії;  
 виконання технологічного процесу або операції за час, встановлений зоотехнічними вимогами;  
 мати мінімальні енерговитрати і оптимальні техніко-економічні показники.

### 6.3. Вибір раціональної конструкції машини

Виходячи із типу розмірів машини та обладнання по технологічному процесу або операції, які підлягають розробці, проводять технічний огляд, в якому відмічають позитивні і негативні якості роботи машини в виробничих умовах.

Далі аналізують основні техніко-економічні показники машин. Рекомендується проводити аналіз по наступних показниках: питомій металомісткості операції; питомій продуктивності операції; металомісткості машини; капіталовкладень на механізацію операції в розрахунку на одну тварину; затратам праці; коефіцієнту готовності; показнику технічного обслуговування та універсальності машин.

Питома металомісткість операції – один із важливих показників прогресивності машин при їх порівнянні. Її визначають по формулі:

$$M = \frac{G_m \frac{D_1}{D_m} + G_T \frac{D_1}{D_T}}{W_\tau \cdot z \cdot t_g D_1}, \quad (6.1)$$

де  $G_m, G_T$  – відповідно маса машини і трактора, кг;

$D_1$  – тривалість виконання даної роботи, днів;

$D_m, D_T$  – відповідно річне завантаження машини і трактора, днів;

$W_\tau$  – продуктивність машини, Т/г;

$z$  – коефіцієнт використання часу зміни;

$t_g$  – тривалість роботи машини в день, г.

Затрати енергії і ефективність застосування машин різного типу оцінюють питомою продуктивністю:

$$W_N = \frac{W}{N_e}, \quad (6.2)$$

де  $N_e$  – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт.

Металомісткість машини в розрахунку на одну тварину дорівнює:

$$M_T = \frac{1}{P_i} \sum_{i=1}^n G_i n_i, \quad (6.3)$$

де  $G_i$  – маса машини, кг;

$n_i$  – кількість машин;

$P_i$  – поголів'я тварин, обслуговуюче однією машиною.

Капітальні вкладення на механізацію технологічного процесу визначають по формулі

$$k = \frac{1}{P_i} \sum_{i=1}^n B_i n_i, \quad (6.4)$$

де  $B_i$  – вартість машини, гр.

Питомі затрати праці визначають по формулі

$$z = \frac{L}{W_{cm}}, \quad (6.5)$$

де  $L$  – кількість працівників, зайнятих обслуговуванням машини;

$W_{cm}$  – продуктивність машини за 1 годину зміну часу, Т.

Коефіцієнт готовності визначають по формулі

$$K_z = \frac{T_0}{T_0 + T_g}, \quad (6.6)$$

де  $T_0$  – напрацювання на відказ, г;

$T_g$  – середній час відновлення деталі, г.

Універсальність машини визначають по формулі

$$U_m = 1,5 \square \frac{n_{к.в.}}{n_{к.в.} + n_{р.к.}}, \quad (6.7)$$

де  $n_{к.в.}$  – кількість видів існуючих кормів;

$n_{р.к.}$  – кількість видів кормів, які може переробляти машина.

## 7. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ СОЛОМОСИЛОСОРИЗОК

### 7.1. Загальні відомості.

Раціональна схема різального апарату повинна відповідати таким вимогам:

- Мінімальні витрати енергії на роботу різання;
- Більш-менш рівномірне навантаження на вал машини;
- Надійне зацмлення матеріалу на всій робочій довжині леза.

В.П. Горячкін виявив те, що на режими різання впливають такі основні конструктивні розміри:

- $a$  і  $b$  – висота і ширина горловини;
- $h$  – відстань від осі обертання до протиризальної пластини по вертикалі;
- $c$  – відстань від осі обертання до горловини по горизонталі;
- $p$  – виліт ножа в апаратах з прямолінійним лезом.

### 7.2. Визначення основних параметрів дискової соломосилосорізки з прямим лезом.

Визначення розмірів горловини.

Продуктивність соломосилосорізок визначається за формулами:

$$Q = a \cdot b \cdot l_{min} \cdot \rho \cdot n \cdot z, \text{ кг/с} \quad (7.1)$$

або  $Q = 0,16 \cdot a \cdot b \cdot l_{min} \cdot \rho \cdot \omega \cdot z, \text{ кг/с} \quad (7.2)$

де  $a$  і  $b$  – висота і ширина горловини, м;

$l_{min}$  – мінімальна довжина різки, так як  $l = 0,01 \dots 0,12$  м, то

$$l_{min} = 0,01 \text{ м};$$

$\rho$  – об'ємна маса стиснутого продукту, для соломи  $\rho = 120 \dots 160$

$$\text{кг} / \text{м}^3, \text{ для зеленої маси } \rho = 350 \dots 500 \text{ кг} / \text{м}^3;$$

$n$  – частота обертання ріжучого апарата,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\omega$  – кутова швидкість ріжучого апарата, для соломосилосорізок

$$\omega = 35 \dots 45 \text{ с}^{-1};$$

$z$  – кількість ножів на диску,  $z = 2 \dots 6$ .

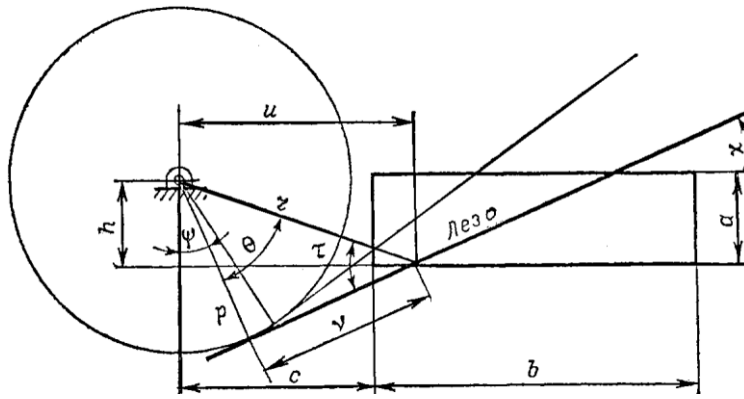


Рис. 7.1. Схема і конструктивні параметри різального апарата з прямим лезом

Для дискових подрібнювачів співвідношення  $a$  і  $b$  таке:

$$k = \frac{a}{b} = 0,25 \dots 0,45.$$

тому  $a = k \cdot b$  (7.3)

Із формули (7.2) з урахуванням формули (7.3) знаходимо:

$$b = \sqrt{\frac{Q}{0,16 \cdot k \cdot l_{min} \cdot \rho \cdot \omega \cdot z}}, \text{ м} \quad (7.4)$$

Потім визначаємо  $a$  за формулою (7.2).

### 7.3. Визначення геометричних параметрів різального апарату.

Відстань від осі обертання до горловини по горизонталі (Рис. 7.1) визначається за формулою:

$$c = \frac{b \cdot \operatorname{tg}(\tau_{min} \square x_{min})}{\operatorname{tg}(\tau_{max} \square x_{max}) \square \operatorname{tg}(\tau_{min} \square x_{min})}, \text{ м} \quad (7.5)$$

де  $\tau_{max}$  – максимальний кут ковзання,  $\tau_{max} = 55^{\circ}$ ;

$\tau_{min}$  – мінімальний кут ковзання,  $\tau_{min} = 40^{\circ}$ ;

$x_{max}$  – максимальний кут защемлення,  $x_{max} = 50^{\circ}$ ;

$x_{min}$  – мінімальний кут защемлення,  $x_{min} = 24^{\circ}$ .

Відстань від осі обертання до протиризальної пластини по вертикалі можна визначити за формулою:

$$h = c \cdot \operatorname{tg}(\tau_{\max} \square x_{\max}), \text{ м} \quad (7.6)$$

Для різального апарату з прямим лезом:

Виліт ножа:

$$p = \frac{h \cdot \sin \tau_{\max}}{\sin(\tau_{\max} \square x_{\max})}, \text{ м} \quad (7.7)$$

Відстань від осі обертання до кінця горловини визначаємо як максимальний радіус дії леза ножа:

$$r_{\max} = \frac{\sin^2 \tau_{\min}}{\sin \tau_{\max}}, \text{ м}, \quad (7.8)$$

мінімальний радіус дії леза ножа:

$$r_{\min} = \frac{p}{\sin \tau_{\max}}, \text{ м}.$$

Мінімальна робоча довжина леза ножа:

$$L_p = \frac{p \cdot (\operatorname{tg} \tau_{\max} \square \operatorname{tg} \tau_{\min})}{\operatorname{tg} \tau_{\max} \cdot \operatorname{tg} \tau_{\min}}, \text{ м} \quad (7.9)$$

Для різального апарату з криволінійним лезом:

$$R = \frac{b(b+2c) + a(a+2h)}{2 \left[ \sqrt{(c+b)^2 + h^2} \cdot \sin \tau_{\max} \square \sqrt{h^2 + c^2} \cdot \sin \tau_{\min} \right]}, \text{ м} \quad (7.10)$$

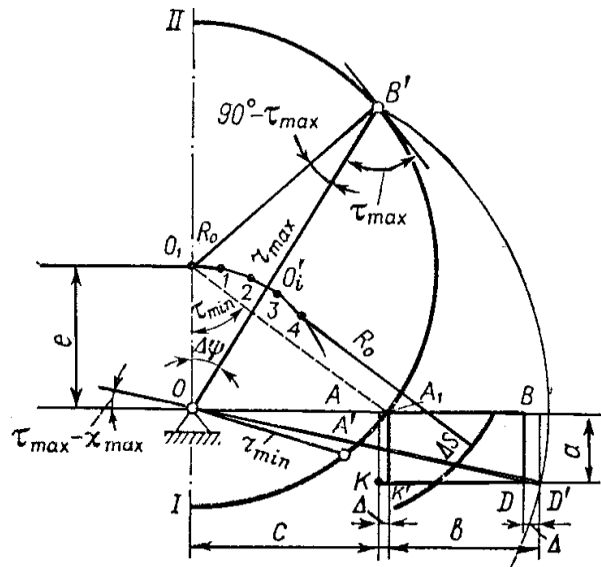
Максимальний радіус:

$$r_{\max} = \frac{c+b}{\cos(\tau_{\max} \square x_{\max})}, \text{ м} \quad (7.11)$$

Мінімальний радіус:

$$r_{\min} = \frac{c+b}{\cos(\tau_{\min} \square x_{\min})}, \text{ м} \quad (7.12)$$

За визначеними величинами будемо форму ножа (рис.7.2).



**Рис. 7.2. Проектування схеми різального апарата з криволінійним лезом**

Потужність на привід подрібнювача визначається за формулою:

$$N = q \cdot l_p \cdot v_c \cdot k, \text{ Вт} \quad (7.13)$$

де  $q$  – питомий опір різанню, для соломи  $q = (3,5 \dots 8) \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ;

$$k = \frac{a}{b} = 0,25 \dots 0,45;$$

$v_c$  – середня швидкість різання;

$$v_c = \pi \cdot n (r_{max} + r_{min}), \text{ м/с}; \quad (7.14)$$

$l_p$  – довжина леза, що приймає участь в роботі,

$$l = \frac{a}{\sin x_c}, \text{ м} \quad (7.15)$$

$$x_c = \frac{x_{max} + x_{min}}{2} \quad (7.16)$$



#### 7.4. Визначення основних параметрів барабанної соломосилосорізки

За формулою (7.4) знаходимо ширину горловини  $b$  з урахуванням того, що  $a = 0,04 \dots 0,06$  м, а кутова швидкість для соломосилосорізок складає  $40 \dots 60 \text{ с}^{-1}$ , а для силосозбиральних комбайнів –  $100 \dots 150 \text{ с}^{-1}$ .

Потім визначаємо діаметр барабана:

$$D_{\bar{o}} = \frac{z}{\pi} (b \cdot \operatorname{tg} x \square a), \text{ м.} \quad (7.17)$$

де  $x$  – кут установки ножів на барабані,  $x = 24 \dots 30^{\circ}$ ;

$z$  – максимальна кількість ножів на барабані,  $z = 3 \dots 6$ .

Довжина барабана приймається з урахуванням ширини горловини:

$$L_{\bar{o}} > b, \text{ м.} \quad (7.18)$$

Довжина ножа, що приймає участь у різанні:

$$l_p = \frac{a}{\sin x}, \text{ м} \quad (7.19)$$

Повна довжина ножа:

$$L = \frac{b}{\cos x}, \text{ м} \quad (7.20)$$

Радіус кривизни ножів можна прийняти

$$R_H = (3 \dots 5) D_{\bar{o}}, \text{ м} \quad (7.21)$$

Потужність на привід барабанного подрібнювача визначається за формулою:

$$N = \pi \cdot q \cdot b \cdot D_{\bar{o}} \cdot n, \text{ Вт} \quad (7.22)$$

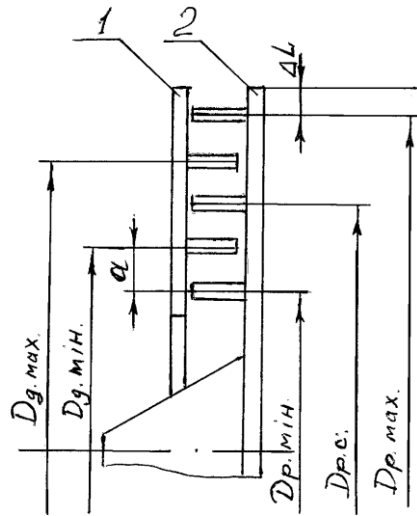
А з урахуванням опору повітря і на холостий хід:

$$N_p = \frac{5}{3} N, \text{ Вт} \quad (7.23)$$

#### 7.5. Розрахунки штифтового подрібнювача

Подрібнювач складається з рухомого диска і нерухомого, на яких концентрично встановлено штифти. В поперечному розрізі штифти ротора і нерухомого диска входять в проміжки між собою (рис. 7.3). Повітряний потік, що створюється лопатями, а також відцентровачами

подають матеріал в зазор між штифтами, де він подрібнюється на частки розміром до 10 ...30 мм із розщепленням стеблі впродовж волокон. Подрібнений матеріал повітряним потоком вивантажується із подрібнювача.



**Рис. 7.3. Розрахункова схема штифтового подрібнювача**  
1 – нерухомий диск, 2 – рухомий диск (ротор).

Розрахунки подрібнювача проводимо, виходячи із заданої продуктивності  $Q_p$ .

$$Q_p = z_p \cdot \alpha, \text{ кг/с} \quad (7.24)$$

де  $z_p$  – кількість штифтів на роторі, шт.;

$\alpha$  – питома продуктивність на один штифт,

$$\alpha = 0,007 \dots 0,035 \frac{\text{кг}}{\text{с} \cdot \text{шт}}.$$

Звідси кількість штифтів на роторі буде:

$$z_p = \frac{Q_p}{\alpha}, \text{ шт.} \quad (7.25)$$

Кількість штифтів на нерухомому диску буде:

$$z_d = z_p \cdot \varepsilon, \text{ шт.} \quad (7.26)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт пропорціональності,  $\varepsilon = 0,7 \dots 0,8$ .

Розрахована кількість штифтів округляється до цілого числа.

Приймаємо кількість рядів штифтів на роторі і нерухомому диску: звичайно приймають три ряди штифтів на роторі і два на нерухомому диску. В цьому випадку одержуємо найбільшу ефективність процесу подрібнення і вивантаження корму.

Кількість штифтів в рядах визначається за формулою:

$$m = \frac{z}{N}, \text{ шт.} \quad (7.27)$$

де  $z$  – кількість штифтів на роторі або диску, шт.;

$N$  – кількість рядів на роторі або диску, шт..

Штифти розміщуються в шахматному порядку по двох або більше концентричних колах. Кут між суміжними штифтами в ряду буде такий:

$$\Theta = \frac{2\pi}{m}, \text{ рад.} \quad (7.28)$$

$$\Theta = \frac{360}{m}, \text{ град.} \quad (7.29)$$

Кут між суміжними штифтами різних рядів буде такий:

$$\Theta_p = \frac{\Theta}{2}, \text{ град (рад)} \quad (7.30)$$

Визначаємо довжину (глибину) камери подрібнення:

$$L = L_i + 2\Delta L, \quad (7.31)$$

де  $L_i$  – відстань між крайніми рядами штифтів, м;

$\Delta L$  – відстань від крайнього ряду до краю ротора,

$\Delta L = 0,018 \dots 0,02$  м.

$$L_i = (N_p + N_d \cdot \Delta L) \cdot a, \text{ м} \quad (7.32)$$

де  $a$  – відстань між сусідніми рядами штифтів,  $a = 0,025 \dots 0,028$  м.

$N_p$  і  $N_d$  – кількість рядів на роторі і диску, шт.

Визначаємо діаметри концентричних кіл на роторі і диску для розміщення рядів штифтів:

Мінімальний діаметр на роторі:

$$D_{p.min} = \frac{v_{min} \cdot t \cdot m_p}{\pi}, \text{ м} \quad (7.33)$$

де  $v_{min}$  – мінімальна швидкість руху штифтів на внутрішньому колі ротора,  $v_{min} = 38 \dots 47$  м/с;

$t$  – час, за який ротор повертається на кут  $\frac{\Theta}{2}$ ,  $t = (4,5 \dots 7,5) \cdot 10^3$  с.

$$D_{p.c} = D_{p.min} + 4a, \text{ м} \quad (7.34)$$

$$D_{p.max} = D_{p.min} + 8a, \text{ м} \quad (7.35)$$

$$D_{\dot{\delta} min.} = D_{p.min} + 2a, \text{ м} \quad (7.36)$$

$$D_{\dot{\delta} max.} = D_{p.min} + 6a, \text{ м} \quad (7.37)$$

Частота обертання ротора визначається за формулою:

$$n = \frac{v_{min}}{\pi \cdot D_{p.min}}, \text{ с}^{-1} \quad (7.38)$$

кутова швидкість  $\omega = \frac{2v_{min}}{D_{p.min}}, \text{ с}^{-1} \quad (7.39)$

## 7.6. Розрахунок потужності на привід подрібнювача

Так як подрібнювач обладнується живильником і вивантажувальним пристроєм, то загальна потужність на привід складає:

$$N = N_{жс} + N_n + N_{х.х.} + N_{мп}, \text{ Вт} \quad (7.40)$$

де  $N_{жс}$  – потужність, що витрачається на привід живильника (розрахунки приводиться далі), Вт;

$N_n$  – потужність, що витрачається на подрібнення матеріалу, Вт;

$N_{х.х.}$  – потужність, що витрачається на холостий хід подрібнювача, Вт;

$N_{мп}$  – потужність, що витрачається на вивантажувальний пристрій (розрахунки приводяться далі), Вт.

Потужність, що витрачається на подрібнення матеріалу точно визначити неможливо, тому що вона залежить від багатьох складових (геометричні і кінематичні параметри, фізико-механічні властивості стеблових кормів, які змінюються в залежності від культури, строку зберігання, вологості тощо), тому приблизно, з достатньою вірогідністю її можна визначити за формулою:

$$N_n = k \cdot Q \cdot v_c^2, \text{ Вт} \quad (7.41)$$

де  $k$  – коефіцієнт, що враховує геометричні і кінематичні параметри, а також фізико-механічні властивості матеріалів,  $k = 8 \dots 8,5$ ;

$Q$  – продуктивність подрібнювача, кг/с;

$v_c$  – середня швидкість штифтів,  $v_c = 40 \dots 55$  м/с.

Потужність  $N_{z.z.}$  можна визначити по емпіричній формулі:

$$N_{z.z.} = g(A \cdot \omega + B \cdot \omega^2), \text{ Вт} \quad (7.42)$$

де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ;

$A$  і  $B$  – коефіцієнти, одержані дослідним шляхом:  $A = 0,6$ ,

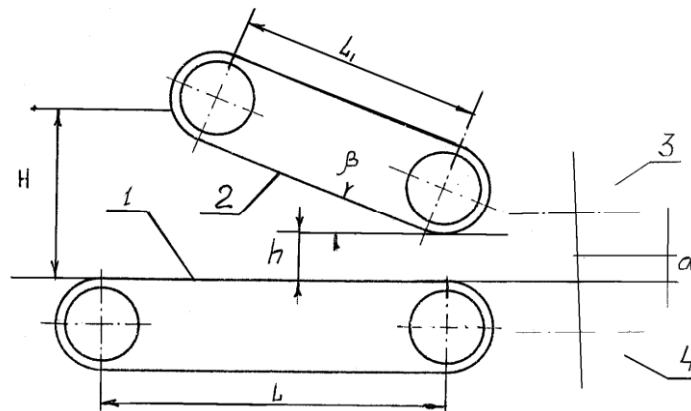
$B = 0,68 \cdot 10^{-5}$ ;

$\omega$  – кутова швидкість ротора,  $\omega = 2\pi n, \text{ с}^{-1}$ .

$n$  – оберти ротора,  $\text{с}^{-1}$ .

### 7.7. Визначення геометричних і кінематичних параметрів живильника

З урахуванням того, що об'ємна маса насипних соломи, сіна або зеленої маси незначна, то найбільш раціональною схемою живильника може бути схема, що приведена на рис. 7.4.



**Рис. 7.4. Схема живильника**

1 і 2 – транспортери; 3 і 4 – вальці.

Така конструкція дозволяє стискувати матеріал, збільшувати його об'ємну масу, подаючи його на вальці тонким шаром, що дозволяє зменшувати діаметр вальців.

Продуктивність живильника визначається за формулою:

$$Q = a \cdot b \cdot v \cdot \rho, \text{ кг/с} \quad (7.43)$$

де  $v$  – швидкість подачі маси;

$\rho$  – об'ємна маса стиснутого продукту,  $\text{кг/м}^3$ .

або 
$$Q = H \cdot b \cdot v \cdot \rho', \text{ кг/с} \quad (7.44)$$

де  $\rho'$  – об'ємна маса насипного продукту, для соломи

$$\rho' = 48 \dots 72 \text{ кг/м}^3.$$

$$\frac{h}{H} = 0,4 \dots 0,6$$

де  $H$  – товщина шару матеріалу до ущільнення, м;

$h$  – товщина шару матеріалу після ущемлення, м.

Для зтягування шару соломи в зазор між транспортерами живильниками необхідно виконання умови, що кут тертя  $\phi$  похилого транспортера по соломі був більше кута нахилу транспортера  $\beta$  :

$$\beta < \phi$$

Для соломи  $\phi = 17 \dots 27^\circ$ ,  $\beta = 20^\circ$ .

В існуючих конструкціях подрібнювачів прийняті такі розміри:

$$L = 1,2 \dots 1,6 \text{ м}$$

$$L_i = 0,3 \dots 0,5 \text{ м}$$

Ширина транспортера відповідає ширині горловини  $b$ .

### 7.7. Визначення діаметра вальців живильника

$$d_b = \frac{h \square a'}{1 \square \cos \alpha}, \text{ м} \quad (7.45)$$

$$h = 4 \dots 6 a', \text{ м} \quad (7.46)$$

$$a' = 0,7 a, \text{ м} \quad (7.47)$$

$\alpha$  – кут зтягування соломи,  $\alpha = 20^\circ$ .

За розміром висоти горловини визначаємо  $a'$ ,  $h$ ,  $d_b$  і  $H$ .

Для того, щоб зменшити діаметр вальців, їх поверхню роблять рифленою.

Довжина вальців  $l_g = b$ , м.

Частоту обертання вальців визначаємо за формулою:

$$n_{\epsilon} = \frac{l \cdot z \cdot n}{\pi \cdot d_{\epsilon}}, \text{ c}^{-1} \quad (7.48)$$

де  $z$  – кількість ножів на подрібнювачі;

$l$  – відповідна довжина різки, м;

$n$  – частота обертання подрібнювача,  $\text{c}^{-1}$ .

Максимальна частота обертання вальців визначається з формули

(7.44) з урахування того, що  $v = 2\pi \cdot n_{\epsilon} \cdot R_{\epsilon} = \pi \cdot n_{\epsilon} \cdot d_{\epsilon}$ , м/с:

$$n_{\epsilon} = \frac{Q}{\pi \cdot a \cdot b \cdot \rho \cdot d_{\epsilon}}, \text{ c}^{-1} \quad (7.49)$$

Швидкість подачі корму при різній довжині різки і кількості ножів:

$$V = l \cdot z \cdot n, \text{ м/с} \quad (7.50)$$

### 7.9. Визначення потужності, необхідної для приводу живильника

Потужність на привід живильника складається з потужностей на привід горизонтального транспортера  $N_z$ , на привід притисного транспортера  $N_{np}$  і на привід вальців  $N_{\epsilon}$ :

$$N_{\text{жс}} = N_z + N_{np} + N_{\epsilon}, \text{ Вт} \quad (7.51)$$

Розрахунки потужності на привід горизонтального і притисного транспортерів проводять з урахуванням типу транспортерів (стрічковий, ланцюгово-планчатий тощо), а також стискання продукту між транспортерами.

Потужність на привід вальців визначають за формулою:

$$N_{\epsilon} = \pi \cdot l_{\epsilon} \cdot q \cdot d_{\epsilon} \cdot n_{\epsilon} \cdot f, \text{ Вт} \quad (7.52)$$

де  $q$  – питомий тиск вальців на соломі,  $q = 1,6 \cdot 10^4 \dots 1,9 \cdot 10^4$ , Н/м;

$f$  – коефіцієнт тертя соломи по вальцях,  $f = 0,6 \dots 0,7$ .

В зв'язку з тим, що довжина транспортерів живильника незначне і основне навантаження на них – це опір матеріалу при його стискуванні між транспортерами, то потужність на їх привід попередньо можна приблизно визначити за формулою:

$$N_z + N_{np} = 2q \cdot b \cdot v \cdot f, \text{ Вт} \quad (7.53)$$

### 7.10. Розрахунки пневматичного вивантажувального пристрою

Витрати повітря визначають за формулою:

$$Q_n = \frac{Q}{\alpha \cdot \rho_n}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.54)$$

де  $Q$  – продуктивність подрібнювача, кг/с.

$\alpha$  – коефіцієнт вагової концентрації суміші в трубопроводі, для низького і середнього тиску,  $\alpha = 0,5 \dots 5$ ;

$\rho_n$  – щільність повітря,  $\rho = 1,29 \text{ кг/м}^3$ .

В той же час  $Q_n$  визначають по другій формулі:

$$Q_n = \frac{\pi d_m^2 \cdot V_n}{4}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (7.55)$$

де  $d_m$  – діаметр трубопроводу, м;

$V_n$  – швидкість руху повітря в трубопроводі, м/с;

$$V_n = (1,25 \dots 2,5) V_{кр}, \text{ м/с} \quad (7.56)$$

де  $V_{кр}$  – критична швидкість руху повітря, визначаємо по таблиці.

Таблиця. Критична швидкість руху повітря, м/с

Матеріали	$V_{кр}$
Солома пшениці	12 ... 19
Солома жита	6,4 ... 8,4
Солома вівса	7,0 ... 8,7
Полова гречана	0,92 ... 2,73
Полова	0,67 ... 3,1
Солома, різана довжиною до 100 мм	3,5 ... 4,25
Зелена маса різана	5,0 ... 7,5

В тому випадку, коли машину використовують для подрібнення як соломи, так і зеленої маси, то розрахунки ведуть по зеленій масі.

Порівнюючи праві частини рівнянь (7.54) і (7.55) визначаємо діаметр трубопроводу:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot V_n \cdot \alpha \cdot \rho_n}}, \text{ м} \quad (7.57)$$



Для створення необхідної швидкості руху суміші повітря і матеріалу і для подолання опору в трубопроводі необхідно створити перепад тисків:

$$H = H_{дин} + H_{ст}, H/m^2 \quad (7.58)$$

Динамічний тиск визначають за формулою:

$$H_{дин} = \rho \cdot \frac{V_n^2}{2g} \cdot \left(1 + \alpha \frac{m^2}{V^2}\right) H/m^2 \quad (7.59)$$

де  $\frac{V_m}{V_n}$  – відношення середньої швидкості,  $\frac{V_m}{V_n} = 0,65 \dots 0,85$ ;

$g$  – прискорення сили тяжіння,  $m/c^2$ .

Величину статичного тиску визначають таким чином:

$$H_{ст} = H_{нід} + H_{мп} + H_m, H/m^2 \quad (7.60)$$

де  $H_{нід}$  – витрати тиску на піднімання суміші маси і повітря,  $H/m^2$ ;

$H_{мп}$  – витрати тиску на тертя при транспортуванні суміші в трубопроводі,  $H/m^2$ ;

$H_m$  – витрати тиску в місцевих переходах (коліна, дифузори, дефлектори),  $H/m^2$ ;

$$H_{нід} = (1 + \alpha) \cdot \rho_n \cdot h, H/m^2 \quad (7.61)$$

де  $h$  – висота транспортування суміші, м.

$$H_{мп} = \lambda_c \frac{l_i V_n^2}{d_m \cdot 2g} (1 + \alpha) \cdot \rho_n, H/m^2 \quad (7.62)$$

де  $l_i$  – довжина трубопроводу, м;

$\lambda_c$  – коефіцієнт опору руху суміші,  $\lambda_c = (1,2 \dots 1,5) \cdot \lambda_n$ .

$$\lambda_n = 0,0124 + \frac{0,0011}{d_m} \quad (7.63)$$

$$H_m = \xi \frac{V_n^2 \cdot \rho_n}{2g}, H/m^2 \quad (7.64)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт опору руху в переході,  $\xi = 0,16$ .

Потужність, яка необхідна для транспортування подрібненої маси визначається за формулою:

$$N = Q_H \cdot H \cdot g, Вт \quad (7.65)$$

## 8. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ДРОБАРОК КОРМІВ

### 8.1. Загальні відомості

Відомо, що найбільш поживні корма, до яких відноситься зерно, макуха, зерно кукурудзи, кукурудза в качанах та інші неможливо згодувати великій рогатій худобі, молодняку і свиням в не переробленому вигляді.

Для обробки таких кормів використовують той чи інший спосіб їх подрібнення. В деяких фермерських господарствах для подрібнення макухи використовують макуходробарки, а для розмолу зерна використовують жорнові млини.

В приватних сільськогосподарських підприємствах використовують молоткові дробарки для подрібнення зерна, кукурудзи в качанах, макухи, сіна, мінеральних кормових домішок та інших кормів.

Молоткові дробарки мають ряд переваг до яких слід віднести наступні:

- універсальність;
- можливість широкого регулювання степені подрібнення в межах грубого помолу до тонкого;
- відсутність нагрівання переробляемого продукту;
- відсутність залипання робочих органів при переробці продуктів з підвищеною вологістю;
- бистроходність, що дозволяє здійснювати привід безпосередньо від електродвигуна;
- наявність вентилятора, що забезпечує транспортування подрібненого продукту безпосередньо в тару, або по трубам в стаціонарне кормосховище.

### 8.2. Параметри подрібнювальної камери і ротора

Вихідними даними для розрахунку дробарки являється її годинна продуктивність  $Q$  (кг/г). Виходячи з цього, підраховується питома, тобто секундна продуктивність  $Q$  (кг/с)

$$Q = \frac{Q_1}{3600} \quad (8.1)$$

Розміри подрібнювальної камери знаходиться з рівняння питомого навантаження на одиницю площі проекції камери

$$q' = \frac{Q}{L \cdot D}, \quad (8.2)$$

де  $q'$  – питоме навантаження на одиницю площі проєкції камери. Аналіз технічних показників сучасних молоткових дробарок показує, що при подрібненні фуражного зерна

$$q' = 2 \dots 5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$$

при подрібненні сіна

$$q' = 0,5 \dots 1,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$$

$Q$  – розрахункова продуктивність дробарки, кг/с. Приймається на основі технологічного розрахунку  $L$ ,  $D$  – ширина і діаметр подрібнювальної камери, м. Вони знаходяться в заданому співвідношенні між собою:

$$K = \frac{D}{L} \quad (8.3)$$

Для дробарок з периферійною подачею маси рекомендується  $K = \dots 1,7$  з осьовою –  $K = 3 \dots 7$ .

При розрахунку одночасно рівнянь (8.2) і (8.3) відносно діаметра  $D$ , отримаємо

$$D = \sqrt{\frac{Q \cdot K}{q'}}, \text{ м}$$

Ширина подрібнювальної камери

$$L = \frac{D}{K}, \text{ м}$$

Діаметр ( $D_p$ ) і довжину ( $L_p$ ) подрібнювального ротора знаходять з урахуванням радіальних ( $\square R$ ) і бічних ( $\square R$ ) зазорів (рис. 8.1)

$$\left. \begin{aligned} D_p &= d \square 2\square R \\ L_p &= L \square 2\square L \end{aligned} \right\} \quad (8.4)$$

Величину радіальних зазорів доцільно приймати в зоні  $\square R = 2 \dots 3$  мм, мінімально допустиму з конструктивних міркувань; в зоні решіт  $\square R = 8 \dots 12$  мм.

При конструюванні ротора дробарки слід прагнути щоб бічні зазори (між площиною крайніх молотків на вісі підвісу і боковиною ка-

ка-

мери подрібнення) були не більше радіальних.

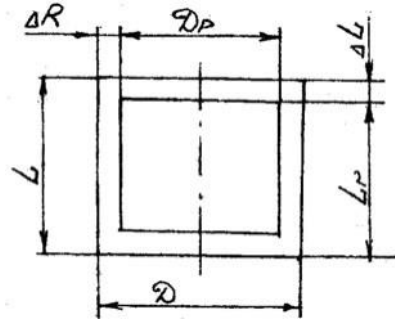


Рис. 8.1. Схема для знаходження параметрів ротора

Кількість обертів ротора дробарки повинно бути на такому рівні, щоб забезпечити раціональну швидкість молотків ( $V_m$ ). Остання залежить від виду матеріалу, що переробляється, ступеня подрібнення і конструктивних особливостей дробарки.

Колова швидкість дробарки повинна забезпечувати подрібнення матеріалу з урахуванням властивостей останнього. Руйнівна швидкість матеріалу  $V_p$  визначається наступним рівнянням

$$V_p = \frac{\delta_p}{E} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (8.5)$$

де  $\delta_p$  – руйнівне напруження;

$E$  – модуль пружності;

$P$  – щільність металу.

При цьому слід враховувати швидкість руху матеріалу  $V_k$  на верхні камери. Тоді колова швидкість молотків повинна бути як сума двох швидкостей. Тобто

$$V_m = V_p + V_k \quad (8.6)$$

Швидкість руху матеріалу по колу  $V_k$  приймається в межах  $(0,2 \dots 0,3) V_p$ .

Згідно нижче наведених таблиць 8.1 та 8.2 розраховується руйнівна швидкість.

Модуль пружності  $E$  має наступний вираз

$$E = \frac{PL}{F \Delta l} \quad (8.7)$$

де  $P$  – сила, прикладена до матеріалу;

- $l$  – довжина матеріалу;  
 $F$  – площа перерізу;  
 $\square l$  – абсолютне його подовження.

Таблиця 8.1. Механічні властивості коренеплодів

№ п/п	Найменування коренеплодів	Найбільше відносне стискання, %	Межа міцності $\delta_p$ , МПа.
1	Картопля	25-50	1,2-2,0
2	Морква	20-35	1,5-2,0
3	Буряк	20-25	2,0-2,5
4	Ріпа	10-15	1,0-1,5

Таблиця 8.2. Критичне значення висоти падіння  $H_1$ , при яких тканини рослин руйнуються

№ п/п	Культура	Маса, кг	Поверхня удару	Середнє значення $H_1$ , см
1	Морква	130	Прутки металеві коренеплоди	30 50
2	Огірки		Дерево	40
3	Буряк	300	Прутки металеві коренеплоди	30 100

В сучасних молоткових дробарках швидкість мотків знаходиться в межах  $V_m = 60...105$  м/с (при подрібнення зерна  $V_m = 60...80$  м/с; сіна –  $V_m = 80...100$  м/с). Для молоткових подрібнювачів соковитих кормів (комбіорма, коренебульбоплодів) рекомендується  $V_m = 45...55$  м/с.

Тоді частота обертання ротора дробарки

$$n_c = \frac{V_m}{\pi D r}, \text{ с}^{-1} \quad (8.8)$$

Розміри, кількість і схема розміщення молотків згідно теорії ексцентричного удару зусилля не буде передаватись навись підвісу молотка при такій умові:

$$l = \frac{4}{9} R n$$

де  $l$  – відстань від вісі підвісу до кінця молотка;

$R_n$  – радіус ротора дробарки по вісям підвісу молотків.

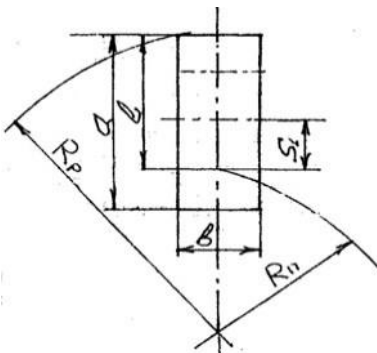
Тоді 
$$l = \frac{4}{9} (R_p \square 1)$$

або 
$$l = \frac{4}{9} D_p = 0.154 D_p$$

Довжину /a/ і ширину /b/ молотків (рис. 8.2) рекомендується знаходити беручи до уваги такі співвідношення:

$$a = 1,51;$$

$$b = (0,4...0,45) a .$$



**Рис. 8.2. Схема визначення параметрів молотка**

Для визначення вісі підвісу молотка дробарки  $S_1$  використовуємо наступне рівняння:

$$S_1 = \frac{a^2 + b^2}{6a} \tag{8.9}$$

де  $a$  – довжина молотка;

$b$  – ширина молотка;

$S_1$  – відстань від вісі симетрії до вісі його підвісу.

Розміщувати молотки на роторі дробарки можна в шахматному порядку або по гвинтовій лінії (рис. 8.3). При цьому необхідно, щоб молотки забезпечували рівномірне перекриття всієї ширини камери подрібнення, сприяли рівномірному розподілу матеріалу, що переробляється по її ширині і зберігали умову рівноваги ротора дробарки.

Для розробки схеми розміщення молотків на роторі дробарки необхідно виконати наступні розрахунки.

В залежності від товщини і щільності розміщення молотків знаходять їх загальну кількість  $z$  :

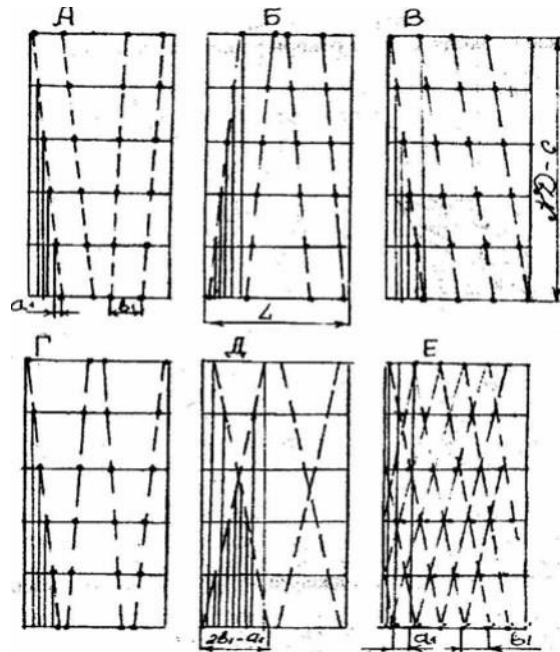
$$z = \frac{K_2 \cdot L}{\delta} \quad (8.10)$$

де  $K_2$  – коефіцієнт щільності розміщення молотків на роторі, який враховує ступінь перекриття простору камери подрібнення, показу, яка товщина молотків припадає на одиницю ширини камери подрібнення. При подрібненні сухих кормів (фуражне зерно, стеблова маса) рекомендується  $K_2 = 0,5...1$

$\delta$  – товщина молотків.

В залежності від кількості вісей підвісу ( $i$ ) на роторі знаходять кількість молотків, які встановлюють на одній вісі, ( $z_1$ )

$$z_1 = \frac{z}{i} \quad (8.11)$$



**Рис. 8.3. Схема розташування молотків на дробильному роторі:**  
 А – по зходящій гвинтовій лінії; Б – по розходящій гвинтовій лінії;  
 В – по односторонній гвинтовій лінії; Г – по різносторонній гвинтовій лінії; Д і Е – при шахматному розташуванні.

Для забезпечення необхідних відстаней між молотками на вісях

підвісу (вибору довжини розпірних втулок) знаходять крок гвинтової лінії ( $b_1$ )

$$b_1 = \frac{L \square \sum Li}{z_1} \quad (8.12)$$

і відстань між суміжними слідами молотків ( $a_1$ )

$$a_1 = \frac{L \square (\delta \cdot z + \sum Li)}{z} + \delta \quad (8.13)$$

де  $\sum Li$  – загальна товщина несучих дисків і кронштейнів ротора дробарки, які не перекриваються молотками, в площинах в яких неможливо встановити молотки.

### 8.3. Вибір решета

Продукти подрібнення видаляються з камери через решітчасту поверхню. Тому чим більша площа останньої, тим більша її пропускна здатність. Товщина решіт, в залежності від виду матеріалу, що переробляється приймається 1,5...6 мм.

Частинки, що проходять через отвори решета завжди менші його діаметра.

Відношення розміру часток  $X$ , які можуть пройти через отвори, до його діаметра  $d_0$  називається коефіцієнтом проходу решета (рис.8.4.). Тому необхідний розмір отворів решета знаходять приблизно на основі потрібного ступеня подрібнення частинок продукту як відношення

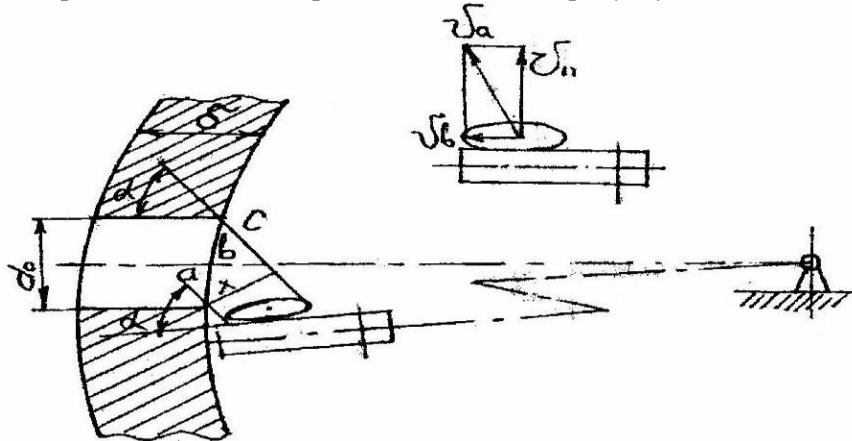


Рис. 8.4. Схема для знаходження діаметра отворів в решеті



$$d_0 = \frac{x}{\alpha_1} \quad (8.14)$$

Коефіцієнт  $\bar{\alpha}_1$  залежить від швидкості молотків і діаметра камери подрібнення. В сучасних дробарках він знаходиться в межах

$$\bar{\alpha}_1 = 0,2 \dots 0,4$$

#### 8.4. Система відводу і розподілення продуктів подрібнення

Сусанні дробарки зазвичай бувають обладнані системою пневматичного транспортування продуктів подрібнення (рис.8.5).

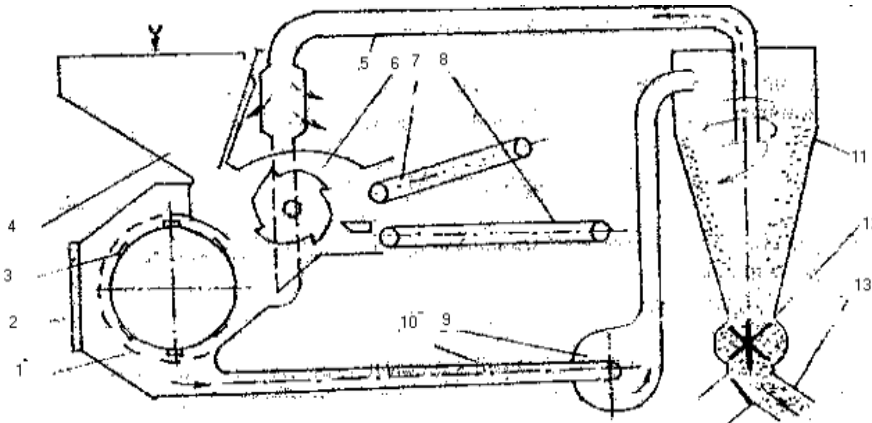


Рис 8.5. Технологічна схема дробарки з радіальною подачею

- сипучий корм,
- - - -> грубий корм,
- подрібнений продукт,
- - - -> повітря.

1 – змінне решето; 2 – відкидна кришка; 3 – барабан дробарки; 4 – ківш; 5 – трубопровід відводу повітря з циклону; 6 – ріжучий барабан; 7 – похилий транспортер; 9 – вентилятор; 10 – трубопровід подрібненого продукту; 11 – циклон; 12 – шлюзова заслінка; 13 – відвідний рукав.

До елементів цієї системи відносять: вентилятор з всмоктувальним і нагнітальним трубопроводами, циклон, шлюзова заслінка і зворотній повітропровід.

Їх розрахунок ведеться по витраті повітря  $Q_{II}$ , що складає

$$Q_{II} = \frac{Q}{\alpha \cdot \gamma_{II}}, \text{ м/с} \quad (8.15)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт вагової концентрації суміші. В нагнітальних установках низького і середнього тиску  $\alpha = 0,5 \dots 5$ . Для кормо переробних машин рекомендується приймати  $\alpha = 0,5 \dots 2$ .

$\gamma_{II}$  – щільність повітря. За нормальних умов  $\gamma_{II} = 1,29 \text{ кг/м}^3$ . По витраті повітря підбирають вентилятор. (Для пневматичного транспортування кормових матеріалів в більшості випадків приймають відцентрові вентилятори).

Діаметри всмоктувального і нагнітаючого трубопроводів ( $d_{TT}$ ) знаходять з виразу

$$d_{TT} = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_B}{\pi \cdot V_{II}}}, \quad (8.16)$$

де  $V_{II}$  – швидкість повітря в трубопроводі, м/с.

Швидкість  $V_{II}$  знаходиться з умов витання частинок корму і приймається більше критичної швидкості  $V_{кр}$ , при якій не відбувається завал трубопроводу транспортувальним матеріалом.

$$V_{II} = (1,25 \dots 2,5) V_{кр} \quad (8.17)$$

$V_{кр}$  можна приймати з літературних даних про аеродинамічні властивості продуктів подрібнення, наприклад, таблиця 1 або знаходять за імперичною формулою

$$V_{кр} = 36,5 \sqrt{\frac{M}{(100 - W) l_{\psi}}} \quad (8.18)$$

де  $M$  – середній розмір частинок (модуль) продуктів подрібнення, мм;  
 $l_{\psi}$  – їх довжина, мм;

$W$  – вологість продукт, %.

Нагнітальний трубопровід з'єднаний з циклоном за допомогою дифузора, який забезпечує деяке зниження швидкості потоку при вході в циклон  $V_{BX}$ . Встановлено що за умов розділення потоку швидкість повітря на вході не повинна перевищувати 10...15 м/с. Тому пе-

періздифузора дещобільший заперерізнагнітального трубопроводу

$$Ch > \frac{\pi d^2 u^2}{4} \quad (8.19)$$

При цьому

$$V_{BX} = \frac{Q_{\Pi}}{ch} \leq (10 \dots 15) \text{ м/с} \quad (8.20)$$

В циклоні за рахунок розширення швидкість падає і складає 30...40% від  $V_{BX}$ , тому

$$V_{\Pi} = (0,3 \dots 0,4) V_{BX} \quad (8.21)$$

Діаметр внутрішньої труби циклона знаходиться по формулі

$$D_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{Q_{\Pi}}{\pi \cdot V_{\Pi}}} \quad (8.22)$$

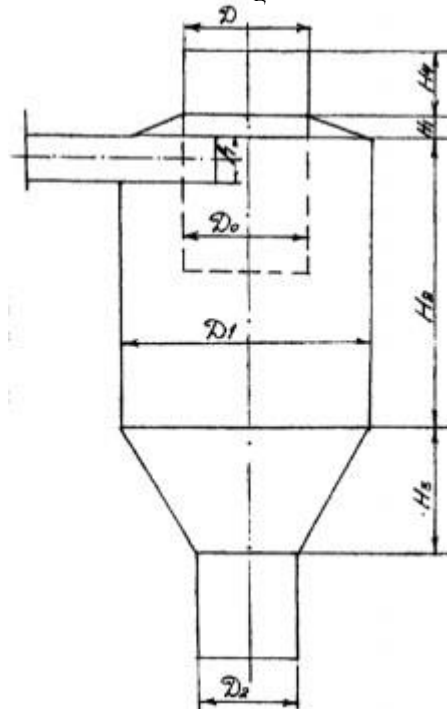


Рис. 8.6. Схема для розрахунку циклона

Мінімально допустимі розміри циклона (згідно рис. 8.6) рекомендується приймати наступними

$$D_1 = 1.5 \cdot D_0 \quad H_2 = 1.25 \cdot D_1$$

$$D_2 = 0.4 \cdot D_0 \quad H_3 = 1.35 \cdot D_0$$

$$H_1 = 0.1 \cdot D_0 \quad H_4 = 0,25 \cdot D_0$$

Діаметр зворотного повітропроводу, для з'єднання циклона з камерою подрібнення, повинен бути не більшим  $d_{TP}$ , зазвичай приймається по діаметру внутрішньої труби циклона  $D_0$ .

Розміри барабана шлюзової заслінки знаходять з рівняння його продуктивності

$$Q = \frac{\pi d_{\delta}^2}{4} \cdot l_{\delta} \cdot n_c \cdot \gamma_{PP} \cdot \beta \quad (8.23)$$

де  $l_{\delta}$  і  $d_{\delta}$  – діаметр і довжина барабана шлюзової заслінки;

$n_c$  – частота обертання барабана;

$\gamma_{PP}$  – щільність продуктів подрібнення,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\beta$  – коефіцієнт заповнення барабана.  $\beta = 0,7 \dots 0,8$ .

Частота обертання барабана визначається з наступних міркувань. Оберти шлюзової заслінки мають обмеження. На рис. 8.4. позицією 12 показана ця заслінка, яка має 6 лопатей. Для повного звільнення міжлопатєвого простору необхідно витримати певний час  $t$  за певний кут  $Wt$  повороту заслінки.

Представимо цей час відношенням

$$t = \frac{Wt}{W} \quad (8.24)$$

Кут  $Wt$  підраховується з урахуванням кількості лопатей  $z$

$$Wt = \frac{2\pi}{z} \quad (8.25)$$

Час вільного падіння частинки визначається в залежності від висоти падіння, яка співпадає з розміром радіуса  $R$  заслінки

$$t = \sqrt{\frac{2R}{g}} \quad (8.26)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Кутова швидкість  $W$  шлюзової заслінки повинна бути в наступній залежності

$$W < \frac{2\pi}{z} \sqrt{\frac{g}{2R}} \quad (8.27)$$

Частота обертання барабана

$$n_c = \frac{1}{z} \sqrt{\frac{g}{2R}} \quad (8.28)$$

На практиці величина  $n_c$  приймається в межах  $0,5 \dots 1 \text{ с}^{-1}$ .

Доцільно приймати рівне співвідношення довжини заслінки з її діаметром  $d_\delta$ . Тобто  $l_\delta = d_\delta$ , тоді

$$d_\delta = \sqrt[3]{\frac{4Q}{\pi \cdot n_c \cdot \gamma_{\text{ПР}} \cdot \beta}} \quad (8.29)$$

### 8.5. Енергетичний розрахунок

Потужність, яка необхідна для приводу дробарки, знаходиться з рівняння енергетичного балансу

$$N = N_{\text{П}} + N_{\text{Х}} + N_{\text{ТР}} + N_{\text{Ш}}, \text{ Вт} \quad (8.30)$$

де  $N_{\text{П}}$  – потужність, яка споживається при подрібненні переробленого матеріалу;

$N_{\text{Х}}$  – потужність холостого ходу ротора дробарки;

$N_{\text{ТР}}$  – потужність, яка споживається на транспортування продуктів подрібнення;

$N_{\text{Ш}}$  – потужність приводу шлюзової заслінки.

В залежності від призначення молоткової дробарки (спеціальна-універсальна) її завантажувальний пристрій може бути виготовлений у вигляді живильного транспортера і у вигляді самопливного бункера.

Потужність, що споживається на подрібнення перероблю вального матеріалу, рівна

$$N_{\text{П}} = A_{\text{П}} \cdot Q, \text{ Вт} \quad (8.31)$$

де  $A_{\text{П}}$  – питома робота подрібнювача, Дж/кг;

$Q$  – секундна продуктивність, кг/с.

Питома робота подрібнювача підраховується по наступному рів-

нянню

$$A_{II} = C_{II} [C_V \ln \lambda^3 + C_S (\lambda - 1)], \text{ Дж/кг} \quad (8.32)$$

де  $C_{II}$  – коефіцієнт, враховуючий затрати роботи, обумовленою неоднорідністю матеріалу;

$C_S, C_V$  – коефіцієнти, які залежать від фізико-механічних властивостей матеріалу;

$\lambda$  – ступінь подрібнення матеріалу, знаходяться як відношення середнього розміру  $D$  кусків початкового матеріалу до середнього розміру  $d$  часток продукту подрібнення, тобто  $\lambda = D/d$ .

Для визначення наведених коефіцієнтів представлена таблиця 8.3.

Таблиця 8.3. Характеристика фуражного зерна

Культура	Щільність кг/м <sup>3</sup>	Еквівалентний діаметр, мм	Коефіцієнти		
			$C_{II}$	$C_V$ , кДж/кг	$C_S$ , кДж/кг
Ячмінь	1300	4,2	1,20 ± 0,30	8,5	7,5
Овес	1350	3,7	5,00 ± 1,50	2,34	1,96
Жито	1280	3,3	1,45 ± 0,35	8,4	6,4
Пшениця	1360	3,8	–	4,6	8,15
Горох	1360	6,3	–	10,7	3,66

Потужність  $N_x$  визначається наступним рівнянням

$$N_x = \frac{l_c W^3}{2\pi} \quad (8.33)$$

де  $l_c$  – сумарний момент інерції барабану, що обертається з молотками;

$W$  – кутова швидкість робочого режиму;

$2\pi$  – кут одного оберту. При розгоні дробарки необхідно брати (2...10)  $\pi$ . Момент інерції  $l_d$ , окремого диска барабана становить

$$l_d = \frac{m_d \cdot R^2}{2} \quad (8.34)$$

де  $m$  – маса диска;

$R$  – радіус диска.

Маса диска знаходиться по формулі

$$m_D = \frac{\pi(D^2 - d^2)\delta}{4} \cdot \gamma_M \quad (8.35)$$

де  $D$  – діаметр диска;  
 $d$  – діаметр отвору для вала;  
 $\delta$  – товщина диска;

$\gamma_M$  – щільність матеріалу (для металу  $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$ ).

Момент інерції молотка визначається

$$I_M = I_0 + m_M \cdot C_M^2 \quad (8.36)$$

де  $I_0$  – момент інерції молотка відносно його центра тяжіння;

$m_M$  – маса молотка;

$C_M$  – відстань центра тяжіння молотка до вісі обертання вала барабана.

Момент інерції молотка знаходиться по формулі

$$I_0 = \frac{m_M(a^2 + b^2)}{12} \quad (8.37)$$

де  $m_M$  – маса молотка;

$a, b$  – довжина, ширина молотка.

Відстань  $C_M$  знаходиться в такій залежності

$$C_M = R_M + S_1 \quad (8.38)$$

де  $R_M$  – радіус установки вісі підвісу молотка на роторі;

$S_1$  – відстань від вісі підвісу молотка до центру його тяжіння.

Сумарний момент інерції визначається так

$$I_C = Z_D \cdot I_D + Z_M \cdot I_M \quad (8.39)$$

де  $Z_D, Z_M$  – число дисків і молотків.

Потужність на подолання сил тертя пропорційна швидкості обертання ротора дробарки

$$N_C = A \cdot W \quad (8.40)$$

де  $A$  – коефіцієнт, що являє собою момент, необхідний для подолання тертя в підшипниках і тертя повітря об бічні поверхні дисків і молотків.

$$A = 0,25 \dots 0,35 H \cdot m.$$

Потужність, що споживається на транспортування пневмотранспортером продуктів подрібнення, знаходиться за формулою

$$N_{TP} = \frac{\sum H \cdot Q_{II}}{\eta_B}, \text{Вт} \quad (8.41)$$

де  $\sum H$  – загальний напір (тиск) повітря  $\text{Н/м}^2$ .

$$\sum H = H_D + H_{CT} \quad (8.42)$$

де  $H_D$  – динамічний напір повітря;

$H_{CT}$  – статичний напір повітря;

$\eta_B$  – ККД вентилятора,  $\eta_B = 0,8$ .

Динамічний напір повітря рівний

$$H_D = \frac{1}{2} \cdot \gamma_{II} \cdot V_{II}^2 \cdot \left[ 1 + \alpha \left( \frac{V_{PP}}{V_{II}} \right)^2 \right] \quad (8.43)$$

де  $\frac{V_{PP}}{V_{II}}$  – відношення середньої швидкості переміщення частинок

продуктів подрібнення до швидкості руху повітря. Знаходиться в межах 0,65...0,85.

$\alpha$  – коефіцієнт концентрації матеріалу  $\text{кг/кг}$ , приймають 2...5;

$\gamma_{II}$  – дослідний коефіцієнт, приймається 0,85.

Необхідний статичний тиск знаходиться за таким виразом:

$$H_{CT} = H_{II} + H_{TP} + H_M \quad (8.44)$$

де  $H_{II}$  – втрати напору повітря на піднімання продуктів подрібнення.

$$H_{II} = 9,81(1 + \alpha)\gamma_{II} \cdot h \quad (8.45)$$

$h$  – висота транспортування, м;

$H_{TP}$  – втрати напору повітря на подолання сил тертя при транспортуванні продукту по трубопроводу.

$$H_{TP} = (1 + \alpha)\gamma_{II} \cdot \lambda_{cm} \cdot l_{TP} \cdot \frac{V_{II}}{2d_{TP}} \quad (8.46)$$

$l$  – довжина трубопроводу, м;

$\lambda_{cm}$  – коефіцієнт опору суміші продукту з повітрям,



$$\lambda_{cm} = (1, 2 \dots 1, 5) \lambda_{II};$$

$\lambda_{II}$  – коефіцієнт опору руху повітря;

$$\lambda_{II} = 0,0124 + \frac{0,0011}{d_{TP}}$$

$H_m$  – втрати напору повітря в переходах (коліно, дифузор, циклон)

$$H_m = \frac{1}{2} \sum \varepsilon \cdot V_{II}^2 \cdot \gamma_{II} \quad (8.47)$$

$\sum \varepsilon$  – сумарний коефіцієнт опору повітря. Для повороту  $\varepsilon_1 = 0,16$ , дифузора  $\varepsilon_2 = 0,1$ , циклона  $\varepsilon_3 = 2$ . Потужність приводу шлюзової заслінки знаходять з наступної залежності

$$N_{III} = q \cdot Q \quad (8.48)$$

де  $q$  – питома витрата енергії,  $q = 0,05 \dots 0,1$  кВт\*год/т.

Для знаходження потужності електродвигуна на привід дробарки необхідно брати до уваги ККД передач на кожній ділянці (привід завантажувального пристрою, ротора дробарки, вентилятора, шлюзової заслінки), згідно до конкретної кінематичної схеми дробарки.

Таблиця 8.4. Критичні швидкості повітря

Матеріал	Критична швидкість, м/с
Солома пшенична	12...19
Солома житня	6,4...8,4
Солома вівсяна	7,0...8,7
Полова гречана	0,92...2,73
Полова ячмінна, вівсяна	0,67...3,1
Солома подрібнена	3,5...4,25
Зелена маса подрібнена	5,0...7,5

## 9. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ДОЗАТОРІВ КОРМІВ

### 9.1. Загальні відомості

Сучасна технологія виробництва продукції тваринництва неможлива без використання пристроїв, які називаються дозаторами. Їх застосовують для приготування кормових сумішей, в процесі одержання, а також переробки продукції тощо.

Дозування – це процес відмірювання заданої кількості матеріалу (порції) з потрібною точністю, яка визначається зоотехнічними, технологічними і економічними вимогами.

Пристрої для автоматичного відмірювання чи зважування сипучих, рідких або газоподібних речовин називають *дозаторами*.

Під час роботи дозатори повинні виконувати такі функції:

- забезпечити видачу заданої кількості матеріалу з необхідною точністю;
- забезпечити видачу безперервним потоком з метою підтримки заданої подачі матеріалу, що видається за відповідний проміжок часу;
- забезпечити задану видачу одного з вихідних компонентів суміші.

Основними показниками роботи дозаторів, які характеризують їх придатність до виконання технологічних операцій, є такі: пропускна здатність (продуктивність), з можливістю її регулювання в необхідних для технологічного процесу межах і нерівномірність подачі або точність дозування.

Нерівномірність подачі визначається середньоквадратичним відхиленням потоку і коефіцієнтом варіації.

Середньоквадратичне відхилення за фіксований час визначається за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (q_i - \bar{q})^2}{n - 1}} \quad (9.1)$$

де  $q_i$  – маса порцій компонента, які відібрані за відповідний час;

$\bar{q}$  – маса середньоквадратичної порції;

$n$  – кількість відібраних порцій.

Коефіцієнт варіації середньоквадратичного відхилення визначається за формулою:

$$v = \frac{\sigma}{\bar{q}} \cdot 100, \% \quad (9.2)$$

При дозуванні складових частин комбікорму допускаються такі відхилення величини доз кожного від заданої за рецептом у процентах від заданої маси всіх компонентів:

- ③ компонентів, кількість яких згідно з рецептом не перевищує 30% – до  $\pm 1.5\%$ ;
- ③ компонентів, кількість яких становить  $\pm 1...30\%$  – до  $\pm 1\%$ ;
- ③ компонентів, кількість яких становить 3...10% – до  $\pm 0.5\%$ ;
- ③ компонентів, кількість яких становить менше 3% – до  $\pm 0.1\%$ .

При дозуванні подрібненої соломи та сіна відхилення не повинно перевищувати  $\pm 5\%$ .

При дозуванні мікродобавок та їх сумішів окремими мікродозаторами допускається відхилення  $\pm 3\%$  від їх продуктивності.

Правильність роботи дозаторів перевіряють шляхом відбору продукту від кожного дозатора при роботі його протягом 15...30 с.

## 9.2. Барабанні і секторні дозатори

Барабанні і секторні дозатори використовують для сипучих матеріалів і встановлюють під випускними горловинами бункерів – накопичувачів. Одним з різновидів барабанних дозаторів є секторні.

Видача матеріалу забезпечується за рахунок заповнювання і висипання відсіків під час обертання барабана. Продуктивність дозаторів регулюється кутовою швидкістю, а також зміною об'єму сектора (камери)

Продуктивність барабанного дозатора визначається за формулою

$$Q = F_{ж} \cdot l \cdot z \cdot n_c \cdot \rho \cdot \phi, \text{ кг/с} \quad (9.3)$$

де  $F_{ж}$  – площа поперечного перерізу жолобка (сектора),  $m^2$ ;

$l$  – довжина робочої частини жолобка, м;

$z$  – кількість жолобків;

$n_c$  – частота обертання барабана,  $s^{-1}$ ;

$\rho$  – щільність матеріалу,  $kg/m^3$ ;

$\phi$  – коефіцієнт заповнення жолобків ( $\phi = 0.8...0.9$ ).

Регулювання продуктивності можна проводити змінюючи  $F_{ж}$ ,  $l$  і  $n_c$ .

Потужність, що витрачається на привід барабанного дозатора, визначається в основному тертям матеріалу, який захоплюється бараба-

ном, об шари матеріалу, які лежать вище нього.

$$N_{\partial} = f \cdot p \cdot F_{\partial} \cdot v \cdot k_1, \text{ Вт} \quad (9.4)$$

де  $f$  – коефіцієнт внутрішнього тертя в матеріалі;

$p$  – тиск матеріалу на поверхню барабана, Па;

$F_{\partial}$  – площа поперечного перерізу горловини бункера над барабаном,  $\text{м}^2$ ;

$v$  – колова швидкість барабана, м/с;

$k_1$  – коефіцієнт, який враховує витрати енергії на можливе подрібнення матеріалу під час обертання барабана ( для порошкових матеріалів  $k_1=1$ , для кускових  $k_1=2$ ).

Потужність двигуна розраховується за формулою:

$$N_{\partial\partial} = N_{\partial} \cdot k_2 / \eta \cdot \eta_{\partial\partial}, \text{ Вт} \quad (9.5)$$

де  $k_2$  – коефіцієнт, який враховує втрати потужності на тертя в робочих органах ( $k_2=1.1 \dots 1.2$ );

$\eta$  – ККД передачі;

$\eta_{\partial\partial}$  – ККД двигуна.

При проектуванні дозатора вибирається схема дозатора, його геометричні параметри, а потім визначаються кінематичні.

### 9.3. Стрічкові дозатори

Стрічкові дозатори використовують для дозування добре і поганосипучих матеріалів. З боків стрічки встановлюють огороження, яке разом зі стрічкою створює жолоб, по якому рухається матеріал. Висота шару матеріалу в жолобі обмежується заслінкою. Швидкість руху стрічки повинна бути в межах  $0.1 \dots 0.5$  м/с.

При дозуванні поганосипучих кормів (подрібненої соломи, сіна, силосу тощо) товщину шару матеріалу регулюють бітерами або зчісуючими транспортерами, які також встановлюються над стрічкою.

Продуктивність стрічкових дозаторів визначають за формулою:

$$Q = b \cdot h \cdot v \cdot \rho \cdot k, \text{ кг/с} \quad (9.6)$$

де  $b$  – ширина жолоба, м;

$h$  – товщина шару матеріалу на стрічці, м;

$v$  – швидкість руху стрічки, м/с;

$k$  – коефіцієнт заповнення жолоба ( $k=0.75 \dots 0.8$ ).

Регулюють продуктивність дозатора, змінюючи товщину шару  $h$

за допомогою заслінки або іншого засобу, а також змінюючи швидкість руху стрічки.

Потужність на привід стрічкового дозатора визначається за формулою:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \text{ Вт} \quad (9.7)$$

де  $N_1$  – витрати потужності на переміщення корму, Вт;

$N_2$  – витрати потужності на подолання тертя корму об бокові стінки жолоба, Вт;

$\eta$  – ККД механізму привода.

$$N_1 = Q \cdot g(0.2L + H) \cdot k_{\delta}, \text{ Вт} \quad (9.8)$$

де  $L$  – відстань між осями барабанів, м;

$H$  – висота підйому продукту (для похилих дозаторів), м;

$k_{\delta}$  – коефіцієнт, який враховує втрати потужності на опір барабанів, опір стрічки тощо,  $k_{\delta} = 1, 2$ .

$$N_2 = h^2 \cdot g \cdot \rho \cdot f \cdot k_p \cdot v, \text{ Вт} \quad (9.9)$$

де  $h$  – товщина шару продукту, м;

$l$  – довжина стінок жолоба, м;

$f$  – коефіцієнт тертя корму об стінки;

$v$  – швидкість руху стрічки, м/с;

$k_p$  – коефіцієнт рухомості корму.

$$k_p = \frac{1 - \sin \phi'}{1 + \sin \phi'}, \quad (9.10)$$

де  $\phi'$  – кут природного ухилу корму, рад.

#### 9.4. Шнекові дозатори

Шнекові дозатори використовують для дозування практично для всіх видів кормів за виключенням стеблових. Вони можуть працювати як в горизонтальному так і в похилому положеннях.

По конструктивному виконанні вони можуть бути з одним гвинтом і подвійними, постійним і змінним кроком.

Продуктивність шнекових дозаторів визначається за формулою:

$$Q = \frac{D^2 - d^2}{8} \cdot S \cdot \omega \cdot \rho \cdot k, \text{ кг/с} \quad (9.11)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр кожуха шнека, м;

$d$  – діаметр вала шнека, м;

$S$  – крок шнека, м;

$k$  – коефіцієнт заповнення шнека,  $k=0.8\dots 0.95$ .

Зміну продуктивності шнекового дозатора, в залежності від його конструкції, проводять зміною кутової швидкості, кроку, а також за-слінкою над вхідним створом шнека.

Потужність на привід дозатора визначають за формулою:

$$N = \frac{Q \cdot g \cdot (L_{ш} \cdot k + H) \cdot K_T}{\eta}, \text{ Вт} \quad (9.12)$$

де  $L_{ш}$  – горизонтальна проекція робочої довжини шнека, м;

$k$  – коефіцієнт опору переміщення корму в корпусі шнека;

$H$  – висота підйому корму, м;

$K_T$  – коефіцієнт, який враховує втрати потужності на тертя робочих органів,  $k=1.1\dots 1.2$ ;

$\eta$  – ККД механізму приводу.

### 9.5. Дискові і тарілкові дозатори

Ці дозатори призначені для видачі з бункерів малозернистих, ма-локускових і порошкових матеріалів. Вони являють собою плоску тарі-ль, яка встановлена під бункером і обертається приводом. Між бун-кером і таріллю встановлюються рухома та нерухома манжети та ніж. По периметру тарілі встановлені огороження з вікном в місці розмі-щення ножа. Корм із бункера просипається на таріль і утворює на ній насипний конус матеріалу, частина якого при обертанні тарілі скида-ється ножом у вікно.

Продуктивність дозатора визначається за формулою:

$$Q = \frac{V_k \cdot \rho \cdot \omega}{2\pi}, \text{ кг/с} \quad (9.1)$$

де  $V_k$  – об'єм матеріалу, що скидається з тарелі за один оберт, об'єм кільця,  $\text{м}^3$ .

$$V_k = 2\pi R_0 \cdot F_k, \text{ м}^3 \quad (9.14)$$

де  $R_0$  – відстань від осі обертання до центра тяжіння перерізу кільця, м;

$F_k$  – площа поперечного перерізу кільця,  $\text{м}^2$ .

При цьому

$$R_0 = R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \phi} \quad (9.15)$$

$$F_k = \frac{h^2}{2 \operatorname{tg} \phi} \quad (9.16)$$

Кінцевою формулою продуктивності дозатора буде:

$$Q = \frac{h^2 \cdot \rho \cdot \omega}{2 \operatorname{tg} \phi} \left( R + \frac{h}{3 \operatorname{tg} \phi} \right), \quad \text{кг/с} \quad (9.17)$$

де  $\phi$  – кут природного ухилу матеріалу, рад.

Гранична швидкість обертання таріли визначається з умов, що відцентрова сила інерції менше сили тертя:

$$m \cdot R_1 \cdot \omega_{kp}^2 \leq m \cdot g \cdot f.$$

Звідси

$$\omega_{kp} \leq \sqrt{\frac{f \cdot g}{R_1}}, \quad c \square \quad (9.18)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по тарілі;

$R_1$  – максимальний радіус обертання часток, м.

Регулювання продуктивності тарілкових дозаторів проводиться за допомогою рухомої манжети, змінюючи положення ножа (скребка) і зміною кутової швидкості таріли.

Витрати енергії на привід дозатора визначаються опором на переміщення корму по тарілі і терті його по скребку.

Сила тертя, що виникає при русі корму по тарілі, складає

$$F_T = mgf = F_k \cdot L \cdot \rho \cdot g \cdot f, \quad \text{Н} \quad (9.19)$$

де  $L$  – довжина кільця, що переміщує скребок, м.

Потужність на подолання цього опору визначається за формулою:

$$N_1 = F_T \cdot v, \quad \text{Вт} \quad (9.20)$$

де  $v$  – швидкість руху матеріалу, м/с:

$$v = \omega \cdot R_0, \quad \text{м/с} \quad (9.21)$$

Потужність, необхідна для подолання опору тертя об скребок, залежить від кута його установки  $\beta$  :

$$N_2 = N_1 \cdot \cos \beta \quad (9.22)$$

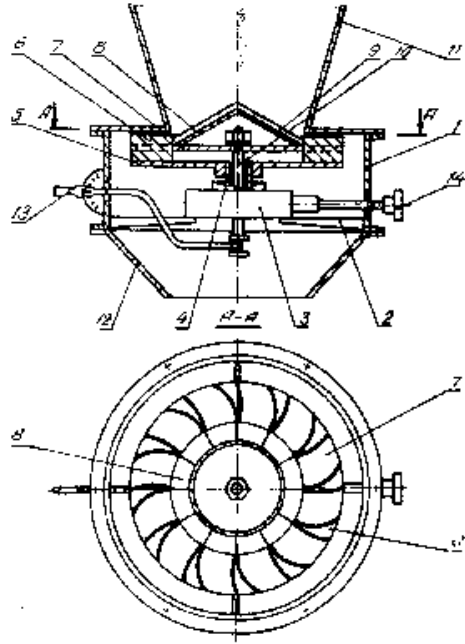
Загальна потужність на привід дозатора буде:

$$N = N_1 + N_2 + N_{x.x.} = N_1(1 + \cos \beta) + N_{x.x.}, \quad \text{Вт} \quad (9.23)$$

де  $N_{x.x.}$  – витрати потужності на холостий хід, Вт.

## 9.6. Відцентрові дозатори

Рухомою силою для переміщення матеріалу із зони живлення в зону видачі дозатора є відцентрова сила, яка виникає при обертанні робочого органу. В зв'язку з тим, що величина цієї сили зростає під час руху потоку матеріалу за рахунок збільшення радіусу обертання, зростають швидкість руху матеріалу і його щільність. Це приводить до збільшення нерівномірності дозування. У відцентровому дозаторі конструкції ХДТУСГ (Рис. 9.1) цей недолік ліквідовано за рахунок спеціальної геометрії робочих каналів. Переріз робочих каналів по всій їх довжині залишається незмінною (в інших конструкціях вона збільшується), а також кривизна їх поверхні забезпечує постійну швидкість руху потоку матеріалу. Постійність початкової швидкості руху матеріалу забезпечується конусом з лопатками.



**Рис. 9.1. Конструктивна схема відцентрового дозатора**

1 – корпус; 2 – кронштейни; 3 – редуктор; 4 – трубчатий вал;  
5 – дозуючий диск; 6 – направляючі елементи; 7 – рухоме дно;  
8 – подаючий конус; 9 – лопаті; 10 – рухомий вал; 11 – наддозаторний бункер; 12 – збиральний конус; 13 – регулювальна рукоятка; 14 – привідний вал редуктора.



Продуктивність дозатора регулюється зміною поперечного перерізу робочої частини каналів за допомогою рухомого дна.

Продуктивність дозатора визначається за формулою:

$$Q = l \cdot h \cdot n \cdot v_g \cdot \rho \cdot k, \quad \text{кг/с} \quad (9.24)$$

де  $l$  і  $h$  – ширина і висота робочого каналу, м;

$n$  – кількість робочих каналів;

$v_g$  – відносна швидкість руху матеріалу,  $v = 0.1 \dots 1.0$  м/с;

$\rho$  – щільність матеріалу,  $\text{кг/м}^3$ ;

$k$  – коефіцієнт заповнення об'єму каналу,  $k = 0.85 \dots 0.95$ .

Початковий радіус розміщення робочих каналів визначається за формулою:

$$r_0 = \frac{l \cdot h}{2\pi}, \quad \text{м} \quad (9.25)$$

Мінімальна і максимальна кутова швидкість обертання робочого диска, при якій можливий стійкий процес дозування визначається з нерівності:

$$\omega_{\min} \geq \frac{f \cdot V_g + \sqrt{f^2 \cdot V_g^2 + r_0 \cdot f \cdot g}}{r_0}, \quad \text{с}^{-1} \quad (9.26)$$

$$+ \omega_{\min} \leq \frac{2 \left[ f \cdot V_g \sqrt{f^2 \cdot V_g^2 + g \cdot (x_0 + x) \cdot \sin 2\beta \cdot \cos \beta} \right]}{(x_0 + x) \cdot \sin 2\beta}, \quad \text{с}^{-1} \quad (9.27)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по поверхні робочого каналу;

$x_0 + x$  – довжина утворюючої конуса,  $x_0 + x = \frac{r_0}{\cos \beta}$ , м;

ж Н

$\beta$  – кут утворюючої конуса,  $\beta = \arctg \phi$ ,  $\text{tg } \phi = f$ .

Радіус кривизни робочого каналу визначаємо за формулою:

$$r = \sqrt{\left( \frac{2 V_g^2}{\omega^2} + \frac{g V_g}{\omega^3} + r_0^2 \right) \cdot e^{2 f \omega t} - \frac{2 V_g^2}{\omega^2} - \frac{g V_g}{\omega^3}}, \quad \text{м} \quad (9.28)$$

де  $t$  – час руху матеріалу по каналу, с.

Визначення необхідної потужності для приводу дозатора знаходимо за формулою:

$$N_{\text{дв}} = \frac{Q \cdot \omega (V_2 \cdot r_2 \cdot \cos \psi_2 - V_1 \cdot r_1 \cdot \cos \psi_1) + f_{\text{вн}} \cdot \gamma \cdot H \cdot S_0 \cdot V_{\text{ш}}}{\eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{дв}}}, \text{ Вт} \quad (9.29)$$

де  $V_1$  і  $V_2$  – абсолютні швидкості руху потоку матеріалу на вході і виході з каналу, м/с;

$r_1$  і  $r_2$  – відстань (радіуси) від осі обертання до початку і кінця робочих каналів, м;

$\psi_1$  і  $\psi_2$  – кути між напрямком абсолютних швидкостей  $V_1$  і  $V_2$  і дотичних до кіл з радіусами  $r_1$  і  $r_2$  відповідно, рад;

$f_{\text{вн}}$  – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу, що дозується;

$\gamma$  – питома вага матеріалу,  $\text{Н/м}^2$ ;

$S_0$  – площа основи конуса,  $\text{м}^2$ ;

$V_{\text{ш}}$  – відносна швидкість між шарами матеріалу, який дозується, м/с.

### 9.7. Вібраційні лоткові дозатори

Вони використовуються для дозування різних матеріалів. Рух матеріалу по похилому лотку забезпечується за рахунок створення коливань, які мають напрям під кутом до дна лотка. Коливання можуть бути створеними електромагнітними, дебалансними, ексцентрикними, пневматичними, кулачковими та іншими вібраторами.

Вібраційний дозатор (Рис. 9.2) встановлюється під бункером і складається з рухомого лотка із задвижкою і вібратора. Кут установки дна лотка повинен бути меншим за кут внутрішнього тертя корму, тому при відсутності вібрації витікання корму по лотку неможливе. При вмиканні вібратора лоток починає коливатися і вібраційна сила переміщує матеріал по лотку.

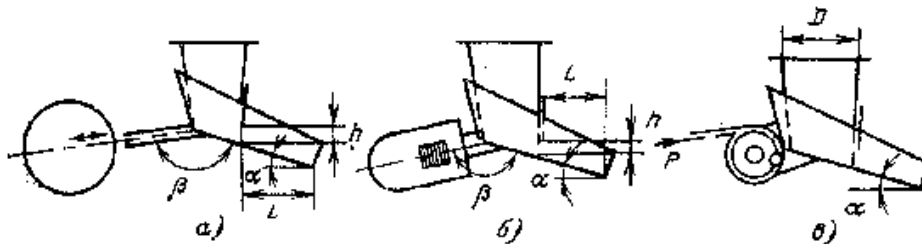


Рис. 9.2. Вібраційні лоткові дозатори

а – ексцентрикні; б – електромагнітні; в – пневматичні

Перевагою таких дозаторів є те, що вони досить прості за будовою і регулюванням, витрати енергії на їх роботу значно менші в порівнянні з іншими типами дозаторів, досить висока точність дозування (до  $\pm 1.5\%$ ).

Продуктивність дозатора визначається за формулою:

$$Q = k \cdot b \cdot h \cdot A \cdot \omega, \text{ кг/с} \quad (9.30)$$

де  $k = f(\rho, \beta, \phi)$ , залежить від конструктивних особливостей дозатора і фізико-механічних властивостей корму:

$b$  – ширина лотка, м;

$A$  – амплітуда коливання лотка, м;

$\phi$  – кут внутрішнього тертя корму, рад.

Продуктивність дозатора можна регулювати кутом нахилу лотка, висотою його установки ( $h$ ), а також амплітудою і частотою коливань.

## 10. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ

### 10.1. Загальні відомості

Змішування – процес механічного переміщення часток матеріалів, в результаті якого в будь-якому об'єму суміші міститься задана кількість компонентів, які її складають. Змішування проводиться за допомогою *змішувачів*.

Якісну оцінку процесу змішування визначають по ступінню однорідності одержаної суміші, яка знаходиться із співвідношення кількості контрольного компонента у взятій пробі і заданої його кількості для даної суміші (в долях або відсотках). Її визначають за формулами, які запропонував А.А. Лапшин.

$$\Theta = \frac{1}{n} \sum \frac{B_t}{B_0} \cdot 100 \quad \text{при } B_t < B_0, \quad \% \quad (10.1)$$

$$i \Theta = \frac{1}{n} \sum \frac{2B_0 \square B_t}{0} \cdot 100 \quad \text{при } B_t > B_0, \quad \% \quad (10.2)$$

де  $\Theta$  – ступінь однорідності, %;

$B_0$  – задана кількість компонента в суміші;

$B_t$  – фактична кількість компонента в суміші;

$n$  – кількість взятих проб.

Ступінь однорідності визначають і по величині середнього квадратичного відхилення  $\sigma$  від заданої концентрації, а також коефіцієнтом неоднорідності (коефіцієнтом варіації  $v$ ).

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (B_t \square B_0)^2}{n \square 1}} \quad (10.3)$$

$$v = \frac{\sigma}{B_0} \cdot 100, \quad \% \quad (10.4)$$

Процес змішування можна вважати завершеним в тому випадку, коли в суміші дійсна кількість комбікорму і концентратів складає 97% ( $v=3\%$ ), соковитих – 93% ( $v=7\%$ ), рідких і води – 95% ( $v=5\%$ ), і мінеральних добавок – 98% ( $v=2\%$ ), від заданої в рецепті. У виробничих умовах кормоцехів без особливого негативного впливу на продуктивність тварин достатньо одержати ступінь однорідності, яка приведена в таблиці 10.1.

Таблиця 10.1. Ступінь однорідності кормових сумішів, яка відповідає зоотехнічним вимогам

Призначення суміші	Ступінь однорідності
Суміші для:	
поросят у віці до 4 місяців	93
свиней усіх груп старших 4 місяців	85-90
Птахів	90
великої рогатої худоби	84-88
комбікорми власного виробництва для всіх видів тварин	90-95

По швидкості обертання робочих органів змішувачі поділяються на тихохідні і швидкохідні.

**Тихохідними** називають змішувачі, у яких показник кінематичного режиму

$$k = \frac{\omega^2 R}{g} < 30, \quad (10.5)$$

а швидкохідними – у яких

$$k = \frac{\omega^2 R}{g} > 30 \quad (10.6)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість робочого органа,  $c^{-1}$ ;

$R$  – максимальний радіус робочого органа, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння,  $m/c^2$ .

При виробництві сухих кормових сумішів використовують переважно змішувачі з вертикальним розміщенням робочих органів. Для вологих кормів рекомендують використовувати горизонтальні змішувачі.

При необхідності, в змішувачах проводиться запарювання кормів. В основному, запарювання проводиться в змішувачах періодичної дії, тому що на процес запарювання необхідно витратити час, необхідний для підігрівання корму до необхідної температури.

Завантаження змішувачів проводиться за допомогою дозаторів. При цьому змішувачі безперервної дії завантажуються компонентами суміші дозаторами безперервної дії і їх продуктивність повинна мати таке ж співвідношення, як і задане співвідношення компонентів у готовій суміші.

Змішувачі періодичної дії завантажуються необхідними компонентами за заданий проміжок часу (звичайно це 10 – 15 хвилин). Продуктивність дозаторів повинна забезпечити завантаження необхідної кількості компонентів за цей час.

## 10.2. Шнекові змішувачі безперервної дії

Шнекові змішувачі безперервної дії використовують для змішування всіх видів кормів за виключенням рідких. Вони найбільш придатні для приготування комбікормів. Принцип їх дії такий. Компоненти безперервним потоком у відповідному співвідношенні подають в приймальний бункер, а потім в робочу камеру, де під впливом робочого органа інтенсивно переміщуються і змішуються, проходячи одночасно до вихідного отвору. Довжина змішувача вибирається така, щоб за час руху в ньому компоненти змішалися з потрібною ступінню однорідності

Масова продуктивність шнекових змішувачів безперервної дії визначається за формулою

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot v \cdot \rho \cdot \phi, \text{ кг/с} \quad (10.7)$$

де  $D$  і  $d$  – зовнішній діаметр шнека і діаметр вала шнека відповідно, м;

$\phi$  – коефіцієнт заповнення шнека,  $\phi = 0.3 \dots 0.4$ ;

$v$  – осьова швидкість переміщення продукту, м/с.

Для робочого органа у вигляді суцільного шнека

$$v = \frac{S \cdot n}{60}, \quad v_{ш} = \frac{S}{2\pi}, \text{ м/с} \quad (10.8)$$

де  $S$  – крок шнека, м;

$n$  – швидкість обертання шнека, об/хв.

Для змішувачів з комбінованими робочими органами (шнек – лопать)

$$v_k = \frac{S \cdot n \cdot \varepsilon}{60}, \quad v_k = \frac{S \cdot \omega \cdot \varepsilon}{2\pi}, \text{ м/с} \quad (10.9)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт втрати швидкості,  $\varepsilon = 0.6 \dots 0.8$ .

Потужність на привід шнекових змішувачів визначають за формулою:

$$N = \frac{Q \cdot L \cdot W}{367 \cdot \eta}, \text{ кВт} \quad (10.10)$$

де  $Q$  – продуктивність змішувача, Т/год.;

$L$  – довжина змішувача, м;

$W$  – коефіцієнт опору переміщенню продукту в жолобі. Для сухих комбікормів  $W = 15 \dots 20$ ;

$\eta$  – ККД механізму приводу.

Продуктивність багатовального змішувача визначається з урахуванням одночасної роботи всіх шнеків

$$Q = z \cdot \phi_1 \cdot Q_p, \text{ кг/с} \quad (10.11)$$

де  $z$  – кількість шнеків;

$\phi_1$  – коефіцієнт, який враховує перекриття робочими деталями вільного перерізу шнека, визначається по конструкції змішувача;

$Q_p$  – розрахункова продуктивність одного шнека, кг/с.

Продуктивність горизонтального лопатевого змішувача визначають за формулою

$$Q = \frac{1}{8} D^2 \cdot S \cdot \omega \cdot \rho \cdot \phi_n \quad (10.12)$$

де  $\phi_n$  – коефіцієнт заповнення ємності,  $\phi_n = 0.3$ .

Вертикальні шнекові змішувачі періодичної дії призначені для приготування сумішів кормів із сухих компонентів.

Процес змішування проходить таким чином. Окремі компоненти завантажують в змішувач в кількості, що дорівнює його робочому об'єму. Потім вмикають шнек, кутова швидкість якого повинна бути в межах  $10 \dots 15 \text{ с}^{-1}$ . Нижні шари корму захоплюються шнеком, підіймаються вгору і опускаються вниз вздовж стінок корпусу. Така циркуляція протягом  $5 \dots 8$  хвилин забезпечує змішування компонентів в однорідну кормову суміш.

При виготовленні таких змішувачів дотримуються співвідношення:

$$\frac{H}{D} = 2 \dots 2.5 \quad \text{і} \quad \frac{d}{D} = 0.25 \dots 0.35 \quad (10.13)$$

де  $H$  і  $D$  – висота і діаметр робочої камери, м;

$d$  – діаметр шнека, м.

Продуктивність вертикальних шнекових змішувачів визначається за формулою:

$$Q = \frac{M}{t_u}, \text{ кг/год.} \quad (10.14)$$

де  $M$  – маса корму, що завантажується в змішувач, кг;

$t_{\text{ц}}$  – тривалість циклу роботи змішувача, год.

$$t_{\text{ц}} = t_3 + t_{\text{зм}} + t_6, \text{ год.} \quad (10.15)$$

де  $t_3, t_{\text{зм}}$  і  $t_6$  – тривалість завантаження, змішування і вивантаження відповідно, год.

Продуктивність змішувачів періодичної дії визначається за формулою:

$$Q = \frac{V_{\text{зм}} \cdot \rho \cdot \phi}{t_{\text{ц}}}, \text{ кг/год.} \quad (10.16)$$

де  $V_{\text{зм}}$  – об'єм змішувача,  $\text{м}^3$ ;

$\phi$  – коефіцієнт заповнення змішувача,  $\phi = 0.8$  для вологих сумішей і  $\phi = 0.7$  для напіввологих кормів;

$t_{\text{ц}}$  – час повного приготування суміші, год.

$$t_{\text{ц}} = t_3 + t_{\text{зм}} + t_6, \text{ год.} \quad (10.17)$$

де  $t_3$  – час, відведений на завантаження кормів, год.  $t_3$  звичайно складає 0.15...0.25 год.;

$t_{\text{зм}}$  – час, відведений на змішування компонентів суміші, а також (при необхідності) – на запарювання і визначається з технологічної необхідності і складає  $t_{\text{зм}} = 0.25 \dots 0.5$  год.

$t_6$  – час, відведений на вивантаження корму із змішувача і не перевищує 0.25 год.

Об'єм змішувача вибирається в залежності від продуктивності лінії приготування кормів з урахуванням кількості статеві-вікових груп тварин. В звичайних умовах в лінії передбачається 1 або 2 змішувачі.

Для визначення геометричних і кінематичних параметрів змішувача визначаються з мінімумом витрат матеріалу на його виготовлення, а також нормальне протікання технологічного процесу.

Швидкість обертання лопатів визначається з умов, що відцентрова сила  $m\omega^2 R_{\text{л}}$ , яка діє на частку, не повинна перевищувати сили тяжіння цієї частки, інакше вона зійде з лопаті і вийде з активного процесу змішування.

При  $m\omega^2 R_{\text{л}} = mg$  кутова швидкість буде критичною і звідси



$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R_{л}}}, \quad c^{□1} \quad (10.18)$$

де  $R_{л}$  – найбільший радіус обертання лопаті, м.  $R_{л}$  залежить від конструкції змішувача.

Визначити потужність для приводу мішалки досить складно, тому розрахунки рекомендується вести на основі теорії подібності. Якщо маємо добру конструкцію змішувача, який побудовано за нашою схемою (модель), розрахунки можна вести за формулами, які рекомендує Ф.Г. Стукалін.

$$N_n = N_m \cdot \omega_n \cdot \frac{D_n^{2.82}}{(\omega_m \cdot D_m^{2.82})} \quad (10.19)$$

$$D_n = D_m^{1.4} \sqrt[4]{Q_n / Q_m}; \quad (10.20)$$

$$\omega_n = \omega_m \sqrt{D_m / D_n} \quad (10.21)$$

де  $D_n$  і  $D_m$  – діаметри, що відповідають змішувачу, який проектується і моделі, м;

$\omega$  – кутова швидкість,  $c^{□1}$ .

### 10.3. Визначення основних параметрів машин для теплової обробки кормів

Запарювання і змішування кормових сумішей проводять практично у всіх типах змішувачів, а також в спеціалізованих агрегатах.

Об'єм запарних чанів визначається по формулі

$$V = \frac{Q \cdot T}{\rho \cdot K_з \cdot n}, \quad m^3 \quad (10.22)$$

де  $V$  – об'єм запарного чана,  $m^3$ ;

$Q$  – продуктивність лінії запарювання коренебульбоплодів, кг/год.;

$\rho$  – об'ємна маса продукту,  $кг/м^3$ ;

$K_з$  – коефіцієнт заповнення запарного чана, приймається 0.8...0.9;

$n$  – кількість запарних чанів, шт.;

$T$  – тривалість повного циклу роботи запарника, год.

Тривалість повного циклу визначається по формулі

$$T = T_3 + T_{3n} + T_6, \text{ год.} \quad (10.23)$$

де  $T_3, T_{3n}, T_6$  – час, відведений за завантаження, запарювання і вивантаження продукту відповідно, год.

Число запарних чанів визначається із умови безперервної роботи лінії приготування коренебульбоплодів по формулі

$$n = \frac{T}{T_2}, \text{ шт.} \quad (10.24)$$

де  $T_2$  – тривалість запарювання однієї порції, год.;

$T$  – тривалість повного циклу роботи запарника, год.

Тривалість запарювання залежить від параметрів пари, теплопровідності продукту, розмірів бульб і складає в середньому 25...30 хвилин.

Визначаємо форму і розміри запарників.

Оптимальна форма запарників, з точки зору зменшення витрат на випромінювання, – циліндрична, а відношення діаметра  $D$  до його висоти  $H$ , чи довжини  $L$ .

$$H = (0.8 \dots 1.3)D \quad (10.25)$$

Об'єм циліндричного запарника може бути виражений через його діаметр і висоту по формулі:

$$v = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot H \quad \text{або} \quad v = (0.8 \dots 1.3) \cdot \frac{\pi \cdot D^3}{4} = (0.63 \dots 1.02) \cdot D^3 \quad (10.26)$$

Звідси визначаємо діаметр і висоту (довжину) запарника:

$$D = \sqrt[3]{\frac{v}{0.63 \dots 1.02}}, \text{ м} \quad \text{і} \quad H = \frac{D}{0.8 \dots 1.3}, \text{ м} \quad (10.27)$$

Визначаємо кількість тепла для запарювання продукту.

Кількість тепла, яка необхідна для запарювання однієї порції продукту, визначається із рівняння теплового балансу:

$$Q = Q_n + Q_3 + Q_c, \quad (10.28)$$

де  $Q_n$  – витрата тепла на нагрівання продукту, Дж.;

$Q_3$  – витрата тепла на нагрівання запарника, Дж.;

$Q_c$  – витрата тепла в оточуюче середовище від тепловипромінювання стінками запарника, Дж.

Кількість тепла, яка необхідна для нагріву продукту в запарнику

від початкової температури  $t_n$  до кінцевої  $t_k$  пропорційна питомій теплоємності продукту  $C_n$  і його масі  $M_n$  і визначається із рівняння:

$$Q_n = \frac{M_n \cdot C_n}{t_k - t_n}, \quad (10.29)$$

де  $M_n$  – маса продукту в запарнику, кг;

$C_n$  – питома теплоємність продукту,  $\text{кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{K}$  ;

$C_{n\text{картонлі}} = 3.35 \text{ кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{K}$  ;

$t_k$  – кінцева температура продукту, приймається в розрахунках рівною температурі пари,  $^\circ\text{K}$  ;

$t_n$  – початкова температура продукту,  $^\circ\text{K}$  .

Кількість тепла, яка витрачається на нагрів корпусу запарника, знаходимо із рівняння

$$Q_3 = M_3 \cdot C_3(t_k - t_n), \quad (10.30)$$

де  $M_3$  – маса корпусу запарника, кг;

$C_3$  – питома теплоємність матеріалу корпусу,  $\text{кДж}/\text{кг}\cdot^\circ\text{K}$  ; для сталі  $C_3=0.45\dots0.50$ .

Кількість тепла, яка витрачається в оточуюче середовище, можна визначити по формулі

$$Q_c = S \cdot d \cdot T_2(t_k - t_g), \quad (10.31)$$

де  $S$  – поверхня корпусу, яка витрачає тепло,  $\text{м}^2$  ;

$d$  – сумарний коефіцієнт тепловіддачі,  $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot^\circ\text{K})$  ;

$t_k$  – температура зовнішньої поверхні корпусу,  $t_k \approx 373 \text{ }^\circ\text{K}$  ;

$t_g$  – температура оточуючого середовища,  $^\circ\text{K}$  ;

$T_2$  – тривалість процесу запарювання однієї порції продукту, год.

Сумарний коефіцієнт тепловіддачі  $d$  показує, яку кількість тепла віддає  $1 \text{ м}^2$  стінки запарника на протязі 1 год. при різниці температури в  $1 \text{ }^\circ\text{K}$  в оточуюче середовище шляхом конвекції і тепловипроміювання і визначається по формулі:

$$d = 8.4 + 0.06(t_k - t_g) \quad (10.32)$$

Визначаємо потребу пари. Кількість пари, яка потрібна для запарювання однієї порції продукту, визначається по формулі:

$$P = \frac{Q}{i_n - i_k}, \text{ кг}, \quad (10.33)$$

де  $P$  – кількість пари, кг;

$Q$  – кількість тепла, яка необхідна для запарювання однієї порції продукції продукту, кДж;

$i_n$  – теплоємність пари при відповідному тиску в котлі, кДж/кг;

$i_k$  – теплоємність конденсату, що виходить із запарника, кДж/кг.

Визначення продуктивності запарника.

Продуктивність визначається по формулі:

$$Q_3 = \frac{M_k}{T_u}, \quad (10.34)$$

де  $Q_3$  – продуктивність запарника, кг/год.;

$M_k$  – кількість корму, що вміщується в ємності запарника, кг;

$T_u$  – тривалість циклу роботи, год.

Визначення питомої витрати пари.

Для визначення питомої витрати пари необхідно величину  $P$ , віднесени до секундної роботи апарату, розділити на його продуктивність  $Q_3$ , кг/с, і визначається по формулі:

$$q = \frac{P}{Q_3}, \quad \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{кг}} \quad (10.35)$$

З достатньою точністю питомі витрати пари можуть бути прийняті: при запарюванні бульбоплодів –  $0.16 \dots 0.20 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$ , соломи –  $0.40 \dots 0.5 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$ , при нагріві води від 283 К до 373 К –  $0.20 \frac{\text{кг} \cdot \text{с}}{\text{кг}}$  (від  $10^0 \text{C}$  до  $100^0 \text{C}$ ).

Визначення ККД запарника.

Відношення кількості тепла, яке витрачене на нагрів продукту, до загальної кількості тепла, підведеного до запарника, визначається по формулі:

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_n + Q_3 + Q_c} \quad \text{або} \quad \eta = \frac{Q_n}{Q} \cdot 100, \quad \% \quad (10.36)$$

Продуктивність запарника безперервної дії визначається по формулі:

$$Q_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \rho \cdot k, \text{ кг/с} \quad (10.7)$$

де  $D$  – діаметр запарника, м;

$\rho$  – об'ємна маса продукту,  $\text{кг/м}^3$ ;

$v$  – швидкість руху продукту в запарнику, м/с;

$k$  – коефіцієнт заповнення запарника,  $k=0.8\dots0.9$ .

Швидкість руху продукту в запарнику залежить від висоти  $H$  чи довжини  $L$  запарника і часу руху, який дорівнює часу  $T_3$ , необхідного для запарювання корму, визначається по формулі:

$$v = \frac{H}{T_3}, \quad \text{або} \quad v = \frac{L}{T_3}, \text{ м/с} \quad (10.38)$$

Кількість пари, що може пройти між частинками продукту, дорівнює:

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v \cdot \rho_n \cdot (1 - \beta), \text{ кг/с} \quad (10.39)$$

де  $v_n$  – швидкість руху пари в запарнику, м/с;

$\rho_n$  – щільність пари,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\beta$  – коефіцієнт, який враховує пустоту між продуктом,

$\beta = 0.6\dots0.7$ .

Швидкість руху пари між бульбами в запарнику, при якому вона повністю конденсується, залежить від величини бульб і складає  $0.20\dots0.26$  м/с.

Визначення витрати пари, що проходить через запарник.

Витрати пари на запарювання продукту, що проходить через запарник, визначається із рівняння

$$P = \frac{Q_3 \cdot C_n (t_k - t_n)}{i_n - i_k}, \text{ кг/год.} \quad (10.40)$$

де  $Q_3$  – продуктивність запарника, кг/год.;

$C_n$  – теплоємність продукту,  $\text{кДж/кг} \cdot ^\circ\text{K}$ ;

$t_k$  – кінцева температура продукту,  $^\circ\text{K}$ ;

$t_n$  – початкова температура продукту,  $^{\circ}K$  ;

$i_n$  – теплоємність пари,  $кДж/кг$ ;

$i_k$  – теплоємність конденсату, що виходить із запарника,  $кДж/кг$ .

Визначення діаметра  $D$  і висоти (довжини) запарника:

$$H_{\min} = \frac{v_n \cdot \rho_n \cdot T_3 \cdot (i_n - i_k)}{\rho \cdot C_n \cdot k(t_k - t_n)} (1 - \beta), \text{ м} \quad (10.41)$$

При відомому значенні  $H$  діаметр запарника визначаємо на основі формули:

$$D = 2 \sqrt{\frac{Q_3 \cdot T_3}{\pi \cdot H \cdot \rho \cdot K}}, \text{ м} \quad (10.42)$$

Визначення параметрів паропроводу.

Для рівномірного прогріву продукту в запарнику розподільний паропровід необхідно підібрати такої конструкції, яка б забезпечила рівномірний розподіл пари. Необхідно, щоб площа сумарного перерізу отворів на паророзподільничій трубі була рівна площі його внутрішнього перерізу.

Умова рівномірного розподілу пари така:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot d^2}{2} \cdot n \cdot z, \quad (10.43)$$

де  $D$  – внутрішній діаметр паропроводу, м;

$d$  – діаметр отвору на паророзподільній трубі, м;

$n$  – кількість отворів на паропроводі в ряді, шт.;

$z$  – число рядів.

Визначення діаметра паропроводу.

Для визначення діаметра паропроводу спочатку знаходять його продуктивність:

$$Q_n = \frac{P}{T_3}, \text{ кг/с} \quad (10.44)$$

З іншого боку:

$$Q_n = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v_n \cdot \rho_n, \text{ кг/с} \quad (10.45)$$

Звідси:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi \cdot v_n \cdot \rho_n \cdot T_3}}, \text{ м} \quad (10.46)$$

Кількість отворів в ряду  $n$  залежить від довжини  $L$  паророзподільника трубопроводу і кроку  $t$  отворів:

$$n = \frac{L}{t}, \text{ шт.} \quad (10.47)$$

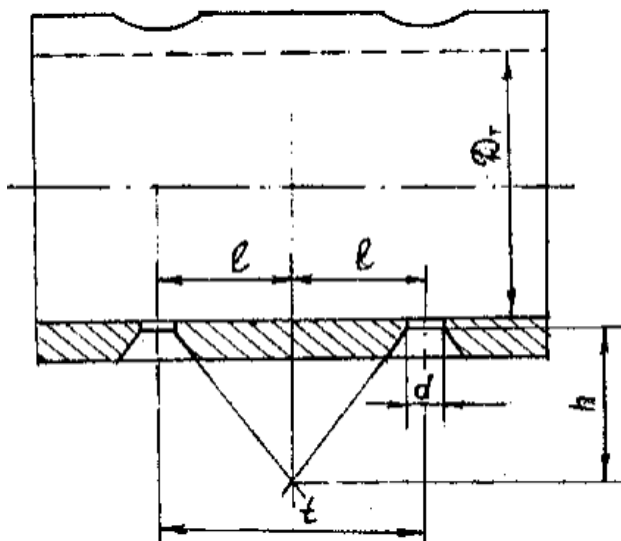


Рис. 10.1. Схема до визначення параметрів паропроводу

Дослідами встановлено, що прогрів продукту проходить найбільш рівномірно, якщо навколо труби паророзподільника утворюється суцільний шар пари  $h$ , товщиною 0.03...0.04 м.

Визначаємо крок отворів (рис. 10.1) на паророзподільній трубці:

$$t = \frac{2h}{\operatorname{tg} \alpha} + d, \text{ м,} \quad (10.48)$$

де  $\alpha$  – кут виходу пари,  $\alpha = 30^\circ$ .

Діаметр патрубку для відведення конденсату повинен бути таким, щоб забезпечити безперервний його вихід, і побудований так, щоб запобігти вільному виходу пари, і визначається по формулі:

$$d_n = 2 \sqrt{\frac{q \cdot Q_3}{\pi \cdot v_k \cdot \rho_k}}, \text{ м} \quad (10.49)$$

де  $q$  – сумарні питомі витрати пари, кг/кг;

$Q_3$  – продуктивність запарника, кг/с;

$v_k$  – швидкість виходу конденсату,  $v_n = 1.2 \dots 1.5$  м/с;

$\rho_k$  – щільність конденсату,  $\text{кг/м}^3$ .

Визначаємо діаметр отворів на паророзподільній трубі:

$$d = \frac{D_1}{2 \cdot L \cdot z} \cdot \left( D_1 + \sqrt{D_1^2 + 8 \cdot L \cdot z \cdot \frac{h}{\text{tg } \alpha}} \right), \text{ м} \quad (10.50)$$

де  $z$  – кількість рядів отворів на паророзподільній трубі,  $z = 3 \dots 6$  штук.

#### 10.4. Визначення основних параметрів двовального лопатевого змішувача періодичної дії

За вихідними даними завдання (продуктивність змішувача  $Q$  і тривалість повного циклу приготування  $t_u$ ) з формули (10.17) визначаємо необхідний об'єм змішувача:

$$V_{зм} = \frac{Q \cdot t_u}{\rho \cdot \phi}, \text{ м}^3 \quad (10.51)$$

Виходячи з форми змішувача (рис. 10.2), його об'єм можна визначити із залежності:

$$V_{зм} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L + D \cdot B \cdot L, \text{ м}^3 \quad (10.52)$$

де  $L$  – довжина змішувача, м;

$D$  – діаметр змішувача, м;

$B$  – відстань між осями валів, м.

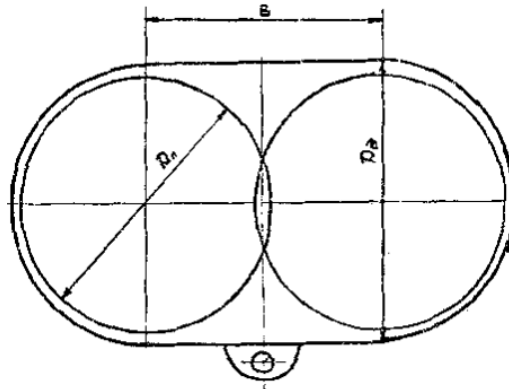


Рис. 10.2. Схема двовального змішувача



В зв'язку з тим, що ми не враховуємо об'єм, який займає шнек для вивантаження корму, ми можемо знехтувати те, що лопаті по діаметру перекриваються і прийняти  $B=D$ . В цьому випадку формула буде мати такий вид:

$$V_{зм} = D^2 \cdot L \left( \frac{\pi}{4} + 1 \right) \text{ або } V_{зм} = 1.78D^2 \cdot L \quad (10.53)$$

Для забезпечення достатньої якості змішування довжина двовального змішувача повинна знаходитись в такому співвідношенні з діаметром:

$$L = kD \quad (10.54)$$

де  $k=1 \dots 2$  (за експериментальними даними).

З урахуванням цього діаметр змішувача визначаємо за формулою:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{зм}}{k(\pi + 4)}} \text{ або } D = \sqrt[3]{\frac{V_{зм}}{1.78k}} \quad (10.55)$$

Як показала практика, для забезпечення доброго змішування компонентів у двовальних змішувачах необхідно, щоб лопаті перекривалися на величину діаметра вивантажувального шнека  $d$ . Тому відстань між валами визначаємо із залежності:

$$B = D \square d \square 2a, \text{ м} \quad (10.56)$$

де  $a$  – радіальний зазор між лопатями і корпусом змішувача,  $a=0.02 \dots 0.05$  м;

$d$  – діаметр шнека,  $d=0.2 \dots 0.3$  м.

Крок установки лопатей рекомендують приймати  $S=0.5 \dots 0.7$  радіуса лопатевого вала.

Кількість витків гвинтової лінії на валу:

$$m = \frac{L \square 2b}{S} \quad (10.57)$$

де  $b$  – зазор між крайніми лопатями і торцевими стінками змішувача,  $b=0.1 \dots 0.2$  м.

Одержане значення  $m$  округляється і уточнюється крок  $S$ :

$$S = \frac{L \square 2b}{m}, \quad (10.58)$$

Кількість лопатей по одному валу рекомендують визначати із такої залежності:

$$z = \frac{(3.5 \dots 4)R}{S}, \quad (10.59)$$

Лопаті рекомендують встановлювати через  $60^\circ$   
Критичну кутову швидкість валів визначаємо за формулою (10.19).

Робоча кутова швидкість приймається так:

$$\omega_p = 0.5 \omega_{кр}, \quad (10.60)$$

Потужність на привід змішувача визначаємо за формулою (10.20).

### 10.5. Визначення основних параметрів одновального лопатевого змішувача періодичної дії

За вихідними даними визначаємо геометричні параметри змішувача:

$$V_{зм} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L \quad (10. 1)$$

При цьому  $L = kD$  і  $k=1.5 \dots 3$ .

Виходячи з цього визначаємо діаметр змішувача і його довжину:

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{зм}}{\pi k}}, \quad \text{м} \quad (10.62)$$

Відповідно, довжина його буде:

$$L = kD, \quad \text{м} \quad (10.63)$$

При цьому  $L$  повинна бути не менше  $1.5 \dots 2$  м.

Діаметр лопатевого валу

$$D_l = D \square 2a, \quad (10.64)$$

де  $a$  – зазор між лопатями і корпусом,  $a=0.02 \dots 0.05$  м.

За експериментальними даними крок лопатей рекомендують вибирати:

$$S = (0.5 \dots 0.6) D_l, \quad (10.65)$$

Кількість витків гвинтової лінії визначається за формулою(60).

Загальна кількість лопатей визначається із виразу:

$$z = 1 + m(z_1 \square 1), \quad (10.66)$$

де  $z_1$  – кількість лопатей по кожному витку.

Для одновальних лопатевих змішувачів рекомендують розміщу-

вати лопаті під кутом  $120^0$ , тоді  $z_1=3$ . Тому

$$z = 1 + 2m \quad (10.67)$$

Робочу кутову швидкість визначають за формулами (10.19) і (10.61).

Потужність, необхідну для приводу змішувача можна визначити із виразу:

$$N = \frac{P_p \cdot V_p + P_o \cdot V_o}{P \cdot \eta}, \text{ Вт} \quad (10.68)$$

де  $P_p$  – радіальна сила, яка діє на занурені в суміш лопаті, Н;

$P_o$  – осьова сила, яка діє на лопаті, Н;

$V_p$  і  $V_o$  – радіальна і осьова швидкості пересування корму відповідно, м/с.

Потужність можна визначити значно простіше за допомогою формул (10.20), (10.21) і (10.22).

## 11. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ МОБІЛЬНИХ РОЗДАВАЧІВ КОРМІВ

### 11.1. Загальні відомості.

Найбільш трудомістким та відповідальним процесом при отриманні продукції тваринництва являється роздавання кормів.

При використанні того чи іншого способу утримання тварин необхідно приймати необхідний тип кормороздавача. Зосереджуємо увагу на пересувних кормороздавачах. Використання кормороздавачів дозволяє значно підвищити продуктивність ферми, а також зменшити кількість обслуговуючого персоналу, що в кінцевому розрахунку дозволить зменшити собівартість продукції тваринництва.

Перед проведенням розрахунків технологічних, кінематичних, динамічних і міцностних параметрів вузлів, деталей і машини в цілому проводиться аналіз використовуваних технологічних схем кормороздавачів, розглядаються вітчизняні та зарубіжні конструкції. Виявляються їх позитивні і негативні сторони. Зосереджується увага на найбільш прийнятих конструкціях. Подальше вдосконалення та покращення робочого технологічного та експлуатаційного процесу виконується з метою зменшення вартості отримуваної продукції.

### 11.2. Технологічний розрахунок мобільних роздавачів кормів

Як зазначалось вище, на тваринницьких фермах використовують різні види роздавачів кормів в залежності від виду корму і способу утримання худоби. Слід зауважити, що головною перевагою мобільних кормороздавачів є те, що їх можна використовувати в різних приміщеннях, де знаходяться тварини. При виходу із ладу одного такого кормороздавача його без всяких зусиль можна замінити другим. Тому головну увагу приділено розрахунку мобільних роздавачів кормів як найбільш перспективних засобів механізації.

Продуктивність кормороздавача.

Вихідними даними для проектування мобільного кормороздавача є задана продуктивність  $Q$ , яка визначається формулою, т/ч.

$$Q = 3600 \frac{G_1}{L} \cdot V \quad (11.1)$$

де  $G_1$  – кількість кормів, необхідна для розрахункового поголів'я, т;

$L$  – довжина фронту годування, тобто загальна довжина годівниць, наповнених кормом за один прохід кормороздавача, м;

$V$  – робоча швидкість руху кормороздавача, м/с.

Кількість корму, яка необхідна тваринам на одне годування згідно раціону, визначається за формулою:

$$G_1 = \frac{g \cdot n_c}{1000} \cdot T \quad (11.2)$$

де  $g$  – кількість корму, необхідна тварині, кг;

$n_c$  – розрахункова кількість тварин.

Довжина фронту годування  $L$ , м, за один прохід кормороздавача визначається

$$L = \frac{a \cdot n_c}{n_1} \quad (11.3)$$

де  $a$  – довжина одного кормомісця, м;

$n_1$  – кількість тварин, на одне місце.

Після підставлення (11.2)

і (11.3) у (11.1) маємо, т/ч

$$Q = 3,6 \frac{g \cdot n_1}{a} \cdot V \quad (11.4)$$

### 11.3. Кількість кормороздавачів

Кількість кормороздавачів  $n_K$ , необхідних для обслуговування голів худоби або птиці, визначають наступним виразом

$$n_K = \frac{Q \cdot 1000}{n_{\text{зф}} \cdot g} \quad (11.5)$$

де  $n_{\text{зф}}$  – кількість тварин на фермі;

$g$  – норма видачі на одну голову, кг;

$Q'$  – продуктивність кормороздавача за годину змінного часу, т/ч.

$$Q' = Q \cdot A \quad (11.6)$$

Коефіцієнт  $A$  використання робочого часу кормороздавача визначається наступним відношенням

$$A = \frac{T}{T + T_0} \quad (11.7)$$

де  $T$  – час, витрачений безпосередньо на роздачу корму;

$T_0$  – час, витрачений на непродуктивні (допоміжні) операції:

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7,$$

де  $T_1$  – час доставки порожнього кормороздавача від місця утримання тварин до місця завантаження;

$T_2$  – час завантаження;

$T_3$  – час транспортування корму від місця завантаження до місця роздачі;

$T_4$  – час, витрачений на простоювання по технологічним причинам;

$T_5$  – час на технічне обслуговування;

$T_6$  – час на ремонт машини;

$T_7$  – час переїзду від однієї лінії роздачі до другої, якщо ємність кузова (бункера) забезпечує роздачу корму в декількох лініях.

Кількість поголів'я тварин  $n_{см}$ , які обслуговуються одним кормороздавачем за зміну, можна визначити за формулою

$$n_{см} = \frac{T_{см} \cdot n_{гр}}{T_0 \cdot n_p} \quad (11.8)$$

де  $T_{см}$  – тривалість зміни (небажана більше 3 год.);

$n_{гр}$  – кількість тварин в групі, якій доставляється корм за один рейс;

$n_p$  – число рейсів доставки і роздачі корму за день одній групі тварин.

Кількість корму, який доставляється кормороздавачем до місця годування, може бути визначено по даним технічної характеристики, яка є в довідковій літературі.

#### 11.4. Визначення конструктивних параметрів.

Ємність (бункера) кузова,  $m^3$ , можна визначити за формулою

$$W = \frac{G}{\rho} \cdot E \quad (11.9)$$

де  $\rho$  – щільність корму,  $t/m^3$ ;

$E$  – коефіцієнт наповнення, який знаходиться в межах 0,75...0,8.

Розміри кузова визначаються із таких міркувань. Вага корму, який знаходиться в кузові, створює тиск на його борти. Від сил тиску  $P_1$  і  $P_2$  виникають нормальні реакції  $N_1$  і  $N_2$ , які створюють сили тертя  $F_1$  і  $F_2$ .

На рис. 11.1 представлена схема кузова кормороздавача зі сторонами  $l$ ,  $h$ ,  $B$  і епюри сил тиску корму на його борти.

Прийнята рухома система координат  $XOYZ$ , з початком відліку у верхній точці висоти борту і направленням осей вздовж сторін кузова так, як показана на рисунку. Сила ваги корму при наповненому кузові рівна  $Mg$ .

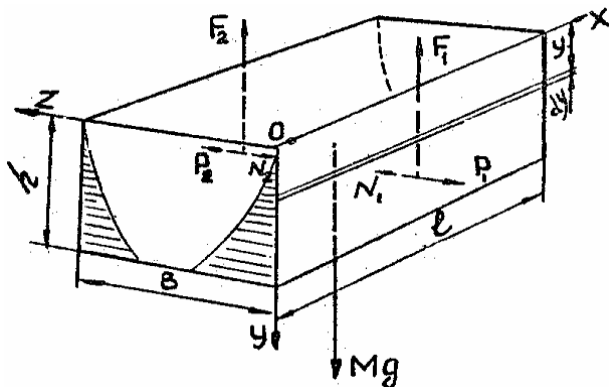


Рис. 11.1. Схема кузова кормороздавача

Елемент сили тиску  $dP$  на поверхню борту кузова у виділеному шарі буде:

$$dP = \gamma l y dy \quad (11.10)$$

де  $\gamma$  – питома вага корму,  $H/m^3$ .

Звідси, після інтегрування маємо

$$P = \gamma l \int_0^h y dy = \gamma \frac{lh^2}{2} \quad (11.11)$$

При умові рівності висоти  $h$  обох бортів можна записати, що сили тиску корму рівні між собою  $P_1 = P_2 = P$ . Сили нормального тиску  $N_1$  і  $N_2$ , а також сили тертя  $F_1$  і  $F_2$  рівні між собою:

$$F_1 = F_2 = \gamma \frac{lh^2}{2} f \quad (11.12)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання корму по поверхням бортів кузова.

Надійність виконання технологічного процесу переміщення кормів в кузові забезпечується при умові що сила ваги корму на його борти.

$$Mg \geq F_1 + F_2 = \gamma lh^2 f \quad (11.13)$$

Маса корму  $M$  може бути представлена в такому виді:

$$M = lhB\rho \quad (11.14)$$

де  $\rho$  – щільність або насипана маса корму,  $\text{кг/м}^3$ . Після підстановки значення маси в нерівність (2.13) і враховуючі, що  $\rho g = \gamma$ , де  $\gamma$  – питома вага, маємо

$$h \geq \frac{B}{f} \quad (11.15)$$

Одержане нами рівняння для розрахунку (11.15) вказує на взаємозв'язок висоти  $h$  і ширини  $B$  кузова в залежності від виду корму, який характеризується його коефіцієнтом тертя ковзання.

### 11.5. Розрахунок розташування бітерів кормороздавача

На рис. 11.2 представлена схема вивантажувальної частини кормороздавача із взаємним розташуванням бітерів.

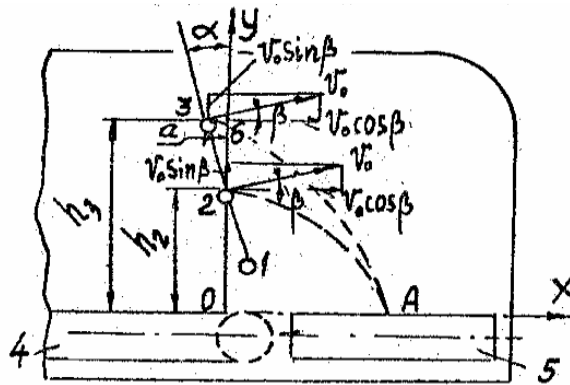


Рис.11.2. Схема вивантажувальної частини кормороздавача

Маса корму, яка знаходиться в кузові, повздовжнім конвеєром 4 подається до бітерів 1,2,3, які розрихлюють її і подають на попере-



чний вивантажувальний конвеєр 5, наповнюючий годівниці. Для підвищення рівномірності видачі кормів в годівниці передбачене таке взаємне розташування бітерів, при якому частини корму, які вони викидають, попали б на одну лінію А поперечного вивантажувального конвеєра 5.

Система координат XOY, вибрана так, що вертикальна вісь OY проходить через точку, де викидається корм середнім бітером 2 з початковою швидкістю  $V_0$ , направленою під таким же кутом  $\beta$ .

Диференційні рівняння руху частин корму, скинутих другим і третім бітерами, мають такий вид:

$$\begin{aligned} m_2 x_2'' &= 0 \\ m_2 y_2'' &= -m_2 g \end{aligned} \quad (11.16)$$

$$\begin{aligned} m_3 x_3'' &= 0 \\ m_3 y_3'' &= -m_3 g \end{aligned} \quad (11.17)$$

Знижуючи порядок похідних цих диференційних рівнянь двічі інтегруючи й визначаючи похідні постійні інтегрування із початкових умов:

$$\begin{aligned} t &= 0, \\ x_3 &= a, \\ y_3 &= h_3, \\ x_2 &= 0, \\ x_2' &= v_0 \cos \beta, \\ y_2' &= v_0 \sin \beta, \\ x_3' &= v_0 \cos \beta, \\ y_2 &= h_2, \\ y_3' &= v_0 \sin \beta, \end{aligned}$$

отримаємо наступні рівняння в параметричному вигляді для визначення траєкторії руху частин корму, скинутих другим і третім бітером.

$$\begin{aligned} x_2 &= v_0 t_2 \cos \beta, \\ y_2 &= h_2 + v_0 t_2 \sin \beta - \frac{gt^2_2}{2}. \end{aligned} \quad (11.18)$$

$$\begin{aligned} x_3 &= v_0 t_3 \cos \beta + a, \\ y_3 &= h_3 + v_0 t_3 \sin \beta - \frac{gt^2_3}{2}. \end{aligned} \quad (11.19)$$

Другі рівняння систем (11.18) і (11.19) спадаючі, і наступає така мить, коли вони досягають нуля, тобто при досягненні вісі ОХ (точки А).

В цьому випадку  $Y_2 = 0$  і  $Y_3 = 0$ .

При цих умовах знаходимо час  $t_2$  і  $t_3$  руху частин корму, скинутих другим і третім бітерами, після розв'язку отриманих квадратних рівнянь, маємо:

$$t_2 = \frac{1}{g} (\sqrt{2gh_2 + v_0^2 \sin^2 \beta} + v_0 \sin \beta) \quad (11.20)$$

$$t_3 = \frac{1}{g} (\sqrt{2gh_3 + v_0^2 \sin^2 \beta} + v_0 \sin \beta) \quad (11.21)$$

При розв'язанні квадратних рівнянь перед коренем взято тільки один знак плюс, тому що час не може бути від'ємним.

Після чергової підстановки знайдених значень часу в перші рівняння систем (11.18) і (11.19) отримуємо максимальне значення по осі ОХ переміщення частин корму, скинутих другим і третім бітером.

$$x_{\cos \beta}^{\Rightarrow \max} = \frac{v_0}{g} (\sqrt{2gh_2 + v_0^2 \sin^2 \beta} + v_0 \sin \beta) \quad (11.22)$$

$$x_{\cos \beta}^{\Rightarrow \max} = \frac{v_0}{g} (\sqrt{2gh_3 + v_0^2 \sin^2 \beta} + v_0 \sin \beta) \square a \quad (11.23)$$

У відповідності з попередніми умовами попадання частин на одну лінію поперечного конвеєра (точку А) необхідно, щоб  $x_{2\max} = x_{3\max}$ .

Прирівнявши рівняння (11.22) і (11.23) і розв'язуючи відносно величини  $a$ , знаходимо:

$$a = \frac{v_0 \cos \beta}{g} (\sqrt{2gh_3 + v_0^2 \sin^2 \beta} \square \sqrt{2gh_2 + v_0^2 \sin^2 \beta}) \quad (11.24)$$

Із рис.11.2 видно, що в трикутнику 2,3,6 катет  $a$  являє собою лінію  $\sin \alpha$ , катет 2,6 представлено як різницю  $h_3 \square h_2$ , яка є лінією  $\cos \alpha$ , знаходимо

$$\alpha = \arctg \frac{v_0 \cos \beta (\sqrt{2gh_3 + v_0^2 \sin^2 \beta} \square \sqrt{2gh_2 + v_0^2 \sin^2 \beta})}{2(h_3 \square h_2)} \quad (11.25)$$

Якщо кут  $\beta = 0$ , рівняння (11.25) перетворюються до відомого виду

$$\alpha = \arctg \frac{v_0 \sqrt{\frac{2}{g}} (\sqrt{h_3} \square \sqrt{h_2})}{h_3 \square h_2} \quad (11.26)$$

Якщо вісі обертання бітерів 2 і 3 розміщуються в одній вертикальній площині, але на різній висоті  $h_2$  і  $h_3$ , тоді для досягнення попередньої умови скидання частин корму двома бітерами на одну лінію поперечного вивантажувального конвеєра 5 (в точку А, див. рис.11.2) початкова швидкість скидання  $v_3$  і  $v_2$  частин корму при умові  $\beta = 0$  знаходяться в наступній залежності

$$v_3 = v_2 \sqrt{\frac{h_2}{h_3}} \quad (11.27)$$

В рівняннях (11.25) і (11.26) входить значення швидкості  $V_0$ , з якою частини корму викидаються бітером.

Швидкість  $V_0$  визначається при заданих умовах коли частини корму потрапляють на лінію поперечно-вивантажувального конвеєра (точку А), при заданій величині  $x_{2\max}$  (див. рис.11.2). з цією метою рівняння (2.22) вирішуються відносно пошукової величини  $V_0$ .

Після розв'язання одержаного рівняння для визначення значення швидкості  $V_0$  отримуємо її в такому вигляді:

$$v_0 = x_{2\max} \sqrt{\frac{g}{2(h_2 \cos \beta + x_{2\max} \sin \beta) \cos \beta}} \quad (11.28)$$

По знайденому значенні колової швидкості  $V_0$  визначаємо кутову швидкість  $\omega$ , рад/с, обертання бітера, яка має наступний вигляд

$$\omega = \frac{v_0}{R} \quad (11.29)$$

де  $R$  – радіус скидаючого бітера.

Частота обертання бітера, об/хв., визначається наступним виразом:

$$n = \frac{30v_0}{\pi \cdot R} \quad (11.30)$$

### 11.6. Розрахунок енергетичних показників кормороздавача

Тяговий опір  $P_T$  кормороздавача на перекочування визначається виразом:

$$P_T = G_0 \frac{\sin(\alpha_1 + \phi)}{\cos \phi} \quad (11.31)$$

де  $G_0$  – вага завантаженого кормороздавача в Н;

$\alpha_1$  – допустимий кут підйому дороги ( $\alpha_1 = 25 \dots 30^\circ$ );

$\phi$  – кут перекочування ( $\phi = 10 \dots 15^\circ$ ) на ґрунтових дорогах.

Вага навантаженого кормороздавача

$$G_0 = G_C + G_K \quad (11.32)$$

де  $G_C$  – власна вага кормороздавача

$G_K$  – вага корму, що знаходиться в кузові (бункері) кормороздавача.

Граничний кут  $\beta_n$  поперечної стійкості пересувного кормороздавача визначається із виразу

$$\beta_n = \arctg \frac{(0,5B_1 \square x_{ЦТ} \operatorname{tg} \gamma_1) \cos \gamma}{y_{ЦТ}} \quad (11.33)$$

де  $B_1$  – ширина колії кормороздавача;

$x_{ЦТ}$  – горизонтальна координата центру тяжіння ;

$y_{ЦТ}$  – вертикальна координата центру тяжіння;

$\gamma_1$  – кут нахилу вісі скидання до продольної вісі роздавача.

Координати центру тяжіння визначаються слідуючими формулами

$$x_{ЦТ} = \frac{a L_p}{G G_0}$$

$$y_{ЦГ} = \frac{\sum_{i=1}^n g_i y_i + G_k Y}{\sum_{i=1}^n g_i + G_k} . \quad (11.34)$$

де  $G_a$  – сила, припадаюча на причіпне вушко (в одновісному кормороздавачу);

$L_p$  – відстань між точкою опори ходових колес і точкою причепу;

$g$  – вага деяких елементів кормороздавача;

$y_i$  – вертикальна координата кожного елемента кормороздавача;

$G_k$  – вага корму;

$Y$  – вертикальна координата центру тяжіння ваги корму від поверхні дороги.

Критичний кут поперечного нахилу з врахуванням швидкості руху кормороздавача і радіуса повороту.

$$\beta_{KP} = \arctg \left[ \operatorname{tg} \beta_n \square \frac{v^2}{gR} \right] \quad (11.35)$$

де  $v$  – швидкість руху кормороздавача;

$R$  – радіус повороту агрегату;

$g$  – прискорення сили тяжіння.

Споживана потужність приводу робочих органів кормороздавача визначається в кожному конкретному випадку.

Для прикладу визначені складаючі зусилля при роботі пересувного кормороздавача типу КТУ-10.

Значні зусилля, а також потужність витрачають на переміщення маси в кузові кормороздавача. Чим більше маса в кузові, тим більше зусиль, необхідних на її переміщення. Зусилля  $P$ , яке витрачається на переміщення маси корму в кузові при максимальному його заповненні, визначаються слідуючим виразом

$$P = P_1 + P_2 + P_3 \quad (11.36)$$

де  $P_1$  – зусилля на переміщення корму по дну кузова;

$P_2$  – зусилля на переміщення ланцюгів, які переміщують масу корму;

$P_3$  – зусилля на подолання тертя корму по бортам кузова.

В свою чергу перше рівняння, яке додається (3.6) визначається

виразом

$$P_1 = G_K f_1 \quad (11.37)$$

де  $G_K$  – вага корму в кузові;

$f_1$  – коефіцієнт тертя ковзання корму на поверхні дна кузова.

Друге рівняння, яке додається визначається таким рівнянням

$$P_2 = G_{Ц} f_2 \quad (11.38)$$

де  $G_{Ц}$  – вага ланцюгів, які переміщують масу корму в кузові;

$f_2$  – відповідний коефіцієнт тертя ковзання.

Максимальне зусилля  $P_3$  на подолання тертя корму по бортах кузова визначається згідно правої частини рівняння (11.13)

$$P_3 = \gamma l h^2 f \quad (11.39)$$

Середнє значення  $P_{3cp}$  визначається методом знаходження площі між величиною зусиль  $P_3$  і віссю висоти кузова з наступним діленням отриманого значення на його висоту

$$P_{3cp} = \frac{\gamma l h^2 f}{3} \quad (11.40)$$

Швидкість руху корму в кузові визначається по середньому значенню, із аналізу кінематичної схеми і максимально можливого кута повороту храпового механізму.

При відомому значенні числа обертів  $n$  храпового колеса кутова швидкість  $\phi$  дорівнює

$$\phi' = \frac{\pi n}{30} \quad (11.41)$$

Лінійна швидкість  $v_{Ц}$  руху ланцюгів, які переміщують масу корму в кузові визначається добутком

$$v_{Ц} = r \phi' \quad (11.42)$$

де  $r$  – радіус розділяючого кола ведучої зірочки ланцюгів.

Потужність  $N_1$ , приводу механізму для переміщення маси корму в кузові, кВт, визначається виразом:

$$N = \frac{P}{1000} \cdot V_{nm} \quad (11.43)$$

де  $V_{nm}$  – швидкість переміщення маси корму в кузові.

Швидкість  $V_{nm}$  визначається виразом

$$V_{nm} = V_u \cdot E$$

де  $E$  – коефіцієнт, прийнятий рівним 0,9-0,99.

Потужність  $N_2$  приводу ланцюгів, кВт, які переміщують масу корму

$$N_2 = \frac{P_2 \cdot V_u}{1000} \quad (11.44)$$

Потужність  $N_3$  на подолання сили тертя корму по бортах кузова, кВт

$$N_3 = \frac{P}{1000} \cdot V_{nm} \quad (11.45)$$

Потужність, необхідна для переміщення кормороздавача, кВт

$$N_n = \frac{T \cdot V_{nk}}{1000} \quad (11.46)$$

де  $V_{nk}$  – швидкість переміщення кормороздавача.

Потужність, кВт, необхідна на подолання тертя в підшипниках, підраховується по заданим або розрахунковим значенням моментів тертя і визначається наступним виразом

$$N_{TP} = \frac{M_T \omega}{1000} \quad (11.47)$$

де  $M_T$  – момент тертя в вузлах, Н·м;

$\omega$  – кутова швидкість обертання валів, рад/с.

Загальна потужність, потрібна для роботи кормороздавача, визначається як сума складових потужностей

$$N_C = N_1 + N_2 + N_3 + N_n + N_{TP} \quad (11.48)$$

Проведення обчислень доцільно супроводжувати чисельним методом аналізу, побудовою графічних залежностей, демонструванням впливу окремих аргументів на значення функцій. Доцільно представлення малюнків розроблюваного виду машини, окремих її механізмів, кінематичної схеми, технічної характеристики, табличного матеріалу, других даних, які можуть зацікавити (можливе запозичення з літера-

турних джерел із посиланням на них).

Таблиця 11.1. Технічні характеристики мобільних роздавачів кормів

Найменування показників	Тип роздавачів				
	ПТУ-10К	КТУ-10	ПТУ-10КД	РЗМ-8	РЗМ-8Д
Необхідна ширина кормового проходу, м	2...2,4	2...2,4	2,2...4	2...2,4	2...2,2
Ширина колії, м	1,5	1,5	1,5	1,5	1,4
Дорожній просвіт, м	0,35	0,35	0,35	0,35	0,35
Вантажопідйомність т	3	3	3	3	3
Продуктивність за 1 год. чистої роботи, кг	25...30	16...130	14...88	до 30	11...65
Місткість кузова, м <sup>3</sup> з основн. бортами з додатковими бортами	6 10	6 10	– 10	10 –	10 –
Швидкість руху, км/год	1,37	1,37	1,37	1,37	0,79... 1,37
Завантажувальна висота (з додатковими бортами), м	2,42	2,42	2,47	2,38	2,35
Кількість тварин, які обслуговуються за одну роздачу	200	200	200	200	200
Межа регулювання видачі корму, кг/м	6...60	6...60	6...60	4...40	4...40
Швидкість повздовжнього транспортера, м/с	9...8,8	–	–	–	13...30
Розміри в робочому положенні, м довжина ширина висота	5,82 2,3 2,42	6,175 2,3 2,44	6,4 2,33 2,47	5,5 2,27 2,38	5,72 2,25 2,39
Загальна маса з повним комплектом робочих органів, кг	2080	2590	2252	2080	2100



Необхідно провести порівняння отриманих розрахункових значень з дійсними, приведеними в таблиці, в якій наведені характеристики п'яти модифікацій мобільних роздавачів кормів, які випускаються промисловістю.

Дані цієї таблиці можуть бути використані також для розрахунку енергетичних показників зпроектованого роздавача кормів.

## 12. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ГНОЮ

### 12.1. Вихід екскрементів від тварин різних статевих груп

Екскременти свиней різних статевих груп мають вологість 86-91%. Сюди входять залишки корму, підстилка, технологічна вода і тому вони не розділяються на фракції шляхом відстоювання. Середня щільність сухої речовини екскрементів свиней складає  $1800 \text{ кг/м}^3$ . Коли розбавити екскременти водою в відношенні 1:6, дець 20% сухої речовини знаходиться в розчиненому стані (у вигляді колоїдів).

Рідкий гній розшаровується при вологості більше 92%, а коли вологість понад 96,5% цей процес відбувається інтенсивно і випадання гуща дуже ущільнюється, перед обробкою його необхідно перемішувати.

Основними фізико-механічними характеристиками гною є: склад, вологість, об'ємна маса, коефіцієнт тертя, текучість, в'язкість, опір зсуву тощо. Більшість з цих показників залежить від вмісту в ньому вологи.

Коефіцієнти тертя руху  $f$  і спокою  $f_0$  залежать від багатьох факторів, а саме: виду підстилаючого матеріалу, ступеня розкладення і вологості гною, питомого тиску і т.і.

Коефіцієнт тертя ковзання соломистого гною становить (за В.Є. Вейнла): по металевій поверхні від 0,7 до 1,3, по дереву - від 0,6 до 1,2, по бетону - від 0,6 до 1,4.

Липкість гною (здатність до налипання на різні поверхні) характеризується величиною зусилля, необхідного для відриву пластини від налиплої на неї маси гною, досягає 400-1300 Па і залежить, в основному, від вологості гною. Найбільше значення липкості у свіжого гною при вологості 74-83%. При проектуванні гноєсховищ необхідно враховувати реологічні (текучі) властивості гною. Нахил поверхні його руху в залежності від виду і вологості коливається в межах від 0,7 до 3,5%.

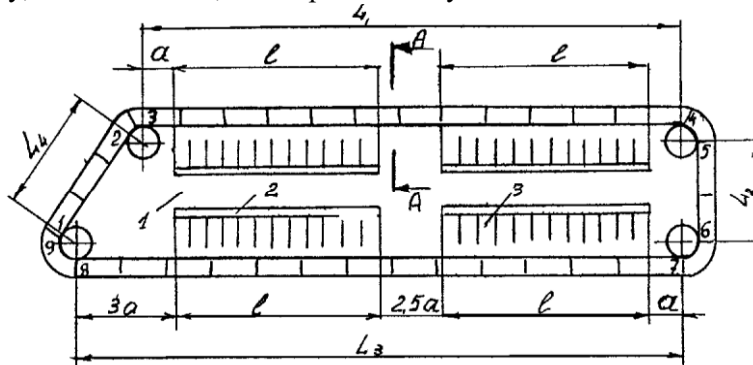
Гранична напруга зсуву  $\eta_0$  і в'язкість значною мірою залежать від вологості та строку зберігання гною.

### 12.2. Розрахунок скребкових транспортерів колової дії

При розрахунках скребкового транспортера колової дії повинні

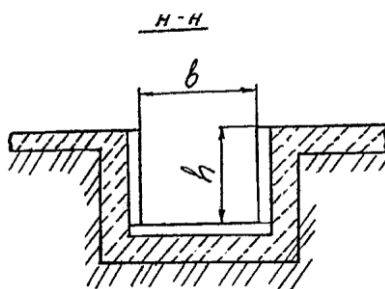
бути задані кількість та вид тварин, складена кінематична схема установки транспортера в приміщенні, фізико-механічні властивості гною, добовий вихід гною від однієї тварини.

Кінематична схема установки транспортера колової дії приведена на рис.12.1, де вказані:  $a$  - відстань від зірочки до найближчого стійла (0,5...1,0 м);  $l$  - довжина гнойового каналу, розміщеного навпроти стійла;  $L_1, L_2, L_3, L_4$  - довжина ділянок ланцюга гноєзбирального транспортера. На рис.12.2 приведено поперечний розріз гнойового каналу, де  $h$  - глибина,  $b$  - ширина каналу.



**Рис. 12.1.** Кінематична схема транспортера колової дії.

1- кормовий проїзд; 2 – годівниці; 3 – бокси.



**Рис.12.2.** Поперечний переріз каналу.

Продуктивність транспортера визначається за формулою:

$$n = h \cdot b \cdot \rho \cdot V \cdot k, \text{ кг/с} \quad (12.1)$$

де  $h$  - висота призми гною, яка переміщується скребком, м;

$b$  - ширина гнойового каналу, яка дорівнює 0,32 м при глибині  $h=0,12$  м (для транспортерів типу ТСН);

$\rho$  - щільність гною, кг/м<sup>3</sup>;  
 $V$  - швидкість руху ланцюга транспортера, м/с;  
 $k$  - коефіцієнт подачі.

Коефіцієнт подачі розраховується по емпіричній формулі:

$$k = \prod_{i=1}^5 k_i, \quad (12.2)$$

де  $k_1=0,5$  - коефіцієнт заповнення гнойового каналу;

$k_2=1,13$  - коефіцієнт, який враховує ущільнення гною при його переміщенні в гнойовому каналі;

$k_3=0,9 \dots 0,95$  - швидкісний коефіцієнт;

$k_4=0,97$  - коефіцієнт, який враховує об'єм гнойового каналу, що зайнятий ланцюгом та скребками транспортера;

$k_5=0,3 \dots 1,0$  - коефіцієнт, який враховує кут нахилу транспортера.

Максимальна кількість гною, яка розміщується в гнойовому каналі:

$$G_{\max} = 2 \cdot h \cdot b \cdot l \cdot \rho \cdot k, \text{ кг} \quad (12.3)$$

де  $l$  - довжина каналу, розміщеного навпроти стійл, м:

$$l = m_p \cdot l_{CT}, \text{ м} \quad (12.4)$$

тут  $m_p$  - кількість тварин в одному ряду;

$l_{CT}$  - ширина стійла,  $l_{CT}=1,1 \dots 1,4$  м.

За допомогою формули (15), знаходимо площу поперечного розрізу гнойового каналу:

$$h \cdot b = \frac{G}{2 \cdot l \cdot \rho \cdot k_1}, \text{ м}^2. \quad (12.5)$$

Глибина каналів для гною при його механізованому збиранні, виходячи з умов безпеки тварин, приймається від 0,1 до 0,16 м. Ширина каналу для ланцюгово-скребкових транспортерів колової дії дорівнює 0,32 м. Висота скребка транспортера повинна бути в межах від 1/2 до 1/3 глибини каналу, а довжина вибирається таким чином, щоб був зазор між скребком і стінкою каналу. При цьому необхідно враховувати, яка буде використана підстилка. Якщо солонина, то її довжина не повинна перевищувати 100 мм, а зазор між скребком і стінкою каналу повинен бути в межах 12...15 мм, при використанні торфокрошки зазор роблять в межах 5...10 мм.

Тривалість одного циклу роботи транспортера:

$$T_u = \frac{L}{V}, \text{ с} \quad (12.6)$$

де  $L$  - довжина ланцюга транспортера, м;

$V$  - середня швидкість транспортера, м/с.

Середня швидкість транспортера з метою забезпечення безпеки тварин не повинна перевищувати 0,25 м/с.

Необхідна продуктивність транспортера колової дії визначається по формулі:

$$Q_{сер} = \frac{M \cdot Q_{доб}}{T_u \cdot K}, \text{ кг/с} \quad (12.7)$$

де  $Q_{доб}$  - добовий вихід гною від однієї тварини;

$M$  - кількість тварин, яких обслуговує один транспортер;

$K$  - кількість вмикань транспортера для збирання гною за добу,  $K=3\dots 6$  раз.

Велика кількість вмикань транспортера приймається в тому випадку, коли гній подається в гноєсховище.

Для вибору електродвигуна, необхідного для приводу транспортера колової дії, необхідно визначити повний тяговий опір руху транспортера, як горизонтального, так і похилого в тому разі, коли вони складають одне ціле.

Повний тяговий опір руху ланцюга транспортера визначається за формулою:

$$P = P_C + \sum_{i=1}^4 P_i, \text{ Н} \quad (12.8)$$

де  $P_C$  - сила попереднього натягу ланцюга, Н;

$P_1$  - зусилля, необхідне для подолання тертя гною по дну каналу, Н;

$P_2$  - зусилля, необхідне для подолання тертя гною об бокові стінки каналу, Н;

$P_3$  - зусилля, необхідне для подолання заклинювання скребків транспортера, Н;

$P_4$  - зусилля, необхідне для переміщення ланцюга транспортера, Н.

Опір від тертя гною об дно каналу визначають по формулі:

$$P_1 = h \cdot b \cdot L' \cdot \rho \cdot g \cdot f \cdot \cos \beta, \text{ Н} \quad (12.9)$$

де  $L'$  - довжина шляху переміщення гною, м;

$f$  - коефіцієнт тертя гною по каналу;

$\beta$  - кут установки похилого транспортера;

$h, b$  - розміри каналу, м;

$g$  -  $9,81 \text{ м/с}^2$  - прискорення сили тяжіння.

Опір від тертя гною об бокові стінки каналу визначається по формулі:

$$P_2 = \frac{\rho \cdot g \cdot L \cdot h^2}{\sigma}, \text{ Н} \quad (12. 0)$$

де  $h_1$  - висота переміщення призми або тіла волочіння, м:

$h_1 = (1 \div 1,3) h_2$ . Тут  $h_2$  - висота скребка, м.

Зусилля, необхідне для подолання заклинювання скребків транспортера визначається за формулою:

$$P_3 = \rho_{\text{зак}} \cdot \frac{L}{t_c}, \quad (12.11)$$

де  $\rho_{\text{зак}}$  - опір заклинювання, який приходиться на один скребок (15...30Н);

$t_c$  - крок установки скребків (0,8...1,2 м) в залежності від марки транспортера;

$L$  - довжина ланцюга транспортера, м.

Опір від переміщення ланцюга транспортера:

$$P_4 = q_n \cdot L \cdot f \cdot \cos \beta, \quad (12.12)$$

де  $q_n$  - питома маса 1 м ланцюга зі скребками, Н/м;

$f$  - коефіцієнт тертя ланцюга по дну каналу.

Для забезпечення оптимальних вимог роботи скребка транспортера необхідно, щоб  $\text{tg} \alpha < \text{tg} \phi_2$  (де  $\phi_2$  - кут тертя гною об скребок), тобто ковзання гною по поверхні скребка повинно не відбуватися.

Сила попереднього натягу ланцюга

$$P_4 = \frac{P_o' \cdot B_c}{t_n \cdot (\text{tg} \alpha_{\min} \square f \cdot \text{tg} \alpha_{\max})} \square \frac{P_o'}{2 \cdot (1 \square f_1 \cdot \text{tg} \alpha_{\max})}, \quad (12.13)$$

де  $P_o'$  - опір руху скребка при розміщенні його по нормалі до стінки каналу:

$$P_o' = P_5 \cdot (1 \square f_1 \cdot \text{tg} \alpha), \quad (12.14)$$

де  $P_5$  - опір руху гною, Н;

$B_c$  - відстань між точкою прикладання сили до скребка і ланцюгом транспортера, м:

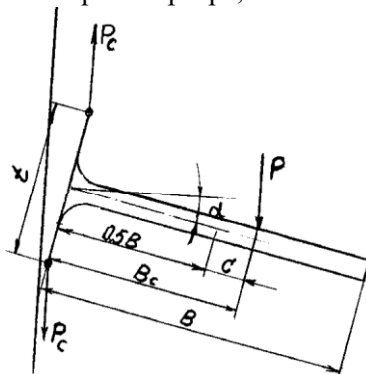
$$B_c = 0,5 \cdot B + C, \quad (12.15)$$

$C = 0,01 \dots 0,02$  при  $\alpha = 0^\circ$ ,  $C = 0,03 \dots 0,04$  при  $\alpha = 15^\circ$ ;

$t_n$  - крок ланцюга транспортера, м;

$\alpha_{\max}$  - максимально допустимий кут відхилення скребка,  $\alpha_{\max}=15^\circ$ ;

$B_1$  - довжина скребка транспортера, м.



**Рис 12.3. Схема дії сил на скребок транспортера.**

Опір від підймання гною похилим транспортером:

$$P_c = h \cdot B \cdot L_n \cdot g \cdot \sin \beta , \quad (12.16)$$

де  $L_n$  - довжина шляху переміщення гною по похилому транспортеру, м.

Необхідна потужність електродвигуна привідної станції знаходиться по формулі:

$$N_{\text{дв}} = \frac{K \cdot P \cdot V}{\eta_T} , \text{ Вт} \quad (12.17)$$

де  $K$  - коефіцієнт, який враховує опір натягу на привідній зірочці ( $K=1,1$ );

$\eta_T$  - ККД трансмісії.

### 12.3. Розрахунок скреперної установки

Для видалення гною з тваринницьких приміщень промисловість випускає гноезбиральні засоби з зворотно-поступальним рухом робочих органів, які називають «дельта скреперами». Такі засоби використовують при безприв'язному утриманні великої рогатої худоби. До них відносяться транспортери УС-15, УС-Ф-250, УС-10 тощо.

Необхідно визначити:

1. Кількість гною, який збирається на час видалення:

$$G = \frac{m_p \cdot Q_{000} \cdot \alpha'}{z}, \text{ кг} \quad (12.18)$$

де  $\alpha'$  - коефіцієнт добової нерівномірності виходу гною,  $\alpha' = 1,2$ ;  
 $z$  - кількість вмикань транспортера за добу.

2. Транспортуючі здатності скрепера:

а) для «дельта скрепера»

$$g_T = 2 \cdot C_o \cdot B^3 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \rho, \text{ кг} \quad (12.19)$$

де  $C_o$  - коефіцієнт, який залежить від складу та фізико-механічних властивостей гною, а також розміщення осі підвісу скребка;

$B$  - довжина крил скрепера, м;

$\alpha$  - кут установки скрепера до повзуна при холостому ході, ( $\alpha = 15 \div 20^\circ$ ).

б) для скребка установки ТС-1:

$$g_T = C_o' \cdot B^3 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \rho_1, \text{ кг} \quad (12.20)$$

де  $\alpha$  - кут установки скребка до штанги при холостому ході, ( $\alpha = 10 \div 20^\circ$ );

$C_o'$  - коефіцієнт, який залежить від фізико-механічних властивостей гною та розміщення осі підвіски.

Довжину  $B$  скреперів (скребків) установки приймають відповідно з розмірами гнойових каналів, геометричних параметрів решіток, цільових підлог тощо.

3. Висота  $H$  скребка «дельта-скрепера» визначається з умов:

$$B = (6 \div 8) H, \text{ м} \quad (12.21)$$

4. Висота скребка установки типа ТС-1 приймається так:

$$H = (0,7 \div 1,0) B, \text{ м} \quad (12.22)$$

5. Хід скреперної установки  $x$  робочими органами типу «дельта-скрепер»:

$$S = a + B \cdot \cos \alpha + L_p, \text{ м} \quad (12.23)$$

де  $a$  - відстань (крок) між скреперами, які розміщуються в каналі, м;

$L_p$  - проекція траєкторії руху кінця крила скрепера на напрямок переміщення повзуна, м.

Величина кроку скрепера вибирається виходячи з вимог забезпечення необхідної продуктивності.

Мінімально можливий крок установки скребків:

$$a_{\min} = n \cdot B \cdot \cos \alpha + L_p, \text{ м} \quad (12.24)$$



де  $n$  - коефіцієнт, який характеризує розміри та форму тіла волочіння гною перед скребком.

Значення  $L_p$  в практичних розрахунках можна прийняти рівними (0,4÷0,6)В.

6. Хід  $S$  скреперної установки типу ТС-1 визначається за формулою:

$$S = a + H(K + \cos\alpha), \text{ м} \quad (12.25)$$

Мінімально можливий крок установки типу ТС-1

$$a_{\min} = (n_1 + 1) \cdot H \cdot \cos\alpha + K \cdot H, \text{ м} \quad (12.26)$$

де  $n_1$ ,  $K$  - коефіцієнти, які характеризують розміри та форму тіла волочіння гною перед скребком.

Продуктивність скреперних установок визначається по формулі:

$$Q = 3,6 \cdot C \cdot \frac{g_T \cdot V_{\text{сер}}}{\eta \cdot S}, \text{ т/год}, \quad (12.27)$$

де  $V_{\text{сер}}$  - середня швидкість скрепера за один подвійний хід, м/с;

$C$  - коефіцієнт, який характеризує конструктивні і технологічні особливості установок.

Значення коефіцієнта  $C$  приймають рівним 2, якщо установка має дві лінії скреперів і переміщує гній на край приміщення і  $c=4$  при переміщенні гною на середину приміщення. Для скреперних установок з однією лінією скреперів типу УС-10 приймають  $C=1$ .

Час  $T$  очистки каналів від гною визначається по формулі:

$$T = \frac{2 \cdot S \cdot L}{C \cdot a \cdot V_{\text{сер}}}, \quad (12.28)$$

де  $S$  - загальна довжина каналів, по яких транспортується гній скреперною установкою, м.

Ця формула справедлива тільки для випадку оптимального завантаження робочих органів (відповідності кількості гною, який збирається на момент видалення в одиночному каналі, до сумарній транспортувальній здатності розміщених в цьому скреперів).

У випадку, коли маса гною в каналі відрізняється від транспортувальної здатності робочих органів, у формулу (12.28) необхідно ввести поправочний коефіцієнт  $\varepsilon$ , який визначається наступним виразом:

$$\varepsilon = \frac{G}{n \cdot a}, \quad (12.29)$$

де  $G$  - маса гною в каналі на момент видалення, кг;

$n$  - кількість робочих органів в каналі.

Вирахуване значення  $\varepsilon$  необхідно округлити до ближчого цілого числа.

В відповідності з цим формула (12.28) прийме вид:

$$T = \frac{2 \cdot S}{L \cdot \varepsilon \cdot C \cdot a \cdot V_{сер}}, \quad (12.30)$$

#### 12.4. Розрахунок самопливної системи видалення гною

Самопливна система видалення гною ґрунтується на здатності рідкого гною (вологістю 88-92%) пересуватися самопливом. Система складається з повздовжніх самопливних каналів, поперечного зливного, гноєзбірника і насосної станції.

Для забезпечення працездатності самопливної системи необхідно знати довжину  $L$ , ширину  $B$ , глибину  $H$  каналів і ухил дна  $i_d$ , які залежать від фізико-механічних (реологічних) властивостей екскрементів і передусім, від їх в'язкості і опору зсуву.

Довжина самотічного каналу в приміщенні для утримання свиней з економічних міркувань не повинна перебільшувати 50 м. Для великої рогатої худоби довжина каналів не повинна перевищувати 30 м при ширині 0,7-1 м і не більше 60 м при ширині 1,5-2,5 м.

Мінімальна ширина каналів дорівнюватиме:

$$B_{min} = \frac{2 \cdot \tau_o}{i_d \cdot \gamma}, \text{ м} \quad (12.31)$$

де  $\tau_o$  - опір зсуву, Па;

$i_d$  - ухил дна каналу;

$\gamma$  - щільність гною, кг/м<sup>3</sup>.

Із збільшенням ширини каналу збільшується висота шару гною в ньому внаслідок бокових дотичних напруг перешкоджаючих витіканню. При  $B \leq 200$  мм рух взагалі припиняється. Максимальна ширина каналу визначається з урахуванням початку бродіння гною з інтенсивним виділенням аміаку, метану та ін.

$$B_{max} = \frac{2 \cdot g \cdot n \cdot m_o}{\gamma \cdot L_K \cdot (L_K \cdot i_d + 2 \cdot \delta)}, \text{ м} \quad (12.32)$$

де  $g$  - вихід гною від однієї тварини за добу, кг/доб;

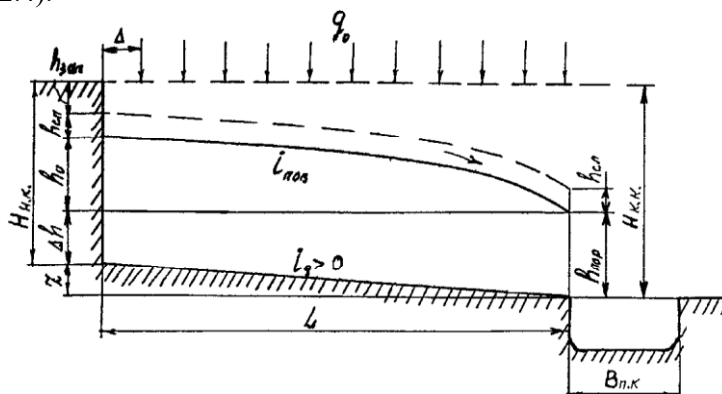
$n$  - кількість тварин, яких обслуговує один канал, гол;

$m_o$  - число діб до початку бродіння гною ( $m_o=6-10$  діб);

$L_K$  - довжина каналу, м;

$\delta$  - висота шару гною, що витікає з каналу, м.

Глибина повздовжнього самопливного каналу, ухил його дна, кут зсуву гнойової маси можна визначити виходячи із таких міркувань (рис.12.4).



**Рис.12.4. Схема до розрахувань параметрів самопливної системи видалення гною.**

Уявляючи рух гною по каналу як наслідок його руйнування під дією власної маси, знайдемо необхідну глибину каналу:

$$H_{н.к.} = h_0 + L i_{пов} + h_{пор}, \text{ м} \quad (12.33)$$

де  $h_0$  - мінімальна висота шару гною під площиною зсуву при якій починається його переміщення, м;

$i_{пов}$  - кут зсуву гнойової маси;

$h_{пор}$  - висота поріжка, м.

У формулі (12.33) дві невідомі  $h_0$  і  $i_{пов}$ . Для визначення  $h_0$  скористаємося основним законом динаміки для цього випадку:

$$P - F_{\sigma} - F_c = m \cdot a \quad (12.34)$$

де  $P$  - складова сила ваги гною, що діє вздовж площини зсуву, кг;

$F_{\sigma}$  - сила тертя по бокових стінках, кг;

$F_c$  - сила опору зсуву, кг;

$m$  - маса переміщуваного шару гною, кг;

$a$  - прискорення, м/с<sup>2</sup>;

Після відповідних припущень і перетворень, отримаємо:

$$i_{нов} = \sqrt{\frac{\tau_0}{L_K \cdot \gamma \cdot g}} + 2 \frac{\omega}{g}, \quad (12.35)$$

$$H = L \left( \sqrt{\frac{\omega}{L_K}} + \frac{\tau_o}{\sqrt{\tau_o \cdot \gamma \cdot g / L_K}} + h_{\text{пор}} \right), \text{ м} \quad (12.36)$$

де  $\omega$  - коефіцієнт опору руху гною по бокових стінках;  
 $g$  - прискорення сили тяжіння.

### 12.5. Розрахунок установок для переробки гною для одержання біогазу

Застосування біогазових установок для метанового збродження гною (посліду) сприятливо позначається на захист навколишнього середовища, так як виключає витрати азоту, забезпечує дегельмінтизацію, дезодорацію гною, знешкоджує схожість насіння бур'яну. Одна тона зброджуваного гною метантенка збільшує урожайність на 10 - 15% порівняно з застосуванням буртового гною.

Застосовуються комплекти обладнання біогазових енергетичних установок (БЕУ), призначених для молоковарних та інших ферм. Для ферм з поголів'ям до 400 корів комплект складається із двох реакторів ємністю 125 м<sup>3</sup>, одного підігрівача і трьох блок-контейнерів. Виробнича можливість переробки рідкого гною - 30-50 м<sup>3</sup>, а вихід біогазу - 750 м<sup>3</sup> за добу, у той час як для господарства необхідно понад 300 м<sup>3</sup>. Температурний режим роботи реакторів - 45°C, при цьому вихід біогазу із 1 кг гною складе 12 м<sup>3</sup>. Одержаний газ збирається в газгольдері. В термофільних установках збродження гною і виділення біогазу відбувається в 2,5 - 3 рази швидше (54-55°C), ніж в мезофільних (32-35 °C). Оптимальне значення рН для метанових бактерій складає 7-7,6 і необхідно порціями подавати гній з внесенням екзогенних добавок (метанол, ацетат, целюлозу).

Розрахунок метанового збродження гною виконується в такій послідовності:

1. Об'єм гноєприймальника:

$$V_H = Q \cdot \rho_H \cdot t_H k_B, \quad (12.37)$$

де  $\rho_H$  - щільність гною, кг/м<sup>3</sup>;

$t_H$  - час накопичення гною ( $t_H=2$  доби);

$k_B$  - коефіцієнт, враховуючий застосування гною в залежності від початкової вологості ( $k_B=1,5$ ).

2. Об'єм ємкості для підігрівання гною

$$V_o = Q_{\text{доб}} \cdot \rho \cdot t_o \cdot k'_B, \quad (12.38)$$

де  $Q_{\text{доб}}$  - добовий вихід гною вологістю 92%;

$t_o$  - час нагрівання;

$k_b$  - коефіцієнт, враховуючий зміну об'єму в залежності від температури нагріву.

3. Об'єм метантенка

$$V_M = 100 \cdot Q_{дооб} \cdot \rho_H / q, \quad (12.39)$$

де  $q$  - добова доза навантаження метантенка, %.

4. Тривалість збродження

$$t_{зб} = 100/q', \quad (12.40)$$

де  $q'$  - вихід біогазу з 1т переробленого гною, м<sup>3</sup> ( $q'=20$  м<sup>3</sup>).

5. Об'єм газгольдера

$$V_{\partial} = \frac{G \cdot t_{Нз}}{24}, \quad (12.41)$$

де  $t_{Нз}$  - час накопичення біогазу за добу, год;

$G_b=24$  МДж/м<sup>3</sup> - теплотворна можливість біогазу.

6. Витрати теплоти на нагрівання гною з температури  $t_1=8^{\circ}\text{C}$  до  $t_2=32^{\circ}\text{C}$  (мозофільний режим),  $t_2=54^{\circ}\text{C}$  (термофільний режим)

$$Q_{MP} = Q_{дооб}(t_2 - t_1) \cdot C_H / \eta, \quad (12.42)$$

де  $C_H$  - теплоємність гною ( $C_H=4,06$  кДж/кг<sup>o</sup>C);

$\eta$  - ккд нагрівального пристрою ( $\eta=0,07$ ).

7. Витрати теплоти на власні потреби

$$Q_{сп} = Q_{пр} + Q_{кт}/\eta, \quad (12.43)$$

де  $Q_{кт}$  - витрати теплоти на компенсацію теплотрат.

8. Загальна кількість біогазу, яка потрібна на власні потреби

$$G_{бн} = Q_{сп}/G_b. \quad (12.44)$$

9. Вихід товарного біогазу

$$G_{бт} = G_b - G_{бн}. \quad (12.45)$$

10. Коефіцієнт витрати біогазу на власні потреби

$$\eta_{\partial} = G_{бн}/G_b, \quad (12.46)$$

11. Мінімальна теплова потужність

$$P_{\min} = G_b \cdot q/t_p, \quad (12.47)$$

де  $q_{п}=33,5$  МДж/м<sup>3</sup> - сама низька теплота горіння природного газу.

12. Теплова потужність котла (наприклад КГ-1500)

$$W_k = 1500 \cdot q_{п}/G_b. \quad (12.48)$$

13. Час праці котла на власні потреби

$$t_p = Q_{сп}/W_k \quad (12.49)$$

Теплова спроможність 1м<sup>3</sup> газу відповідає 0,6 л рідкого палива, а один кВт/год електроенергії відповідає витраті 0,7-0,8 м<sup>3</sup> газу. Для підігрівання води для 100 корів за добу необхідно 5-6 м<sup>3</sup> газу.

### 13. КОРОТКИЙ БІОГРАФІЧНИЙ ПОКАЖЧИК

*Архімед* (287–212 до нашої ери) – фізик, механік і математик стародавньої Греції. Народився в м. Сіракузах (острів Сицилія), в сім'ї астрономів. Наукову діяльність розпочав в Олександрії, де працювали його друзі – математик Єратосфен, астроном Конон та інші. Перші наукові дослідження Архімед виконав в галузі механіки. У працях “Про важелі”, “Про рівновагу площин” розробив основи статички. Сформулював поняття про центр ваги, математичну теорію важеля. У дослідженнях із статички подав чудові зразки застосування математики до розв'язання технічних і природознавчих задач. Геніальність Архімеда виявилася у тому, що він з успіхом розвинув деякі найважливіші математичні проблеми свого часу, обчисливши площі криволінійних фігур, площі поверхні та об'єми циліндра і інших тіл. Одним з перших його математичних творів був твір “Про квадратуру параболи”, в якому він застосував так званий “механічний” метод обчислення площі і знайшов суму геометричної прогресії. В одній з наступних праць – “Про кулю і циліндр” – дав методи обчислення поверхні та об'єму кулі, кульового сегмента і циліндра, запропонував геометричне розв'язання кубічного рівняння. В праці “Про спіралі” розглянув так звану “архімедову спіраль” і дав їй кінематичне означення; у цьому самому творі знайшов суму квадратів послідовних натуральних чисел.

Визначною працею Архімеда був його твір “Про плаваючі тіла”, в якому описав відкритий ним основний закон гідростатички – закон Архімеда, який сформулювався так: а) тверді тіла легші від рідини, будучи занурені в рідину, виштовхуються вгору із силою, яка дорівнює перевищенню ваги рідини, взятої в об'ємі цих тіл, над вагою самих тіл; б) тіла, важчі від рідини, опущені в рідину, занурюються дедалі глибше, поки не досягнуть дна, і, перебуваючи у рідині втрачають у своїй вазі стільки, скільки важить рідина, взята в об'ємі цих тіл. У цій праці розглянув умови рівноваги тіл, що плавають у рідині. Його численні відкриття і винаходи, зокрема гвинт, система важелів, блоків, поліспаств для підняття великих вантажів, різні металеві та інші військові машини були предметом особливого подиву людства. Збереглися легенди, що Архімед під час оборони рідного міста Сіракуз від нападу римлян використовував не тільки сконструйовані ним військові машини, але і застосував проти римського флоту угнуті дзеркала, запалюючі кораблі сфокусованими сонячними променями.

*Бойль Роберт* (1627–1691) – англійський хімік і фізик. Народився

в Ірландії, вчився в Ітоні. Спочатку займався головним чином релігійними і філософськими питаннями, а з 1654 перейшов до експериментальних і теоретичних досліджень в галузі хімії і фізики. Був одним з організаторів Оксфордського наукового товариства. В галузі фізики йому належать фундаментальні праці по вдосконаленню повітряного насоса, викладені в творі “Нові фізико-математичні досліди відносної пружності повітря” (1660). В 1662 разом з Тоунлеєм встановив обертову залежність зміни об’єму повітря від тиску, яка в подальшому отримала закону Бойля-Маріотта; експериментальні докази цього закону приведені в роботі “Захист доктрини стосовно пружності і ваги повітря”. Він вивчав світові явища, теплоту, електрику і акустику. В галузі гідростатики відхилив хибну думку про те, що більш легкі рідини тиснуть на більш важкі. Головна праця Бойля з хімії “Хімік-скептик” (1661) була направлена на спростування вчення про три засади (сірки, ртуті і солі), так і вчення про чотири елемента (вогнь, повітря, вода і земля). Він довів, що вогнь може не тільки роз’єднувати, але й з’єднувати речовину (наприклад, при утворенні скла). Таки речовини, як золото не змогли розкласти за допомогою вогню.

Бойль показав, що вчення про три засади, або чотирьох елементів в рівній мірі неможливі, тому що їх захисники в жодному випадку не змогли довести, яким чином склад частини всіх тіл (дим, вогнь і зола) можуть обернено, з’єднуючись, дати початкове тіло, як це має місце при зворотному виділенні розчиненого в кислоті метала в його вільному вигляді. Тим самим він вимагав доповнення і перевірки аналізу синтезом.

Бойль був одним з основоположників якісного хімічного аналізу, дав велику групу частково якісних реакцій. Він, зокрема, розробив здійснення (мокрим шляхом), ввів застосування колірних відварів в якості індикаторів на наявність кислот та лугів (1663).

*Горячкін Василь Прохорович* (1868–1935) – народився в селі Вика Нижнє-Новгородської області, радянський вчений, основоположник науки про сільськогосподарську техніку. Закінчив фізико-математичний факультет Московського університету (1890) і Московське вище технічне училище (1894). З 1896 викладав у Московському сільськогосподарському інституті. В 1919-1920 – ректор Петровської (зараз Темирязівської) сільськогосподарської академії, в 1929 – директор Всесоюзного інституту сільськогосподарської механіки (в подальшому – сільськогосподарського машинобудування). В 1931 з його ініціативи організований Всесоюзний науково-дослідний інститут ме-

ханізації сільського господарства.

Разом з В.Р.Вільямсом створив Московський інститут механізації і електрифікації сільського господарства, де до кінця життя був професором кафедри сільськогосподарських машин. Горячкін вперше розробив теоретичні основи розрахунку і виготовлення сільськогосподарських машин та обладнання. Багато вирішених ним проблем, наприклад, теорія мас і швидкості сільськогосподарських машин, принцип подібності і однорідності, теорія удару при застосуванні до роботи сільськогосподарських машин і інше, мають загальне значення для теорії машин. Створив науку – землеробську механіку та методи теоретичного і експериментального дослідження. Сконструював ряд приладів і апаратів для випробування (мікроманометр, профілограф, динамометр – тяговий і обертальний та ін.). Роботи Горячкіна з'явилися підставою подальших досліджень в галузі наукових дисциплін по механізації землеробства. Вивчаючи сільськогосподарські машини, створюючи їх теорію і методи випробування, Горячкін зв'язував закони механіки з вимогами агротехніки, високо цінував допомогу В.Р.Вільямса.

*Гук Роберт* (1635–1703) – англійський природознавець, член Лондонського Королівського товариства (з 1663). В 1653 поступив в Оксфордський університет, де в подальшому став асистентом. З 1665 – професор Лондонського коледжу. Різнобічний вчений і винахідник. Він розглянув в своїх працях багато розділів природознавства. В 1659 побудував перший повітряний насос. Разом з Х.Гюйгенсом встановив (1660) постійні точки термометра – точку розтавання льоду і точку кипіння води. Гук вдосконалив барометр, дзеркальний телескоп, створив прилад для виміру сили вітру та багато інших приладів. Велике значення мав винахід (1660) закону пропорційності між силою, прикладеної до потужного тіла і його деформацією – так званий закон Гука. Він багато займався теорією планетних рухів. В трактаті “Досвід доведення руху Землі” (1674) він вимовив ідею, що всі небесні тіла прагнуть одне до одного і дав загальну картину руху планет, в багатьох рисах випередив механіку Ньютона. В 1679 вимовив думку, що якщо сила притягання обернено пропорційна квадрату відстані, то планета повинна рухатися по еліпсу.

Вдосконалення, внесені Гуком в мікроскоп, дали йому можливість вперше використати цей прилад для витончених наукових досліджень. Спостерігав над будовою рослин описав їх в праці “Мікрографія” (1665), де вперше показав кліткову будову пробки (сам термін “кліт-



ка” був ним введений). В працях “Читання про землетруси” (1687) і “Про причини частого знаходження раковин і других морських об’єктів на поверхні Землі” (1705) висловив думку про зміну земної поверхні, які, за його думкою, призвели до зміни фауни. Гук вважав, що окаменіння – це залишки колись живших істот, і висловив думку про можливість відтворення історії Землі на підставі цих окаменінь.

*Ейлер Леонард* (1707–1783) – математик, механік і фізик. Народився в Базелі (Швейцарія) в сім’ї небагатого пастора. Освіту отримав спочатку в батька, який в дитинстві займався математикою під керівництвом Я.Бернуллі, потім (1720) поступив в Базельський університет, де в 1724 отримав ступінь магістра.

В 1726–1727 почав публікації в журналі про задачі ізохроні опіровому середовищі і траєкторіях. Прийняв участь в конкурсі на найкраще розташування мачт на кораблі (1728). Працював в Петербурзі (1727-1741) і з 1766 до кінця життя. За 14 років першого петербурзького життя підготував близько 80 праць і надрукував більш ніж 50. Написав ґрунтовну працю “Морська наука” (1749) по теорії кораблебудування і кораблеводіння. Працював в Берліні і за 25 років підготував близько 300 наукових праць. Ейлер продовжував займатися прикладними задачами: формою зубців на зубчатих передачах, устроєм повітряних млинів, критичним навантаженням колон. Отримана ним формула носить його ім’я. За 17 років другого перебування в Петербурзі підготував біля 400 робіт, з яких декілька великих книг. Тільки за 1777 він разом з Фусом підготував майже 100 статей. Творчість Ейлера була виключно продуктивною, тільки за його життя було надруковано біля 550 його книг і статей; список його праць складає 850 назв. В 1909 Швейцарське природознавче товариство почало видавництво його нового зібрання творів, яке повинно скласти 72 томи.

Незвичайно широке коло його занять, які охоплюють всі розділи сучасної йому математики і механіки, теорії опору, математичної фізики, оптики, теорії музики, теорії машин, балістики, морської науки, страхової справи та ін. Біля 3/5 робіт Ейлера відносяться до математики, решта 2/5 – переважно до її застосування. Ейлер виявляється основоположником варіаційного числення, теорії спеціальних функцій, ним отримані майже всі класичні розкладання елементарних функцій в нескінченні ряди і добутки. Він досліджував властивості еліптичних інтегралів, гіперболічних і циліндричних функцій, інтегрального логарифма і важливих класів спеціальних многочленів.

Ейлера-математика характеризують як геніального “обчислюва-

ча”. Йому належать позначення для  $e$  і  $\pi$ . Проте він був не тільки виключної сили “счислювач”, він вніс в науку значну кількість глибоких ідей. Його міркування можуть бути прикладом глибини проникнення в предмет дослідження.

*Коріоліс Гюстав Гаснар* (1792–1843) – французький механік, член Паризької Академії наук (1836). З 1838 керував заняттями в політехнічній школі в Парижі. В трудах “Трактат про механіку твердих тіл і про розрахунок дії машин” (1829) і “Про рівняння відносного руху систем тіл” (1835) дав закінчене оформлення теорії відносного руху, ввів уявлення про так звану силу і прискорення Коріоліса. Важливе значення мають також роботи Коріоліса, присвячені розвитку принципу віртуальних робіт в сполученні з принципом Д’Аламбера в застосуванні до обчислення ефекту дії машин.

*Кулон Шарль Огюстен* (1736–1806) – французький фізик, член Паризької Академії наук (1781). Військовий інженер. Перші наукові праці, в основному, відносяться до технічної механіки. В 1776 він написав працю про теорію зведення. В 1777 надрукував дослідження про кручення волосся і шовкових ниток, де викладені встановлені ним закони кручення.

В 1781 виконав вперше точні досліди над тертям при ковзанні і котінні і на їх основі сформулював закони сухого тертя. Одним з найважливіших результатів роботи Кулона по вивченню кручення з’явилась побудова в 1784 крутих ваг. В 1785–1789 за допомогою крутих ваг встановлений закон електростатичних і магнітних взаємозв’язків, так званий закон Кулона. На існуванні цього закону Кулон вивів висновок про відступність електризації всередині провідника. Роботи Кулона були підставою для наступних теоретичних послідовників в галузі електро- і магнітостатики.

*Лагранж Жозеф Луї* (1736–1813) – французький математик і механік, член Паризької Академії наук (1772). Народився в Туріні в сім’ї збіднілого чиновника. В 17 років уже викладав в артилерійській школі Туріна, з 1754 – професор там же. В 1759 обраний членом Берлінської Академії наук, а в 1766–1787 був її президентом. В 1787 переїхав в Париж; з 1795 – професор Нормальної школи, з 1797 – Політехнічної школи.

Найбільш важливі твори Лагранжа відносяться до варіаційного обчислення, до аналітичної і теоретичної механіки. Опираючись на

результати отримані Л.Ейлером, він розробив основні поняття варіаційного обчислення і запропонував загальний аналітичний метод (метод варіацій) для вирішення варіаційних задач. В класичному трактаті “Аналітична механіка” (1788), в основу всієї статистики поклав “загальну формулу”, яка виявилась сполученням принципу можливих переміщень з принципом Д'Аламбера. З “загальної формули” динаміки можливо отримати як частковий випадок “загальної формули” статистики. Лагранж ввів узагальнені координати і видав рівняння руху форму, названу його ім'ям (рівнянням Лагранжа). Лагранжу належать також видатні дослідження по математичному аналізу (формула остаточно члена ряду Тейлора, формула кінцевих прирощень, теорія умовних екстремумів), теорії чисел, алгебри (симетричні функції коренів рівнянь, теорії і застосування безперервних дробів), по диференціальним рівнянням (теорії особливих вирішень, метод варіації постійних), по інтерполірованню, математичній картографії, астрономії, та ін.

Лагранж виявився попередником французького математика О.Коші та математиків XIX століття у відношенні підвищених вимог до логічної суворості викладання математичних теорій.

В “Теорії аналітичних функцій” (1797) намагався розвинути математичний аналіз, не вживаючи ні нескінченно малих, ні меж. Для цього він уявляв вивчення в аналізі “аналітичних” функцій в вигляді безмежних степінних рядів і визначав похідну як коефіцієнт при другому члені такого представлення. Розглядаючи питання про походження диференційного числення і зв'язок його з елементарною математикою, вважається великою заслугою його намагання чисто алгебраїчно обґрунтувати аналіз.

*Маріотт Едм* (1620–1684) – французький фізик. Один з основоположників і перших членів Паризької Академії Наук (з 1666). Основні роботи присвячені механіці, газу і рідині, а також оптиці. В 1676 з багаточисленних дослідів, здійснених при різних тисках, він вивів закон про обертову пропорційність об'єму газу і тиску (так званий закон “Бойля-Маріотта”), викладений ним у творі “Дослід про природу повітря”. Цей же закон був сформульований Р.Бойлем в 1662, але тільки в дослідях Маріотта він отримав повний переконливий доказ. В “Трактаті про рух води і других рідин” (надрукованому після смерті в 1686) Маріотт експериментально підтвердив формулу Торрічеллі про швидкість витікання рідини. Він досліджував висоту підняття фонтанів, склав таблиці залежності висоти підняття рідини від ширини отвору. Сконструював (1684) так звану судину Маріотта, в якій підтримував

постійну швидкість витікання рідини при зменшенні рівня в судині. Проводив дослідження кольорових кілець навколо Сонця і Місяця (1681), написав монографію про кольори і фарби та ін. Маріотт вивчав також причини утворення вітрів, по його ініціативі було розпочато регулярне вимірювання дощових опадів (в районі міста Діжона).

*Ньютон Ісаак* (1643–1727) – англійський фізик і математик, основоположник сучасного природознавства. Народився в с. Вулсторп в сім'ї бідного фермера. В 1660 закінчив школу в Грантамі і був прийнятий у Трінті-коледж Кембриджського університету, який закінчив у 1665. За 7 наступних років був удостоєний усіх наукових ступенів і звань. Зокрема, у 1665 здобув ступінь магістра, у 1669 став професором, з 1672 він – член Лондонського Королівського товариства.

Ньютон виконав фундаментальні труди дослідження в галузі механіки, оптики, астрономії. На основі узагальнення наукових результатів своїх попередників і власних досліджень проблем земної і небесної механіки він створив фундаментальну працю “Математичні початки натуральної філософії” (1687), в якій відзначив основну тенденцію тодішнього природознавства – підпорядкувати явища природи законам математики. Своє дослідження починає з визначення маси, кількості руху, сили. Кількість матерії (маса), підкреслив він, є міра її, яка встановлюється пропорційно густині та об'ємові. Густина визначається кількістю частинок в одиниці об'єму. Ввів поняття сили як причини, що змінює рух тіла, бо вона пропорційна вазі, що й було ним експериментально доведено. Ньютон виклав вчення про всесвітнє тяжіння, прийшов до висновку, що планети рухаються під впливом центральних сил і що ці сили обернено пропорційні квадрату відстані між ними. Розглянув теорію припливів і відливів, ряд задач з теорії подібності, теоретично обґрунтував форму Землі, висвітлив деякі питання гідродинаміки і виклав основи диференційного та інтегрального числення. Виконав ґрунтовні дослідження в галузі оптики. В 1666 відкрив явище дисперсії світла, висловив гіпотезу корпускулярну природу світла, періодичність світла, виміряв довжину світлової хвилі, зробив перші конструкції дзеркальних (відбивних) телескопів. Творчість Ньютона відіграла дуже важливу роль у становленні й розвитку фізики як самостійної науки. Він остаточно відокремив фізику від натуральної філософії, сформулював новий метод фізичного дослідження, що ґрунтувався на досліді, і визначив напрям подальшого розвитку всієї фізичної науки.

*Паскаль Блез* (1623–1662) – французький математик, фізик. Народився в Клермон-Феррані у сім'ї математика і здобув домашню освіту. Виявив надзвичайні математичні здібності. Надрукував перший трактат “Спроби теорії кінчних перерізів” (1640). Виконав дослідження в інших галузях математики, зокрема в теорії ймовірності, теорії чисел. У 1641 сконструював додавальну машину.

В історію фізики увійшов як один з основоположників гідростатики. У 1653 сформулював основний її закон, за яким тиск на рідину передається нею рівномірно без зміни в усі боки (закон Паскаля), сформулював закон сполучених посудин і теорію гідростатичного преса, указав на спільність законів рівноваги рідин і газів. В 1648 провів експерименти, які підтвердили відкриття Е.Торрічеллі і В.Вівіані про існування атмосферного тиску.

*Пастер Луї* (1822–1895) – французький мікробіолог і хімік, основоположник сучасної мікробіології і імунології, член Французької Академії наук (з 1862), Французької Медичної академії (з 1873), член-кореспондент (з 1884) і почесний член Петербурзької Академії наук, почесний член Академії наук багатьох держав світу. Закінчив Вищу Нормальну школу (1847) в Парижі. Учасник Революції 1848. З 1849 – професор хімії Страсбургського університету, з 1854 – університету в Ліллі, з 1857 – Нормальної школи, з 1887 – Сорбоні. З 1888 і до кінця життя директор науково-дослідного мікробіологічного інституту (Пастерівського інституту). Перші роботи Пастера по оптичній асиметрії молекул заклали основи стереохімії. Вперше (1857) установив, що бродіння викликається життєдіяльністю різних видів мікроорганізмів, відкрив явище анаеробіозу і існування анаеробних бактерій, запропонував метод стерилізації, спростував уявлення свавільного самозатвердження організмів. Пастер розробив метод запобіжних прищеплень проти ряду інфекційних захворювань, зокрема вакцинацію проти сибірської язви (1881), рожи свиної (1882), сказу (1885). Профілактична вакцинація по Пастеру отримала широке розповсюдження. Діяльність Пастера мала велике значення для розвитку мікробіології в усьому світі. В 1886 році в Одесі була утворена перша бактеріологічна станція (пастерівська).

*Піфагор* (близько 580 до н.е. – 500 до н.е.) – давньогрецький математик і філософ-ідеаліст. Народився і жив на острові Самос, потім поселився в Південній Італії в м. Кротоні. Тут заснував так званий піфагорійський союз, який був одночасно філософською школою, полі-

тичною партією і релігійним братством. Вірогідних відомостей про його життя та діяльність не зберіглося. В галузі математики Піфагору приписується систематичні вступні доведення в геометрію, розгляд її як абстрактної науки, побудова планіметрії прямолінійних фігур, створення вчення про подібність, доведення теореми, яка носить його ім'я, побудова деяких правильних багатокутників і багатогранників. При побудові багатокутників піфагорійцями була розкрита несумірність деяких відрізків, наприклад діагоналі квадрата і його сторони. Це відкриття привело до створення так званої геометричної арифметики і геометричної алгебри, де вирішення рівнянь першого та другого ступеня замінюється планіметричними перетвореннями, що дозволяє обходитись без ірраціональних чисел. З ім'ям Піфагора пов'язують вчення про парні і непарні, прості і складні, про фігурні та досконалі числа, а також про арифметичні, геометричні і гармонічні пропорції і середні. Піфагор вважав, що число є сутність всіх речей і що Всесвіт являє собою гармонічну систему чисел і їх відношення.

*Рєбіндер Петро Олександрович* (1898–1972) народився в Петербурзі, закінчив фізико-математичний факультет Московського державного університету (1924). Основні труди присвячені проблемам утворення стійкості та руйнування дисперсних систем, розвитку уявлень про молекулярний механізм дії поверхнево-активних речовин, про природу миючої дії, флотації, виборчого змочування. Відкрив (1928) адсорбційне зниження міцності твердих тіл. Виконав основні роботи в галузі фізико-хімічної механіки.

*Стокс Джордж Габріель* (1819–1903) – англійський фізик і математик, член Лондонського Королівського товариства (з 1851). Закінчив Кембриджський університет (1841) і став в ньому професором (1849). Наукові праці присвятив різнобічним питанням оптики, гідродинаміки і математичної фізики. Серед робіт по оптиці особливо відомі дослідження явища люмінесценції. Оптичні праці охоплюють також питання спектрального аналізу, дифракції світла, проходження хвиль крізь різні середовища. Серед гідродинамічних робіт найбільше значення мають праці з теорії руху в'язкої рідини. В 1845 він ввів рівняння руху рідини з урахуванням в'язкості (рівняння Нав'є-Стокса). Сформулював так званий закон Стокса, що визначає силу опору випробовуваної твердої кулі при повільному русі в необмеженій в'язкій рідині. Стокс був автором ряду значних математичних досліджень. Йому належить виведення однієї із важливих формул у векторному

аналізі. Ім'ям Стокса названа одиниця кінематичної в'язкості.

*Торрічеллі Еванджеліста* (1608–1647) – італійський фізик і математик. Народився у Фаенці. Освіту здобув у Римі. У 1641 опублікував “Трактат про рух важких тіл”, в якому дав розв'язок задачі про рух тіла, кинутого під кутом до горизонту і визначив траєкторію польоту, яка видавалася параболою.

Розробив метод побудови дотичних до параболи, який був одним з етапів розробки диференційного числення. В історію фізики ввійшов як учений, який уперше довів існування атмосферного тиску і можливість утворення вакууму. За пропозицією Торрічеллі його учень Вівіані довів, що висота ртутного стовпчика приблизно в 13,5 раз менша від водяного, і що над ним утворився вакуум – так звана “Торрічеллієва пустота”.

Торрічеллі вивів формулу для визначення швидкості витікання рідини з бічного отвору посудини – так звану формулу Торрічеллі. Здійснив видатні відкриття в галузі математики, де знайшов довжину дуги логарифмічної спіралі, обчислив об'єм тіла, що утворюється при обертанні дуги гіперболи навколо асимптоти, дав визначення деяких не-власних інтегралів. Розробив методи шліфування лінз для телескопів, описав способи виготовлення вдосконалених телескопів.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Бананов И.Н., Лукьяненко И.И. Уборка и утилизация навоза на свиноводческих комплексах.–М.: Россельхозиздат, 1977.
2. Белянчиков Н.Н., Смирнов А.И. Механизация животноводства.–М.: Колос, 1983.–360 с.
3. Биргер И.А., Мавлюков Р.Р. Сопротивление материалов: учебное пособие.–М.: Наука. Гл. ред. физ.–мат. лит, 1973.–560 с.
4. Болотнов П.М., Рыжов С.В. Механизация работ в овцеводстве.–М.: Высшая школа, 1980.
5. Брагинец Н.В. Курсовое и дипломное проектирование по механизации животноводства.–М.: Колос, 1978.–192 с., ил.
6. Василенко П.М. Введение в сельскохозяйственную механику.–К.: Сільгоспосвіта, 1996.–251 с.
7. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике.–М., 1977.,872 с., ил.
8. Гернет М.М., Ратобыльский В.Ф. Определение моментов инерции.–М.: Машиностроение, 1973.–247 с.
9. Горячкин В.П. Собрание сочинений в 3 томах, том 3.–М.: Колос, 1965.–384 с.
10. Гриб В.К. Механизация животноводства.–Мн.: Урожай, 1987.–440 с., ил. –(Учебное пособие для с.-х. ВУЗов).
11. Заика П.М. Избранные задачи сельскохозяйственной механики: практическое пособие.–К.: Изд. УСХА, 1992.–512 с.
12. Земсков В.И., Ковальчук В.Д. Механизация приготовления кормов на фермах.–Барнаул.: Алтайское книжное издательство, 1976.
13. Кордун Г.Г. Учням про видатних фізиків.–К.: Радянська школа, 1979.–134 с.
14. Корнеев Г.В. Транспортёры и элеваторы сельскохозяйственного назначения.–М.-К.: Мажгиз, 1961.–331 с.
15. Королев В.Ф. Доильные машины.–М.: Машиностроение, 1969.–279 с., ил.
16. Короткевич В.А. Механизация свиноводческих ферм и комплексов.–Мн.: Урожай, 1979.–127 с., ил.
17. Краснокутский Ю.В. Механизация первичной обработки молока.–М.: Колос, 1979.
18. Кук Г.А. Процессы и аппараты молочной промышленности, том 1.–М.: Пищепромиздат, 1955.–472 с.
19. Куров Ю.А., Серий Г.П. Механізація приготування кормів для птиці.–К.: Урожай, 1970.–177 с.



20. Лобановский Г.А. Кормоцехи на фермах.–М.: Колос, 1971.
21. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм.–М.: Колос, 1978.
22. Механізація виробництва продукції тваринництва за редакцією Ревенка І.І.–К.: Урожай, 1994. – 264 с.
23. Мжельский Н.И., Смирнов А.И. Справочник по механизации животноводческих ферм и комплексов. – М.: Колос, 1984.–336 с., ил.
24. Науменко О.А., Поліський А.Я., Сідашенко О.І. Технічний сервіс (термінологія) .–Харків.: ХДТУСГ, 1998.–145 с.
25. Новиков Г.И. Комплексная механизация в промышленном свиноводстве.–М.: Колос, 1973.
26. Омельченко А.А., Куцын Л.М. Кормораздающие устройства.–М.: Машиностроение, 1971.–207 с.
27. Писаренко Г.С. Сопротивление материалов.– 5-е изд. перераб. и доп.–К.: Высшая школа. Головное изд-во, 1986.–775 с.
28. Пономарёв К.К. Составление и решение дифференциальных уравнений инженерно-технических задач.–М.: Гос. уч.–пед. изд-во мин. просвещ. РСФСР, 1962.–184 с.
29. Потапов Г.П. Транспортёры в животноводстве.–М.: Агропромиздат, 1987.–95 с., ил.
30. Савельев И.В. Курс общей физики.–М.: изд-во физ.–мат. лит, 1962.–403 с.
31. Смирнов И.И. Механизация животноводческих ферм.–М.: Гос. н.-т. изд-во маш. лит, 1959.–359 с.
32. Тришин А.К. Энергосберегающая технология производства молока.–Харків.: Прапор, 1997.–191 с.
33. Троянов М.М. Механізація технологічних процесів у тваринництві. – Харків.: Прапор, 1993.–140 с.
34. Удавения В.А. и др. Механизация и использование органических удобрений.–Мн.: Урожай, 1982.–220 с., ил.
35. Шабельник Б.П. Конвейеры-очистители корнеуборочных машин.–К.: Міносвіта, 1998.–243 с.
36. Шабельник Б.П. Расчет параметров оборудования в животноводстве.–К.: УСХА, 1992.–80 с.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	3
1. РЕЗЕРВУАРИ ДЛЯ ВОДОПОСТАЧАННЯ.....	6
1.1. Попередні зауваження.....	6
1.2. Водонапірна безшатрова башта .....	6
1.3. Горизонтальний циліндричний резервуар.....	9
1.4. Еліпсний резервуар.....	11
1.5. Кульова башта.....	13
1.6. Об'єм та поверхня резервуарів .....	15
1.7. Визначення параметрів автоматичного управління водонапірною баштою.....	18
1.8. Оптимальні параметри бака водонапірної башти.....	20
1.9. Розрахунок анкерних болтів водонапірної башти.....	22
2. ЗАГОТІВЛЯ, ПРИГОТУВАННЯ ТА РОЗДАЧА КОРМІВ .....	26
2.1. Різання при ковзному русі .....	26
2.2. Кут защемлення ножа.....	28
2.3. Кут статичної рівноваги.....	28
2.4. Розрахунок транспортера-кидалки .....	30
2.5. Розрахунок дефлекторного пристрою .....	33
2.6. Кутова швидкість відцентрового апарату для миття та різання коренеклубнеплодів.....	35
2.7. Параметри машини для миття та різання коренеклубнеплодів ....	38
2.8. Основи теорії подрібнення кормів.....	43
2.9. Визначення вісі підсуву молотка дробильної машини .....	45
2.10. Руйнівна швидкість удару.....	47
2.11. Пересувні кормороздавачі .....	48
2.12. Стаціонарні кормороздавачі .....	53
2.13. Оптимальний маршрут при перевезенні кормів (вантажів) .....	55
3. ДОЇННЯ, ПЕРВИННА ОБРОБКА ТА ПЕРЕРОБКА МОЛОКА .....	58
3.1. Загальні відомості.....	58
3.2. Визначення параметрів доїльних апаратів.....	59
3.3. Розрахунок продуктивності вакуум-насоса .....	62
3.4. Теплові процеси при постійній температурі навколишнього середовища.....	63
3.5. Процес теплообміну при змінній температурі навколишнього середовища.....	65
3.6. Протитечійний охолоджувач молока.....	68
3.7. Геометрія витискуючого барабана пастеризатора.....	70
3.8. Елементи розрахунку молочного сепаратора .....	74

3.9. Продуктивність сепаратора .....	75
3.10. Критична кутова швидкість вала барабана сепаратора .....	78
3.11. Потужність, що споживається при запусканні сепаратора.....	81
3.12. Момент інерції барабана сепаратора (на біфілярному підвісі) ...	83
4. СКАТНІ ПОВЕРХНІ .....	86
4.1. Загальні відомості.....	86
4.2. Параметри скатної плоскої поверхні у вигляді жолоба .....	86
4.3. Криволінійна скатна поверхня .....	88
4.4. Скатна поверхня для яєць при утриманні курей-несучок.....	91
5. ЕЛЕМЕНТИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	98
5.1. Попередні зауваження.....	98
5.2. Найменша сила переміщення вантажу по похилій площині .....	98
5.3. Підвищення моменту опору навантаженого по діагоналі квадрата .....	99
5.4. Оптимальний момент опору симетрично навантаженої трапеції.....	102
5.5. Розрахунок рівномісних пустотілих конструкцій .....	107
5.6. Оптимальні параметри спарених круглих місткостей .....	110
5.7. Оптимальні параметри спареної місткості прямокутного перерізу .....	113
6. ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА .....	116
6.1. Загальні положення проектування.....	116
6.2. Зоотехнічні вимоги до розробляємої машини .....	116
6.3. Вибір раціональної конструкції машини.....	117
7. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ СОЛОМОСИЛОСОРІЗОК.....	119
7.1. Загальні відомості.....	119
7.2. Визначення основних параметрів дискової соломосилосорізки з прямим лезом. ....	119
7.3. Визначення геометричних параметрів різального апарату. ....	120
7.4. Визначення основних параметрів барабанної соломосилосорізки .....	123
7.5. Розрахунки штифтового подрібнювача.....	123
7.6. Розрахунок потужності на привід подрібнювача .....	126
7.7. Визначення геометричних і кінематичних параметрів живильника .....	127
7.7. Визначення діаметра вальців живильника .....	128
7.9. Визначення потужності, необхідної для приводу живильника... ..	129
7.10. Розрахунки пневматичного вивантажувального пристрою.....	130
Матеріали .....	130
8. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ДРОБАРОК КОРМІВ .....	132
8.1. Загальні відомості.....	132

8.2. Параметри подрібнювальної камери і ротора.....	132
8.3. Вибір решета .....	138
8.4. Система відводу і розподілення продуктів подрібнення .....	139
8.5. Енергетичний розрахунок.....	143
9. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ДОЗАТОРІВ КОРМІВ.....	148
9.1. Загальні відомості.....	148
9.2. Барабанні і секторні дозатори .....	149
9.3. Стрічкові дозатори .....	150
9.4. Шнекові дозатори .....	151
9.5. Дискові і тарілкові дозатори.....	152
9.6. Відцентровані дозатори .....	154
9.7. Вібраційні лоткові дозатори .....	156
10. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ЗМІШУВАЧІВ КОРМІВ .....	158
10.1. Загальні відомості.....	158
10.2. Шнекові змішувачі безперервної дії.....	160
10.3. Визначення основних параметрів машин для теплової обробки кормів.....	163
10.4. Визначення основних параметрів двовального лопатевого змішувача періодичної дії.....	170
10.5. Визначення основних параметрів одновального лопатевого змішувача періодичної дії.....	172
11. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ МОБІЛЬНИХ РОЗДАВАЧІВ КОРМІВ.....	174
11.1. Загальні відомості.....	174
11.2. Технологічний розрахунок мобільних роздавачів кормів .....	174
11.3. Кількість кормороздавачів.....	175
11.4. Визначення конструктивних параметрів.....	176
11.5. Розрахунок розташування бітерів кормороздавача.....	178
11.6. Розрахунок енергетичних показників кормороздавача.....	182
12. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН ДЛЯ ЗБИРАННЯ ТА УТИЛІЗАЦІЇ ГНОЮ .....	188
12.1. Вихід екскрементів від тварин різних статевих груп.....	188
12.2. Розрахунок скребкових транспортерів колової дії.....	188
12.3. Розрахунок скреперної установки.....	193
12.4. Розрахунок самопливної системи видалення гною.....	196
12.5. Розрахунок установок для переробки гною для одержання біогазу.....	198
13. КОРОТКИЙ БІОГРАФІЧНИЙ ПОКАЖЧИК .....	200
ЛІТЕРАТУРА.....	210

*Навчальне видання*

Шабельник Борис Петрович, д.т.н., професор  
Троянов Микола Микитович, к.т.н., доцент  
Бойко Іван Григорович, к.т.н., доцент  
Нанка Олександр Володимирович, к.т.н., доцент  
Дзюба Анатолій Іванович, к.т.н., доцент  
Грідасов Валентин Ілліч, к.т.н., доцент  
Скорик Олексій Петрович, ст. викладач  
Фісяченко Олександр Іванович, ст. викладач  
Овсяніков Сергій Іванович, к.т.н., доцент  
(Харківський державний технічний університет сільського господарства)

**Теорія та розрахунок машин  
для тваринництва**

*Підручник*

за редакцією **І.Г. Бойка**

**Українською мовою.**

Відповідальні за випуск *О.В. Нанка*.  
Комп'ютерний набір та верстка *В.Б. Савченко*

Підписано до друку 22.07.2002р. Папір тип №2.  
Формат 60x84 1/16. Умов.-друк. аркуш. 11 Тираж 500 пр.

---

Видавництво Ч.П. Червяк  
61120, Харків, вул. Гв. Широнінців, 18, кв. 179.

Для нотаток

Для нотаток

Для нотаток