

Самойчук К. О., Бойко В. С., Олексієнко В. О., Петриченко С. В.,  
Тарасенко В. Г., Паляничка Н. О., Верхоланцева В. О.,  
Ковальов О. О., Задосна Н. О.



## ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ПЕРЕРОБНИХ І ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

Підручник

$$y = \left( \frac{B}{2\pi R} - 1 \right) \left[ \left( \sqrt{R^2 - x^2} \right) + (R + a) \ln \left| R + a - \sqrt{R^2 - x^2} \right| \right] +$$

$$+ \frac{B}{2\pi} \left[ -\frac{1}{2} \arcsin^2 \frac{x}{R} + \frac{3(R + a)}{\sqrt{9R^2 + 6Ra}} \ln \left( \frac{\arcsin^2 \frac{x}{R} + 2\sqrt{\frac{9R + 6a}{R} - 6}}{\arcsin^2 \frac{x}{R} - 2\sqrt{\frac{9R + 6a}{R} - 6}} \right) \right]$$

Мелітополь  
Видавничий будинок  
Мелітопольської міської друкарні  
2020

*Розглянуто і рекомендовано до друку Вченою Радою Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.*

**Автори:** Викладачі кафедри Обладнання переробних і харчових виробництв імені професора Ф.Ю. Ялпачика Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**Самойчук К. О.**, доктор технічних наук, доцент  
**Бойко В. С.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Олексієнко В. О.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Петриченко С. В.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Тарасенко В. Г.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Паляничка Н. О.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Верхоланцева В. О.**, кандидат технічних наук, доцент  
**Ковальов О. О.**, інженер  
**Задосна Н. О.**, асистент

**Рецензенти:**

**А. В. Погребняк**, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри готельно–ресторанної справи та товарознавства Університета митної справи та фінансів.

**М. Є. Сердюк**, доктор технічних наук, доцент, професор кафедри харчових технологій та готельно–ресторанної справи Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

**Редактор Самойчук К. О. Технічний редактор Лівик Н. В.**

Основи розрахунку та конструювання обладнання переробних і харчових виробництв: підручник / ТДАТУ; К. О. Самойчук, В. С. Бойко, В. О. Олексієнко та ін. – Мелітополь: Видавничий будинок «ММД», 2020. – 428с.

ISBN

Підручник рекомендований для студентів навчальних закладів III і IV рівня акредитації для використання у навчальному процесі підготовки з дисципліни „Розрахунки і конструювання обладнання харчових виробництв“.

## ЗМІСТ

	стор.
<b>Передмова</b>	8
<b>РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ КОНСТРУЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ</b>	10
<b>1.1. Основи методології проектування машин</b>	10
1.1.1. Поняття і ознаки машин та апаратів, їх структурні елементи. Потокові лінії	10
1.1.2. Загальна класифікація технологічного обладнання	13
1.1.3. Основні правила експлуатації технологічного обладнання	16
1.1.4. Еволюція процесів проектування. Загальні положення про проектування і конструювання	18
1.1.5. Стадії проектування технологічного обладнання	23
<b>1.2. Основні показники машин</b>	27
1.2.1. Поняття продуктивності машини	27
1.2.2. Економічна ефективність використання машин	28
1.2.3. Показники надійності обладнання	32
<b>1.3. Види і типи схем, вимоги до виконання схем</b>	37
1.3.1. Машинно-апаратурна схема обладнання	38
1.3.2. Технологічні схеми і карти обладнання	38
1.3.3. Структурні схеми та їх побудова	43
1.3.4. Кінематичні схеми обладнання	46
1.3.5. Гідравлічні, пневматичні і комбіновані схеми	48
<b>1.4. Напрямки розвитку технологічного обладнання</b>	51
<b>1.5. Класифікація робочих органів технологічного обладнання</b>	53
<b>1.6. Види розрахунків конструктивних елементів обладнання</b>	57
1.6.1. Технологічні розрахунки	57
1.6.2. Енергетичні розрахунки	59
1.6.3. Кінематичні розрахунки	60
1.6.4. Розрахунки на міцність	61
1.6.5. Розрахунок на жорсткість	62
1.6.6. Розрахунки техніко-економічних показників технічного рівня та ефективності технологічних машин	63
<b>Питання для самоперевірки</b>	66
<b>Література до розділу</b>	67

<b>РОЗДІЛ 2. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОГО ВПЛИВУ НА ПЕРЕРОБЛЮВАНУ СИРОВИНУ</b>	69
<b>2.1. Машини для подрібнення сільськогосподарського матеріалу</b>	69
2.1.1. Теоретичні основи процесу подрібнення матеріалів	69
2.1.2. Характеристика способів подрібнення матеріалів	79
2.1.3. Класифікація подрібнюючих машин	81
2.1.4. Конструкція подрібнюючих машин	83
2.1.5. Елементи теорії дроблення на молоткових дробарках	94
2.1.6. Інженерні розрахунки подрібнювачів	99
2.1.7. Розрахунок основних параметрів дробарок	102
<b>Питання для самоперевірки</b>	107
<b>2.2. Машини для різання харчових продуктів і овочів</b>	109
2.2.1. Характеристика процесу різання	109
2.2.2. Класифікація різальних машин	111
2.2.3. Способи різання продуктів	117
2.2.4. Конструкції деяких спеціальних машин	124
2.2.5. Експлуатаційні та енергетичні показники процесу різання	128
2.2.6. Машини для подрібнення овочів	134
2.2.7. Розрахунок параметрів відцентрової бурякорізки	147
<b>Питання для самоперевірки</b>	155
<b>2.3. Конструкції машин для обробки харчових матеріалів тиском</b>	156
2.3.1. Характеристика процесу пресування	156
2.3.2. Конструкції машин для пресування	157
2.3.3. Теоретичні основи визначення параметрів шнекових пресів	161
2.3.4. Розрахунок параметрів преса рослинної олії	164
2.3.5. Основні способи гранулювання та класифікація пресів грануляторів	167
2.3.6. Конструкції та принцип роботи пресів грануляторів	168
2.3.7. Елементи теорії розрахунку пресів грануляторів	173
2.3.8. Розрахунок параметрів преса гранулятора	177
<b>Питання для самоперевірки</b>	181
<b>Література до розділу</b>	182

<b>РОЗДІЛ 3. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ СИРОВИНИ І ПРОДУКТІВ</b>	185
<b>3.1. Основи теорії, розрахунку параметрів та режимів роботи</b>	185

<b>сепаруючих апаратів харчових виробництв</b>	
3.1.1. Процеси сепарування та область їх застосування	185
3.1.2. Машино–апаратне забезпечення процесів сепарування	188
3.1.3. Аналіз теоретичних досліджень та розрахунків сепаруючих пристроїв	195
3.1.4. Робота циліндричного трієра	209
3.1.5. Фрикційне очищення	214
3.1.6. Повітряні системи	216
3.1.7. Приклад розрахунку ефективності ситового сепарування	224
<b>Питання для самоперевірки</b>	226
<b>3.2. Сучасні теоретичні дослідження процесів сепарування сумішей сільськогосподарських культур</b>	228
3.2.1. Теоретичні дослідження процесів сепарування сумішей сільськогосподарських культур у повітряному потоці	228
3.2.2. Теоретичні дослідження процесів сепарування сумішей сільськогосподарських культур у пневморешітних апаратах	235
3.2.3. Шляхи інтенсифікації процесів сепарування насіння сільськогосподарських культур	253
3.2.4. Науково–технічні завдання з підвищення ефективності процесу сепарування	257
<b>Питання для самоперевірки</b>	259
<b>3.3. Апарати для відцентрового розділення неоднорідних систем</b>	260
3.3.1. Характеристика процесу сепарування, класифікація сепараторів	260
3.3.2. Конструкції розділювальних сепараторів та принцип їх роботи	263
3.3.3. Теоретичні основи визначення параметрів тарілчастих сепараторів	266
3.3.4. Розрахунок тарілчастого розділювального сепаратора	268
3.3.5. Класифікація фільтрувальних центрифуг	271
3.3.6. Будова та принцип роботи фільтрувальних центрифуг	272
3.3.7. Теоретичні основи визначення параметрів відстійних центрифуг періодичної дії	276
3.3.8. Розрахунок відстійної центрифуги	278
<b>Питання для самоперевірки</b>	280
<b>3.4. Машини і апарати для розділення рідких сумішей методом</b>	281

## **фільтрування**

3.4.1. Сутність і призначення процесу фільтрування. Місце фільтрувальних машин в технологічних лініях	281
3.4.2. Характеристика фільтрувальних пристроїв, конструкція і принцип дії	286
3.4.3. Пристрій та принцип роботи барабанного вакуум-фільтра	291
3.4.4. Основи теорії розрахунку барабанного вакуум-фільтра	294
3.4.5. Розрахунок барабанного вакуум-фільтра	300
<b>Питання для самоперевірки</b>	304
<b>Література до розділу</b>	304

## **РОЗДІЛ 4. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ГОМОГЕНІЗАЦІЇ ПРОДУКТІВ**

309

### **4.1. Характеристика процесу гомогенізації молока**

309

4.1.1. Призначення та переваги гомогенізації в молочній промисловості	309
4.1.2. Властивості молочної емульсії як об'єкта гідродинамічного диспергування і гомогенізації	311
4.1.3. Аналіз гіпотез диспергування жирової фази молока	315
4.1.4. Класифікація й аналіз конструкцій гомогенізаторів молочної промисловості	329
4.1.5. Узагальнення гідродинамічних факторів диспергування емульсій	349
4.1.6. Механізми руйнування жирових кульок молока	350
4.1.7. Методи інтенсифікації процесу диспергування молочних емульсій	355

### **4.2. Теоретичні основи розрахунку ступеня дисперсності жирової фази після гомогенізації**

363

4.2.1. Методичні основи гідродинамічного диспергування жирової фази молока	363
4.2.2. Математична модель руйнування жирової кульки молока, що пов'язує відносну швидкість дисперсної та дисперсійної фаз з прискоренням руху молочної емульсії	368

### **4.3. Методики розрахунку гомогенізаторів молока**

379

4.3.1. Задачі розрахунку гомогенізаторів	379
4.3.2. Методика розрахунку клапанного гомогенізатора	380

4.3.3. Методика розрахунку протитечійно-струминного гомогенізатора	391
4.3.4. Методика розрахунку струминного гомогенізатора з використанням нормалізації молока за жирністю	395
4.3.5. Методика розрахунку пульсаційного апарата з ротором, що вібрує для гомогенізації молока	402
4.3.6. Методика розрахунку пульсаційного поршньового гомогенізатора молока	406
<b>4.4. Перспективні напрями синтезу конструктивних рішень гомогенізаторів</b>	412
4.4.1. Надання коливань емульсії, що обробляється, та використання резонансних явищ	412
4.4.2. Підвищення відносної швидкості дисперсної та дисперсійної фаз за рахунок використання зустрічних струменів	413
4.4.3. Профілювання поверхонь, які утворюють потоки та струмені	417
<b>Питання для самоперевірки</b>	423
<b>Література до розділу</b>	424

## ПЕРЕДМОВА

Сучасна харчова промисловість включає широкий спектр різноманітних процесів переробки сировини, які різняться реологічними та фізико-механічними властивостями, що накладає жорсткі вимоги до можливого характеру проведення технологічних операцій.

Для інженера харчової промисловості необхідно не тільки розуміти фізико-хімічну сутність процесу, знати конструкцію, принцип роботи і особливості апаратів, але й вміти проаналізувати і розрахувати процес, визначити параметри його проведення, а також розрахувати і обґрунтувати найкраще конструктивне рішення вузлів машини.

Дисципліна "Розрахунок і конструювання машин і апаратів переробних виробництв", хоча і базується на знаннях ряду загальноосвітніх і загальнотехнічних дисциплін, в той же час поєднується з необхідністю створювати робочі органи технологічного обладнання різноманітного функціонального призначення, конструкції та принципу дії машин. Це значно ускладнює процес синтезу конструктивних рішень і вимагає від інженера не тільки високого рівня професійних знань, а й певних творчих нахилів і здібностей, природної кмітливості і наполегливості, що в цілому визначає і формує талант фахівця і його творчий потенціал.

Широке застосування механізації, автоматизації та комп'ютеризації на підприємствах харчової промисловості вимагають від інженера знань загальних принципів побудови технологічних процесів і специфіки поєднання елементів процесів в окремих видах обладнання технологічної лінії. В складних умовах харчових виробництв, коли різні процеси взаємопов'язані, обґрунтований вибір обладнання для здійснення необхідних операцій призводить до мінімальних витрат енергії, сировини і матеріалів.

Виходячи з вищесказаного можна сформулювати основну мету навчання студентів – підготовка майбутніх фахівців до організаційно-технічної, експериментально-дослідної та проектно-конструкторської діяльності, пов'язаної з проектуванням сучасних, надійних і високоефективних машин і апаратів, а також використання знань, отриманих в результаті фундаментальної підготовки за загальноосвітніми і загальнотехнічними дисциплінами для вирішення інженерних завдань, пов'язаних з розрахунком і конструюванням технологічного обладнання.



Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- вивчення загальної методології проектування машин і апаратів;
- визначення сучасних тенденцій підвищення ефективності в машинобудуванні;
- вивчення основ теорії продуктивності машин і основ теорії надійності;
- вивчення методів розрахунку і конструювання машин і апаратів харчових виробництв для вибору найбільш раціонального методу підвищення ефективності машин, зниження матеріаломісткості та енергоспоживання, підвищення довговічності і надійності обладнання.

Значна питома вага на харчових та переробних підприємствах фізично зношеного і морально застарілого обладнання, що потребує докорінного оновлення, зумовлює необхідність проектування нового прогресивного обладнання, заснованого на використанні нових технологій, підвищенні технічного рівня виробництва і отриманні готового продукту високої якості.

Основними умовами створення прогресивного обладнання, що дозволяє ефективно вирішувати проблему комплексної переробки сільськогосподарської сировини і виробництва якісних продуктів харчування, є:

- всебічне зниження вартості нових конструкцій машин на одиницю продуктивності (потужності);
- підвищення в оптимальних межах одиничної потужності машин при одночасному зменшенні їх габаритів;
- зниження енергоспоживання, питомої металоємності;
- забезпечення економічності в експлуатації, надійності і безпеки конструкцій машин.

Реалізацію цих заходів можна здійснювати за рахунок використання нових конструктивних рішень, автоматизованих методів розрахунку та проектування, перспективних матеріалів підвищеної міцності і т.п.

# РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПРИНЦИПИ КОНСТРУЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

## 1.1. ОСНОВИ МЕТОДОЛОГІЇ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН

### 1.1.1. Поняття і ознаки машин та апаратів, їх структурні елементи.

#### Потокові лінії

Машина – пристрій, створений людиною який виконує механічні рухи для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою повної заміни чи полегшення фізичної і розумової праці людини, збільшення її продуктивності [1].

Ознаки, що характеризують машину:

- перетворення енергії в механічну роботу або перетворення механічної роботи в інший вид енергії;
- визначеність руху всіх її частин при заданому русі однієї частини.

По характеру робочого процесу все різноманіття машин можна розділити на класи: енергетичні, транспортуючі, інформаційні та технологічні. Головними об'єктами, що будуть розглядатися у даній дисципліні будуть транспортуючі та технологічні машини.

**Транспортуючі машини.** Перетворюють енергію двигуна в енергію переміщення мас. До транспортуючих машин відносяться конвеєри, елеватори, підймальні крани, підйомники.

**Технологічні машини.** Призначені для перетворення предмету (продукту), шляхом змінення його розмірів, форми, або властивостей, стану. До технологічних машин відносяться також апарати, автомати і промислові роботи.

Технологічні машини складаються з приводного, передаточного і виконавчого механізмів. Найважливішим у машині є виконавчий механізм, що визначає технологічні можливості, ступінь універсальності і сферу застосування машини.

Крім машин до технічного обладнання відносяться також апарати, у яких здійснюються теплові, електричні, фізико–хімічні, біологічні та інші впливи, що викликають зміни фізичних чи хімічних властивостей або агрегатного стану продукту, що обробляється. Характерною ознакою апарата є наявність реакційного простору або робочої камери [1].

За характером зв'язків технічні процеси розділяють на механічні, гідродинамічні, тепло– і масообмінні, дифузійні, хімічні, мікробіологічні та комбіновані.

Технічні процеси, що протікають в апаратах, називаються апаратними, а технічні процеси, які основані на механічній роботі зі зміненням форми, положення, структури та інших властивостей предметів, що оброблюються, за допомогою машин – механічними.

Однак необхідно відзначити, що такий розподіл є умовним, тому що в деяких приладах механічна обробка сполучається з нагріванням, охолодженням, масообміном і навіть хімічними реакціями, в таких випадках важко визначити, який процес переважає.

Як правило, технологічне обладнання складається з живильного пристрою, привода (трансмисії), виконавчих механізмів з робочими органами, механізмів регулювання, контролю, керування, захисту, блокування та ін.

Живильний пристрій призначений для безперервної або періодичної подачі об'єктів (сировини) у машину. Часто така подача здійснюється шляхом відмірювання заданих порцій продукту (дозуванням за об'ємом або рідше по масі).

У склад привода входить електродвигун, як правило, редуктор, передачі гнучкого зв'язку, зубчасті та ланцюгові передачі. Закінчується привод робочими або розподільчо–керуючими валами. На робочому валу закріплюють робочий орган, на розподільчо–керуючому – ведучі ланки виконавчих механізмів. Розподільчо–керуючий вал може служити одночасно і проміжним, і робочим валом. Механізми привода і приводних пристроїв (трансмисійні) служать для передачі руху від двигуна до ведучих ланок виконавчих механізмів або безпосередньо до робочих органів машини.

Виконавчі механізми служать для перетворення руху (іноді енергії) ведучої ланки і передачі його в перетвореному виді веденій ланці (робочому органу). Виконавчі механізми, як правило, являють собою механізми циклічної дії.

Робочі органи машин бувають основними (обробними) і допоміжними (наприклад, що втримують об'єкт). Вони також бувають різними для машин періодичної і безперервної дії. Відрізняються вони і за функціональним призначенням. Рух робочих органів здійснюється за певними законами і у певний заданий час.

Механізми регулювання, контролю, керування, захисту, блокування та інші звичайно складаються з виконавчого механізму циклічної дії з допоміжним робочим органом. Ведучі ланки цих механізмів також можуть закріплюватися на розподільчо–керуючих валах машини.

У залежності від прийнятого технічного процесу здійснюється вибір машин, апаратів, транспортних засобів, енергетичних та інших пристроїв. Відповідність машини чи апарата технічному призначенню і прогресивній технології виробництва – одна з основних вимог, що пред'являються до парку технічного обладнання.

У процесі комплексної механізації і автоматизації виробництва окремі машини та апарати поєднують в агрегати та потокові лінії. Сукупність спеціалізованих технічних машин, розташованих відповідно до визначеного технологічного процесу і зв'язаних між собою транспортними пристроями, називається потоковою лінією.

По виду зв'язку між машинами потокові лінії поділяються на наступні типи:

*лінії з жорстким зв'язком* між машинами і безпосередньою передачею об'єкта, що обробляється, від однієї машини до іншої У таких лініях усі машини – від першої до останньої повинні працювати в ритмі, однаковому або кратному ритму основної машини лінії;

*лінії з гнучким зв'язком* між машинами. Робота кожної машини в цьому випадку не залежить від обраного ритму лінії. Між кожними двома машинами встановлюється приймач–нагромаджувач з перевантажувачем;

*лінії з напівгнучким зв'язком* між машинами. Звичайно розділяються на окремі ділянки, які складаються з групи машин із жорсткими зв'язками. У свою чергу, ділянки з'єднані між собою гнучкими зв'язками у виді приймачів нагромаджувачів з конвеєрами перевантажувачами.

По ступеню механізації і автоматизації потокові лінії підприємств переробних виробництв можна розділити на такі види: немеханізовані, напівмеханізовані, механізовані, автоматизовані і автоматичні.

За структурою потоку потокові лінії можуть бути однопотоковими, багатопотоковими і змішаними.

По компонованню потокові лінії переробних підприємств можуть бути розділені на наскрізні, замкнені і змішані.

У наскрізних лініях здійснюється повний цикл виготовлення або обробки продукту з безупинним процесом переміщення від однієї технологічної операції до

іншої. Вони можуть бути вертикальними і горизонтальними. У вертикальних лініях широко застосовується гравітаційний транспорт, вони компонуються у виді прямої лінії.

Наскрізні горизонтальні лінії можуть компонуватися у виді прямої лінії, лінії Г– і П–подібної форми, із зустрічним рухом об'єктів, що обробляються, і передачею їх з однієї ділянки на іншу.

Замкнені лінії застосовуються у випадку виготовлення і транспортування виробів за допомогою пристосувань–супутників, форм, лотків, піддонів і т.п., які повертаються після звільнення від виробів на вихідну позицію. Замкнені лінії можуть бути як вертикальними, так і горизонтальними.

В горизонтальних лініях застосовуються замкнені системи конвеєрів з поворотними чи іншими пристроями, що перевантажують. Вертикально замкнені конвеєрні системи спеціальних пристроїв перевантажувачів практично не вимагають.

Змішані лінії містять у собі наскрізні і замкнені ділянки, у яких використовуються пристосування–супутники.

### **1.1.2. Загальна класифікація технологічного обладнання**

Технологічне обладнання переробних виробництв класифікується за наступними ознаками [1]:

*– За характером дії і способом відносного руху матеріалу, який обробляється.*

*Машини I класу* – це циклічні однопозиційні непрохідні машини, в яких матеріал, що обробляється, протягом всього часу обробки займає одну позицію або робить обмежене переміщення. Процес не має вираженої лінійної протяжності, а робочі органи машини підводяться до матеріалу, що обробляється по чергово або одночасно. В апаратах цього класу робочі органи можуть бути нерухомими, наприклад, теплопередаючі стінки теплообмінників. Якщо матеріал–тверде тіло, то він може бути закріплений нерухомо, обертатися навколо своєї осі, або робити переміщення в рамках своєї позиції, але такі, що не допускають установки наступного об'єкту до закінчення обробки попереднього.

Машини I класу можуть виконувати одну або декілька операцій. За цією ознакою вони діляться на три групи:

- а) з послідовним виконанням операцій;
- б) з паралельним або одночасним виконанням всіх операцій;
- в) з паралельно–послідовним виконанням операцій.

Машина I класу бувають періодичної дії, це означає, що після закінчення процесу машина вимикається.

*Машина II класу* – це багатопозиційні зупинно–потокові машини з циклічними механізмами. Матеріал, що обробляється в них переноситься періодично від позиції до позиції, а в період зупинок у цих позиціях проходить його обробка. Ці машини є одночасно і багатоопераційними, кожна позиція має свої робочі органи, що виконують різні операції, на які поділяється весь технологічний процес.

Залежно від того, як виконується перенос матеріалу від однієї позиції до іншої, розрізняють дві групи машин цього класу:

- а) машини, що мають рухомі спеціальні транспортні пристрої з зупинками;
- б) машини, в яких продукт передається самими робочими органами.

*Машина III класу* – це безперервні поточкові пристрої, принцип роботи яких ґрунтується на суміщенні технологічних операцій з безперервним і рівномірним рухом продуктів, що обробляються. Їх транспортування відбувається рухомим конвеєром або ротором, який рівномірно обертається.

Машина цього класу є багатоопераційними і багатопозиційними. Продукт закріплюється в гнізді каруселі, яка при рівномірному обертанні переносить його від позиції до позиції без зупинок. У кожній позиції знаходиться свій робочий орган, який виконує задану операцію.

– *За структурою робочого циклу розрізняють машини й апарати періодичної і безперервної дії.*

У машинах і апаратах періодичної дії матеріал, що обробляється, піддається впливу, при чому технологічний цикл (завантаження, обробка, вивантаження) не може бути перерваний до його закінчення. Кожен наступний цикл роботи може здійснюватись тільки після завершення попереднього.

У машинах і апаратах безперервної дії має місце робочий процес, що рівномірно установився в часі, технологічний цикл (подача матеріалу, обробка і відведення обробленої продукції) продовжується тривалий час.

Таким чином, робочі органи й елементи машин і апаратів періодичної і безперервної дії вимагають різного підходу до їх розрахунку і конструювання.

– *По ступеню механізації і автоматизації операцій розрізняють:*

- а) машини механічної (ручної) дії;
- б) напівавтоматичні машини;
- в) автоматичні машини.

У машинах механічної (ручної) дії допоміжні операції, (завантаження, розвантаження, переведення, контроль) деякі технологічні операції здійснюються при безпосередньому впливі людини на предмет праці. У таких машинах механізми й оснащення лише полегшують працю людини, але не усувають її.

У напівавтоматичних машинах всі основні технологічні операції і процеси виконуються машиною; ручними залишаються деякі контрольні і інші допоміжні операції.

В автоматичних машинах технологічні операції і процеси, включаючи, транспортні і контрольні, виконуються машиною.

Більш досконаліми в порівнянні з агрегатними являються комбіновані машини, що здійснюють визначений цикл операцій і процесів.

*– За кількістю та складністю технологічних операцій машини поділяють на:*

- одноопераційні (окремі машини й обладнання);
- багатоопераційні агрегати, що виконують декілька операцій;
- механізовані лінії – система машин та агрегатів для послідовного виконання окремих технологічних операцій;

– поточкові технологічні лінії переробки сільськогосподарської продукції (наприклад, поточкова технологічна лінія виробництва борошна, круп та інше).

*– За конструктивними ознаками:*

- рамні машини;
- безрамні машини;
- стаціонарні;
- пересувні.

*– За видом використання джерела енергії для приводу:*

- електропривід;
- гідропривід;
- пневмопривід;
- ручний або механічний привід.

*– За видом використання силової передачі:*

- пасова;
- ланцюгова;

- зубчаста (циліндрична, конічна, черв'ячна);
- фрикційна.
- *За технологічними ознаками:*
- машини для миття сировини або тари;
- машини для контролю та сортування сировини;
- подрібнювачі;
- машини для розділення сировини;
- машини для змішування сировини;
- машини для ущільнення сировини;
- наповнювальні–дозувальні машини;
- теплове і холодильне обладнання;
- допоміжне обладнання та інструмент.

### **1.1.3. Основні правила експлуатації технологічного обладнання**

Правила технічної експлуатації обладнання передбачають забезпечення нормальних зовнішніх умов його роботи (відповідність приміщення, температури, вологості, чистоти повітря та ін.), належного стану робочого місця (вільні підходи до обладнання, умови зберігання напівфабрикатів, інвентарю та ін.), підтримка обладнання, інвентарю і приміщення в чистоті, своєчасне і правильне технічне обслуговування, змащення по встановленим для даної машини режимам, дотримання передбачених режимів роботи механізмів (навантаження силові, швидкісні і т.д.), виконання правил керування машиною, правил міжремонтного обслуговування, передбачених системою планово–попереджувального ремонту (ППР) [1].

Робітник повинен знати пристрій і взаємодії основних механізмів машин, уміти їх регулювати, виконувати дрібний ремонт, ретельно прибирати в машині і на робочому місці. Від знання і виконання правил експлуатації обладнання верстатником, машиністом, оператором, будь–яким виробничим робітником, що керує машиною, залежать механічний стан довіреної йому техніки, збереження її експлуатаційних якостей. Правила експлуатації повинні знати майстри з ремонту, механіки, які повинні донести цю інформацію і забезпечити дотримання цих правил виробничим персоналом.

Догляд за обладнанням має найважливіше значення для збереження його працездатності. При правильному обслуговуванні можна збільшити термін служби до чергового ремонту. Перед початком роботи робітник зобов'язаний



оглянути машину, перевірити, чи чисто вона прибрана робітником, що здає зміну, включити і перевірити її в робочому стані, оглянути місця змащення на предмет наявності в них мастила. При виявленні яких–небудь пошкоджень чи несправностей робітник, не приступаючи до роботи, зобов'язаний доповісти про них майстру.

У процесі роботи необхідно стежити за тим, щоб робочі органи машини були справні. За несправність, викликану неправильною експлуатацією, несе відповідальність як робітник, так і майстер. Не можна залишати працюючу машину без догляду.

Протягом зміни робітник повинен зробити змащення всіх місць, передбачених картою змащення для даної машини, мастилом, зазначеною в інструкції. При централізованому змащенні необхідно: стежити за тим, щоб масляний резервуар увесь час був заповнений мастилом; при використанні масельничок, що подають консистентне змащення шляхом підкручуванням кришки, варто вчасно заповнювати масельнички і підкручувати кришку кілька разів за зміну. При заповненні шприц–масельничок консистентним мастилом потрібно застосовувати шприци.

Під час роботи машини необхідно стежити за температурою підшипників. З появою стороннього шуму в працюючому механізмі робітник повинний зупинити машину і зробити необхідне регулювання. При дрібних поломках, що не викликають простою, варто негайно замінити частину що зламалася запасною; при поломках, що викликають простої машини, робітник зобов'язаний відразу ж сповістити про це змінному майстру.

Значна кількість апаратів і установок переробних підприємств працюють з використанням теплоти і під тиском вище 0,08 МПа. Тому їх варто експлуатувати у відповідності з Правилами технічної експлуатації тепловикористовуючих установок і теплових мереж, Правилами техніки безпеки при експлуатації тепловикористовуючих установок і теплових мереж і Правилами пристрою і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском.

Для механізації вантажно–розвантажувальних робіт і технологічних процесів на переробних підприємствах призначене вантажопідйомне і транспортне обладнання. Для правильної експлуатації вантажопідйомних пристроїв варто керуватися Правилами пристрою і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.

Відповідно до обов'язкового для всіх правилами на кожному підприємстві, виходячи з місцевих умов, складають правила по технічній експлуатації і техніці безпеки на кожен вид обладнання. Правила вивіщують біля тих машин, чи апаратів установок, для яких вони призначені.

Неправильна експлуатація обладнання може викликати поломки й аварії. Під *поломкою* розуміють незначне ушкодження деталей машин, що не порушило виробничий процес на ділянці, у цеху. Під *аварією* розуміють вихід з ладу машини чи ряду машин, що супроводжується порушенням виробничого процесу чи ушкодженням відповідальних механізмів, окремих деталей.

За поломку чи аварію обладнання при неправильній його експлуатації і неправильній ліквідації будь-яких поломок і аварій несуть персональну відповідальність працівники, що безпосередньо обслуговують обладнання.

#### **1.1.4. Еволюція процесів проектування. Загальні положення про проектування і конструювання**

При ознайомленні з історією розвитку технічних об'єктів можна виділити три основних етапи еволюції методів і способів проектування машин: кустарні промисли, креслярський спосіб проектування, САПР.

*Кустарний метод.* Створення найпростіших знарядь праці має історію, що обчислюється тисячоріччями. Аналіз конструкцій прадавніх машин для приготування продуктів харчування показує, що майстри–ремесники могли створювати досконалі машини і механізми, у яких усі складові частини мають оптимальні розміри з погляду функціонального призначення, міцності та зручності обслуговування. Виготовлення машин і механізмів велося кустарним образом. Еволюцію кустарних промислів можна характеризувати наступними положеннями:

- ремісник не викреслює ескіз свого виробу і не може виразно його пояснити в силу своєї неосвіченості;

- зміна форми і властивостей кустарного виробу відбувається в процесі багатовікового пошуку методом проб і помилок;

- джерелом усієї інформації є сам виріб, який довгі роки не міняв своєї форми і змінювався тільки для виправлення помилок. Обґрунтування прийнятих розв'язань передавалося у вигляді фіксованих навичок при навчанні ремеслу, необхідних для відтворення традиційної форми виробу;

– форма виробу, його перетинів, їх обґрунтування не фіксують у символічному виді, тому їх неможливо досліджувати і змінювати без грубого експериментування.

У результаті всього перерахованого розробка досконалого виробу кустарем часто тривала протягом усього його життя.

*Креслярський метод проектування* дозволяє сучасному конструктору створювати виріб протягом часу від кількох місяців до кількох років. Таке співвідношення витрат часу і праці, у порівнянні з кустарним методом, визначається різними засобами зберігання і передачі інформації про виріб та оцінки внесених у виріб змінень.

Розвиток креслярського методу проектування нерозривно пов'язаний з розвитком графіки як засобу спілкування, накопичення і зберігання інформації. Історія розвитку графіки нараховує кілька тисячоріч. У далекій давнині (Єгипетський період) графіка використовувалася головним чином у прикрасах будинків і ілюстраціях, у яких змішувалася релігійна, історична і проектна графіка. Потім греки відкрили, розробили та довели до досконалості новий графічний метод, сформульований у вигляді законів креслення в перспективі. Багато методів і прийомів, винайдених греками, використовуються в сучасному проектуванні на більш високому рівні.

Особливим періодом розвитку креслення як однієї з форм графіки є XII і XIII сторіччя, відзначені заснуванням багатьох міст і університетів та поширенням інженерних проектів. Креслення стало найбільш важливою дисципліною університетського навчання з інженерної справи і систематично викладалося в нових університетах Європи.

Починаючи з XV століття графіка, пов'язана із проектуванням, виділилася з форм графіки, характерних для живопису, архітектури, скульптури. У це ж час збільшилася потреба в тиражуванні проектів і розвитку прийомів і виразних засобів відображення як видимих, так і невидимих об'єктів. Стали інтенсивно розвиватися методи і засоби відображення та технологія масово-відтвореної графіки – друкування копій. На початку промислової революції в Англії було винайдене світлокопіювання і розроблена його технологія, яка удосконалювалася протягом декількох століть. Практично дотепер вона дозволяє швидко і дешево одержувати копії вихідного кресленника.

Якісно новий етап у розвитку методів і способів виготовлення різних технічних об'єктів почався з моменту появи креслень, що відображають

майбутній об'єкт у певному масштабі. Принципова різниця між цим способом розробки виробу і еволюцією виробів ремісників полягає в тому, що пошук форм відділений від виробництва та експерименти проводяться не на об'єкті, а на масштабному кресленику.

На ранніх стадіях проектування креслярським способом роботу веде одна людина, найчастіше головний (ведучий) конструктор або керівник групи. Після того як сформульовані критичні труднощі завдання і знайдені задовільні розв'язання, робота може бути розподілена між кількома виконавцями.

Методика, що дозволяє залучити до проектування велику кількість виконавців, припускає наступні ступені інженерного конструювання: оцінка здійсненності і відшукування комплексу здійснених концепцій; ескізне проектування з метою відбору і розробки оптимальної концепції; робоче конструювання – інженерний опис конструкції; планування – оцінка і змінення концепції відповідно до вимог виробництва, збуту, експлуатації і ліквідації використаного виробу.

Проектування починається зі сприйняття інформації (перший етап), на основі якої вибудовується деякий комплекс альтернативних розв'язань виробу в цілому. На другому етапі відбирається одне із цих розв'язань для подальшої розробки. На третьому і четвертому етапах ведеться робоче конструювання одночасно багатьма людьми.

Процес конструювання креслярським способом фактично являє собою прискорений варіант еволюції виробу, що дозволяє за один раз змінити не одну, а цілу сукупність деталей, уникаючи дорогої переробки. Конструктор легко може визначити, як змінення форми однієї деталі позначиться на конструкції всього виробу. Однак досягнути остаточного варіанта можна тільки шляхом багаторазових циклів змінень.

Створення устаткування для автоматизованого креслення на базі мікроелектронної техніки скоротила кількість ручної праці і збільшила число засобів, придатних для відображення креслеників та їх тиражування.

*Системи автоматизованого проектування (САПР).* До недоліків креслярського способу проектування на сучасному етапі розвитку техніки додається вплив усього обсягу (який дедалі збільшується) науково-технічної інформації, яку необхідно переробити на стадії проектування (конструювання). Встановлено, що обсяг пошукового конструювання за кожні 10 років збільшується у 10 раз, а кількість фахівців лише подвоюється. Дефіцит, що

утворюється, змушує переглядати існуючі методи збору, аналізу і зберігання проектної інформації з метою забезпечення строків та якості проектування.

З ростом складності технічних об'єктів необхідна участь у проектуванні все більшої кількості конструкторів, науковців, технологів. Це, у свою чергу, приводить до необхідності витратити багато часу на узгодження розв'язань, креслеників. Подовжуються строки проектування, з'являються додаткові помилки, ідуть переробки. Іншими словами, з'являється великий обсяг рутинної роботи, яку стало необхідним передати для виконання електронно-обчислювальної техніці.

Конструкторові потрібно залишити головне – творче мислення, розробку принципів і концепцій функціонування майбутніх машин. Комплекси, які виконують цю роботу, називаються системами автоматизованого проектування (САПР). Вони є третім етапом еволюції методів і способів проектування. Застосування САПР стало невід'ємною частиною сучасного промислового виробництва.

На сучасному етапі розвитку проектування технічних об'єктів загальноприйнятими є ряд основних визначень і понять. Конструктору важливо точно розуміти значення кожного терміну для раціонального і ефективного виконання творчого процесу розробки нового виробу.

*Проект* (від латинського *projectus* – кинутий уперед) відносно до машинобудування є сукупністю конструкторських і текстових документів, що містять принципове (ескізний проект) або остаточне (технічний проект) розв'язання, яке дає необхідне представлення про будову виробу, що створюється, і вихідні дані для наступної розробки та виготовлення робочої документації.

*Проектування* об'єкта машинобудування можна представити як розробку комплексної технічної документації (проекту), яка містить техніко-економічні обґрунтування, розрахунки, кресленики, макети, кошториси, пояснювальні записки та інші матеріали, необхідні для розробки, виробництва і експлуатації обладнання, виробів і т.п.

*Проектувальник* – фахівець в області проектування, його задача – здійснювати попередні пошуки, формулювати завдання на проектування і ескізний проект, проектно-кошторисну документацію. В умовах науково-технічного прогресу робота проектувальника усе більш здобуває дослідницький характер, тому що від нього потрібно не просто створити новий об'єкт, але і

додати йому нову, кращу якість і задовольнити вимоги замовника та суспільства в цілому.

*Конструювання* в загальному розумінні – це тип інженерної діяльності, який може бути реалізований у різних областях творчості. Зокрема, у проектуванні машин і устаткування конструювання пов'язане з розробкою певної конструкції виробу, яка потім матеріалізується виготовленням на виробництві. Воно містить у собі створення варіантів конструкції, розрахунки, операції аналізу, синтезу та ін.

Конструювання необхідне для розвитку серійного та масового виробництва технічних виробів і полягає в створенні, випробуванні та відпрацюванні дослідних зразків різних варіантів майбутньої технічної системи, у тому числі технологічної. На основі дослідного зразка конструктор розраховує конкретні конструктивно–технічні характеристики, що враховують специфічні умови виготовлення на конкретному машинобудівному виробництві.

*Завдання конструювання* полягає у створенні машин, що повністю відповідають вимогам замовника та дають найбільший економічний ефект при найбільш високих техніко–економічних і експлуатаційних показниках. Головними показниками є: висока продуктивність, економічність, надійність; малі маса, матеріалоемність, габарити, енергоємність, витрати на експлуатацію і ремонт; високі довговічність і ступінь автоматизації, простота і безпека обслуговування та керування, зручність складання і розбирання; дотримання вимог технічної естетики.

*Конструктор* – інженер, фахівець в області розробки конструкцій. Звичайно він підключається до проектування технічної (технологічної) системи переважно на заключних стадіях технічного і робочого проектів, а також створення та випробування дослідного зразка. Конструктор акцентує свою увагу на розробці вимог до матеріалу елементів, відповідності цих елементів стандартам, а також на розробці конструкції нових елементів для даної системи.

*Інженер* (від латинського *ingeniare* – творити, створювати, впроваджувати) є фахівцем з вищою технічною освітою, який застосовує наукові знання для розв'язання технічних завдань, керування процесом створення технічних систем, проектування, організації виробництва, впровадження в нього науково–технічних нововведень.

*Інженерна діяльність* – діяльність, спрямована на застосування наукових знань для створення технічних об'єктів (споруд, механізмів, пристроїв, машин і т. п.) та керування процесом їх виготовлення. Інженерна діяльність опирається на науку про природні процеси і технічну практику, звідки вона запозичує конструктивно–технічні і технологічні знання про матеріали, конструкції, їх технічні властивості, способи виготовлення і т.д.

### **1.1.5. Стадії проектування технологічного обладнання**

У сучасному процесі проектування розробка комплексу машин переробного та харчового виробництва починається з виявлення потреби суспільства в різних видах продукції. Сам процес проектування машини складається з п'яти укрупнених етапів [2]:

- 1) Дослідження проектної ситуації.
- 2) Розробка принципу розв'язання і структури об'єкта (вибір схемних розв'язань).
- 3) Узгодження принципу розв'язання з умовами виготовлення і експлуатації.
- 4) Розробка робочої конструкторської документації.
- 5) Оцінка отриманих результатів на підставі їх аналізу.

Відповідно до такої логіки проектування стандартизований увесь процес проектування (конструювання), Державними стандартами передбачені наступні стадії розробки конструкторської документації на виробі всіх галузей промисловості.

**Проектування** – процес створення нового виробу, передбачає п'ять стадій: технічне завдання (ТЗ), технічна пропозиція (П), ескізний проект (Е), технічний проект (Т), розробка робочої документації. В умовах закладу освіти (в порівнянні з умовами підприємств) ці стадії проектування дещо спрощуються, про що буде сказано далі.

Для кожної стадії стандарт передбачає певні етапи робіт і їх зміст. Конкретне виконання кожного етапу, його обсяг і зміст визначається специфікою розроблювального виробу й практикою проектування на підприємствах галузі й часто регламентується галузевими стандартами (ОСТ).

Перелік, найменування і обов'язковість конструкторської документації також оговорюються стандартами.

**Технічне завдання** встановлює основне призначення, технічні характеристики, показники якості, техніко–економічні, а також спеціальні вимоги, що пред’являються до виробу, який розробляється.

**Технічна пропозиція** – сукупність конструкторських документів, що містять технічні і техніко–економічні обґрунтування доцільності розробки виробу на підставі технічного завдання і різних варіантів можливих рішень виробів, порівняльної оцінки рішень з урахуванням конструктивних і експлуатаційних особливостей виробу, що розробляється і існуючих виробів, а також патентних матеріалів.

Після затвердження технічна пропозиція є підставою розробки ескізного проекту.

**Ескізний проект** – сукупність конструкторських документів, які повинні містити принципові конструктивні рішення, що дають загальне уявлення про будову і принцип роботи виробу, а також дані, що визначають його призначення, основні параметри і габаритні розміри [3].

Ескізний проект розробляють звичайно в кількох варіантах з ґрунтовним розрахунковим аналізом, в результаті якого відбирають варіант для подальшої розробки.

На цій стадії проектування проводять кінематичний розрахунок привода, розрахунок передач з ескізною компоновкою їх деталей, яка відображає принципові конструктивні рішення і дають загальне уявлення про будову і принцип роботи виробу, що проектується.

Як правило, розрахунки необхідно виконувати з одночасним паралельним викреслюванням варіантів конструкції виробу, оскільки багато розмірів, необхідних для розрахунку (відстані між опорами валів, місцями прикладання навантажень і т.п.), можна отримати тільки з графічного зображення. В той же час поетапне викреслювання конструкції в процесі її розрахунку є одним з видів перевірки цього розрахунку. Неправильний результат розрахунку виявляється в порушенні пропорційності конструкції деталі при виконанні ескізної компоновки виробу.

Перші проектні розрахунки на стадії ескізного проектування виконують, як правило, спрощеними і наближеними. Остаточний розрахунок є перевірочним для даної (вже наміченої) конструкції виробу.

Багато розмірів елементів деталі при проектуванні не розраховують, а приймають відповідно до досвіду (по аналогії) проектування подібних



конструкцій, за даними стандартів і нормативно–довідкових документів – підручників, довідників та ін.

Ескізний проект після утвердження служить підставою для розробки технічного проекту або робочої конструкторської документації.

**Технічний проект** – сукупність конструкторських документів, які повинні містити остаточні технічні рішення, що дають повне уявлення про будову виробу, що розробляється, і початкові дані для розробки робочої документації [4].

Технічний проект після утвердження служить підставою для розробки робочої документації.

**Розробка робочої документації** – заключна стадія проектування, необхідна для виготовлення всіх ненормалізованих деталей, а також для оформлення заявки на придбання стандартних виробів.

Послідовність робіт при розробці нових виробів в реальних умовах приведена на рисунку 1.1.1.

В закладі освіти об'єм робіт на всіх стадіях проектування звичайно встановлюється рішенням кафедри і указується в технічному завданні. При розробці того або іншого виду технологічного обладнання (або його модернізації) звичайно приводять кресленик загального виду виробу, кресленики окремих вузлів (тих, що проектуються або модернізуються) робочі кресленики основних деталей (валів, деталей передач, робочих органів, тощо).



Рисунок 1.1.1 – Послідовність етапів при розробці виробів.

Документація, одержана у результаті проектування, називається проектом. В проект обов'язково входить пояснювальна записка з необхідними розрахунками, таблицями, схемами і ескізами. Пояснювальна записка супроводжується відповідними креслениками (обумовленими в технічному завданні).

Після захисту на експертній раді проект може служити підставою для виготовлення дослідного зразка виробу.

## 1.2. ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ МАШИН

Задача конструктора полягає в створенні машин, які повною мірою відповідають потребам виробництва і мають високу економічну ефективність, техніко–економічні і експлуатаційні показники.

Найважливішими характеристиками при оцінці досконалості машини є її продуктивність, економічна ефективність, надійність, металоемність, енергоемність, ступінь автоматизації, простота і безпека обслуговування, зручність управління, складання і розбирання.

### 1.2.1. Поняття продуктивності машини

**Продуктивність машини** визначається кількістю продукції в натуральних одиницях ( $m^3$ ,  $m^2$ , м, кг, т, шт. і т.п.), що виробляється за певний час (годину, зміну, місяць, рік). Розрізняють *розрахункову* продуктивність, визначену аналітично, і *фактичну*, ту, що одержують зі звітних даних. Залежно від ступеня урахування умов експлуатації розрахункова продуктивність підрозділяється на конструктивну, технічну і експлуатаційну.

*Конструктивна продуктивність* визначається на етапі прогнозування і задається, як правило, при формуванні технічного завдання на проектування, обумовлюючи вибір параметрів і характеристик машини. Це максимально можлива (теоретична) продуктивність при безперервній роботі машини протягом фіксованого проміжку часу.

*Технічна продуктивність* – це найвища продуктивність машини за одну годину безперервної (чистої) роботи, яка може бути досягнута в конкретних умовах при найбільш досконалій організації процесу робітниками, що повністю оволоділи передовими прийомами і методами керування машиною, її обслуговування та виконання всіх пов'язаних з роботою машини операцій.

Технічну продуктивність знаходять на підставі виробничих випробувань, за паспортними даними або розрахунками.

*Експлуатаційна продуктивність* – це продуктивність, яка може бути досягнута при реальних режимах використання машин за часом, обумовленим простоями, пов'язаними з неналежною організацією робіт, технологічними перервами, неможливістю виконання робіт за конструктивно–технічними причинами (непланове приведення машин у працездатний стан, низька

кваліфікація машиніста–оператора та ін.). Експлуатаційну продуктивність визначають на основі затверджених норм виробітку.

### 1.2.2. Економічна ефективність використання машин

**Економічна ефективність** характеризує господарські результати і доцільність виробництва машин та їх застосування. Вона вимірюється відношенням ефекту, що одержується (у вигляді зростання об'єму продукції, яка випускається, або робіт, що виконуються, зниженням їх собівартості, зростання прибутку) до витрат на створення і впровадження машини.

Великий економічний ефект дають стандартизація деталей і складальних одиниць, модифікація, агрегування та універсалізація машин.

*Стандартизація* – це встановлення і застосування відповідних правил з метою впорядкування діяльності в певній області для досягнення загальної оптимальної економії при дотриманні умов експлуатації і вимог безпеки. Стандартизація – це регламентація конструкції і типорозмірів широко вживаних машинобудівних деталей і складальних одиниць.

Стандартизація прискорює проектування, полегшує виготовлення, експлуатацію і ремонт машин та при доцільній конструкції стандартних деталей сприяє збільшенню надійності машин.

Стандарт може бути:

– у вигляді документа, що містить ряд вимог (норм), що підлягають обов'язковому виконанню;

– у вигляді основної одиниці або фізичної константи (ампер, вольт, метр,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ,  $\pi = 3,14\dots$  і т.п.);

– у вигляді якого–небудь предмета для фізичного порівняння (еталон міри – метр, кілограм та ін.).

Ступінь стандартизації оцінюється коефіцієнтом:

$$\eta_c = \frac{N_c}{N} \cdot 100\%,$$

де  $N_c$ ,  $N$  – число стандартних деталей і загальне число деталей.

Складовими частинами стандартизації є уніфікація і типізація

*Уніфікація* – раціональне скорочення числа видів, типів, марок і типорозмірів виробів однакового функціонального призначення; складальних елементів цих виробів; основних та другорядних розмірів; допусків і посадок; марок матеріалів; способів виготовлення; технологічних вказівок; технічної документації і т.п.

Види уніфікації: міжтипова; галузева і міжгалузева; уніфікація деталей, складальних одиниць і машин; уніфікація конструктивних елементів машин і апаратів; уніфікація марок і сортаменту матеріалів, електродів, типорозмірів кріпильних та інших стандартних виробів; уніфікація технічної документації.

Для оцінки досягнутого рівня стандартизації і уніфікації використовують систему показників: коефіцієнт застосовності (є обов'язковим), коефіцієнт повторюваності, коефіцієнт міжпроектної (взаємної) уніфікації, коефіцієнт уніфікації групи виробів:

*Типізація* – це розробка і встановлення типових конструктивних або технологічних розв'язань із загальними технічними характеристиками.

Створення машин на базі уніфікації проводиться наступними методами:

*Секціонування* – поділ машини на однакові секції і утворення похідних машин набором уніфікованих секцій. Секціонуванню добре піддаються транспортери – стрічкові, скребкові, ланцюгові, ковшові елеватори і т.д., дискові фільтри, пластинчасті теплообмінники, відцентрові насоси.

*Метод змінення лінійних розмірів* – змінення довжини машини або агрегату зі збереженням форми поперечного перерізу. Метод застосовується головним чином до роторних машин (шестеренні і відцентрові насоси, компресори, валкові машини, мішалки і т.п.).

*Метод базового агрегату* – застосування базового агрегату, що перетворюється в машини різного призначення приєднанням до нього спеціального устаткування (дорожні машини, самохідні крани, навантажувачі, сільськогосподарські машини, кухонні комбайни, тощо).

*Конвертування* – використання базової машини або основних її елементів для створення агрегатів різного призначення. Приклад – переведення поршневих двигунів внутрішнього згоряння з одного виду палива на іншій – бензинових у газів; компресорів повітряних – на хладон, аміак ( $\text{NH}_3$ ).

*Компаундування* – метод паралельного з'єднання машин з метою збільшення загальної потужності або продуктивності установки, наприклад установка двох і більше двигунів на крилі літака.

*Модифікування* – переробка машини з метою пристосування її до інших умов роботи, операцій і видів продукції без змінення основної конструкції.

*Агрегативання* – створення машин шляхом комбінації уніфікованих агрегатів, що представляють собою автономні вузли, які встановлюють в різному числі і комбінаціях на загальній станині.

*Комплексна стандартизація* – метод, близький до агрегативання. Використовується для агрегатів простого типу: відстійники, випарні установки (днища, трубні решітки, труби, фланці та ін.).

*Універсалізація* характеризується розширенням функцій машин, збільшенням діапазону операцій, що виконуються ними, розширенням номенклатури об'єктів, які обробляються.

Велике значення має зменшення числа типорозмірів деталей машини раціональним вибором типу і її параметрів, що дозволяє підвищити серійність виробництва і зменшити вартість виготовлення. Це теж конструкторська задача.

Важливо забезпечити технологічність конструкції – відповідність машини вимогам виробництва і експлуатації.

*Технологічність конструкції* – це сукупність властивостей виробу, що проявляються в можливості оптимальних витрат праці, засобів, матеріалів і часу при технічній підготовці виробництва, виготовленні, експлуатації і ремонті.

Технологічна конструкція, як правило, має досконалий вигляд, зручна у використанні і наближена до ідеальної. Технологічність конструкції оцінюється рівнем технологічності конструкції:

$$K_m = \frac{K}{K_0} \geq 1,$$

де  $K$  – показник технологічності конструкції, що розробляється;

$K_0$  – базовий показник, прийнятий за вихідний при порівняльній оцінці.

Показник технологічності конструкції виробу характеризує один або декілька її ознак на стадії розробки конструкторської документації.

Основні показники технологічності конструкції:

- трудомісткість виготовлення виробів;
- технологічна собівартість виробу.

Додаткові показники технологічності підрозділяються на дві групи:

- техніко–економічні – характеризують витрати праці або вартісних засобів на виготовлення, експлуатацію або ремонт виробу;
- технічні – визначають витрати і раціональне використання матеріалів, точність і якість виготовлення, уніфікацію конструкцій і технологічних процесів.

Для аналізу і оцінки технологічність класифікують по видах і іншим ознакам (стадіям розробки і виробництва виробів, видах виробів при розробці конструкторської і технологічної документації, видах процесів виготовлення, конструктивним характеристикам виробу).

Наприклад, відповідно до першої ознаки розглядають:

- виробничу технологічність;
- експлуатаційну технологічність конструкції:
  - а) технологічність конструкції при технічному обслуговуванні;
  - б) ремонтну технологічність конструкції.

Розрізняють поняття технологічності конструкції деталі, складальної одиниці і виробу в цілому.

Оцінка технологічності конструкції деталі може проводитися по основних конструктивних характеристиках: форма поверхні, розміри, матеріал та ін.

При конструюванні машин та апаратів переробного і харчового виробництва виходять із принципів технологічної і конструктивної наступності.

*Технологічна наступність* для машини, що розробляється, полягає у виборі таких деталей та складальних одиниць, які вже застосовувалися в інших машинах і технологія виготовлення яких уже освоєна промисловістю.

*Конструктивна наступність* при конструюванні нової машини, полягає у використанні попереднього досвіду машинобудування, у введенні в зразок, який розробляється, усього корисного, що є в існуючих конструкціях машин.

Іноді корисно використовувати *метод інверсії* (зворотність функцій, форм і розташування деталей) – тобто буває вигідно поміняти деталі ролями: ведучу деталь зробити веденою, напрямну в елемент, що направляється, нерухому в рухому, зовнішній конус замінити внутрішнім, що дає певну ефективність конструкції виробу.

### 1.2.3. Показники надійності обладнання

*Надійність* – властивість машини зберігати в часі у встановлених межах значення всіх параметрів, які характеризують її здатність виконувати необхідні функції в заданих режимах і умовах застосування, технічного обслуговування, ремонтів, зберігання та транспортування.

Залежно від призначення машини і умов її застосування надійність складається з поєднання окремих властивостей: безвідмовності, довговічності, ремонтпридатності, збереженості.

*Безвідмовність* машини характеризується повним наробітком (наробітком від початку експлуатації машини до виникнення першої відмови), наробітком між відмовами (наробітком машини від закінчення відновлення її працездатного стану після відмови до виникнення наступної відмови).

*Довговічність* машини характеризується технічним ресурсом (наробітком від початку експлуатації або її відновлення після ремонту до переходу в граничний стан) і терміном служби (календарною тривалістю від початку експлуатації або її відновлення після ремонту до переходу в граничний стан).

*Ремонтпридатність* – пристосованість машини до попередження, виявлення та усунення відмов і неполадок за допомогою технічного обслуговування і ремонту.

Сукупність властивостей *безвідмовності, довговічності і ремонтпридатності* визначає загальну надійність машини.

*Збереженість* – властивість машини зберігати експлуатаційні показники після строку транспортування, зберігання та монтажу.

*Працездатність* – стан машини, при якому вона здатна виконувати задані функції з можливими перервами на ремонт до повного руйнування, при якому відновлення втраченої працездатності стає неможливим або економічно не вигідним.

*Справність* – стан машини, при якому вона відповідає основним і другорядним вимогам нормативно-технічної документації.

*Відмова* – стан машини, що полягає у порушенні її працездатності. Відмови здебільшого пов'язані з руйнуванням деталей або їх поверхонь. Відмови можуть бути повними або частковими, коли зберігається можливість часткового використання – виробу.



*Наробіток на відмову* – це середній час роботи машини до першої відмови, а для відновлених машин вводиться ще показник середній час між двома сусідніми відмовами.

*Середній технологічний ресурс* – середній наробіток машини до кінцевого стану; він являє собою суму часу безвідмовної роботи машини за період експлуатації до руйнування або іншого граничного стану.

*Ресурс* машини можна виражати також величинами, пропорційними машинному часу – числом циклів, кількістю кілометрів пробігу, масою виробленої продукції.

*Технологічність машин і апаратів* – сукупність властивостей конструкції, що визначають її відповідність прогресивній технології машинобудування, заданим умовам виробництва, які забезпечують найменші строки освоєння, тривалість виробничого циклу, затрати праці і матеріалів.

Критеріями оцінки технологічності машин і апаратів є:

1) *коефіцієнт конструктивного сприймання*, що визначається відношенням кількості деталей, взятих з існуючих машин, до загальної кількості деталей машини, за винятком нормалізованих:

$$K_1 = \frac{n_1 + n_2}{n_0 - n_3},$$

де  $n_0$  – загальна кількість деталей в машині;

$n_1$  – кількість деталей, взятих з базової конструкції;

$n_2$  – кількість деталей, взятих з інших конструкцій;

$n_3$  – кількість стандартизованих і нормалізованих деталей;

2) *коефіцієнт нормалізації* – визначає ступінь застосування стандартизованих і нормалізованих деталей:

$$K_2 = \frac{n_3}{n_0}.$$

Збільшення цього коефіцієнта знижує вартість машини;

3) *коефіцієнт повторності деталей* – виражає середню кількість деталей, які припадають на одну машину:

$$K_3 = \frac{n_0}{m},$$

де  $m$  – число однакових деталей.

Окрім цього до показників технологічності машин належать:

- *коефіцієнт використання матеріалу*, що виражає відношення чистої ваги машини до ваги матеріалів і заготовок, з яких вона виготовлена;
- *коефіцієнт взаємозамінності*, що показує зниження працездатності зборки і ремонту машини за рахунок зменшення кількості деталей і вузлів, що обробляються під час роботи і при ремонті;
- *коефіцієнт раціонального використання заготовок* з лиття, штамповок і профільного матеріалу.

Надійність машини у першу чергу визначається міцністю та жорсткістю конструкції та її складових.

Раціональними способами підвищення міцності, що не вимагають збільшення маси, є точність розрахунків, використання зміцнюючих методів обробки, застосування раціональних профілів і форм, максимальне використання міцності матеріалу, по можливості рівномірний розподіл навантажень на всі елементи конструкції.

До способів зміцнюючої обробки можна віднести термічну і хіміко–термічну обробку, гарячу обробку тиском, легування, поверхневу пластичну обробку.

*Жорсткість* – здатність системи опиратися дії зовнішніх навантажень з деформаціями допустимими без порушення працездатності системи (тобто з мінімальними деформаціями).

Жорсткість конструкції визначають наступні фактори:

- модуль пружності матеріалу ( $E$  – модуль нормальної пружності при розтягу–стиску, модуль зсуву  $G$  – при зсуві та крученні);
- геометричні характеристики перерізу (площа – при розтягу–стиску, здвигіві, момент інерції при згині, полярний момент інерції – при крученні);
- лінійні розміри тіла, яке деформується;
- вид навантаження і тип опор.

Збільшення міцності складових конструкції можуть включати рішення триботехнічних задач.

*Триботехніка* – наука про контактну взаємодію твердих тіл при їх відносному русі, що освітлює весь комплекс питань тертя, зношування і змащування. Ряд термінів, що відносяться до триботехніки, наведено в скороченому вигляді далі.

*Зношування* – процес руйнування і відділення матеріалу з поверхні твердого тіла, що виявляється в поступовій зміні розмірів і(або) форми тіла.

*Зносостійкість* – властивість матеріалу чинити опір зношуванню при певних умовах тертя.

*Змащувальний матеріал* – матеріал, що вводиться на поверхні тертя для зменшення сили тертя і (або) інтенсивності зношування.

*Змащення* – дія змащувального матеріалу, в результаті якого між двома поверхнями зменшується сила тертя і (або) інтенсивність зношування.

*Змазування* – підведення змащувального матеріалу до поверхні тертя.

*Тертя спокою* – тертя двох тіл при мікропереміщеннях до переходу до відносного руху.

*Тертя руху* – тертя двох тіл, що знаходяться у процесі відносного руху.

*Сухе тертя (тертя без змащувального матеріалу)* – тертя двох тіл за відсутності на поверхні тертя введеного змащувального матеріалу будь-якого вигляду.

*Тертя ковзання* – тертя руху двох контактуючих твердих тіл, при якому їх швидкості в точках контакту різні по значенню і напрямку.

*Тертя кочення* – тертя руху двох твердих тіл, при якому їх швидкості в точках дотику однакові по значенню і напрямку.

*Сила тертя* – сила опору при відносному переміщенні одного тіла по поверхні іншого під дією зовнішньої сили, направленої по дотичній до загальної межі між цими тілами.

*Швидкість ковзання* – різниця швидкостей тіл в точках дотику при ковзанні.

*Коефіцієнт тертя* – відношення сили тертя двох тіл до нормальної сили, що притискує ці тіла одне до іншого.

*Коефіцієнт зчеплення* – відношення неповної сили тертя спокою двох тіл до нормальної складової поверхонь тертя силі, що притискує тіла одне до іншого.

З тертям пов'язана одна з найгостріших проблем сучасності – зношування машин і механізмів. Витрати на відновлення машин величезні, причому щорічно вони збільшуються. Подовження терміну служби машин і устаткування навіть у невеликому ступені рівносильне введенню значних нових виробничих потужностей.

Більшість машин (85...90 %) виходить з ладу через зношування деталей. Витрати на ремонт і технічне обслуговування машини у декілька разів перевищують її вартість: для автомобілів в 6 разів, для літаків до 5 разів, для верстатів до 8 разів.

Створення вузлів з мінімальними втратами на тертя рівносьильне вивільненню величезних ресурсів робочої сили і матеріальних витрат, у тому числі ремонтних підприємств, які зараз в середньому по машинобудуванню складають не менше 60...80 % основного виробництва.

На базі науки про тертя і зношування (триботехнології) на даний час розв'язуються прикладні інженерні (триботехнічні) задачі в області тертя, формоутворення деталей, обробки матеріалів руйнуючими та деформуючими способами, можливості досягнення необхідних властивостей поверхонь тертя, вузлів і деталей за рахунок дій поверхового зміцнення, нанесення спеціальних покриттів і т.п.

Для забезпечення малої сили тертя і мінімального зношування необхідно забезпечити позитивний градієнт механічних властивостей, при якому міцність виникаючих молекулярних зв'язків на поверхні менша за міцність нижче лежачих шарів. Ця умова дотримується при введенні рідкого або пластичного змащувального матеріалу, оскільки міцність при здвигу змащувального матеріалу значно нижча, ніж сухого металу, на який він нанесений.

В парі тертя такий градієнт може бути досягнутий нанесенням плівки (металевої, неметалічної), застосуванням монолітного матеріалу, який в процесі тертя також забезпечує позитивний градієнт механічних властивостей за рахунок активного наповнювача або шляхом введення змащувального матеріалу в зону тертя.

Узагальнюючи висловлене, помітимо, що тільки з урахуванням всіх основних чинників, що впливають на „життя“ виробу, воно у вигляді проекту одержує право на матеріалізацію.

Отже, основним змістом проектування є матеріалізація науково-технічних ідей і знань, використання їх при створенні нового технічного об'єкту, що має якнайкращі або наперед обумовлені параметри, властивості і техніко-економічними показники. Якісно новий технічний об'єкт обов'язково включає нове технічне рішення, але не вичерпується ними.

Створення нового об'єкту – це перш за все результат органічного синтезу нового технічного рішення і елементів вже існуючих рішень у новому цілому.

### 1.3. ВИДИ І ТИПИ СХЕМ, ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ СХЕМ

Для аналізу конструкції обладнання, пошуку варіантів вдосконалення машин та апаратів широко використовуються схеми.

*Схема* – це креслення, на якому у вигляді умовних позначень або зображень показані частини виробу і зв'язки між ними.

До складових частин схеми відносять:

*Елементи* – частини схеми, що виконують в потоковій технологічній лінії певні функції (компресор, насос, транспортер), які не можна розділити на окремі частини з самостійним функціональним призначенням.

*Пристрій* – сукупність елементів, яка є єдиною конструкцією.

*Функціональна група* – сукупність елементів, які виконують у пристрої певну функцію, але не з'єднані в єдину конструкцію, наприклад, наповнювальнo–укупорочный агрегат).

Залежно від видів елементів, що входять до складу виробу, і зв'язків між ними схеми розділяють на наступні види:

– електричні Э; – гідравлічні Г; – пневматичні П; – кінематичні К; – комбіновані З.

Залежно від основного призначення схеми підрозділяють на наступні типи:

- структурні – 1;
- функціональні – 2;
- принципові – 3;
- схеми з'єднань (монтажні) – 4;
- схеми підключення – 5, загальні – 6, розташування – 7.

Позначення схеми визначається її виглядом і типом, наприклад:

- „схема електрична принципова“ ЭЗ
- „схема кінематична принципова“ КЗ.

Структурна схема – передбачає інформацію про склад потокової лінії або окрему одиницю обладнання.

Функціональні схеми – дають інформацію про послідовність і склад дій над об'єктом переробки.

Принципова схема – несе якнайповнішу інформацію про склад і функціональні вимоги роботи виробу, машини, лінії.

Схеми з'єднань (монтажні) – призначені для визначення порядку приєднання, місцеположення і розміру з'єднувальних пристроїв лінії.

Схема підключень – дає інформацію про порядок підключення устаткування до силової мережі.

Загальні і комбіновані схеми – залежно від необхідного призначення інформації, дають уявлення про склад, якість і розташування пристроїв та функціональних одиниць, що входять в схему.

Розглянемо більш детально приклади побудови схем, потрібних безпосередньо при проектуванні і розробці нового або модернізації існуючого технологічного обладнання і поточкових ліній.

### **1.3.1. Машинно–апаратна схема обладнання**

Машинно–апаратні схеми, що вживають для оформлення технологічних процесів в харчовій промисловості відносяться до схем розподілу, які виконують для визначення складу виробу (установки, лінії).

При проектуванні рекомендується виконувати принципові схеми розподілу. Принципова (повна) схема визначає повний склад елементів виробу і зв'язків між ними, дає детальне уявлення про принципи роботи і послідовності виконання операцій устаткування та лінії в цілому. Схема інформує про виробничу наладку, регулювання і контроль над ними.

Перед розробкою схеми необхідно ознайомитися із призначенням лінії, принципом дії, технологічним процесом, який здійснює кожна машина. При побудові апаратної схеми складної машини слід знати призначення і принцип дії всіх її робочих органів. Таке ознайомлення проводиться з технічної документації, літератури або працюючих моделей машин лінії.

Машини і апарати на таких схемах зображають зовнішніми контурами в порядку послідовності технологічного процесу (рисунок 1.3.1).

Графічна побудова схеми повинна давати наочне уявлення про послідовність взаємодії всіх елементів і функціональних груп, що входять до складу машини (лінії).

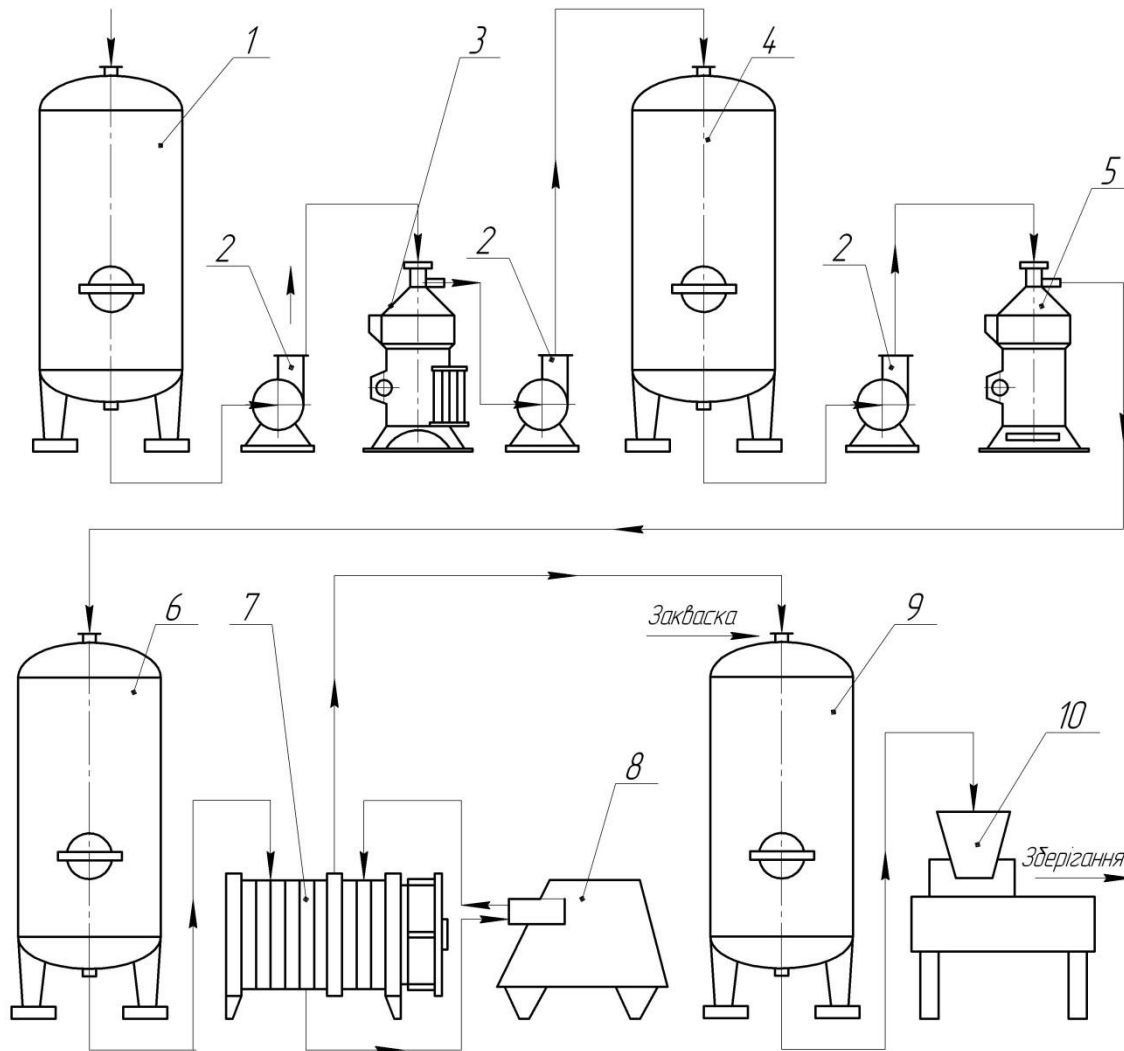
Допускається розташування машин і апаратів не у відповідності їх реальному розташуванню на місці експлуатації.

### **1.3.2. Технологічні схеми і карти обладнання**

Розробка технологічної схеми і карти є першим і найбільш відповідальним завданням при розрахунках і конструюванні технологічного

обладнання. Вони відносяться до важливих частин документації машини і розробляються та складаються інженерно–технічними працівниками тих організацій, які займаються конструюванням і виготовленням машин.

**Технологічною схемою машини** називається графічне зображення технологічного процесу в порядку послідовності виконання технологічних і допоміжних операцій і їх елементів.



1 – Приймальний резервуар; 2 – насос; 3 – сепаратор молокоочисник; 4 – Резервуар охолодження і проміжного зберігання; 5 – сепаратор вершковидділювач; 6 – нормалізація вершків, підігрів; 7 – Підігрів, пастеризація, охолодження; 8 – Гомогенізація вершків; 9 – Заквашування, сквашування; 10 – стіл фасувальний.

Рисунок 1.3.1 – Машинно–апаратурна схема потокової лінії виробництва сметани.

**Технологічною картою** називається таблиця, у якій зазначені технологічні і допоміжні операції, елементи цих операцій, робочі органи, їх позначення за

технологічною схемою і позиції, де виконуються елементи або сукупності елементів операцій.

Технологічні схема і карта машини повинні давати вичерпне представлення про послідовність виконання операцій обробки, про положення об'єктів обробки або сировини, що переробляється, усередині машини в періоди впливу на них робочих органів, про кількість робочих органів, їх руху (у першому наближенні), про систему транспортування об'єктів або сировини в машині, про розподіл операцій обробки між позиціями і т.п. В остаточному підсумку технологічна схема і карта визначають взаємодію робочих органів і об'єктів обробки.

Технологічна схеми і карта визначають основні параметри майбутньої машини, її структуру, кінематику, конструкцію робочих органів, послідовність і синхронність виконання операцій, умови експлуатації, техніко–економічні показники й т.п. Вибір технічно раціональної і економічно ефективної технологічної схеми машини є однією з найважливіших і трудомістких задач.

Для складання технологічної схеми і технологічної карти насамперед розділяють увесь технологічний процес на елементи операцій так, щоб кожний окремий елемент операції в машині виконував один робочий орган, тобто щоб частини технологічного процесу було пов'язано з механікою машини. Після цього складаються окремі схеми (кадри) взаємного розташування об'єкта обробки або продукту, що переробляється, і робочих органів під час їх взаємодії, як це представляється в натурі. Для більшої наочності технологічні схеми бажано виконувати кольоровими, вводючи відповідні кольори для різних матеріалів або частин об'єктів обробки.

Окремі схеми взаємного розташування об'єкта обробки і робочого органа для деяких машин можна виконувати залежно від обраної величини кута повороту ведучої ланки (головного або розподільчо–керуючого вала) машини. Кількість поворотів вала ведучої ланки на щораз обраний кут, до повного оберту вала, буде визначати кількість кадрів однієї операції або всього процесу.

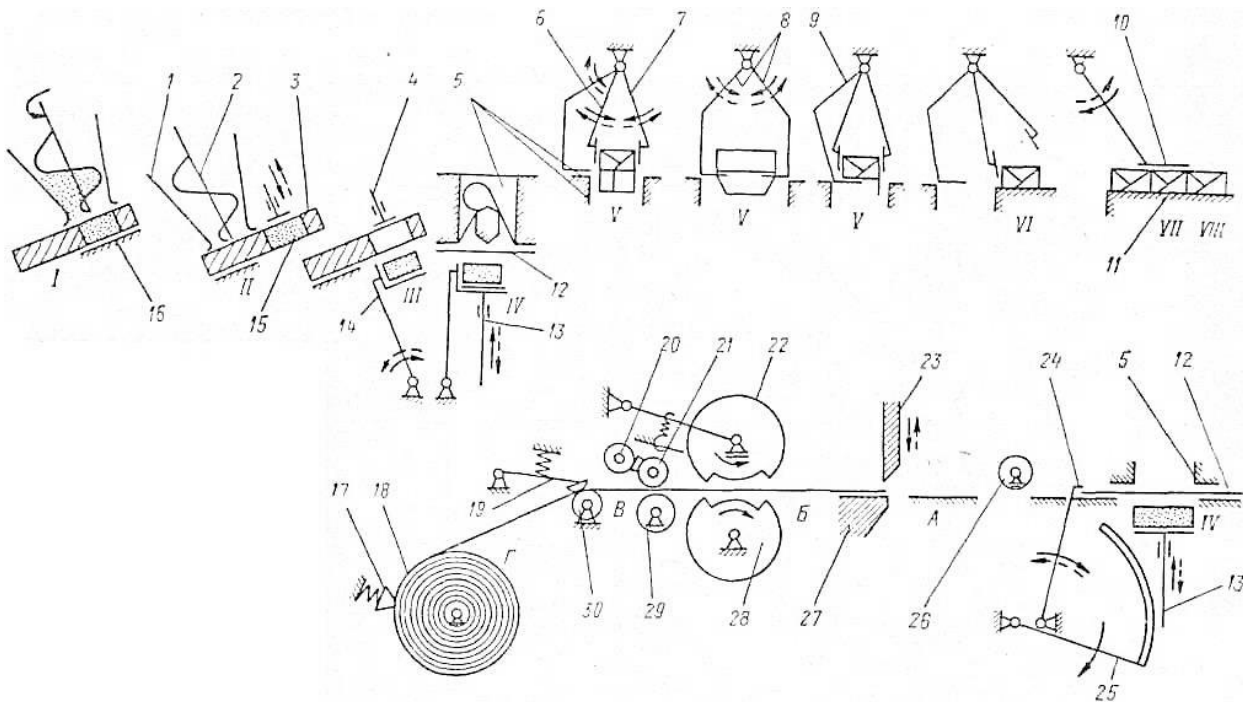
У складних багатопозиційних машинах циклічної дії поряд із прагненням роз'єднати технологічні операції на елементи операцій (з метою виконання кожної з них в одній позиції) часто зустрічається і зворотне – з'єднати кілька елементів операції (з метою виконання їх також в одній позиції). Перше виконується тоді, коли елементи операцій по тривалості їх виконання приблизно однакові, а друге – коли вони різні.



Деякі елементи операції в цих машинах виконуються навіть між робочими позиціями – під час транспортування виробу від позиції до позиції.

Усі цифрові і літерні позначення пояснюються на кресленні відповідно до вимог стандартів ЄСКД.

На рисунку 1.3.2 показаний приклад виконання технологічної схеми достатньо складної машини безперервно-циклічної дії для розфасовки вершкового масла.



1 – бункер; 2 – шнек; 3 – формувальна плита; 4 – виштовхувач; 5 – загортальна матриця; 6 і 7 – задній і передній тримачі; 8 – лопатки торцевого підгортання; 9 – лопатка поздовжнього підгортання; 10 – плита преса; 11 – транспортний стіл; 12 – заготівка пергаменту; 13 – маслопідйомник; 14 – переносник; 15 – брикет масла; 16 – пластина з отворами; 17 – гальмо; 18 – рулон пергаменту; 19 – притиск; 20 – утримуюче кільце; 21 – ролик з матрицею друкованих знаків; 22 і 28 – притискні і приводні ролики; 23 і 27 – верхній та нижній ножі; 24 – штовхач; 25 – сектори; 26 – ролики; 29 – опорний ролик; 30 – направляючий валик; I – XII – позиції положень машини.

Рисунок 1.3.2 – Технологічна схема лінійної машини БЕМ-1.

Як видно зі схеми, це машина лінійного типу. Арабськими цифрами позначені робочі органи, римськими цифрами – позиції, суцільними стрілками – рух робочих органів, штриховими стрілками – рух продукту.

Технологічна карта є невід’ємною частиною технологічної схеми і представлена у вигляді таблиці 1.

Таким чином, після складання технологічної схеми і карти видно прямий взаємозв'язок робочих органів виконуючих відповідні операції.

Таблиця 1.3.1 – Технологічна карта машини БЕМ–1 для розфасовки масла

Основна технологічна операція	Первинна технологічна та допоміжна операція	Робочий орган, що забезпечує операцію	Номер робочого органу	Номер позиції
1	2	3	4	5
Виготовлення бланків та їх подача до загортальної матриці	Періодичне розмотування рулону та подавання загортального матеріалу під відрізання	Приводні ролики	28	Г – А
		Притискні ролики	27	
	Нанесення дати на загортальний матеріал	Опорний ролик	29	В
		Ролик з матрицею друкованих знаків	21	
		Пастоутримне кільце	20	
Відрізання заготовки (бланка) загортального матеріалу	Верхній ніж	23	А	
	Нижній ніж	27		
Попередня подача бланка до загортальної матриці	Сектори	25	А – IV	
	Ролики	26		
Кінцева подача бланка під загортальну матрицю	Штовхач	24		
Формування брикету масла та подача його до загортальної матриці	Формування брикету	Бункер, Шнек	1,2	I
		Формувальна плита	3	
		Пластина з отворами	13	
	Переміщення формувальної плити з брикетами	Формувальна плита	3	I – II
Виймання брикету з формувальної плити	Виштовхувач	4	II – III	
Переміщення брикету під загортальну матрицю	Переносник	14	III – IV	

1	2	3	4	5
Загортання брикету та його видача	Загин пергаменту на бічні грані брикети з утворенням на його торцях кутків пергаменту та загинання їх на торці брикету	Маслопіднімач Загортальна матриця Передній та задній тримачі	13 5 7 6	IV – V
	Підгинання пергаменту на нижню грань брикету зі сторони торців	Лопатка Задній та передній тримачі	8 7 6	V
	Підгинання пергаменту (клапана) на нижню грань брикету з однієї повздовжньої сторони	Лопатка повздовжнього підгортання Тримачі	9 7, 6	
	Підгинання пергаменту (другого клапану) на нижню грань брикету з іншої повздовжньої сторони	Тримач Загортальна матриця	7, 6 5	V – VI
	Переміщення загорнутого брикету по транспортному столу	Задній тримач	6	V – VIII
	Верхнє підпресування загорнутих брикетів	Пресувальна плита	10	VII

### 1.3.3. Структурні схеми та їх побудова






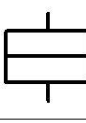


Мета структурної схеми – позначення складу, вигляду, типу, марки машин і устаткування, кількості машин і устаткування на кожному етапі переробки. Складається відповідно до прийнятої технологічної схеми виробництва в рекомендованих умовних позначеннях.

На схемі можна указувати (при необхідності) умовні позначення двигуна, передач, валів, виконавчих та інших механізмів. Нанесення і з'єднання лініями і стрілками умовних позначень для отримання структурної схеми машини починають від двигуна в послідовності приєднання окремих механізмів і передач.

На структурній схемі машини необхідно указувати наступні параметри:

- потужність двигуна;
- швидкість обертання валу двигуна і валів машини;
- передаточні відношення проміжних передач;
- порядкові номери валів (римськими цифрами);
- найменування окремих виконавчих механізмів
- найменування робочих органів або їх умовні позначення.

Таблиця 1.3.2 – Умовні позначення на структурній схемі

<i>Позн.</i>	<i>Найменування елементів машини</i>	<i>Позн.</i>	<i>Найменування елементів машини</i>	<i>Позн.</i>	<i>Найменування елементів машини</i>
	<i>Електродвигун</i>		<i>Ланцюгова передача</i>		<i>Варіатор</i>
	<i>Циліндрична зубчаста передача</i>		<i>Пасова передача</i>		<i>Виконавчий механізм</i>
	<i>Черв'ячна або гвинтова передача</i>		<i>Розподільчий вал</i>		<i>Муфта фрикційна</i>
	<i>Канічна зубчаста передача</i>		<i>Проміжний вал</i>		

Побудову структурної схеми розглянемо на прикладі тієї ж самої пакувальної машини марки БЕМ–1.

Структурна схема машини складається на стадії проектування при розробці технічного проекту. При складанні структурної схеми потоково–технологічної лінії машини і апарати на схемах вказують у вигляді спрощених зображень контуру машини з обов'язковою інформацією на полиці лінії–виноски його назви.

Для насичених схем обов'язкове позначення позиції, а назву вказують в переліку елементів схеми. Структурна схема машини дає представлення про розподіл енергії від двигуна до механізмів. Схема досить зручна при визначенні загального ККД машини. Структурна схема машини складається відповідно до рекомендованих умовних позначень двигуна, передач, валів, виконавчих і інших механізмів.

На структурній схемі зображають всі основні елементи і взаємозв'язки між

ними. Нанесення і з'єднання (лініями або стрілками) умовних позначень для одержання структурної схеми починають від двигуна в послідовності приєднання окремих передач і механізмів.

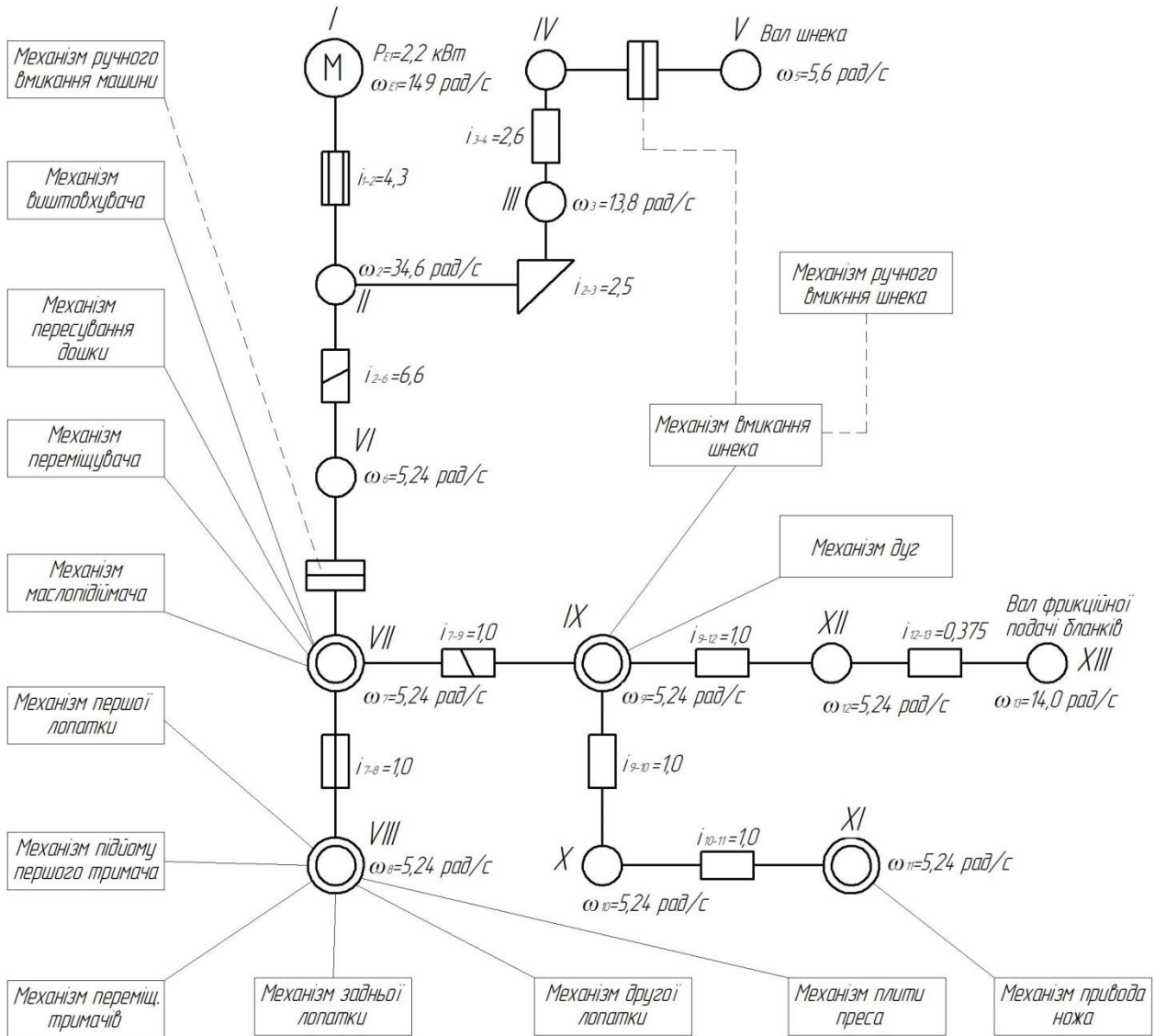


Рисунок 1.3.3 – Структурна схема пакувальної машини БУМ-1.

На структурній схемі необхідно вказувати потужність двигунів, швидкості обертання робочих органів, передаточні числа проміжних передач, порядкові номери валів (римськими цифрами), назви виконавчих механізмів, а також назви робочих органів (можна на лініях-виносках).

Для складання структурної схеми конкретної машини силові і кінематичні характеристики беруть із технологічних розрахунків, технічної документації, літератури.

### 1.3.4. Кінематичні схеми обладнання

Розробка кінематичної схеми необхідна при конструюванні нової машини, при модернізації старої, а також при дослідженні працюючої машини. Кінематична схема є вихідним документом для кінематичного і силового розрахунків машини.

Кінематична схема машини являє собою умовне площинне, або перспективне зображення всіх її механізмів і ланок у їхньому взаємозв'язку і повинна давати представлення про порядок приєднання механізмів, розподілі потоків енергії, кінематичних зв'язків елементів машини, про взаємне розташування ведучих ланок.

Безпосередньо на кінематичній схемі привода вказуються: потужність двигунів, швидкості обертання всіх валів, у тому числі і електродвигуна, діаметри шківів, довжина і тип пасів, число зубів коліс, зірочок, храповиків, модулі зубчастих передач, числа та величини ходів робочих органів.

Усі вали повинні бути пронумеровані римськими цифрами. Усі елементи схеми, які повторюються, такі як кривошипи, кулачки і т.п., повинні бути пронумеровані арабськими цифрами в порядку обходу схеми зліва направо або справа наліво і пояснені на вільному полі креслення текстом.

При описі принципу дії машини посилання на цифрові позначення елементів схеми обов'язкові.

Перед складанням схеми необхідно ознайомитися із пристроєм і принципом дії машини по технічній документації, за літературним даними або простежити за роботою машини у виробничих умовах.

Повну кінематичну схему складної машини часто буває важко виконувати на високому якісному рівні, тому в таких випадках можна рекомендувати роздільне складання кінематичних схем привода (трансмисії) і виконавчих механізмів циклічної дії.

Такий поділ виправдовується тим, що в цілому ряді машин двигун і трансмісія являють собою відособлену конструкцію, кінематика механізмів якої може вивчатися і розроблятися незалежно від кінематики інших механізмів машини.

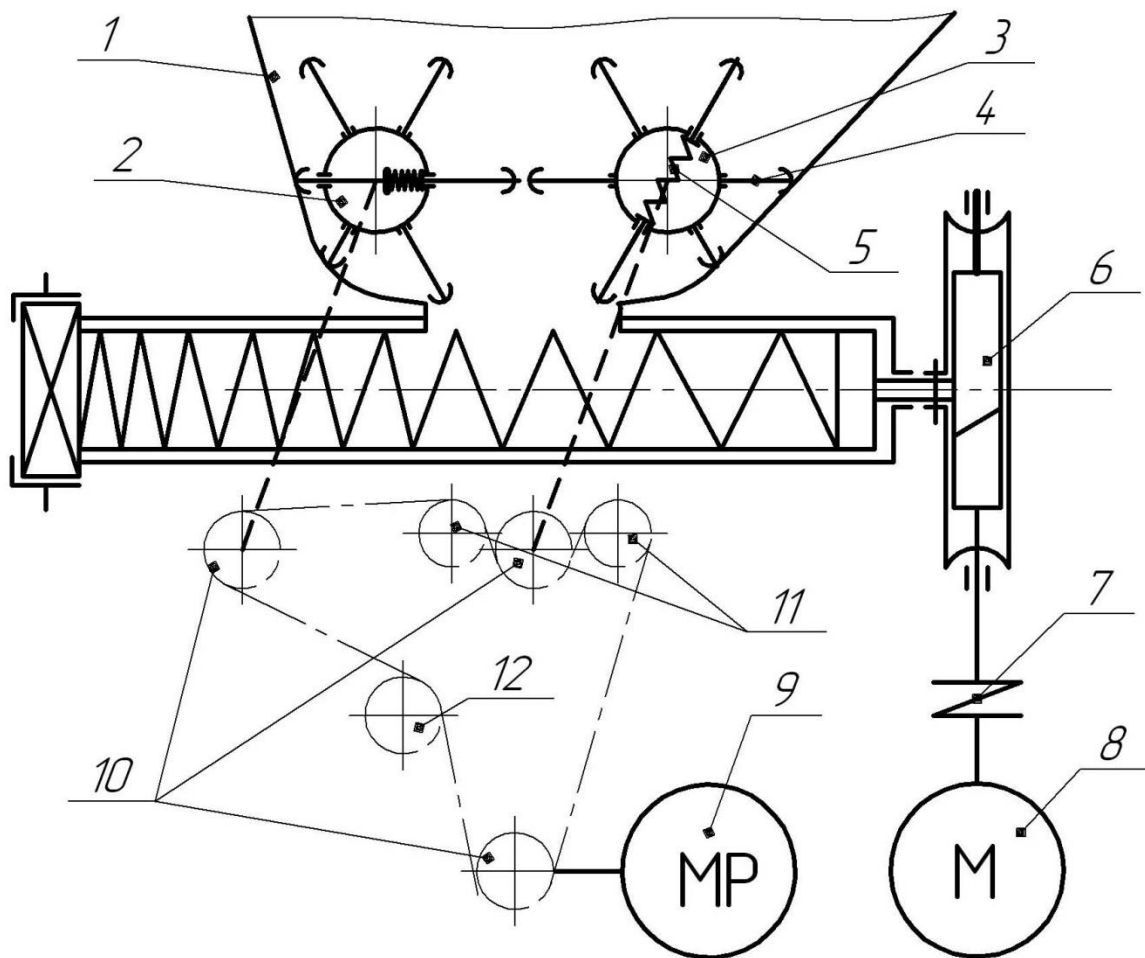
У більшості випадків механізми привода мають постійні для певних режимів передаточні відношення. Ці механізми звичайно є механізмами безперервної дії, однак вони можуть бути й механізмами переривчастого, але

односпрямованого дії. В останньому випадку їх робота повинна бути пов'язана з роботою інших механізмів машини.

Кінематичні схеми виконавчих та інших механізмів циклічної дії зображуються на відміну від кінематичної схеми привода в масштабі з точним дотриманням відносного розташування ланок і пар.

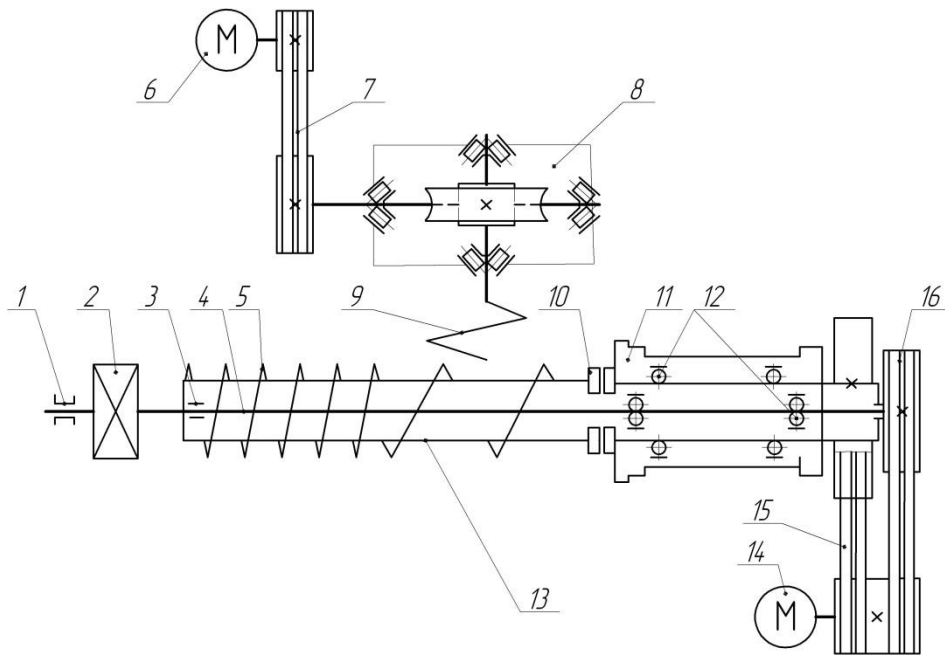
На схемі вказують відстані між нерухомими шарнірами, а також між ними і осьовими лініями ланок, що поступально рухаються, а також кутові характеристики вигнутих ланок.

У якості прикладу пропонуються кінематичні схеми двох конструкцій вовчків:



1 – бункер; 2 – ротор передній; 3 – ротор задній; 4 – палець ротора 5 – пружина; 6 – редуктор черв'ячний; 7 – муфта пружна; 8 – електродвигун; 9 – мотор-редуктор; 10 – зірочки приводні; 11 – зірочки допоміжні; 12 – зірочка натяжна.

Рисунок 1.3.4 – Схема модернізованої конструкції вовчка.



1, 3 – підшипники ковзання; 2 – ножовий блок; 4 – ножовий вал; 5 – шнек подачі; 6 – двигун привода живильного шнека; 7, 15, 16 – клинопасові передачі; 8 – редуктор черв'ячний; 9 – живильний шнек; 10 – муфта запобіжна; 11 – корпус; 12 – підшипники кочення; 13 – вал шнека; 14 – двигун привода ножового вала і шнека подачі.

Рисунок 1.3.5 – Кінематична схема вовчків К6–ФВП–120–2 і К6–ФВП–160–2.

### 1.3.5. Гідравлічні, пневматичні і комбіновані схеми

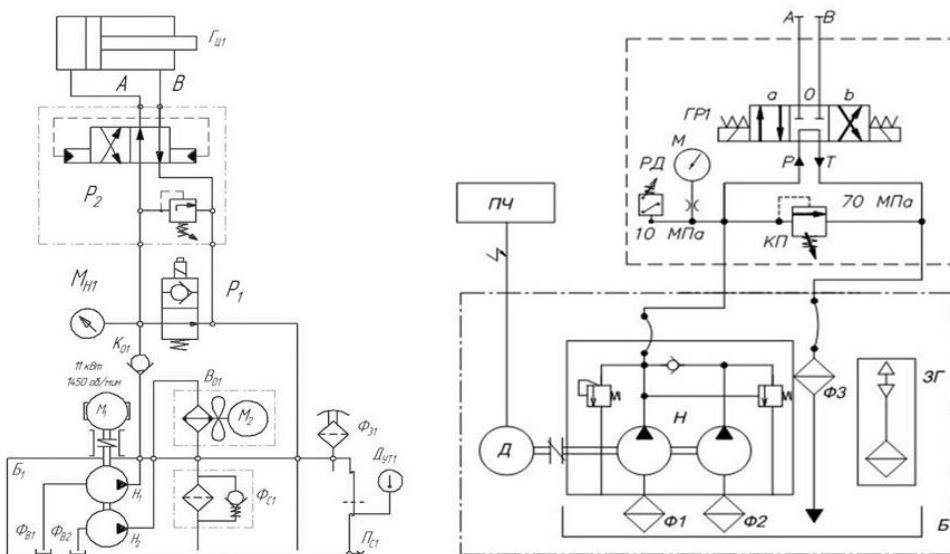
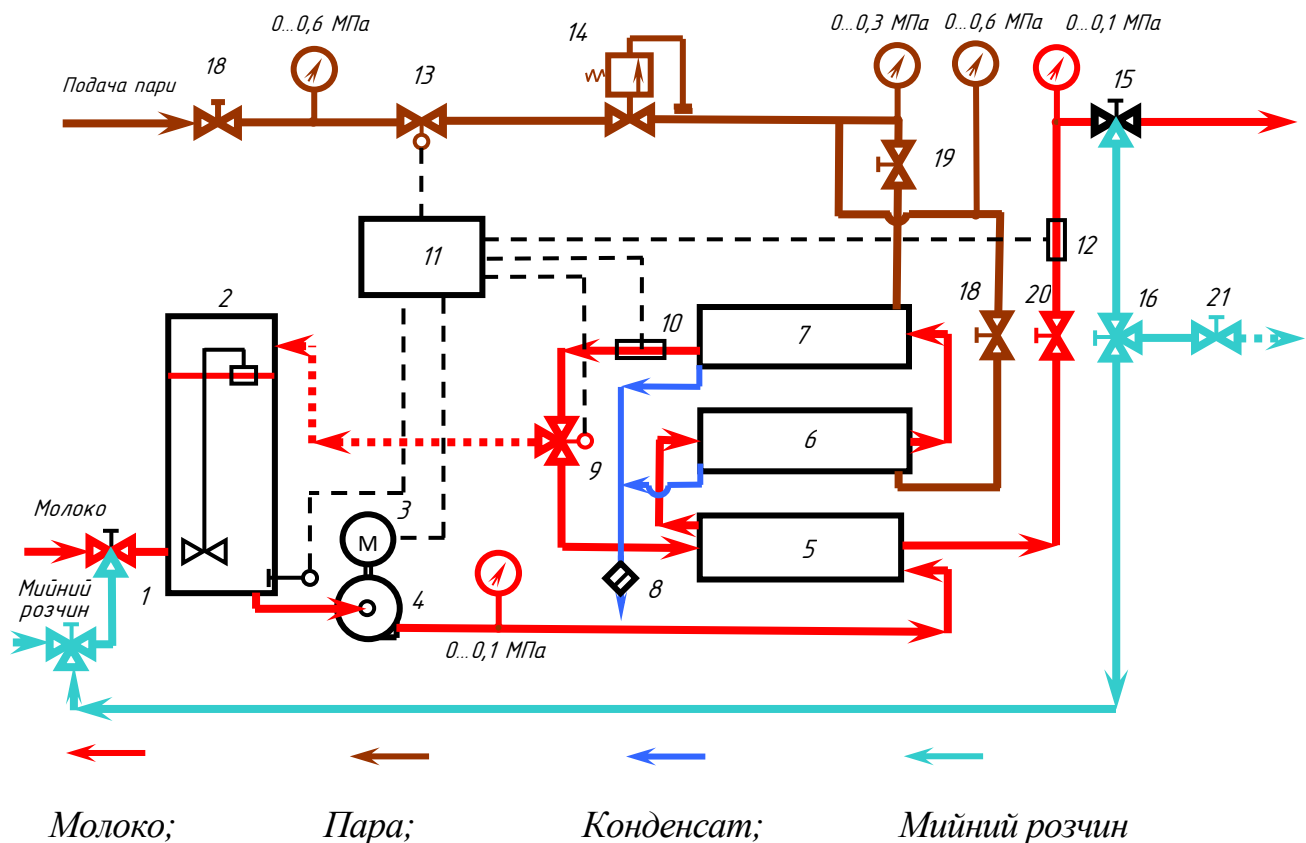


Рисунок 1.3.6 – Приклади виконання гідравлічних схем насосних станцій.



Гідравлічні і пневматичні схеми виконуються у відповідності до вимог міждержавного стандарту [5]. Приклади деяких схем показані на рисунку 1.3.6.

Комбіновані схеми виконують відповідно до технологічного процесу, можливо комбінування схем систем змащування, автоматизації з кінематичними принциповими схемами, шляхом доповнення позначень точок мастила, контролю і таблицями пояснень, в які поміщають характеристики і періодичність заданих операцій (рисунок 1.3.7, 1.3.8).



1 – Кран трьохходовий молоко–мийний розчин; 2 – Бак приймальний; 3 – Електродвигун; 4 – Насос відцентровий; 5 – Регенератор трубчастий; 6 – Нагрівач перша ступінь; 7 – Нагрівач друга ступінь; 8 – Конденсатор відвідний; 9 – Кран перепуску молока на догрів; 10 – Датчик температури молока після нагріву; 11 – Блок керування і автоматики; 12 – Датчик температури молока на виході; 13 – Кран керований подачі пари; 14 – Клапан редукційний; 15 – Кран трьохходовий молоко–мийний розчин; 16 – Кран трьохходовий зливу мийного розчину; 17 – Вентиль запірний подачі пари; 18 – Вентиль запірний подачі пари в першу ступінь; 19 – Вентиль запірний подачі пари в другу ступінь; 20 – Вентиль запірний молока; 21 – Вентиль зливу мийного розчину.

Рисунок 1.3.7 – Комбінована схема пастеризаційної установки.

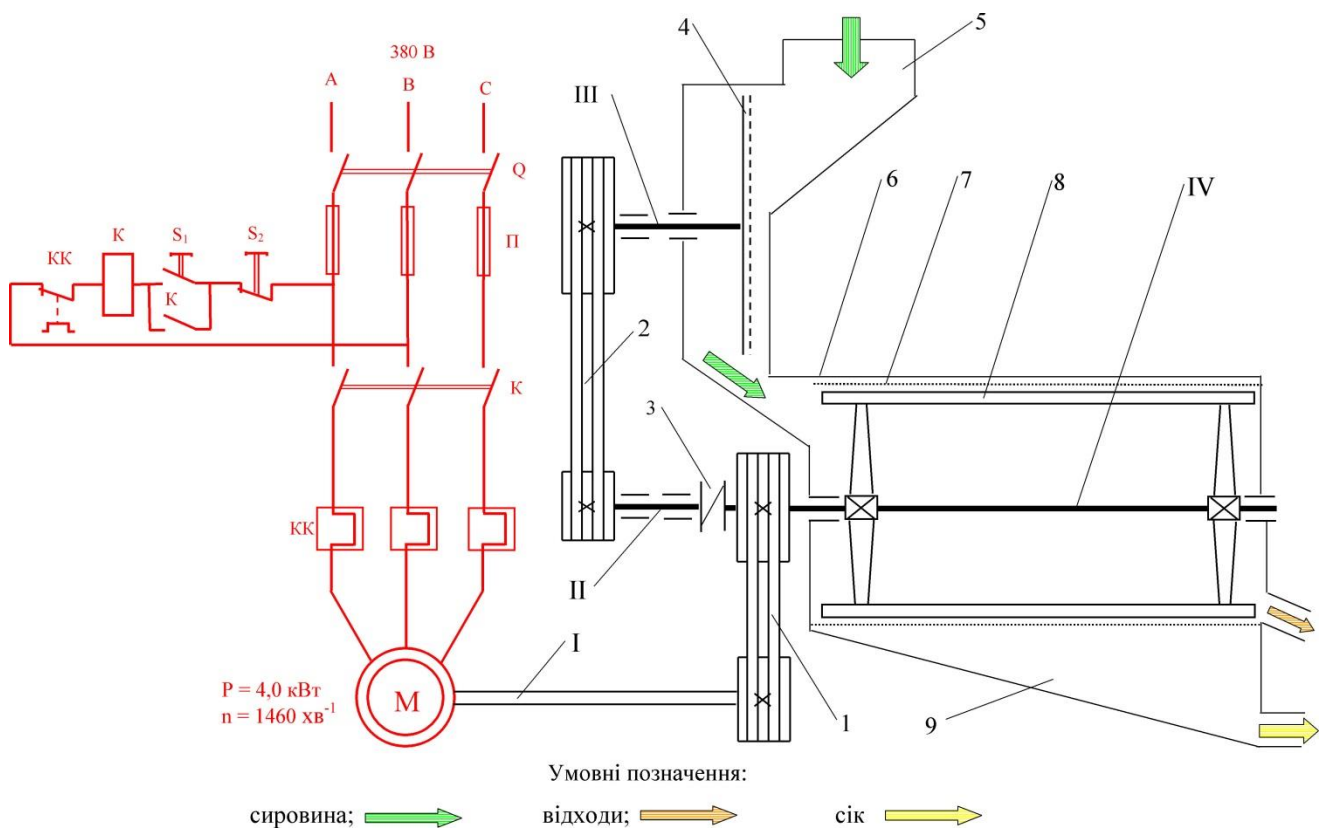


Рисунок 1.3.8 – Комбінована схема агрегату для подрібнення яблук.

При виконанні схем, комбінованих по видах, дотримують наступні правила:

– елементи і зв’язки кожного виду (електричні, гідравлічні, пневматичні, тощо) зображають на схемі за правилами, встановленими для відповідних видів схем даного типу;

– якщо на схемі елементам надаються позиційні позначення, то вони повинні бути наскрізними в межах схеми, окрім електричних елементів, яким привласнені спеціальні буквено–цифрові позиційні позначення;

– відомості, що поміщаються на схемі, і оформлення схеми в цілому визначають за правилами, встановленими для відповідних видів схем конкретного типу.

## 1.4. НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

У всіх основних галузях харчової і переробної промисловості поряд із прогресивним новітнім обладнанням досить часто використовується обладнання старих моделей з параметрами, які не відповідають сучасним вимогам виробництва. Кращому, більш ефективному використанню обладнання сприяє його модернізація та технічне удосконалення.

*Модернізація обладнання* – це внесення конструктивних змін у діюче на підприємстві обладнання з метою наближення його експлуатаційних якостей до рівня сучасної техніки.

*Основні шляхи модернізації обладнання такі:*

- збільшення продуктивності;
- поліпшення експлуатаційних показників;
- зниження собівартості.

Ці заходи можуть бути досягнуті поліпшенням технічних характеристик машини (підвищенням потужності, швидкохідності, жорсткості, поліпшенням кінематичної схеми для сполучення робочих ходів і т.д.); розширенням технологічної можливості машини (збільшенням кількості операцій, що виконуються, поліпшенням якості і розширенням асортименту продукції); підвищенням ступеня автоматизації машини та включенням її в автоматичну потокову лінію (створенням автоматичних завантажувальних пристроїв, дистанційного керування, сигналізації, регулювання); підвищенням довговічності машини і надійності її роботи.

Розглянемо деякі з цих заходів.

*Прискорення технологічного процесу завдяки збільшенню швидкостей робочих органів.* Для збільшення продуктивності машини необхідно підвищити швидкохідність її робочих органів. Цього можна досягнути, зменшивши передаточне відношення привода за рахунок змінення його конструкції, або заміною двигуна на більш швидкохідний. При цьому не слід прагнути до надто широкого діапазону регулювання, тому що це різко ускладнює конструктивне рішення і підвищує трудомісткість робіт із модернізації.

*Інтенсифікація технологічного режиму.* Під час модернізації апарата в ньому слід створити певні умови (режим роботи), що забезпечують більш швидкий перебіг технологічного процесу: підвищений тиск, більш високу температуру і швидкість руху речовин, більш інтенсивне переміщення або перемішування речовин.

*Інтенсивність механічних та гідромеханічних процесів* можна прискорити, наприклад, за допомогою низькочастотних коливань (вібрацій), що сприяють очищенню фільтруючих елементів апарата без розбирання (фільтрація), зменшенню тертя під час руху матеріалу об поверхню (центрифугування), створенню в рідині коливань (перемішування, мийка коренеплодів), зменшенню зусилля різання (подрібнення) та ін.

*Заходи щодо поліпшення експлуатаційних якостей.* Поліпшити експлуатаційні якості обладнання можна вживши заходи для підвищення довговічності деталей і механізмів, що забезпечує скорочення простоїв обладнання через ремонт, підвищивши безпеку його обслуговування і поліпшивши санітарний стан робочих місць.

*Заходи щодо зниження собівартості обладнання.* Для зниження собівартості обладнання проводиться заміна дорогих або дефіцитних матеріалів більш дешевими, зменшення маси деталей, підвищення технологічності конструкції машини та ін.

## 1.5. КЛАСИФІКАЦІЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

*Робочі органи різальних пристроїв.* Різальні пристрої складаються з живильника, ножів і пристроїв для відведення продукту (приймача нарізаного продукту). Застосовуються вони для подрібнення різних харчових продуктів (м'яса, шпик, сиру і ін.), розділення їх на шматки, пласти, кубики і інші форми.

Для цих цілей використовуються ріжучі робочі органи з лезами. Процес різання поділяють на:

- вільне або обмежене;
- рубаюче і ковзаюче (похиле).

При *вільному* різанні ніж, що уклінюється, вільно віджимає частини продукту в сторони; при *обмеженому* – із зусиллям.

При рубаючому різанні лезу або продукту надають зустрічний поступальний рух з деякою швидкістю. При *похилому* різанні лезо уклінюється в продукт і ковзає по поверхні розділу.

*Робочі органи молоткових і пальцевих дробарок*

*Молоткові дробарки* застосовуються в тих випадках, коли необхідно отримати відносно однорідний подрібнений продукт без подальшого вживання сортувальних пристроїв. Ці дробарки ефективні при подрібненні крихких продуктів (зерно, кість, лід, сіль, цукор та ін.) і менш ефективні при подрібненні продуктів з великим вмістом жиру.

Продукт в молоткових дробарках подрібнюється ударами молотків по частках продукту, ударами часток об кожух дробарки і в результаті стирання часток. Найбільшого поширення набули дробарки з вільно підвішеними молотками.

Для подрібнення і емульгування харчових продуктів також знаходять застосування машини, робочі органи яких є дисками з пальцями або ріжучими зубами.

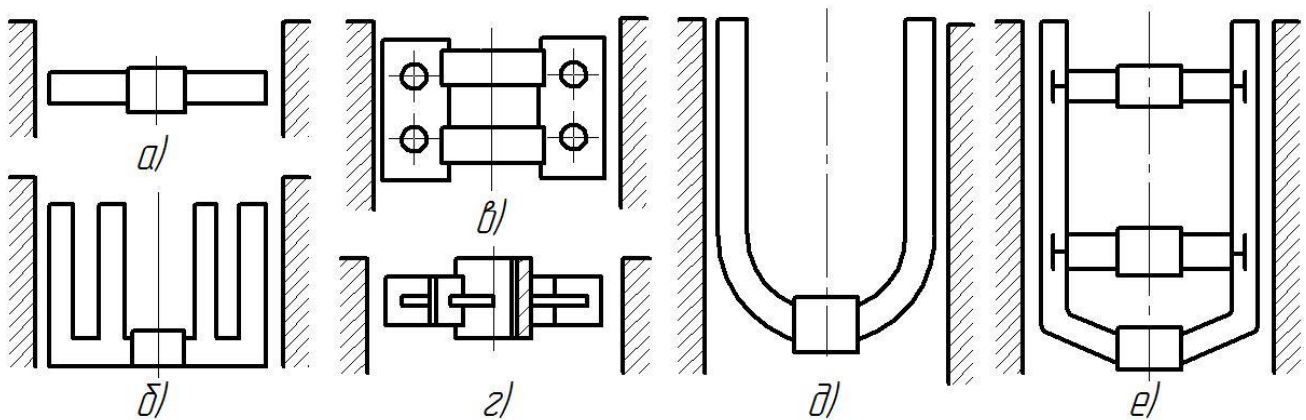
*Пальці (зуби)* розташовуються по кільцевих колах перпендикулярно торцевим поверхням дисків. Прикладами машин з такими робочими органами є машина для тонкого подрібнення м'яса, дисковий подрібнювач для зерен, дезінтегратори та ін.

*Робочі органи вальцевих пристроїв*

Вальцеві пристрої застосовуються для виконання технологічних операцій дроблення, перетирання, помелу, віджимання та ін.

Робочими органами вальцевих пристроїв є *вальці*, які встановлені з невеликим зазором і обертаються з однаковими або різними швидкостями назустріч один одному. Вальці мають бути міцними, жорсткими, зносостійкими і теплопровідними, збалансованими, із циліндричною поверхнею, з цапфами, виконаними з високою точністю співвісності. Шорсткість поверхонь вальців повинна відповідати їх технологічному призначенню. Поверхня вальців може бути і рифленою (з нарізкою). Порожністі вальці застосовуються у разі потреби створення теплообміну (нагрівання або охолодження продукту).

*Пристрої з мішалками.* Механічні пристрої для перемішування рідких харчових продуктів розділяються на пристрої з мішалками, що обертаються і на ті, що коливаються. Мішалки, що обертаються, показані на рисунку 1.8.1.



а) лопатеві; б) гребінчасті; в) листові; з) турбінні; д) якірні; е) рамні.

Рисунок 1.5.1 – Робочі органи мішалок для перемішування рідких продуктів.

*Лопаті лопатевих мішалок* найчастіше розташовують в осьовій площині вала і рідше – з нахилом до неї.

Основні розміри лопатевих мішалок вибирають залежно від в'язкості рідини, що переміщується. При перемішуванні рідини в глибоких посудинах для інтенсивного перемішування на валу мішалки встановлюють декілька рядів лопатей. Основна перевага лопатевих мішалок полягає в їх простоті і дешевизні, недолік – в недостатності осьового переміщення рідини.

*Пропелерні мішалки* (як різновид лопатевих) бувають з двома, трьома і з більшою кількістю лопатей.

В більшості випадків застосовуються трилопатеві пропелери. Лопаті пропелерів виконують з гвинтовими поверхнями. Проектують їх зазвичай на підставі експериментальних даних. Діаметр пропелера приймається в 3...4 рази меншим діаметра посудини.

В листових мішалках квадратної і прямокутної форми часто роблять отвори, які сприяють створенню в рідині струменів, які прискорюють процес перемішування.

Гребінчасті мішалки складають з вертикальних і горизонтальних лопатей.

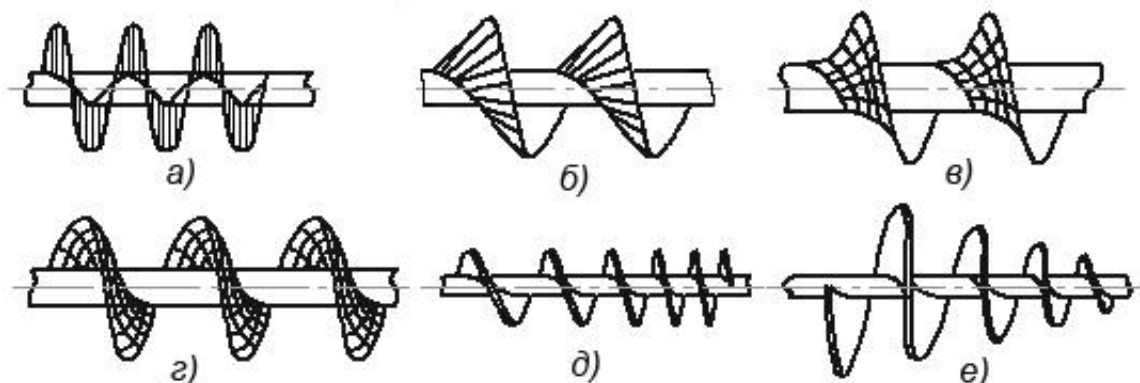
Для запобігання круговому руху рідини можна використовувати дві гребінчасті мішалки із зустрічним обертанням лопатей і проходженням гребенів однієї мішалки між гребенями іншої.

Рамні мішалки виготовляють з ряду жорстко зв'язаних між собою вертикальних і горизонтальних лопатей.

Якірні мішалки – це лопатеві або рамні, нижня частина яких виконана за формою перетину судини (дуга кола, еліпса та ін.).

Турбінні мішалки нагадують собою робоче колесо водяної турбіни з лопатками. Такі мішалки можуть мати одно або декілька робочих коліс. Число лопаток робочого колеса коливається від 4 до 16. Форма лопаток і їх розташування (пряме або нахилене) визначається характером рідини і метою перемішування.

Шнекові робочі органи. Шнеки (спеціальні гвинти) широко застосовуються в різного роду пристроях: транспортерах, живильниках, дозаторах, пресах та інших.



а) з прямою; б) з косою; в), г) з криволінійною; д) зі змінним кроком; е) зі змінним діаметром.

Рисунок 1.5.2 – Шнекові робочі органи з різними гвинтовими поверхнями.

Шнеки можуть виконуватися як з безперервною гвинтовою поверхнею, так і з переривчастою. Гвинтові поверхні утворюються як слід від руху утворюючою (прямої, кривої) довкола і уздовж деякої осі.

Кожен такий пристрій є циліндричним кожухом, усередині якого розташовано один або два шнеки. Кожух має приймальний бункер і спеціальним чином оформлений вихідний отвір (матриця, сопло, мундштук).

Основними перевагами шнекових пристроїв є: компактність, незначна вартість, зручність розташування місць завантаження і розвантаження, простота виготовлення, відходу, регулювання завантаження і вивантаження.

Класифікація робочих органів механічного технологічного обладнання представлена на рисунку 1.5.3.

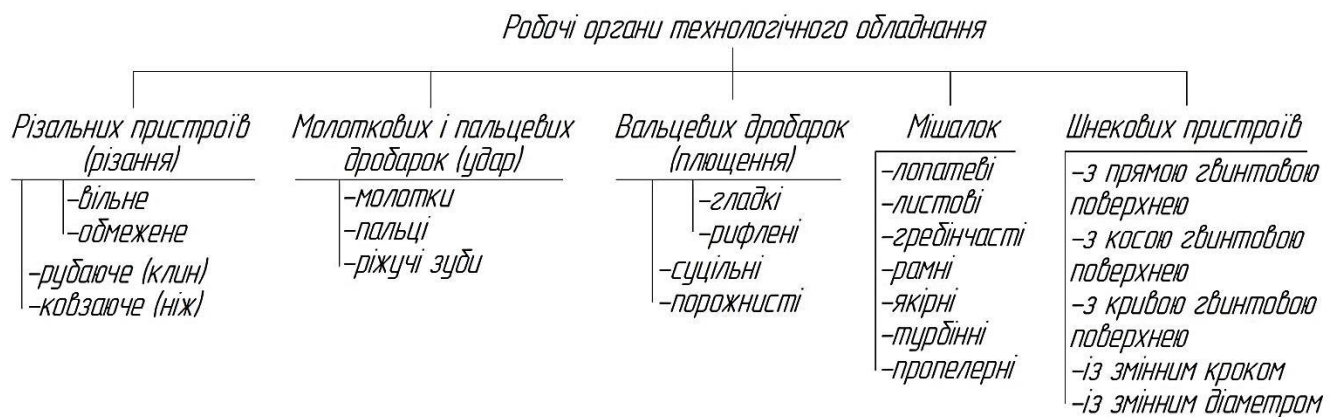


Рисунок 1.5.3 – Класифікація робочих органів механічного обладнання.



## 1.6. ВИДИ РОЗРАХУНКІВ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ОБЛАДНАННЯ

### 1.6.1. Технологічні розрахунки

Технологічні розрахунки проводять для визначення витрат сировини і виходу готової продукції. Вони необхідні для встановлення розмірів і продуктивності машини або апарата. Основою технологічного розрахунку є рівняння матеріального балансу, який складається відповідно до закону збереження матерії.

Маса сировини, що надходить на переробку, дорівнює масі готового продукту і його втрат в процесі переробки:

$$\sum_{i=1}^n G_i = \sum_{j=1}^m G_j, \quad (1.6.1)$$

де  $G_i$  – маса  $i$  –го компоненту сировини, що надходить, кг;

$G_j$  – маса готового  $j$  –го компоненту продукту (відходів), кг

У періодичних процесах матеріальний баланс складають на один цикл, для безперервних процесів – в одиницю часу. Залежно від поставленого завдання матеріальний баланс може бути складений для процесу в цілому або для окремих його стадій, для групи машин або однієї машини.

*Наприклад*, потрібно скласти матеріальний баланс при безперервній нормалізації молока в потоці сепаруванням з використанням сепаратора–нормалізатора.

*Рівняння матеріального балансу* матиме вигляд

$$G_M = G_{HM} + G_{BEP}. \quad (1.6.2)$$

у перерахунку на жир рівняння можна записати як:

$$G_M X_M = G_{HM} X_{HM} + G_{BEP} X_{BEP}, \quad (1.6.3)$$

де  $G_M, G_{HM}, G_{BEP}$  – вихідна маса молока (більший відсоток жиру, ніж в нормалізованому), нормалізованого молока і вершків, кг;

$X_M, X_{HM}, X_{BEP}$  – масова частка жиру у вихідному молоці, нормалізованому молоці і вершках.

Вирішуючи дане рівняння, визначають масу нормалізованого молока.

На підставі матеріального балансу розраховують вихід продукту на одиницю вихідної сировини або одну з основних його складових у відсотках.

*Продуктивність машини* – кількість продукції, що випускається в одиницю часу.

Залежно від поставленого завдання розраховують дійсну, теоретичну або технологічну продуктивність.

*Дійсна продуктивність* – це кількість продукції, яку машина виробляє в одиницю часу протягом зміни з урахуванням втрат часу на простої (заміна інструменту, завантаження, миття, санітарна обробка і т. д.):

$$Q_D = \frac{Z}{t_{3M}} = \frac{1}{t_{\Pi} + t_{II}/t_{\Pi}}, \quad (1.6.4)$$

де  $Z$  – кількість робочих циклів;

$t_{3M}$  – тривалість зміни  $c$ ,

$t_{\Pi}$  – тривалість робочого циклу  $c$ ;

$t_n$  – тривалість простоїв  $c$ .

*Теоретична продуктивність* – це кількість продукції, яка може виробити машина при безперервній роботі:

$$Q_T = 1/t_{\Pi}. \quad (1.6.5)$$

Ефективність і раціональність експлуатації машини (відносну величину втрат часу роботи) оцінюють по *коефіцієнту використання її теоретичної продуктивності*:

$$\eta = \frac{Q_D}{Q_T} = \frac{t_{\Pi}}{t_{\Pi} + t_{II}/t_{\Pi}}. \quad (1.6.6)$$

Продуктивність можна підвищити за рахунок збільшення об'єктів, що одночасно обробляються і ступеня операцій, що поєднуються, (конвеєрно-роторні машини) збільшенням швидкості робочих органів і поліпшення геометричних розмірів об'єктів обробки.

*Технологічна продуктивність* – це максимально можливий випуск продукції в одиницю часу при безперервній обробці її в машині:

$$Q_{TX} = \eta \cdot Q_T. \quad (1.6.7)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт використання теоретичної продуктивності.

Продуктивність залежно від розмірності одиниць продукції розрізняють масову (у  $кг/с$ ;  $кг/год.$ ;  $т/год.$ ), об'ємну (у  $м^3/с$ ;  $м^3/год.$ ), штучну (в  $шт./с$ ;  $шт./год.$ ;  $шт./хв.$ ):

$$Q = V/t_{ТЦ}, \quad (1.6.8)$$

де  $V$  – ємність обладнання,  $м^3$ ,  $кг$ ,  $шт.$ ;

$t_{ТЦ}$  – тривалість обробки продукту,  $с$ .

Тривалість обробки продукту визначається за формулою:

$$t_{ТЦ} = L_{П}/v_{СР}, \quad (1.6.9)$$

де  $L_{П}$  – шлях продукту в машині,  $м$ ;

$v_{СР}$  – середня швидкість руху продукту,  $м/с$  .

Коефіцієнт безперервності обробки розраховують за формулою:

$$\eta' = \frac{Q_{ТХ}}{\eta \cdot Q_T}. \quad (1.6.10)$$

Для машин, що працюють циклічно, коефіцієнт  $\eta'$  знаходиться у діапазоні  $0 < \eta' < 1$ . Для машин безперервної дії  $\eta' = 1$ .

*Технологічну продуктивність* підвищують за рахунок прискорення процесу обробки, збільшення коефіцієнта безперервності (скорочення часу на зупинки, холостий хід робочих органів), збільшення коефіцієнта використання (зменшення позациклових втрат часу, збільшення змінності, краща організація виробництва).

### 1.6.2. Енергетичні розрахунки

В результаті енергетичних розрахунків визначають потрібну для привода машини потужність, за якою вибирають електродвигун.

Для визначення потужності  $P$  (кВт) транспортних систем використовують формули:

при поступальному переміщенні вантажу:

$$P = \frac{F \cdot v}{1000}, \quad (1.6.11)$$

при обертальному русі:

$$P = \frac{T \cdot \omega}{1000}, \quad (1.6.12)$$

де  $F$  – сила опору (тягове зусилля),  $H$ ;

$v$  – швидкість переміщення робочого органу (тягового елемента),  $m/c$ ;

$T$  – обертаючий момент на веденому валу,  $Hm$ ;

$\omega$  – кутова швидкість веденого вала,  $rad/c$ .

Номинальну потужність електродвигуна  $P_D$  (кВт) визначають за формулою:

$$P_D = P/\eta, \quad (1.6.13)$$

де  $P$  – потужність на робочому органу,  $kBm$ ;

$\eta$  – загальний ККД привода (добуток від перемноження ККД ступіней передач привода).

### 1.6.3. Кінематичні розрахунки

Кінематичні розрахунки зводяться до розробки кінематичної схеми машини, відповідно до якої конструюють її вузли і деталі та розраховують передачі. На кінематичній схемі зображають всі механізми і ланки машини, що беруть участь в русі та розподілі потоків енергії.

Передачі привода вибирають з урахуванням умов роботи, терміну служби, габаритів, надійності, вартості і т.д.

Основною кінематичною характеристикою передачі є передаточне відношення, яке встановлюють з рівняння:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_{K_2}}{T_{K_1} \cdot \eta}, \quad (1.6.14)$$

де  $\omega_1, \omega_2$  – кутова швидкість ведучого і веденого валів,  $rad/c$ ;

$n_1, n_2$  – частота обертання ведучого і веденого валів,  $c^{-1}$ ,  $об/хв.$ ;

$T_{K_1}, T_{K_2}$  – обертаючий момент на ведучому і веденому валах;

$\eta$  – загальний ККД привода.

Загальне передаточне відношення  $u_{zag}$  визначають з рівняння:

$$u_{zag} = \frac{n_D}{n_{p.o}}, \quad (1.6.15)$$

де  $n_d$  – частота обертання вала електродвигуна,  $c^{-1}$ , об/хв.;

$n_{p.o}$  – частота обертання робочого органу машини,  $c^{-1}$ , об/хв.

Враховуючи попередні рівняння, загальне передаточне відношення розбивають по окремих ступенях, виходячи з середніх значень передаточних відношень (чисел) для різних передач. Після цього розраховують параметри елементів передач (число зубів зубчастих коліс або зірочок, діаметри шківів і т. д.).

Одержана в результаті розрахунків частота обертання вихідного валу може не співпадати з потрібною.

Погрішність частоти обертання  $\Delta n$  (%) по відношенню до заданого визначають таким чином:

$$\Delta n = \frac{n - n_\delta}{n} 100\%, \quad (1.6.16)$$

де  $n$  – задана частота обертання,  $c^{-1}$ , об/хв.;

$n_\phi$  – фактична (розрахункова) частота обертання,  $c^{-1}$ , об/хв.

Якщо значення  $n_\phi = (n \pm 0,04n)$ , то передаточне відношення перераховують і змінюють за рахунок змінення передаточних відношень (чисел) передач ступіней привода або застосуванням додаткових передач (зубчастих, пасових, ланцюгових, тощо).

#### 1.6.4. Розрахунки на міцність

Такі розрахунки конструкції вузлів і деталей проводять з метою забезпечення працездатності машини.

Під працездатністю розуміється виконання машиною, вузлом, деталлю певних функцій протягом заданого часу без поломок і позапланових ремонтів. Конструкцію вважають працездатною, якщо вона задовольняє заданим параметрам: міцності, жорсткості, зносостійкості, вібростійкості, теплостійкості.

При розрахунку деталі визначають її розміри, що забезпечують працездатність. Розрахунки бувають *перевірочні* або *проектні*.

При *перевірочному розрахунку* визначають запас міцності в небезпечних перетинах і порівнюють його з допустимим.

При проектному розрахунку по заданих (або розрахованих) значеннях зовнішніх сил і пружних деформацій визначають матеріал, форму і розмір деталей.

В процесі розрахунку не всі значення параметрів бувають відомі, тому їхніми значеннями задаються, виходячи з досвіду роботи, урахування параметрів існуючих конструкцій машин, що мають аналогічні вузли і деталі.

Розрахунки на міцність дозволяють забезпечити надійність роботи деталей машин і вузлів при мінімальній їх масі.

Забезпечення міцності деталі досягається за наступних умов:

$$\sigma \leq [\sigma], \quad \tau \leq [\tau], \quad \sigma_{II} / \sigma = n_p > [n], \quad (1.6.17...19)$$

де  $\sigma, \tau$  – розрахункові нормальні і дотичні напруження в небезпечному перетині деталі, Па, МПа;

$[\sigma], [\tau]$  – допустимі нормальні і дотичні напруження для вибраного матеріалу деталі, Па, МПа;

$\sigma_{II}$  – гранична напруга в небезпечному перетині, Н/м<sup>2</sup>;

$n_p, [n]$  – розрахунковий і допустимий коефіцієнти запасу міцності.

### 1.6.5. Розрахунок на жорсткість

Розрахунок проводять для попередження пластичних і обмеження пружних деформацій.

Забезпечення необхідної жорсткості деталі досягається при дотриманні умов:

$$\Delta l \leq [\Delta l]; \quad \Delta \delta \leq [\Delta \delta]; \quad \Delta \psi \leq [\Delta \psi]; \quad \Delta \varphi \leq [\Delta \varphi] \quad (1.6.20...23)$$

де  $\Delta l, [\Delta l]$  – переміщення розрахункове і допустиме, м;

$\delta, [\delta]$  – згин (прогин) розрахунковий і допустимий, м;

$\psi, [\psi]$  – кут повороту перетину при згині розрахунковий і допустимий, град;

$\varphi, [\varphi]$  – кут закручування розрахунковий і допустимий, град.

Іноді для забезпечення заданої жорсткості збільшують коефіцієнт запасу міцності і обмежуються розрахунком міцності

*Розрахунок на зносостійкість.* Вибирають розміри контактуючих поверхонь, при яких дотримується умова

$$\sigma_k \leq [\sigma], \quad (1.6.24)$$

де  $\sigma_k$   $[\sigma]$  – питомі розрахункові напруження на поверхнях, що труться, і допустиме (визначене експериментально контактне напруження, Па).

*При розрахунку на вібростійкість* перевіряють умови відсутності резонансу при тривалому режимі роботи:

$$\lambda_C \neq \lambda_B, \quad (1.6.25)$$

де  $\lambda_C, \lambda_B$  – частота коливань конструкції власна і вимушена, Гц.

*При тепловому розрахунку* визначають температуру нагріву (охолодження) деталей і вибирають способи забезпечення умови

$$\theta \leq [\theta], \quad (1.6.26)$$

де  $\theta, [\theta]$  – середня розрахункова і допустима температури деталі °С.

Розрахункову температуру деталі  $\theta$  визначають з умови теплового балансу.

### **1.6.6. Розрахунки техніко–економічних показників технічного рівня та ефективності технологічних машин.**

Економічний фактор відіграє важливу роль у конструюванні, основна мета якого – збільшення економічного ефекту машини, що проектується.

Головне значення має те, що *економічний ефект визначається* корисною віддачею машини та сумою експлуатаційних витрат за весь період роботи машини. Вартість машини є лише однією, не завжди головною складовою цієї суми.

Економічно спрямоване конструювання має враховувати весь комплекс факторів, що визначають економічність машини та вірно оцінювати відносне значення цих факторів.

Головними факторами, що визначають економічність машини, є корисна віддача машини, надійність, витрати на оплату праці операторів, витрати енергії та вартість ремонту.

*Коефіцієнт використання машини* представляє собою відношення часу фактичної роботи машини за певний період до тривалості цього періоду.

Середній коефіцієнт використання за період експлуатації:

$$\eta_{\text{вик}} = h/H, \quad (1.6.27)$$

де  $h$  – фактичний час роботи машини за цей період;

$H$  – період експлуатації машини.

Якщо машина працює до повного вичерпування свого механічного ресурсу, то фактичний час роботи машини за цей період  $h$  представляє собою *довговічність* машини  $D$  (загальний можливий її наробіток за період експлуатації).

Тоді:

$$\eta_{\text{вик}} = D/H, \quad (1.6.28)$$

Величина  $\eta_{\text{вик}}$  для машин, що працюють за календарним режимом, залежить головним чином від числа робочих змін і холостого часу (простій через несправність машини, недовантаження через порушення виробничого ритму).

При роботі в одну, дві та три зміни середнє значення коефіцієнту використання відповідно складає  $\eta_{\text{вик}} = 0,2; 0,4; 0,6$ , при річній безперервній роботі  $\eta_{\text{вик}} = 0,95 \dots 1$ . Для машин сезонного використання коефіцієнт знижується до  $0,05 \dots 0,1$ .

*Рентабельність* машини  $q$  це відношення корисної віддачі машини  $Om$  за певний період до суми витрат  $P$  за той самий період

$$q = \frac{Om}{P} \quad (1.6.29)$$

$$P = En + Mt + In + Po + Ob + Pm + Hk + Am. \quad 1.6.30$$

Сума витрат в загальному випадку складається з вартості:  $En$  – витраченої енергії;  $Mt$  – матеріалів та заготівок;  $In$  – інструменту;



*По* – оплати праці операторів; *Об* – технічного обслуговування; *Рм* – ремонту; *Нк* – накладні витрати; *Ам* – амортизаційні витрати.

Величина *q* має бути більша за 1 ( $q > 1$ ), або ж машина працюватиме збитково.

*Економічний ефект. Річний економічний ефект* (річний прибуток) визначається:

$$Q = Om - P = Om \cdot \left(1 - \frac{P}{Om}\right) = Om \cdot \left(1 - \frac{1}{q}\right). \quad (1.6.31)$$

де *Om* – річна віддача, грн./рік;

*P* – сума експлуатаційних витрат, грн./рік.

*Сумарний економічний ефект*  $\sum Q$  за весь період служби машини (загальний прибуток) дорівнює різниці сумарної віддачі  $\sum Om$  та суми витрат  $\sum P$  за період служби:

$$\sum Q = \sum Om - \sum P. \quad (1.6.32)$$

Або згідно до формули (1.6.30):

$$\sum Q = \sum Om - (\sum En + \sum Mm + \sum In + \sum По + \sum Об + \sum Рм + \sum Нк + \sum Ам) \quad (1.6.33)$$

Віддача машини та експлуатаційні витрати, за виключенням амортизаційних та ремонтних, пропорційні тривалості фактичної роботи за період експлуатації. Підвищення віддачі може виражатись у збільшенні числа одиниць продукції або у збільшенні вартості кожної одиниці (підвищення якості продукції, збільшення обсягів операцій, що виконуються над заготовкою).

*Термін окупності Нок* визначається як період служби, при якому сумарний економічний ефект дорівнює вартості машини:

$$C = Нок \cdot \eta_{внк} (Om - P) - Ам, \quad (1.6.34)$$

де *P* – річні експлуатаційні витрати,

$$P = En + Mm + In + По + Об + Нк. \quad (1.6.35)$$

Витрати на ремонт, як правило, досить невеликі у перші роки експлуатації і ними нехтують.

Витрати на амортизацію за термін окупності

$$A_m = \frac{C \cdot H_{ок}}{H} = \frac{C \cdot H_{ок} \cdot \eta_{вик}}{D}. \quad (1.6.36)$$

де  $H$  – період служби машини.

Після підстановки  $A_m$  в рівняння

$$H_{ок} = \frac{C}{\eta_{вик} \left( Om - P - \frac{C}{D} \right)}. \quad (1.6.37)$$

*Коефіцієнт експлуатаційних витрат* – відношення суми витрат за весь період роботи машини до її вартості.

$$k = \frac{\Sigma P}{C}. \quad (1.6.38)$$

*Коефіцієнт вартості машини* – співвідношення вартості машини до суми витрат у відсотках

$$c = \frac{C}{\Sigma P} 100\% = \frac{1}{k} 100\%. \quad (1.6.39)$$

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Сформулюйте суть поняття «машина», назвіть основні характерні ознаки.
2. Які машини бувають по характеру робочого процесу?
3. Що називають «апаратом», які процеси в них здійснюються і які їх характерні ознаки?
4. З яких частин як правило, складається технологічне обладнання?
5. На які типи поділяються потокові лінії по виду зв'язку між машинами?
6. На які види розділяють потокові лінії переробних виробництв по ступеню механізації і автоматизації?
7. Надайте класифікацію технологічного обладнання за характером дії і способом відносного руху матеріалу, який обробляється
8. Охарактеризуйте машини і апарати за структурою робочого циклу

9. Надайте класифікацію обладнання по ступеню механізації і автоматизації операцій
10. Опишіть кустарний метод проектування, назвіть його недоліки
11. Опишіть креслярський метод проектування, його переваги і недоліки
12. Які переваги систем автоматизованого проектування (САПР)?
13. З яких етапів складається процес проектування машини?
14. Які стадії розробки конструкторської документації на виробі всіх галузей промисловості передбачені Державними стандартами?
15. Розкрийте поняття продуктивності машини
16. Що характеризує економічна ефективність застосування машин?
17. Розкрийте поняття «надійність машини» і які властивості впливають на цей показник?
18. Опишіть призначення машинно–апаратних схем обладнання
19. Що називається технологічною схемою машини, наведіть приклади
20. Для чого необхідна розробка кінематичної схеми обладнання?
21. Що собою представляє модернізація обладнання, назвіть основні шляхи модернізації
22. Наведіть класифікацію робочих органів механічного обладнання
23. З якою метою виконують технологічні розрахунки?
24. Для чого необхідні енергетичні розрахунки?
25. Що собою представляють кінематичні розрахунки?
26. З якою метою виконують розрахунки на міцність конструкції вузлів і деталей?
27. Які фактори визначають економічність машини?

## ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ

1. Остриков А.Н., Абрамов О.В. Расчёт и конструирование машин и аппаратов пищевых производств: Учебник для вузов. СПб.: ГИОРД, 2003. 352 с.
2. Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.103–2013. Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Стадии разработки (с Поправками) [Дата введения 2015–07–01] М.: Стандартиформ, 2019. 13 с.

3 Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.119–2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Эскизный проект [Дата введения 2015–07–01] Стандартиформ, 2019. 16 с.

4 Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.120–2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Технический проект (с Поправкой) [Дата введения 2015–07–01] Стандартиформ, 2019. 15 с.

5 Межгосударственный стандарт ГОСТ 2.704–2011 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила выполнения гидравлических и пневматических схем [Дата введения 2012–01–01] Стандартиформ, 2019. 27 с.

## РОЗДІЛ 2. МАШИНИ І ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ МЕХАНІЧНОГО ВПЛИВУ НА ПЕРЕРОБЛЮВАНУ СИРОВИНУ

### 2.1. МАШИНИ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО МАТЕРІАЛУ

#### 2.1.1. Теоретичні основи процесу подрібнення матеріалів

Інтенсивність механічних, теплових, біологічних та хімічних процесів за участю твердої фази підвищується зі збільшенням сумарної площі поверхні твердого матеріалу, яке досягається шляхом зменшення лінійних розмірів його частинок. У зв'язку з цим різноманітні тверді матеріали піддають в багатьох переробних та харчових виробництвах *механічному подрібненню*.

*Подрібнення* – процес зменшення розмірів часток матеріалу шляхом їх руйнування під дією зовнішніх сил, які долають внутрішні сили зчеплення, що пов'язують між собою частинки твердої речовини.

Процес подрібнення визначається як поділ будь-якого твердого (чи умовно твердого) матеріалу на частини. Всі процеси подрібнення супроводжуються збільшенням площі поверхні вихідного матеріалу при збереженні сумарного об'єму його часток [1,2].

Руйнування (деформування) твердих тіл під дією зовнішніх механічних сил відбувається переважно за ослаблених перерізів, тріщинкам та інших дефектних місцях після переходу за межі міцності (пружності).

Значна частина продуктів, які використовуються в харчовій промисловості, при подрібненні легко піддаються деформації і мають підвищену вологість, наприклад, м'ясо, хліб, риба. Ці продукти відносяться до умовно твердих.

В харчовій промисловості подрібнення здійснюють в наступних цілях: для підготовки сировини, надання продукту потрібної консистенції, поділу продукту на порції, утилізації відходів виробництва.

Подрібнення – це найбільш розповсюджена і важлива операція в багатьох технологічних процесах переробки сільськогосподарської сировини та виробництві харчових продуктів [2].

Результат розділення тіла на частини називається іноді дробленням, помелом, диспергуванням, різанням, подрібненням. Термін дроблення в харчовій промисловості застосовується у разі грубого подрібнення матеріалу на

частинки розміром 5 мм і більше. Більш тонкий поділ матеріалу називають подрібненням. Хоча єдино вірним для всіх випадків є термін «подрібнення».

Подрібнення можна характеризувати як процес утворення додаткових поверхонь матеріалу. Подрібнений матеріал легше дозується, більш рівномірно змішується, володіє кращою сипучістю.

В залежності від розмірів часток вихідного та подрібненого матеріалу розрізняють *класи подрібнення* (табл. 2.1.1) [1, 2].

Подрібнення – процес поділу твердого тіла на частини шляхом прикладання зовнішніх сил, що перевершують сили молекулярного зчеплення частинок тіла.

Таблиця 2.1.1 – Класи подрібнення

Клас подрібнення	Розмір часток вихідного матеріалу $d_e$ , мм	Розмір часток подрібненого матеріалу $d_n$ , мм	Ступінь подрібнення
- крупне	1500...300	300...100	3...6
- середнє	300...100	50...10	5...10
- мілке (помел)	50...10	10...2	10...50
- тонке	10...2	2...0,0075	до 100
- надтонке (колоїдне розмелювання)	10...0,0075	>0,0075	до 1000

Подрібненням називають процес руйнування твердого матеріалу під дією зовнішніх сил. Умовно вважають, що після дроблення утворюються куски матеріалу більше ніж 5мм. Тонке дроблення твердого матеріалу (менше ніж 5мм) називають помелом.

Процеси дроблення і подрібнення широко використовують у цукровому, борошно–круп'яному, хлібопекарському, м'ясопереробному, спиртовому, пивоварному, крохмалє–патоковому, консервному та інших виробництвах.

Основною характеристикою процесу є ступінь подрібнення і, що дорівнює відношенню середніх розмірів кусків матеріалу до ( $d_e$ ) і після ( $d_n$ ) подрібнення:

Визначальними лінійними розмірами кусків кулеподібної форми є діаметри  $d_e$ ,  $d_n$ , а для частинок неправильної форми може бути їхня середня геометрична величина. Практично вона визначається розміром отворів сит,

крізь які просівають весь матеріал до і після подрібнення. Використовують також поняття об'ємний ступінь подрібнення.

Подрібнення умовно поділяють на класи залежно від розмірів початкового і подрібненого матеріалу. Відповідно змінюється і ступінь подрібнення. При грубому дробленні  $i = 2...6$ , середньому –  $i = 5...10$ ; при тонкому подрібненні  $i > 100$ .

Фізично–механічні властивості матеріалу, вид і ступінь подрібнення визначають вибір способу дроблення. Залежно від характеру зовнішніх механічних зусиль матеріал можна подрібнювати роздавлюванням, розколюванням, розтиранням, розламуванням за допомогою удару, розриву, згинання. При грубому і середньому дробленні найчастіше використовують спосіб роздавлювання, при тонкому – розтирання. Для твердих матеріалів доцільно застосовувати розколювання та ударне навантаження, для крихких – роздавлювання та удар, для в'язких – розтирання. В процесі дроблення часто комбінують різні способи, наприклад: розтирання і роздавлювання; розтирання та ударне навантаження [1,3].

Для подрібнення використовують машини, основою роботи яких є прикладання зовнішніх сил для подолання міцності клітин. У цих машинах закладено різні принципи прикладання сили: удару, роздавлювання, розколювання, витирання. Наприклад, у різальних машинах – це рубка та ковзаюча різка. За допомогою різальних машин можна отримати шматочки правильної форми. На сировину діє розривна, стискаюча та згинаюча сили. Залежно від виду сировини ефективність сил прикладання різна. Так, при подрібненні твердих плодів найефективнішою є сила удару (крім удару для їх подрібнення застосовують розколювання), для в'язких тіл – перетирання. Після крупного подрібнення утворюються шматочки неправильної форми, а після дрібного – округлої.

Технологічний результат роботи оцінюють за трьома показниками: однаковістю, певними розмірами та формою частинок. Наявність дуже малих частинок небажана, оскільки при пресуванні або просіюванні вони забивають фільтри та сита [4].

Незважаючи на широке поширення машин для подрібнення і велике значення цього процесу у виробництві, теорії, яка підвела б під процес подрібнення загальний математичний вираз, досі не запропоновано. В теорії подрібнення основним є визначення величини енергії, що витрачається на подрібнення (робота подрібнення).

Поверхнева теорія подрібнення розроблена німецьким професором П. Реттингером в 1867 р. Згідно з нею, робота, необхідна для подрібнення тіла, прямопропорційна приросту площі поверхні, що утворюється при подрібненні, [3] тобто

$$A_s = f(\Delta S), \text{ Дж} \quad (2.1.1)$$

де  $\Delta S$  – площа знову утвореної поверхні.

Покладемо, що піддаються подрібненню шматки кубічної форми з довжиною ребра  $D$ , до кубиків з довжиною ребра  $d$  (рис. 2.1.1).

Кількість отриманих частинок складе

$$n = \frac{D^3}{d^3}.$$

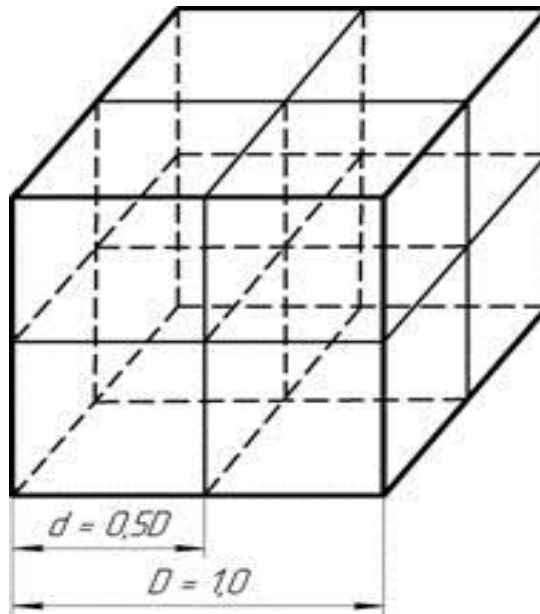


Рис. 2.1.1 – Утворення приросту площі поверхні.

Збільшення питомої площі поверхні при цьому складе

$$\Delta S = S_{\text{кінц}} - S_{\text{поч}} = 6D^2(n - 1), \text{ м} \quad (2.1.2)$$

Якщо на утворення одиниці площі нової поверхні витрачається робота  $A_{\text{нит}}$ , то повна робота, витрачена на процес подрібнення складе

$$A_s = A_{\text{нит}} \cdot \Delta S = 6A_{\text{нит}} \cdot D^2(n - 1), \text{ Дж} \quad (2.1.3)$$

Приймаючи, що  $A_{\text{нит}} = \text{const}$ , повна робота



$$A_s = k'_n \cdot D^2, \text{ Дж} \quad (2.1.4)$$

де  $k'$  – коефіцієнт пропорційності (визначається дослідним шляхом).

Поверхнева теорія подрібнення з достатнім ступенем достовірності застосовується для оцінки тонкого подрібнення ( $d \leq 0,4 \dots 0,6$  мм) коли виходить продукт з високорозвиненою питомою площею поверхні.

Об'ємна теорія виходить з того, що при подрібненні робота витрачається на деформування матеріалу до досягнення граничної руйнуючої деформації. Звідси випливає, що робота, необхідна для подрібнення, пропорційна зменшенню об'єму шматків матеріалу перед їх руйнуванням.

Об'ємна теорія подрібнення була розроблена російським ученим Кирпичовим (1874 р.), а пізніше уточнена німецьким професором Ф. Кіком (1885 р.). Згідної з нею, робота  $A_v$ , витрачена на подрібнення, прямо пропорційна обсягу  $\Delta V$  або масі деформованої частини тіла

$$A_v = \int_0^P \Delta l \cdot dP, \text{ Дж}, \quad (2.1.5)$$

де  $\Delta l$  – величина деформації тіла, м;

$P$  – сила деформації, Н.

Величину деформації  $\Delta l$  згідно закону Гука можна представити формулою

$$\Delta l = (P \cdot l) / (E \cdot F), \text{ м} \quad (2.1.6)$$

де  $F$  – площа поперечного перерізу деформованого тіла, м<sup>2</sup>;

$E$  – модуль пружності (модуль Юнга), Н/м<sup>2</sup> (Па).

Тоді при інтегруванні рівняння (2.1.5) запишеться як

$$A_v = \int_0^P \frac{Pl}{EF} dP = \frac{l}{EF} \int_0^P P \cdot dP = \frac{P^2 l}{2EF} \cdot \frac{F}{F} = \frac{\delta^2 Fl}{2E} = k'_n V, \text{ Дж} \quad (2.1.7)$$

де  $P^2 / F^2 = \sigma^2$  – коефіцієнт пропорційності.

Приймаючи, що деформований об'єм тіла має форму куба зі стороною  $D$  вираз (2.1.7) можна записати як

$$A_v = k'_n D^3 \quad (2.1.8)$$

Порівняння виразів (2.1.4) і (2.1.8) показує, що вони різняться коефіцієнтами пропорційності і в законі Реттингера  $D^2$ , а в законі Кирпичова – Кіка –  $D^3$ .

Прихильники обох теорій понад півстоліття вели дискусію між собою, намагаючись довести перевагу однієї з них, але зробити це нікому не вдалося, бо як перша, так і друга страждають однобічністю і не враховують вплив конкретних умов процесу подрібнення на його енергоємність (дисперсність матеріалу, конструкцію і режими роботи подрібнювачів тощо).

Узагальнена теорія подрібнення створена академіком Ребиндером в 1928 р. і враховує положення об'ємної та поверхневої теорій.

Ребиндер виходив з справедливого висновку, що більша частина енергії подрібнення витрачається марно – на нагрів матеріалу і утворення мікротріщин в продукті, які при знятті навантаження змикаються і цілісність частинок відновлюється за рахунок сил молекулярного зчеплення.

$$A = A_0 + A_n = K_1 \Delta V + K_2 \Delta F, \quad (2.1.9)$$

де  $A_0$  – робота, що витрачається на деформацію обсягу шматка, що руйнується, Дж;

$A_n$  – робота, що витрачається на утворення нової поверхні, Дж;

$K_1$  – коефіцієнт пропорційності, рівний роботі деформування одиниці об'єму тіла;

$\Delta V$  – зміна обсягу руйнованого тіла;

$K_2$  – коефіцієнт пропорційності, що дорівнює роботі, що витрачається на утворення одиниці нової поверхні;

$\Delta F$  – прирощення знову утвореної поверхні.

Формула П. А. Ребиндера (2.1.9) не отримала широкого поширення через відсутність надійних рекомендацій за методикою вибору значень коефіцієнтів пропорційності для конкретного випадку. Рівняння дає лише якісний опис процесу подрібнення і не дозволяє виконати кількісні розрахунки в силу того, що значення всіх величин, що входять в нього, не піддаються чисельному виразу. Однак якісний опис теж досить цінний і дозволяє зробити правильні

висновки. Так, наприклад, виходячи з нього ККД процесу подрібнення можна записати як

$$\eta = \frac{A_s}{A_v + A_s}. \quad (2.1.10)$$

Звідки можна зробити висновок, що для збільшення ККД необхідно:

- зменшити роботу пружних деформацій  $A_v$ ;
- створити умови перенапруги матеріалу тіл подрібнення, що призводить до збільшення роботи, витраченої на утворення нових поверхонь  $A_s$ .

Для визначення роботи, витраченої на подрібнення  $A_{нодр}$  використовують також робочу формулу

$$A_{нодр} = C_1 \lg i^3 + C_2 (i - 1), \text{ Дж / кг} \quad (2.1.11)$$

де  $C_1, C_2$  – емпіричні коефіцієнти, що залежать від властивостей матеріалу, що подрібнюється, Дж/кг, (для зерна  $C_1 = 10 \dots 13$  кДж/кг,  $C_2 = 6 \dots 9$  кДж/кг, для сіна  $C_1 = 7,5 \dots 8,5$  кДж/кг  $C_2 = 0,6 \dots 0,9$  кДж/кг);

$i$  – відношення величини крупності вихідного матеріалу до вихідного – ступінь подрібнення;

$$i = d_n / d_k, \quad (2.1.12)$$

де  $d_n$  та  $d_k$  – відповідно, середній розмір частинок до (початковий) і після подрібнення (кінцевий).

З огляду на складність форми поверхні матеріалів, що подрібнюють, вихідний розмір прийнято характеризувати еквівалентним діаметром.

Еквівалентний діаметр – діаметр кулі, обсяг якої дорівнює дійсному обсягу вихідного матеріалу.

Обсяг кулі

$$V_e = \frac{\pi D_e^3}{6}, \quad (2.1.13)$$

звідки

$$D_e = \sqrt[3]{6V_e / \pi} = 1,24 \sqrt[3]{V_e}. \quad (2.1.14)$$

Величина середньозваженого діаметра частинок після подрібнення характеризується модулем  $M$ , мм, який визначається з використанням ситового класифікатора (рис. 2.1. 2).

$$M = \frac{0,5P_0 + 1,5P_1 + 2,5P_2 + 3,5P_3}{100},$$

де  $P_0, P_1, P_2, P_3$  – залишок на кожному з сит, %.

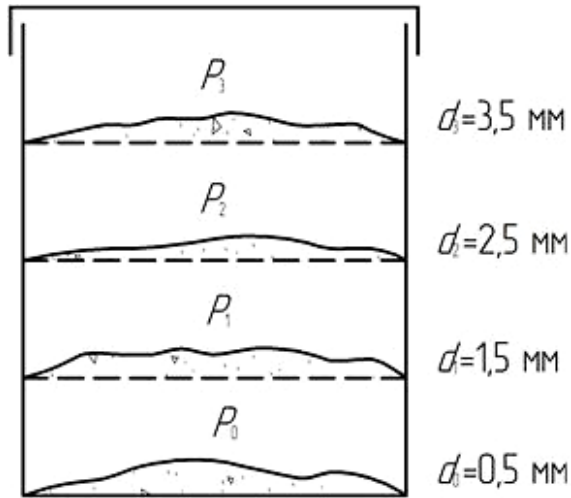


Рис. 2.1.2 – Класифікатор ситовий.

На підставі закону Р. Гука роботу деформації матеріалу при стиску  $A_0$ ,  $Нм$  можна визначити за співвідношенням

$$A_0 = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E}, \quad (2.1.15)$$

де  $\sigma$  – руйнівна напруга стиснення,  $Н/м$ ;  $\Delta V$  – зменшення об'єму шматків матеріалу внаслідок їх деформації перед руйнуванням,  $м^3$ ;  $E$  – модуль пружності матеріалу,  $Н/м^2$ .

Як видно з рівняння (2.1.15), робота, витрачена на руйнування матеріалу, залежить від руйнівної напруги і модуля пружності матеріалу.

З урахуванням (2.1.15) отримаємо

$$A = \frac{\sigma^2 \Delta V}{2E} + K_2 \Delta F. \quad (2.1.16)$$

У разі крупного дроблення з малим ступенем подрібнення можна знехтувати роботою, що витрачається на утворення нової поверхні, і, враховуючи, що  $\Delta V \approx D^3$ , отримаємо

$$A = K_1 \Delta V = K_1' D^3, \quad (2.1.17)$$

де  $D$  – характерний розмір шматка.

Рівняння (2.1.17) висловлює гіпотезу Ф. Кіка – В.Л. Кирпичова: робота дроблення пропорційна обсягу шматка, що подрібнюється.

Для дроблення з великим ступенем подрібнення можна знехтувати роботою, що витрачається на деформування об'єму шматка. Тоді, враховуючи, що  $\Delta F \approx D^2$ ,

$$A = K_2 \Delta F = K_2' D^2. \quad (2.1.18)$$

Це рівняння є вираженням гіпотези П. Р. фон Риттингера, згідно якої робота дроблення пропорційна величині новоствореної при дробленні поверхні.

Щоб врахувати роботу подрібнення, яка витрачається на утворення нової поверхні та роботу, яка витрачається на об'ємну деформацію часток, Бонд запропонував визначати роботу подрібнення, як величину, що пропорційна середньгеометричній з об'єму та поверхні тіла, яке руйнується

$$A = k \sqrt{VF}, \quad (2.1.19)$$

так як  $V = k_1 D^3$  та  $F = k_2 D^2$ , то

$$A = k \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \sqrt{D^3 D^2} = k_3 \cdot D^{2.5}, \quad (2.1.20)$$

де  $k, k_1, k_2, k_3$  – коефіцієнти пропорційності.

За рівнянням (2.1.20) можливо приблизно знайти роботу, яка витрачається на подрібнення при середніх степенях подрібнення.

На основі рівнянь (2.1.4), (2.1.8), (2.1.20) Рундквіст запропонував загальне рівняння по визначенню роботи подрібнення [3]

$$A = k_p \cdot D^m, \quad (2.1.21)$$

де  $k_p$  – коефіцієнт, який залежить від способу та ступеня подрібнення;  $m$  – показник ступені,  $m = 2 \dots 3$ .

Робота подрібнення матеріалу масою  $G$ , який складається з частинок однакового розміру, згідно з рівнянням (2.1.21) дорівнює

$$A_G = k_p \cdot D^m \cdot N = k_p \cdot k_\phi \cdot D^m \frac{G}{\rho \cdot D^3} = k_p \cdot k_\phi \cdot D^{m-3} \frac{G}{\rho}, \quad (2.1.22)$$

де  $k_\phi$  – коефіцієнт, який враховує форму частинки матеріалу;  $\rho$  – густина матеріалу.

Переважні області застосування гіпотез: при крупному дробленні (збільшення поверхні мале) роботу дроблення визначають за гіпотезою Ф. Кіка – В.Л. Кирпичова; при дрібному дроблення (подрібнення, стирання) – за гіпотезою П.Р. фон Риттингера. Рівняння Ф. Бонда досить точно застосовується при середньому дробленні. Теорія подрібнення дозволяє кількісно описувати процеси дроблення в машинах різних типів та їх параметри: роботу дроблення, потужність двигуна, продуктивність, найбільші зусилля дроблення і т. п.

Витрата енергії при подрібненні зростає зі зменшенням розміру частинок. У зв'язку з цим, щоб уникнути непродуктивних витрат вкрай важливо, щоб при організації процесу був заздалегідь відомий очікуваний розмір частинок після подрібнення. З метою зменшення витрати енергії в ряді випадків доцільно періодично видаляти достатньо подрібнені частинки зі сфери помелу.

Слід зазначити, що всі наведені гіпотези подрібнення необхідно розглядати саме як гіпотези, а не як закони, так як вони не підтверджуються практичними результатами процесу подрібнення, тим більше в широкому діапазоні властивостей матеріалу і крупності готового продукту. Визначити абсолютне значення роботи за вказаними формулами практично неможливо, оскільки коефіцієнти, які входять в рівняння, залежать від багатьох факторів. Тому данні рівняння використовуються тільки для порівняльної характеристики процесів подрібнення [3].

Наприклад, якщо відома продуктивність  $G_2$ , спожита потужність  $N_2$ , ступінь подрібнення  $D_2/d_2$  працюючого млина, а також продуктивність  $G_1$  та ступінь подрібнення іншого млина  $D_1/d_1$ , тому спожити потужність  $N_1$  останньої машини, якщо ввести припущення про застосування теорії Риттингера та рівності к.к.д. обох машин, можна знайти за формулою

$$N_1 = N_2 \cdot \frac{G_1}{G_2} \cdot \frac{D_2 d_2}{D_1 d_1} \cdot \frac{D_1 - d_1}{D_2 - d_2}. \quad (2.1.23)$$

Згідно з теорією пружності, робота пружних деформацій при однократному руйнуванні [3]

$$A = \frac{\sigma_p^2 \cdot D^3}{2E}. \quad (2.1.24)$$

Враховуючи, що

$$\frac{D^3}{d^3} = i^3 = a^n, \quad (2.1.25)$$

де  $n$  – кількість прийомів руйнування;

$a$  – кількість часток після одноразового руйнування.

З формули (2.1.25)

$$3lgi = n lga, \quad (2.1.26)$$

$$n = 3 \frac{lgi}{lga}. \quad (2.1.27)$$

З умови, що при кожному прийомі руйнування теоретично витрачається одна й та ж робота, то для руйнування тіла розміром  $D$  до часток розміром  $d$  потрібно  $n$  прийомів, то загальна робота дорівнює

$$A = \frac{\sigma_p^2 \cdot D^3}{2E} \cdot \frac{3lgi}{lga}. \quad (2.1.28)$$

Якщо продуктивність подрібнювача  $G$ ,  $кг/год$ , густина матеріалу  $\rho$ ,  $кг/м^3$ , то годинна робота [1]

$$A_{год} = \frac{\sigma_p^2 \cdot G}{2E \cdot \rho} \cdot \frac{3lgi}{lga}. \quad (2.1.29)$$

Для переведення роботи в потужність (в  $кВт$ ) рівняння (2.1.29) потрібно помножити на  $1/(3600 \cdot 1000)$ .

Враховуючи загальний ККД подрібнювача  $\eta$ , потужність (в  $кВт$ ) визначається

$$N = 0,42 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_p^2 \cdot G}{\eta \cdot E \cdot \rho} \cdot \frac{lgi}{lga}. \quad (2.1.30)$$

Так як  $a$  не може бути більше двох, тоді при  $a = 2$  маємо максимальну теоретичну витрату енергії (в  $кВт$ ) на подрібнення

$$N_{max} = 1,39 \cdot 10^{-6} \frac{\sigma_p^2 \cdot G}{\eta \cdot E \cdot \rho} \cdot lgi. \quad (2.1.31)$$

### 2.1.2. Характеристика способів подрібнення матеріалів

Подрібнююче обладнання можна класифікувати за розміром отриманих часток, тобто за класом подрібнення, та за способом подрібнення.

В залежності від класу подрібнення, подрібнювачі умовно поділяють на дробарки крупного, середнього, мілкового здрібнення та млини тонкого та надтонкого помелу.

Недоліком такої класифікації є відсутність зазначення про спосіб подрібнення, який є основою роботи здрібнювача, а також те, що подрібнювач одного типу можна віднести до різних класів.

Найбільш доцільно класифікувати машини подрібнення за головним способом, за рахунок якого матеріал руйнується, розділивши їх на наступні групи:

- 1) подрібнювачі розколюючо–розламуючої дії;
- 2) подрібнювачі роздавлюючої дії;
- 3) подрібнювачі стираючо–роздавлюючої дії;
- 4) подрібнювачі ударно–стираючої дії;
- 5) подрібнювачі ударної дії;
- 6) подрібнювачі ріжучої дії;
- 7) колоїдні млини.

Класифікація за способом подрібнення є більш зручною, так як дозволяє спочатку визначати спосіб подрібнення, на основі якого і визначається тип здрібнювача.

Звісно, головному способу подрібнення завжди супроводжують другорядні способи. Наприклад, в подрібнювачах роздавлюючої або ударної дії відбувається стирання, яке виникає довільно, тому не є основним способом подрібнення.

Обладнання для подрібнення також можна класифікувати за такими основними ознаками:

- за функціональним призначенням:

- для подрібнення твердих харчових продуктів (розмелювальні машини і механізми, льододробарки);

- для подрібнення м'яких харчових продуктів (протиральні машини і механізми та ін);

- для різання харчових продуктів (сирорізки і сиротертушки, овочерізальні машини і механізми, м'ясорубки, м'ясорозпушувачі, бліксери, кутери, хліборізки, стрічкові і дискові пили, машини для нарізання гастрономічних товарів і ін);

- для подрібнення відходів (подрібнювачі відходів);

- за структурою робочого циклу: періодичної і безперервної дії;



- за розташуванням робочих органів: вертикальне, горизонтальне і похиле;
- за видом привода: з ручним (механічним) і індивідуальним приводом і в якості змінних механізмів.

Загальні вимоги, яким повинні задовольняти будь-яка подрібнююча машина (механізм), зводяться до наступного:

- отримання якісно подрібненого продукту (подрібнені на розмельних машинах тверді продукти повинні мати однакову ступінь подрібнення без крупних і занадто дрібних шматочків;
- протерті на протиральних машинах продукти повинні представляти собою однорідну дрібнозернисту масу без грудочок;
- подрібнені на ріжучому обладнанні частинки повинні мати необхідну форму, розміри і гладку поверхню зрізу);
  - можливість швидкої і легкої зміни ступеня подрібнення;
  - висока зносостійкість робочих органів, що не допускає потрапляння металевих частинок в подрібнюваний продукт;
  - можливість негайного видалення подрібненого продукту з робочої зони, щоб уникнути надмірного подрібнення і, пов'язаною з цим, перевитрату електроенергії;
  - можливість швидкої і легкої заміни швидкозношуваних деталей, особливо робочих органів;
  - наявність запобіжних пристроїв, що виключають виробничий травматизм і запобігають аварію всієї конструкції;
  - при дробленні сухих матеріалів повинно забезпечуватися мінімальне пиловиділення;
  - мінімальна маса.

### **2.1.3. Класифікація подрібнюючих машин**

Класифікація подрібнюючих машин наведена на рис. 2.1.3. Подрібнення харчових середовищ реалізується в дробарках, жерновах, валкових млинах, вовчках, кутерах і т.п. Саме ці машини багато в чому визначають якісне протікання наступних стадій обробки харчової сировини, формуючи якість готового продукту.

Подрібнення проводять в один або кілька прийомів, у відкритих або замкнутих циклах.



Рис. 2.1.3 – Класифікація устаткування для подрібнення харчової сировини.

При здрібнюванні у відкритому циклі шматки матеріалу проходять через подрібнюючу машину один раз. Якщо у вихідному матеріалі є мілкі домішки, то їх попередньо відсівають. У відкритому циклі проводять, як правило, крупне й середнє подрібнення.

При здрібнюванні в замкнутому циклі після подрібнюючої машини встановлюють пристрій, що класифікує, за допомогою якого шматки, що перевищують установлений кінцевий розмір, знову транспортуються в подрібнюючу машину на повторне дроблення.

Дробарки використовують для дроблення зерна, бобів, кристалічного цукру й інших компонентів при готуванні харчових сумішей.

Вальцеві дробарки застосовують на борошномельних заводах для розмелу зерна й продуктів його переробки. Ефективність роботи вальцевих дробарок визначається ступенем здрібнювання зерна або його часток, продуктивністю кожної пари вальців і питомою витратою електроенергії.

Валкові млини призначені для тонкого здрібнювання жиромісних рецептурних сумішей при виробництві кондитерських виробів.

Подрібнення ударом характеризується зменшенням розмірів шматків матеріалу під дією миттєво прикладеної зовнішньої сили. При цьому забезпечується збільшення поверхні фазового контакту, що інтенсифікує процеси горіння, розчинення, екстрагування та ін.

При виборі обладнання необхідно враховувати міцність матеріалу, що обмежується міцністю при стисканні ( $\delta_{ст}$ ) і при руйнуванні ( $\delta_p$ ). Залежно від міцності матеріали ділять на:

- м'які –  $\delta_{ст} < 10$  МПа;
- середні –  $\delta_{ст} = 10...50$  МПа;
- тверді –  $\delta_{ст} < 50$  МПа.

Цей поділ досить умовний, бо всі матеріали анізотропні (різні властивості в різних напрямках), що обумовлюється їх суцільністю, вологістю, розміром, кількістю тріщин і т. п. [6]. Подрібнення матеріалу за рахунок удару відбувається в дробарках внаслідок дії робочих органів на продукт, зіткнення шматків матеріалу між собою і зіткненням з декою та корпусом дробарки.

#### 2.1.4. Конструкція подрібнюючих машин

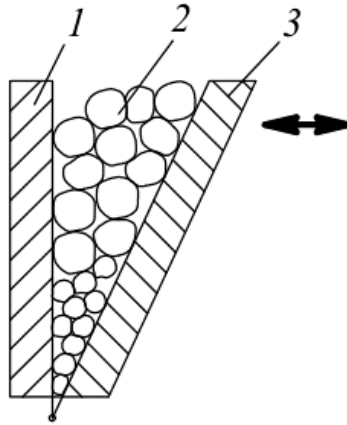
До дробарок ударної дії відносять: щоківі; конусні; вальцеві; молоткові; дискові; кулькові; барабанні.

Щокова дробарка (рис. 2.1.4) працює за принципом роздавлювання. Матеріал завантажують між щоками. За рахунок зусиль, що здійснює рухома щока, матеріал роздавлюється.

Щоківі дробарки призначені для грубого і середнього подрібнення матеріалу зі ступенем подрібнення (3...5). Подрібнення матеріалу в щоківих дробарках відбувається між нерухомою і рухомою щоками. За характером дії рухомої щоки поділяються на дробарки з простим і складним рухом. Ширина завантажувальної щілини дробарки вибирається з умови розміщення шматка максимального розміру у верхній частині дробильної камери

$$B = (1,2...1,5)D_{max}. \quad (2.1.32)$$

Ширина вихідної щілини залежить від розмірів шматків подрібненого матеріалу і приймається  $b = 0,8d_{max}$ .



1 – нерухома щока; 2 – подрібнюваний матеріал; 3 – рухома щока.

Рис. 2.1.4 – Схема щокової дробарки.

Важливим параметром при розрахунку щокових дробарок є кут захвату шматків матеріалу – це кут між рухомими і нерухомими щоками, що визначається за умови не виштовхування матеріалу з дробильної камери під дією зусиль щік. Захват шматків матеріалу буде відбуватися при умові, що сила захвату буде більше сили виштовхування.

Число коливань рухомої щоки відповідає частоті обертання ексцентрикового валу. При довжині розвантажувальної щілини до 1 м для розрахунку використовується наступне рівняння

$$n = 0,85 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\Delta b}}, \text{об} / \text{с} \quad (2.1.33)$$

При довжині розвантажувальної щілини  $> 1$  м

$$n = \frac{0,85}{l^{2/3}} \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\Delta b}}, \text{об} / \text{с} \quad (2.1.34)$$

Продуктивність щокової дробарки

$$G = n \cdot l \cdot \frac{(2b + \Delta b) \cdot \Delta b}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \text{м}^3 / \text{с} \quad G, \text{(об'ємна)} \quad (2.1.35)$$

$$G_m = G \cdot \rho \cdot \psi, \text{кг} / \text{с} \text{(масова)}. \quad (2.1.36)$$

де  $\psi$  – коефіцієнт подрібнення; (0,3...0,5) – для великих дробарок і твердого матеріалу; (0,5...0,7) – для нетвердих і малих. Для дробарок зі складним рухом  $\psi$  збільшується на 20–25%.

Потужність на привід визначається за формулою

$$N = \frac{A \cdot n}{10^3 \cdot \eta}, \text{ кВт.}, \quad (2.1.37)$$

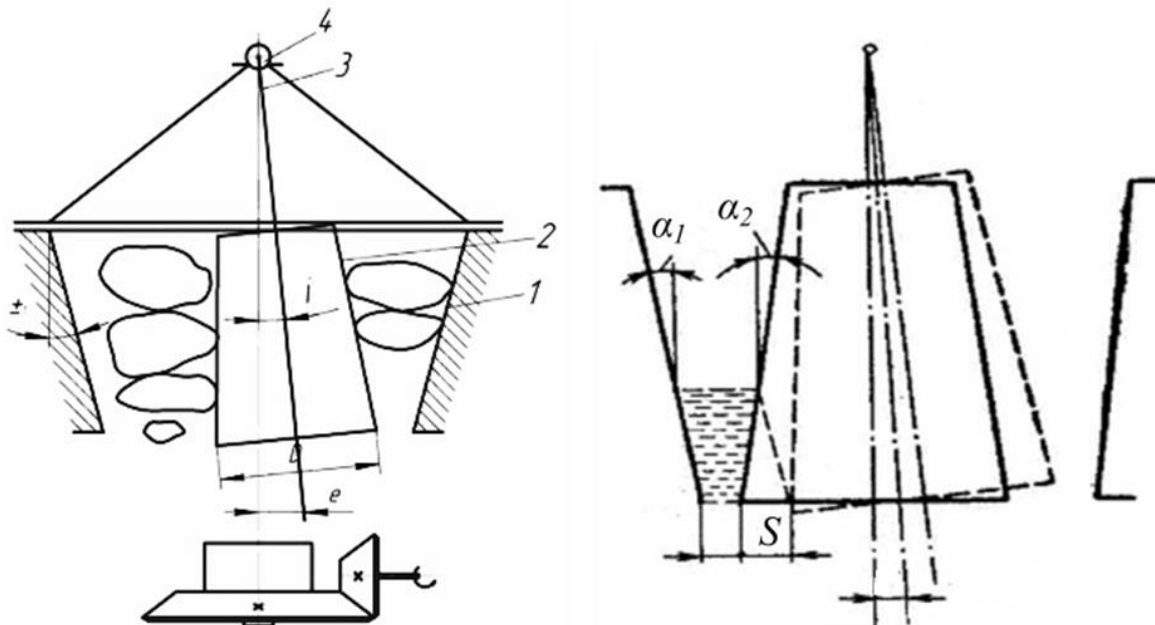
В конусних дробарках (рис. 2.1.5) подрібнення здійснюється за рахунок роздавлювання і стирання. Матеріал завантажується в простір, утворений між зовнішнім нерухомим і внутрішнім обертовим конусами. Останній розміщений ексцентрично по відношенню до зовнішнього конуса. В багатьох конусних дробарках внутрішній конус має змінну вісь обертання, тобто привідний вал, обертаючись, описує конусоподібну поверхню.

Конусні дробарки за технічними ознаками діляться на дробарки грубого подрібнення ( $i = 5 \dots 8$ ), середнього ( $i=20 \dots 50$ ). Конусні дробарки мілкового подрібнення призначені для подрібнення матеріалів з тимчасовим опором розлому до 300 МПа.

Частота обертання ексцентрикового валу (об/хв.) при умові вільного випадання матеріалу з камери за півоберта ексцентрика

$$n = 47 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}{e}}, \quad (2.1.38)$$

де  $e$  – ексцентриситет гойдань внутрішнього конуса.



1 – зовнішній нерухомий конус; 2 – рухомий внутрішній конус; 3 – вал; 4 – кульова опора

Рис. 2.1.5 Схема конусної дробарки.

Продуктивність (м<sup>3</sup>/с)

$$G = \pi \cdot D \cdot b \cdot l \cdot n \cdot \psi = \frac{340 \cdot \psi \cdot n \cdot D_n \cdot e \cdot d}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}, \quad (2.1.39)$$

де  $n$  – частота обертання;

$\psi$  – коефіцієнт розпушення (0,4...0,5);

$D_n$  – діаметр нижньої частини розвантажувального конусу, м.

$e$  – ексцентриситет головного валу,  $e = 0,005 \dots 0,020$  м.

$d$  – середній діаметр часток подрібненого матеріалу, м.

Потужність (в кВт) конусної дробарки визначається приблизно за формулою [3]

$$N = \frac{\sigma^2 \cdot n \cdot D_n (d_n^2 + d_k^2)}{7,46 \cdot 10^4 \cdot E}. \quad (2.1.40)$$

Основним способом подрібнення в машинах роздавлюючої дії є роздавлювання матеріалу між двома робочими поверхнями. При цьому одна з поверхонь або обидві повинні бути рухомими. Головною відмінністю машин роздавлюючої дії в порівнянні одна з одною є положення робочих елементів та принцип створення роздавлюючих зусиль: в одних ці зусилля створюються пружинами, у інших – відцентровими силами.

Гладковалкові дробарки призначені для середнього і мілкового подрібнення матеріалу ( $i=3..5$ ) матеріалів середньої міцності.

Вихідний матеріал надходить в валкову дробарку (рис. 2.1.6), затягується парою гладких циліндричних валків 1, 2, які обертаються назустріч один одному, в проміжок між ними та подрібнюється шляхом роздавлювання. Валки розміщені на підшипниках в корпусі 3, при чому валок 1 обертається у встановленому нерухомому підшипнику, а валок 2 в рухомому підшипнику з амортизаційними пружинами 4, які забезпечують захист дробарки від поломок при потраплянні сторонніх предметів.

Валки звичайно виготовляють з чавуну та футерують зовнішню поверхню бандажами з вуглецевої або марганцевистої сталі. Колова швидкість валків складає 2...4,5 м/сек. Валкові дробарки працюють по принципу роздавлювання і стирання. Відомі валкові дробарки, у яких обидва валка мають однакову частоту обертання або один з валків обертається з меншою частотою, чим інший. В останньому випадку ефект стирання збільшується. Для того щоб,

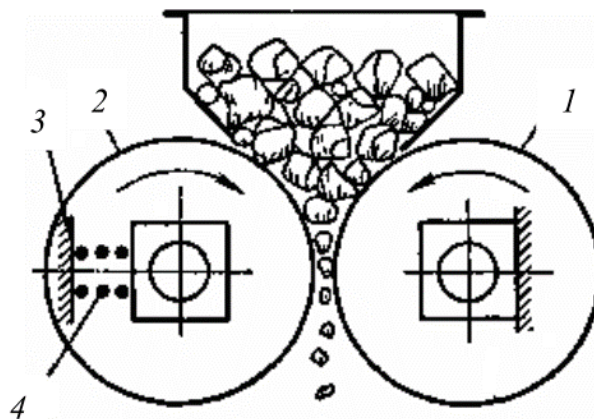
частки матеріалу втягувались за рахунок тертя між валками, розмір часток повинен бути приблизно в 20 разів менший за діаметр валків.

В переробній промисловості використовують валкові дробарки, які відрізняються числом валків (одно-, дво- та чотирьох валкові) та швидкістю обертання.

Для підвищення стираючої дії у валкових дробарках при подрібненні в'язких матеріалів використовують диференційні валки, тобто валки, які обертаються з різною швидкістю.

Виготовляють дробарки з гладкими та рифленими валками.

Основні переваги валкових дробарок: компактність та надійність в роботі; продукт подрібнення має в своєму складі мало дріб'язку; ефективні при подрібненні м'яких матеріалів, які схильні до налипання (під час роботи матеріал зрізується очисними скребками).



1 – валок з нерухомими підшипниками; 2 – валок з рухомими підшипниками; 3 – корпус дробарки; 4 – пружина.

Рис. 2.1.6 – Схема валкової дробарки.

Основні недоліки: не призначені для подрібнення матеріалів підвищеної міцності; низька продуктивність.

Граничне число обертів валків  $n$  (в об/хв) знаходять з умови недопустимості відставання матеріалу від поверхні валків [3]

$$n = 616 \sqrt{\frac{f}{\rho \cdot d_n \cdot D_g}}, \quad (2.1.41)$$

де  $D_g$  – діаметр валка, м;

$d_n$  – діаметр часток вихідного матеріалу, м;

$f$  – коефіцієнт тертя матеріалу по валку,  $f \approx 0,2$ ;

$\rho$  – густина матеріалу, кг/м<sup>3</sup>.

Теоретична продуктивність (в кг/год) валкової дробарки визначається за формулою

$$G = 60\pi \cdot D_e \cdot n \cdot B \cdot d_n \cdot \mu \cdot \rho, \quad (2.1.42)$$

де  $B$  – довжина валків, м;

$\mu$  – коефіцієнт розпушення подрібненого матеріалу, (для матеріалів середньої міцності  $\mu=0,2\dots0,3$ ).

В дробарці енергія витрачається на подрібнення матеріалу ( $N_1$ ) на тертя валків в підшипниках ( $N_2$ ) та на тертя матеріалу по поверхні валків ( $N_3$ ).

$$N_1 = \frac{n \cdot \sigma_p^2 \cdot B \cdot D_e \cdot (d_n^2 - e^2)}{72 \cdot 10^3 \cdot E \cdot d_n}, \quad (2.1.43)$$

$$N_2 = \frac{B \cdot D_e^3 \cdot n}{4,6}, \quad (2.1.44)$$

$$N_3 = f \cdot N_1. \quad (2.1.45)$$

Таким чином, споживана потужність (в кВт) валкової дробарки

$$N = N_1 + N_2 + N_3 = \frac{(1 + f) [n \cdot \sigma_p^2 \cdot B \cdot D_e \cdot (d_n^2 - e^2)]}{72 \cdot 10^3 \cdot E \cdot d_n} + \frac{B \cdot D_e^3}{4,6}, \quad (2.1.46)$$

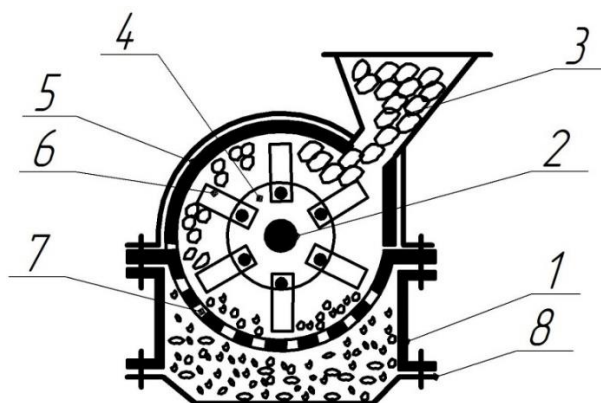
де  $e$  – зазор між валками, м.

Споживана потужність гладковалкової дробарки, яка розрахована за цією формулою завищена або максимально можлива.

По принципу подрібнення за рахунок стисненого удару працюють молоткові дробарки (рис. 2.1.7). Через завантажувальний бункер матеріал надходить в робочу камеру, де під дією молотків, прикріплених до стержнів, які обертаються навколо центральної осі, подрібнюється і виходить з камери через перфороване днище.

Молоткові дробарки застосовуються у харчових виробництвах для дроблення зерна, солоду, макухи, компонентів комбікормів, відходів на борошномельних заводах.





1 – корпус дробарки; 2 – ротор; 3 – завантажувальний патрубок; 4 – маточина ротора; 5 – зубчаста (рифлена) дека; 6 – молоток; 7 – сито; 8 – піддон дробарки.

Рис. 2.1.7 – Схема молоткової дробарки.

Фізична сутність процесу подрібнення зерна в молоткових дробарках полягає в поділі матеріалу на окремі частини ударом робочими органами (молотками) і стирання об нерухому перфоровану деку.

Молотковий ротор встановлений на чавунній станині. Барабан складається з ряду дисків, розділених прокладками. Диски стягнуті болтами і гайками по колу. Крізь диски проходять стрижні, на які надіті молотки.

Обертвий молотковий ротор оточений нерухомою обичайкою, що складається з рифленої деки і циліндричного сита. У зазор між декою і обертвими молотками підводиться продукт, який підлягає дробленню.

У молоткових дробарках застосовується два види сит: з прямокутними або круглими отворами і лускаті сита. Отвори мають конусну форму, що розширюється у напрямку виведення продукту, що виключає забивання отворів прохідною фракцією. При установці лускатих сит і збільшенні розміру отворів продуктивність дробарок підвищується, але знижується ступінь подрібнення.

Продукт в молотковій дробарці подрібнюється при досягненні ротором мінімальної колової швидкості, при якій руйнується продукт в результаті удару. Ступінь подрібнення можна регулювати підбором розмірів сит, а в деяких конструкціях дробарок – розміщенням деки.

Ефективність дробарки при розломі окремих матеріалів залежить головним чином від розташування, числа і форми молотків, а також від розмірів і форми рифлів на внутрішній поверхні деки. На ступінь подрібнення продукту впливають величина зазорів між молотками, нерухомою декою і ситом, розмір отворів сита, колова швидкість молоткового ротора, яка досягає 100 м/с. Тому в обертвих частинах дробарки розвиваються великі напруги, які

різко виростають зі збільшенням частоти обертання ротора, оскільки відцентрова сила пропорційна квадрату колової швидкості. З цієї ж причини молоткові ротори вимагають ретельного балансування. Недостатнє балансування обертаючих частин дробарки може не тільки викликати неспокійний хід машини (вібрацію), але і бути причиною аварії.

Швидко обертовий молотковий ротор дробарки, діючи як вентиляторне колесо, нагнітає повітря крізь отвори сита, при цьому повітря видаляє подрібнений продукт. Завдяки повітряному потоку, створюваному молотковим ротором, іноді можна передавати продукти розмелювання на невеликі відстані без застосування будь-якого транспортувального пристрою. Продукт, що виходить з молоткової дробарки, можна транспортувати механічно за допомогою норій, шнеків і стрічкових транспортерів. Однак, при цьому дуже важко боротися з запиленням приміщень, тому що підвищений тиск всередині дробарки створює потік запиленого повітря з робочого простору дробарки назовні [8, 9].

Тому дуже часто застосовують вентилятор, вбудований в дробарку або окремий, який відсмоктує весь розмелений продукт і нагнітає його разом з повітрям в спеціальний осадний пристрій (циклон). В цьому випадку всередині дробарки створюється розрідження, припиняється пиловиділення, відбувається охолодження продукту і всієї машини, зменшується небезпека засмічення отворів сит, оскільки вони безперервно продуваються повітрям.

Відмінною особливістю подрібнювачів стираюче-роздавлюючої дії є подрібнення матеріалів в результаті одночасної дії прямого роздавлювання та стирання [7].

Роздавлювання досягається зближенням робочих поверхонь, а стирання – за рахунок різниці лінійних швидкостей цих поверхонь. Найбільше розповсюдження серед цих машин отримали жорнові подрібнювачі.

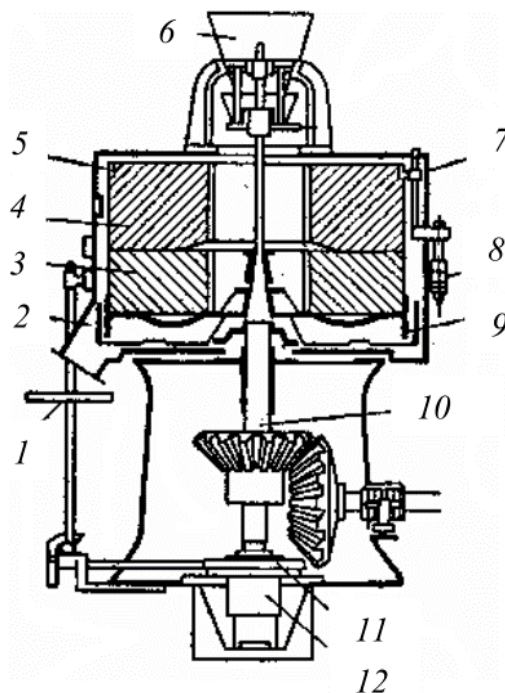
До машин даної групи також відносяться гладко – валкові дробарки, в яких робочі вали обертаються з різною швидкістю [10].

Основними робочими елементами жорнового подрібнювача (рис. 2.1.8) є два кам'яних круга 3 та 4, які називаються жорнами. Один з жорен обертається, а другий залишається нерухомим. Верхнє жорно своєю масою, а також за допомогою пружин 8 притискається до нижнього рухомого. Матеріал, який подрібнюється, через живильний патрубок 6 потрапляє в середину верхнього жорна, а потім за рахунок насічок на робочих поверхнях затягується між жорнами та подрібнюється. Подрібнений матеріал потрапляє в кожух 7 та

видаляється з подрібнювача через розвантажувальний штуцер 2. Розмір часток вихідного матеріалу регулюється маховиком 1, який дозволяє переміщувати один із жорен в основному напрямку.

Жорнові подрібнювачі мали широке використання в борошномельному виробництві. На даний час вони витіснені більш продуктивними подрібнювачами – валковими.

Основною перевагою жорнових подрібнювачів є інертність матеріалу робочих елементів – жорен, до матеріалу, який подрібнюється.

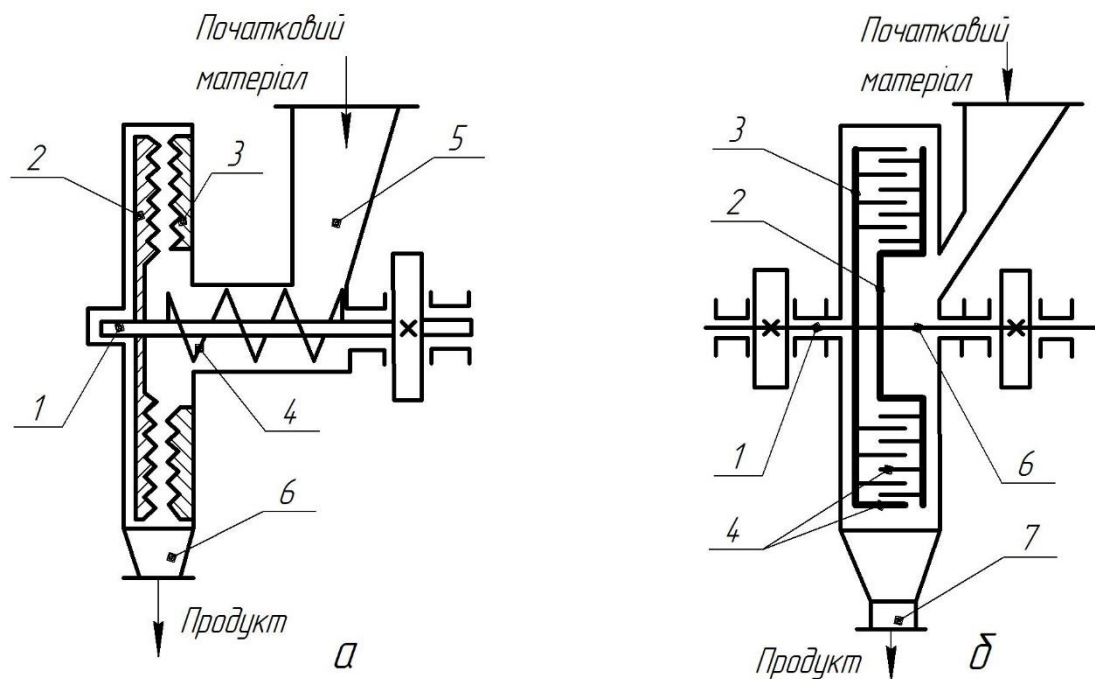


1 – маховик; 2 – розвантажувальний штуцер; 3 – нижнє жорно; 4 – верхнє жорно; 5 – бандаж; 6 – живильний патрубок; 7 – кожух; 8 – притискні пружини; 9 – опорно–привідне колесо; 10 – центральний вал з приводом; 11 – черв’ячна пара; 12 – підп’ятник.

Рис. 2.1.8 – Жорновий подрібнювач.

**Дискові дробарки.** Для дрібного і тонкого подрібнення зерна, солоду, сухарів, макухи та інших продуктів використовують дискові дробарки з рифленими дисками (рис. 2.1.9, а).

Прообраз дискових дробарок – кам’яні жорна, здавна застосовувалися різними народами для розмелювання зерна. У дискову дробарку з вертикальними рифленими дисками початковий продукт потрапляє за допомогою шнекового живильника в проміжок між дисками.



а) – с рифленими дисками: 1 – обертовий вал; 2 – обертовий диск; 3 – нерухомий диск; 4 – шнековий живильник; 5 – завантажувальний бункер; 6 – патрубок для виведення подрібненого матеріалу; б) – дезінтегратор: 1 – вал, який обертає лівий диск; 2 – правий диск; 3 – лівий диск; 4 – штифти; 5 – завантажувальний бункер; 6 – вал, який обертає правий диск; 7 – патрубок для випуску подрібненого матеріалу.

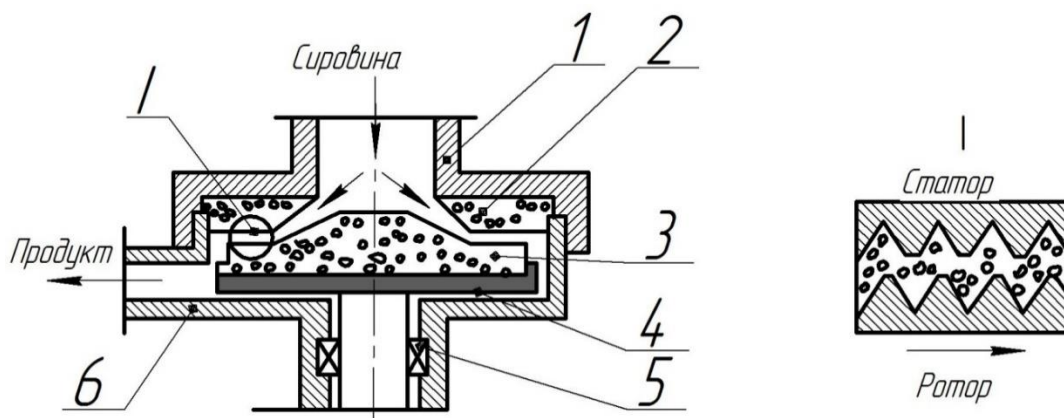
Рис. 2.1.9 – Дисккові дробарки.

Один з цих дисків нерухомий, інший обертається на горизонтальному валу. В результаті обертання цього диску продукт подрібнюється, переміщуючись між рифлями до периферії дисків. Обертовий диск за допомогою регулюючого пристрою може переміщатися в горизонтальному напрямку, тим самим змінюється ступінь дроблення. Швидкість на колі диску при дробленні зерна становить 7...8 м/с.

Інша модернізація дисккових дробарок – дезінтегратори (рис. 2.1.9, б), на дисках яких по концентричних колах встановлені штифти. Штифти одного диска проходять по концентричних зазорах між штифтами іншого. Один з дисків може бути нерухомим або обертатися з меншою швидкістю, ніж інший.

Ступінь подрібнення на дисккових дробарках регулюється відстанню між дисками і залежить від форми і розмірів рифлів або штифтів. Діапазон колових швидкостей робочих органів машини становить 7...68 м/с. Продуктивність дисккових дробарок коливається от 0,5 до 20 т/год.

**Колоїдні млини** використовуються для дуже тонкого подрібнення суспензій. Подрібнення проводять мокрим способом, в малих зазорах між обертаючими деталями в присутності дисперсійного середовища (рідини або іноді газу), що запобігає злипанню роздроблених частинок. Розміри частинок, одержуваних при дробленні в колоїдних млинах, наближаються до розмірів колоїдних частинок і складають частки мікрометрів.



1 – верхній корпус млина; 2 – нерухома корундова шайба; 3 – роторна корундова шайба; 4 – ротор; 5 – підшипник; 6 – нижній корпус.

Рис. 2.1.10 – Схема подрібнювального механізму млина з абразивною шайбою.

Колоїдний млин являє собою дисковий млин, подрібнювальний механізм якого має різне виконання. Подрібнювальний механізм з корундовою (абразивною) шайбою (рис. 2.1.10) утворений з однієї нерухомої (статор) і однієї обертової (ротор) шайби.

Під дією відцентрової сили в зазорі між шайбами відбувається тонке дроблення, розбивання, змішування і гомогенізація (область 1). Ротор млина обертається з частотою  $3000 \text{ c}^{-1}$ .

**Дисмембратор** призначений для подрібнення прянощів і інших продуктів. На відміну від дезінтеграторів мають один обертовий диск. Роль другого диска виконує кришка млина, на внутрішній поверхні якої по концентричних колах розташовані ряди нерухомих пальців.

Дисмембратор складається з литого корпусу, що утворює разом з відкидною кришкою робочу камеру, ротора зі знімним штифтовим диском, нерухомого диска зі штифтами, закріпленого на кришці, живильника з магнітним захистом, металлозбірника і пневмоприймача.

Продукт надходить в живильник, де відбувається відбір металомагнітних домішок, після чого по каналу порожнистої кришки відпадає в центр робочої камери в простір між дисками. На дисках по концентричних колах закріплені штифти таким чином, що штифти одного диска розташовуються в кільцевому просторі іншого диска. У просторі між нерухомим і рухомим дисками продукт завдяки багаторазовим ударам о штифти подрібнюється. Подрібнений продукт потрапляє до пневмоприймача і видаляється з дисмембратора пневмотранспортером. Продуктивність дисмембратор регулюється за допомогою заслінки в живильнику. Якщо вісь дисмембратора встановлена вертикально, то його називають *ентолейтором*.

### 2.1.5. Елементи теорії дроблення на молоткових дробарках

В сучасних конструкціях дробарок швидкість молотків знаходиться в межах від 40 до 80 м/с, а в дробарках комбікормових заводів – до 100 м/с і вище. Щоб отримати в дробарці дійсну швидкість ударів молотків з початковим матеріалом, рівну руйнівній швидкості, робочу швидкість молотків потрібно призначати дещо вище, так як необхідно врахувати швидкість циркуляції повітряно – продуктового шару в камері [8].

Мінімальна окружна швидкість молотків, при якій руйнується матеріал в моменти удару, може бути визначена із закону кількості руху

$$m \cdot (V_2 - V_1) = P \cdot \tau, \quad (2.1.46)$$

де  $m$  – маса подрібнюваної частки матеріалу, кг;  $V_1$  – швидкість частинки до удару, м/с;  $V_2$  – швидкість частинки після удару, м/с;  $P$  – середня сила опору частки руйнуванню, Н;  $\tau$  – тривалість удару, с.

Дослідженнями встановлено, що руйнівне зусилля при стисненні  $P$  для різних культур різне. Значення руйнівного зусилля при вологості 13 ... 15% представлено в таблиці 2.1.2.

На підставі експериментальних даних встановлено, що тривалість удару  $\tau = 10^{-5}$  с. Початкова швидкість зернівки  $V_1$  в момент зустрічі з молотком приймається рівною нулю. Отже, середня швидкість частинок після удару, при якому відбувається їх руйнування, може бути визначена за формулою

$$V_2 = \frac{P \cdot \tau}{m}. \quad (2.1.47)$$

Таблиця 2.1.2 – Руйнівне зусилля для різних культур.

Найменування с– г. культури	Руйнівне зусилля P(H)
Просо	14...16,8
Пшениця	120...280
Кукурудза	180...220
Ячмінь	120...180
Овес	100...120
Жито	115...180
Рис	120...200
Гречка	26...32
Горох	160...20

Розділивши отриману швидкість на коефіцієнт відновлення при непружному ударі  $K_B$  можна розрахувати окружну швидкість ротора, при якому досягається ефективне подрібнення продуктів

$$V_p = \frac{V_2}{K_B}; \quad 0 < K_B < 1. \quad (2.1.48)$$

На практиці швидкість молотків приймають:  $V_m = (1,61...11,2) \cdot V_p$ .

**Параметри барабана дробарки.** При розрахунку і проектуванні дробарок слід враховувати наявність двох типів барабанів, що відрізняються співвідношенням розмірів їх діаметрів  $D$  і довжини  $L$ .

У барабанів нового типу до 50 % їх маси зосереджено в пакетах молотків, пальців і шайб близько від осі обертання барабана, в результаті осьовий момент інерції барабана відносно невеликий. У конструктивному відношенні ці барабани більш металомісткі. Однак вони легше піддаються динамічному зрівноваженню. Для такої конструкції достатньо забезпечити тільки статичне зрівноваження. Для цих типів барабанів співвідношення коливається в межах

$$k_1 = \frac{D}{L} = 1...2. \quad (2.1.49)$$

У барабанів другого типу маса молотків з пальцями і шайбами становить лише 17 ... 18% від всієї маси барабана.

Пакети молотків віддалені від осі обертання барабана на значну відстань, в результаті такі барабани відрізняються великими значеннями осьового моменту інерції і махового моменту ( $G \cdot D^2$ ). У конструктивному відношенні ці барабани виявляються менш металомісткі, але вимагають ретельного балансування. Співвідношення довжини і діаметру

$$k_2 = \frac{D}{L} = 4 \dots 7. \quad (2.1.50)$$

Зв'язок між розмірами барабана і його продуктивністю виражається через показник питомого навантаження  $q_H$ .

**Питомим навантаженням** дробарки називається відношення секундної розрахункової продуктивності до площі діаметральної проекції барабана ( $D \cdot L$ )

$$q_H = \frac{q_p}{D \cdot L}, \quad (2.1.51)$$

де  $q_H$  – питома навантаження,  $\text{кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^3)$ ;  $q_H = 2 \dots 3 \text{ кг}/(\text{с} \cdot \text{м}^3)$ ; при  $V_p = 70 \dots 80 \text{ м}/\text{с}$ ;  $q_p$  – секундна розрахункова продуктивність,  $\text{кг}/\text{с}$ .

Зі співвідношення (2.1.49), (2.1.50) довжина барабана буде дорівнювати

$$L = \frac{D}{k}. \quad (2.1.52)$$

Підставивши рівняння (2.1.52) у формулу (2.1.51), визначимо діаметр барабана

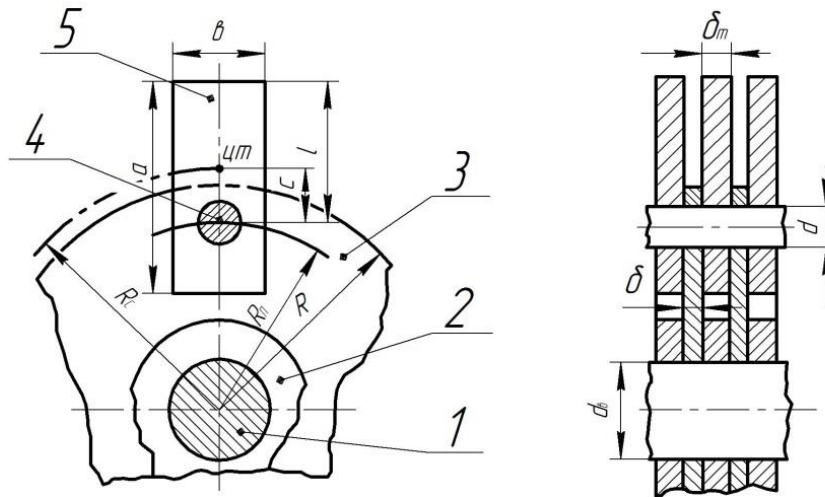
$$D = \sqrt{\frac{k \cdot q_p}{q_H}}. \quad (2.1.53)$$

**Урівноваження молотків і дисків барабана.** При конструюванні молоткових дробарок з великими окружними швидкостями робочих органів, необхідно рахуватися з можливим виникненням інерційних сил через неуврівноваженості ротора, значення яких можуть досягати великих величин. Найбільш сильні удари відбуваються при зустрічі частинок з кінців молотків, коли останні займають найвище робоче положення. Ці удари при недостатній конструкції молотків передаються на всю машину і швидко виводять її з ладу.



Для зниження ударного впливу молотків на машину, ударна реакція молотків повинна бути врівноважена на силу удару. Це досягається за умови відсутності або незначності ударної реакції у вісях підвісу молотків [8, 12].

Основні параметри ротора з молотками показані на рисунку 2.1.11.



1 – вал ротора; 2 – проміжне кільце; 3 – диск; 4 – вісь молотків; 5 – молоток.

Рис. 2.1.11 – Розрахункова схема ротора з молотками.

Виходячи з умов рівноваги молотка і закону зміни кількості руху в момент удару визначено, що молоток забезпечує безударну роботу при дотриманні наступної рівності його конструктивних розмірів (рис. 2.1.11)

$$r^2 = l \cdot c, \quad (2.1.54)$$

де  $r$  – радіус інерції молотка відносно осі підвісу, м;  $l$  – відстань від осі отвору молотка до його робочого кінця, м;  $c$  – відстань між центром ваги маси і віссю отвору молотка, м.

Для прямокутного молотка з одним отвором квадрат радіуса інерції відносно центра маси дорівнює

$$r_c = \frac{a^2 + b^2}{12}, \quad (2.1.55)$$

де  $a$  – довжина молотка,  $b$  – ширина молотка, м;  $r_c$  – радіус інерції молотка відносно центру маси.

Тоді радіус інерції молотка відносно осі підвісу визначимо

$$r^2 = r_c^2 + c^2. \quad (2.1.56)$$

Зважаючи, що точка прикладання удару знаходиться на кінці молотка, отримаємо залежність

$$l = c + 0,5a \quad (2.1.57)$$

Відстань від осі підвісу до центру маси молотка (рис. 2.1.11) має дорівнювати

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6 \cdot a}, \quad (2.1.58)$$

Робочі розміри молотка з *двома отворами* при дотриманні умови зрівноваження його на силу удару можна визначити з наступних залежностей

$$r_c^2 = 0,5 \cdot a \cdot c, \quad (2.1.59)$$

$$c^2 + \left( \frac{a^2 + b^2}{\pi d^2} - \frac{a}{2} \right) \cdot c - \frac{a \cdot b \cdot (a^2 + b^2)}{6 \cdot \pi d^2} - \frac{d^2}{8} = 0. \quad (2.1.60)$$

Позначимо через  $A = \frac{a^2 + b^2}{\pi d^2} - \frac{a}{2}$ ;  $B = \frac{a \cdot b \cdot (a^2 + b^2)}{6 \cdot \pi d^2} - \frac{d^2}{8}$ ;

де  $d$  – діаметр осі підвісу молотка, м.

Тоді отримаємо загальне квадратне рівняння

$$c^2 + AC - B = 0. \quad (2.1.61)$$

Знайдемо корінь загального квадратного рівняння

$$c = -\frac{A}{2} + \sqrt{\frac{A^2}{4} + B}. \quad (2.1.62)$$

Наявність другого отвору в молотку дозволяє шляхом перестановки використовувати при роботі ще два його робочих кута. У цьому випадку, однак, треба враховувати, що навіть знос одного робочого кута молотка, веде до порушення умови рівноваги на удар з усіма можливими наслідками.

Забезпечення стійкості руху молотка також залежить від правильності підбору розмірів молотка, диска барабана і діаметра барабана, які пов'язані наступною залежністю

$$R_n = \frac{D}{2} - l, \quad (2.1.63)$$

де  $R_n$  – радіус підвісу молотка, м;  $D$  – діаметр барабана, м;  $l$  – відстань від кінця молотка до осі його підвісу, м.

Для запобігання порушення усталеної роботи молоткових дробарок рекомендується, щоб відстань від осі підвісу молотка, до його зовнішньої робочої кромки, та й до осі ротора не були б рівні або досить близькі.

### 2.1.6. Інженерні розрахунки подрібнювачів

Розрахунок молоткових (кулачкових) дробарок

Найбільшого застосування набули дробарки з вільно підвішеними молотками (рис. 2.1.12). Первинне руйнування продуктів відбувається при зустрічі частинок з молотками. Це можливо при коловій швидкості молотків, мінімальне значення якої визначається, виходячи з закону кількості руху при прийнятій початковій швидкості руху частинок перед зіткненням їх з молотками, рівній нулю.

$$V_{min} = \frac{P \cdot \tau}{m}, \quad (2.1.64)$$

де  $P$  – середня миттєва сила опору руйнування частинок, Н;

$\tau$  – тривалість удару молотка по частинці, с;

$m$  – маса частинки, кг.

При розрахунках молоткових дробарок з великими коловими швидкостями робочих органів необхідно враховувати інерційні сили, що виникають внаслідок неврівноваженості ротора. Найсильніші удари відбуваються при зустрічі частинок з кінцями молотків, коли вони займають найвище положення. В свою чергу ці удари передаються на всю дробарку і швидко виводять її з ладу. Для зниження ударних дій молотки повинні бути врівноважені на удар. Це досягається при умові відсутності або незначної ударної реакції на осі молотків.

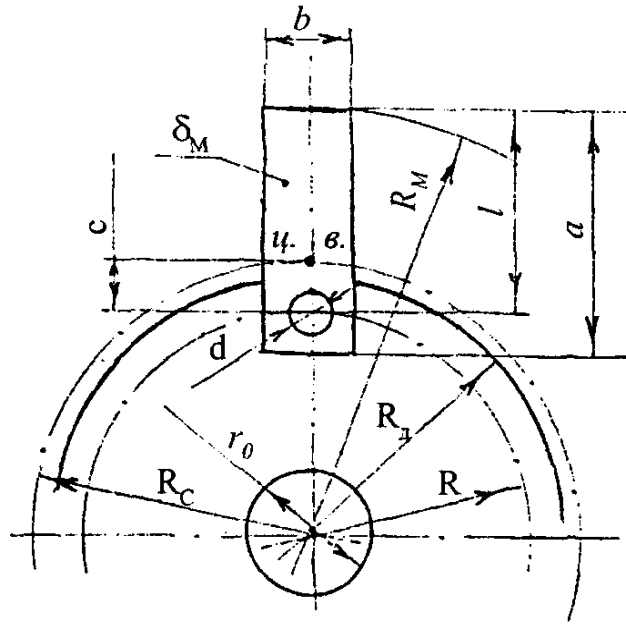


Рис. 2.1.12 – До розрахунку молоткових дробарок

Виходячи з умови рівноваги молотка і закону кількості руху, в момент удару знайдено, що молоток забезпечує безударну роботу при дотриманні рівняння [8]

$$r^2 = l \cdot c, \quad (2.1.65)$$

де  $r$  – радіус інерції молотка відносно осі підвіски, м;

$l$  – відстань від осі отвору молотка до його робочої поверхні, м;

$c$  – відстань між центром ваги і віссю отвору, м.

Для прямокутного молотка з одним отвором:

$$r_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12} \quad \text{– відносно центра ваги;}$$

$$r^2 = r_c^2 + c^2 \quad \text{– відносно осі підвіски;}$$

$a, b$  – довжина і ширина молотка.

Приймаючи, що точка прикладання удару знаходиться на кінці молотка отримаємо

$$l = c + 0,5a. \quad (2.1.66)$$

Відстань від осі підвіски молотка до центра його ваги повинна дорівнювати

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6a}. \quad (2.1.67)$$

Для стійкості роботи молотка дробарки рекомендується, щоб відстань від осі підвіски до його зовнішньої кромки і до осі ротора не були рівні. Вал ротора, на якому кріпляться диски з проміжними кільцями, виконується ступенево. Перша ступінь під шків, друга – підшипник, третя – дискова, четверта – під диски та кільця.

Збільшення діаметра вала по ступенях орієнтовно враховує коефіцієнт 1,2

$$d = 1,2n \cdot dB, \quad (2.1.68)$$

де  $n$  – кількість ступенів;

$dB$  – діаметр вала в небезпечному перерізі.

Враховуючи, що вал в першому наближенні буде сприймати змінні навантаження, його діаметр визначається як

$$dB = 0,052 \sqrt[3]{N / \omega}, \quad (2.1.69)$$

де  $N$  – потужність на валу, кВт;

$\omega$  – кутова швидкість ( $c^{-1}$ ).

При розрахунку дисків ротора враховуються відцентрові сили від маси дисків і молотків та визначається напруження на твірній центрального отвору

$$\sigma = \sigma_{t \max} + \sigma_t, \quad (2.1.70)$$

де  $\sigma_{t \max}$  – максимальне колове напруження в диску постійного перерізу на твірній центрального отвору ( $H/m^2$ );

$\sigma_t$  – колове напруження на твірній центрального отвору, що враховує масу молотків.

Максимальне колове напруження в сталевому диску визначається

$$\sigma_{t \max} = \rho \cdot \omega^2 (0,825 R_d^2 + 0,175 r_0^2), \quad (2.1.71)$$

де  $\rho$  – густина матеріалу диску,  $кг/м^3$ ;

$R_d$  – зовнішній радіус диску, м;

$r_0$  – радіус центрального отвору диску, м.

Колове напруження від сили інерції молотків в сталевому диску на твірну центрального отвору визначається за формулою Демидова

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot R \cdot z}{\pi \cdot \delta_g (R^2 - r_0^2)}, \quad (2.1.72)$$

де  $P_i$  – відцентрова сила інерції молотка, Н;  
 $R$  – радіус кола розміщення центра молотка, м;  
 $z$  – кількість отворів в диску для підвіски молотків;  
 $\delta_g$  – товщина диска, м.

Відцентрова сила інерції молотка

$$P_i = m_M \cdot \omega^2 \cdot R_c, \quad (2.1.73)$$

де  $m_M$  – маса молотка, кг;  
 $R_c$  – радіус кола розміщення центрів ваги молотка, м.

Діаметр осі підвіски молотків визначається з умови роботи її як двохопорної балки на згин

$$d = 1,36 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_i \cdot \delta_M}{[\delta]_3}}, \quad (2.1.74)$$

де  $\delta_M$  – товщина молотка (0,002...0,01);  
 $[\delta]_3$  – допустиме напруження при згині, Н/м<sup>2</sup>.

Перемичка між отворами над віссю підвіски і зовнішньою кромкою диска перевіряється на зминання і зріз:

$$\frac{P_i}{\delta \cdot d} \leq [\delta]_{зм}; \quad (2.1.75)$$

$$\frac{0,5P_i}{\delta \cdot h_{min}} \leq [\delta]_{зр}; \quad (2.1.76)$$

де  $h_{min}$  – розмір перемички, м.

### 2.1.7. Розрахунок основних параметрів дробарок

Визначення параметрів машин для подрібнення покажемо на прикладі молоткової та вальцевої дробарок.

**Завдання 1.** Розрахувати основні параметри робочих органів молоткової дробарки і розробити схему поперечного ротора, якщо відомо: маса

подрібнюваної частинки  $m = 3 \cdot 10^{-5}$  кг, тривалість удару молотка по частинці  $\tau = 10^{-5}$  с, сила опору частинки руйнування  $P = 120$  Н, потужність, що передається  $N = 10$  кВт.

**Розрахунок.** Приймаючи початкову швидкість руху частинки рівною нулю, визначаємо колову швидкість молотка

$$1. \quad g_{min} = \frac{P \cdot \tau}{m} = \frac{120 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 10^{-5}} = 40 \text{ м/с}.$$

Конструктивно приймаємо розміри молотка:

довжина  $a = 100$  мм, ширина  $b = 40$  мм, товщина  $\delta = 10$  мм.

Молотки з одним отвором.

Відстань від центра ваги молотка до осі отвору

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6a} = \frac{0,1^2 + 0,04^2}{6 \cdot 0,1} = 0,0193 \text{ м}$$

Квадрат радіуса інерції молотка відносно його центра ваги

$$c = \frac{a^2 + b^2}{12} = \frac{0,1^2 + 0,04^2}{12} = 0,000965 \text{ м}^2,$$

і відносно його осі підвіски

$$2. \quad r^2 = r_c^2 + c^2 = 0,000965^2 + 0,0193^2 = 0,001339 \text{ м}^2.$$

Відстань від кінця молотка до осі його підвіски

$$3. \quad l = c + 0,5a = 0,0193 + 0,5 \cdot 0,1 = 0,0693 \text{ м}.$$

Приймаємо відстань від осі підвіски молотка до осі ротора рівною  $R = 0,09$  м, тобто більше відстані від кінця молотка до осі його підвіски. Радіус найбільш віддаленої точки молотка від осі ротора складає

$$R_m = l + R = 0,0693 + 0,09 = 0,16 \text{ м}.$$

$$\text{Кутова швидкість } \omega = \frac{g_{min}}{R_m} = \frac{40}{0,16} = 250 \text{ рад/с}.$$

Приймаємо з запасом  $\omega = 260$  рад/с.

Маса молотка, виготовленого зі сталі густиною  $\rho = 7850$  кг/м<sup>3</sup>

$$4. \quad m_m = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho = 0,1 \cdot 0,04 \cdot 0,01 \cdot 7850 = 0,314 \text{ кг.}$$

Радіус кола розміщення центрів ваги молотків

$$R_c = R + c = 0,09 + 0,0193 = 0,11 \text{ м.}$$

Відцентрова сила інерції молотка

$$P_i = m_m \cdot \omega^2 \cdot R_c = 0,314 \cdot 260^2 \cdot 0,11 = 2340 \text{ Н.}$$

Діаметр осі підвіски молотка при допустимому напруженні на згинання  $[\sigma]_3 = 100 \text{ МН/м}^2$

$$5. \quad d = 1,36 \sqrt[3]{\frac{P_i \cdot \delta_m}{[\sigma]}} = 1,36 \sqrt[3]{\frac{2340 \cdot 0,01}{100 \cdot 10^6}} = 0,0084 \text{ м.}$$

У відповідності з рядом нормальних лінійних розмірів по стандарту приймаємо  $d = 0,01 \text{ м}$ .

Для диску зі сталі приймаємо допустиме напруження зминання  $[\sigma]_{зм} = 65 \text{ МН/м}^2$  і при зрізі  $[\sigma]_{зр} = 60 \text{ МН/м}^2$ .

Товщина диска

$$6. \quad \delta_\delta = \frac{P_i}{\delta_m \cdot [\sigma]_{зм}} = \frac{2340}{0,01 \cdot 65 \cdot 10^6} = 0,0036 \text{ м.}$$

Приймаємо  $\delta_\delta = 0,005 \text{ м}$ .

Мінімальний розмір перемички

$$7. \quad h_{min} = \frac{0,5 \cdot P_i}{\delta_\delta \cdot [\sigma]_{зр}} = \frac{0,5 \cdot 2340}{0,01 \cdot 65 \cdot 10^6} = 0,0018 \text{ м.}$$

Приймаємо  $h_{min} = 0,002 \text{ м}$ .

Зовнішній радіус диска

$$8. \quad R_\delta = R + 0,5\delta + h_{min} = 0,09 + 0,5 \cdot 0,01 + 0,002 = 0,097 \text{ м.}$$

Приймаємо  $R_\delta = 0,1 \text{ м}$ .

Діаметр валу в небезпечному перерізі біля шківів



$$9. \quad d_g = 0,0052 \sqrt[3]{\frac{N}{\omega}} = 0,0052 \sqrt[3]{\frac{10}{260}} = 0,0176 \text{ м.}$$

Враховуючи послаблення валу шпонковим пазом приймаємо  $d_g = 0,02 \text{ м.}$

Враховуючи наступне чотирихразове збільшення діаметра валу, знаходимо його кінцевий розмір

$$d = 1,2^n \cdot d_g = 1,2^4 \cdot 0,02 = 0,0415 \text{ м.}$$

В результаті приймаємо  $d = 0,045 \text{ м.}$

Максимальне колове напруження в диску на твірній центрального отвору

$$\begin{aligned} \sigma_{tmax} &= \rho \cdot \omega^2 (0,825 R_d^2 + 0,175 r_0^2) = \\ &= 7850 \cdot 260^2 (0,825 \cdot 0,1^2 + 0,175 \cdot 0,0225^2) = 45,7 \cdot 10^5 \text{ м,} \end{aligned}$$

де  $r_0$  – радіус центрального отвору диска.

Колове напруження від сил інерції молотків на твірній центрального отвору

$$10. \quad \sigma_t = \frac{P_i \cdot R \cdot Z}{\pi \cdot \delta_0 \cdot (R^2 - r_0^2)} = \frac{2340 \cdot 0,09 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,05 \cdot (0,09^2 - 0,0225^2)} = 274 \cdot 10^5 \text{ Н / м}$$

де  $z = 4$  – кількість молотків.

Сумарне напруження на твірній

$$\sigma = \sigma_{tmax} + \sigma_t = 45,7 \cdot 10^5 + 274 \cdot 10^5 = 320 \cdot 10^5 \text{ Н / м}^2.$$

Воно знаходиться в допустимих межах

$$[\sigma]_{zp} > \sigma; 600 \cdot 10^5 > 320 \cdot 10^5.$$

Подрібнення шматків матеріалу в молоткових дробарках буде відбуватися лише при визначеній мінімальній кількості енергії на їх руйнування. Тому існує зв'язок між мінімальним розміром  $d_{кр}$  шматка і енергією на його подрібнення

$$11. \quad d_{кр} \geq \frac{2300 \cdot \sigma_p}{\rho \cdot g^{1,5}} \text{ м,}$$

де  $\sigma_p$  – межа міцності матеріалу при розтягуванні; МПа;

$\rho$  – густина матеріалу; кг/м<sup>3</sup>;

$g = \frac{g_{min}}{k}$  – колова швидкість ротора, м/с:

$k = 0,8$  – коефіцієнт відновлення при непружному ударі.

Продуктивність молоткових дробарок розраховується за формулою

$$G = 3600k_1 \cdot D_\delta^2 \cdot L_p \cdot \rho \cdot n, \text{ кг / год},$$

де  $k_1$  – коефіцієнт, що враховує фізико–механічні властивості матеріалу і тип та розміри отворів решітки і приймається:  $k_1 = (1,3 \dots 1,7) \cdot 10^{-4}$  – для сит з розміром отворів від 3 до 10 мм.

$D_\delta = 2\pi R_\delta$  – діаметр диска, м;

$L_p = (0,32 \dots 0,64) D_\delta$  – довжина ротора, м:

$n = \frac{V}{2\pi R_\delta}$  – частота обертання ротора, об/с:

$R_\delta$  – радіус диска, м.

Потужність електродвигуна приводу молоткової дробарки вираховується за формулою

$$N = 9 D_\delta^2 \cdot L_p \cdot n, \text{ кВт}.$$

**Завдання 2.** Розрахувати продуктивність і необхідну потужність чотирьохвальцьової дробарки з діаметром і довжиною вальців  $D_\delta = 0,25$  м,  $L_\delta = 0,5$  м, окружна швидкість яких становить  $v_\delta = 1,5$  м/с, якщо насипна щільність товарного солоду  $\rho_c = 530$  кг/м<sup>3</sup> зазор між вальцями коливається в межах  $l = 0 \dots 0,025$  м, середній діаметр частинок солоду, що надходять на подрібнення,  $d_c = 0,003$  м, динамічний коефіцієнт тертя частинок солоду об поверхню вальців  $f = 0,37$ . Кут захоплення  $\alpha = 10^\circ$ , а коефіцієнт нерівномірності подачі на помел  $\psi = 0,5$ . Питома потужність на кожен кілограм годинної продуктивності  $N_{пит} = 0,004$  кВт.

Зазор між вальцями з урахуванням того, що умова нормального дроблення солоду  $f > \text{tg}(\alpha/2)$  витримана

$$l = 2 \left[ \cos(\alpha / 2) \cdot (D_g / 2 + d_u / 2) - D_g / 2 \right] =$$

$$= 2 \left[ 0,996 (0,125 + 0,0015) - 0,125 \right] = 0,002 \text{ м.}$$

У відповідності до умови дроблення отриманий зазор повинен знаходитися в діапазоні  $l_{max} > l > d_u$ , і якщо ця умова не виконується, міняємо кут захоплення  $\alpha$ .

Частота обертання вальців

$$n_g = v_g / (\pi D_g) = 1,5 / (3,14 \cdot 0,25) = 1,91 \text{ с}^{-1}.$$

Фактична продуктивність дробарки

$$G_{д.ф.} = 3600 \pi \psi \rho_c D_g n_g L_g l =$$

$$= 3600 \cdot 3,14 \cdot 0,5 \cdot 530 \cdot 0,25 \cdot 1,91 \cdot 0,5 \cdot 0,002 = 1430 \text{ кг / год}.$$

Для орієнтовного порівняння визначимо продуктивність дробарки для солоду, виходячи з умови, що на кожну 0,1 м довжини вальців  $L_g$  доводиться  $G_{д.нум} = 280 \text{ кг / год}$  висушеного солоду

$$G_{д.оп} = (L_g / 0,1) \cdot G_{д.нум} = (0,5 / 0,1) \cdot 280 = 1400 \text{ кг / год}.$$

Якщо фактична продуктивність  $G_{д.ф}$  значно відрізняється від орієнтовної  $G_{д.оп}$  і ця різниця  $\Delta G \geq 100 \text{ кг/год}$ , змінюємо частоту обертання вальців.

Необхідна потужність для обертання вальців

$$N = G_{д.ф} \cdot N = 1430 \cdot 0,004 = 5,72 \text{ кВт}.$$

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Охарактеризуйте процес подрібнення?
2. Як називають результат розділення тіла на частини
3. Наведіть характеристику класів подрібнення
4. Основні положення поверхневої теорії подрібнення професора П. Реттингера.
5. Основні положення об'ємної теорії подрібнення Кирпичова – Кіка.
6. Узагальнена теорія подрібнення академіка Ребиндера.
7. Загальне рівняння Рундквіста по визначенню роботи подрібнення.

8. Характеристика способів подрібнення матеріалів.
9. Класифікація подрібнюючих машин.
10. Конструкція щоккових дробарок.
11. Конструкція конусної дробарки.
12. Конструкція валкової дробарки.
13. Конструкція молоткової дробарки.
14. Конструкція жорнового подрібнювача.
15. Конструкція дискової дробарки.
16. Схема подрібнювального механізму колоїдного млина.
17. Принцип роботи дисмембратора.
18. Теорія дроблення на молоткових дробарках.
19. Урівноваження молотків і дисків барабана молоткової дробарки.

## 2.2. МАШИНИ ДЛЯ РІЗАННЯ ХАРЧОВИХ ПРОДУКТІВ І ОВОЧІВ

### 2.2.1. Характеристика процесу різання

Стосовно різання слід зазначити, що це вид подрібнення, який застосовують коли необхідно отримати шматки матеріалу з заздалегідь заданими розмірами чи формою. Різання — це процес механічного поділу твердого, або напівтвердого матеріалу з порушенням його цілісності шляхом вклинювання в нього робочого органу. Розпилювання є різновидом процесу різання.

Основною умовою для здійснення процесу різання є наявність відносного переміщення ріжучого інструменту і продукту [1, 13].

Сукупність ріжучого інструмента (ножа) з цільовим виконавчим механізмом, що надає ножу потрібний рух і отримує такий, в свою чергу, через базовий виконавчий механізм від двигуна, називається різальним пристроєм. Крім різального пристрою машина повинна мати пристрій для фіксації продукту в нерухомому стані або подачі його під ніж.

Ножі для різання продуктів застосовуються з лезом різної форми: прямолінійним, криволінійним, і т. п. Усі вони є, по суті, клинами, в яких розрізняють геометричні елементи, показані на рис. 2.2.1.

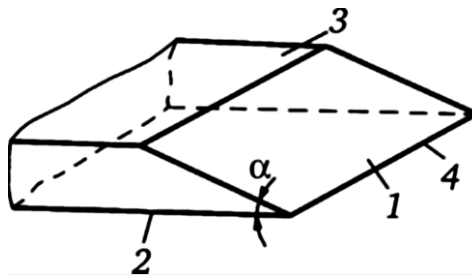


Рис. 2.2.1 – Елементи одностороннього плоского ножа.

Робоча або лицьова грань 1 — поверхня клину, складова гострий кут з опорною гранню: по ній ковзає і нею направляється частка продукту, що відрізається від масиву. Опорна грань 2 — це площина, якою клин спирається об продукт і ковзає по його масиву (по ще не подрібненій частині). Бічна грань 3 — це площина, якою клин відділяє подрібнену частину продукту. Кут заточування (загострення) ножа  $\alpha$  — двогранний кут між опорною та робочою гранями ножа. Лезо 4 — ріжуча або робоча кромка — теоретично — лінія (пряма або крива) перетину опорної і робочої граней, насправді — поверхня з дуже малим радіусом кривизни, що з'єднує між собою опорну і робочу

поверхні, має по своїй довжині безліч мікрозубчиків. Гострота леза — подвоєний радіус кривизни поверхні реального леза. Іноді застосовуються ножі з двостороннім заточуванням, обидві межі яких — робочі. Вони можуть розглядатися як два односторонніх ножа, складених опорними гранями разом [14].

Для подрібнення винограду, кісточкових, інколи помідорів використовують вальцюві (з рифленими вальцями) дробарки ВГД. Різні щільність нарізування та швидкість обертання вальців дають потрібний ефект при подрібненні. В результаті подрібнення одержують частинки від 1 до 7 мм, серед яких до 50 % мають розмір 3...5 мм і приблизно по 25 % – розмір 1...2 та 5 – 7 мм.

При виготовленні яблучного соку найкращий вихід його тоді, коли розмір частинок подрібнених яблук 3...5 мм. Структура м'якоті яблук така, що піддається різанню, тому основний робочий орган машин КДП – ножі, змонтовані у вісім рядів на зовнішній частині барабана з лезами завдовжки від 0,5 до 5 мм. Уздовж барабана встановлено чотири притискні колодки. Зазор між зубами–ножами та колодками становить від 0,5 до 20 мм, залежно від розміру частинок продукції.

Для одержання продукції у вигляді брусочків використовують комбіновані овочерізальні машини типу «Ритм», які плоскими ножами зрізають пластинку, а дисковими – ріжуть на брусочки. Щоб розрізати овочі чи фрукти на кубики, брусочки або на локшину, використовують різальний блок з механізмами поздовжнього та поперечного різання. Капусту, цибулю й інші овочі ріжуть на дискових овочерізках (шинкувальних машинах), на дисках, які обертаються, встановлено серповидні ножі.

Тонке подрібнення, або гомогенізація, необхідне при виробництві пюре, соків з м'якоттю. Тому після грубого подрібнення на подрібнювачах маса надходить на гомогенізатори чи дезінтегратори (колоїдні млини). Принцип роботи плунжерного гомогенізатора полягає у продавлюванні маси, що подається насосом через гомогенізуючу головку, під тиском.

В процесі переробки яблук використовують молоткові дробарки. За допомогою шнека плоди подають до вертикально чи горизонтально розміщеного ротора, на якому знаходяться рухомо (чи нерухомо) закріплені молотки. Ротор встановлено в сітчастому циліндрі. Залежно від потреби розмір отворів у ситі змінюють від 1 до 12 мм [11].

Для подрібнення винограду з одночасним відділенням ягід від гребенів використовують відцентрову дробарку, що працює за принципом молотарок. Недоліком таких дробарок є велика аерація подрібненого продукту.

Для одержання плодоягідної чи овочевої маси з дуже високим ступенем дисперсності використовують дезінтегратори, в яких між дисковим ротором та нерухомим статором (корпусом) є зазор 0,05 мм, через який пропускається маса. Тут створюється вихровий потік і ча-стинки, що обертаються, відцентровими силами розриваються на дрібніші. На поверхні ротора є кільцеві прорізи – на вході більші, на виході – менші. Подрібнена маса проходить через гомогенізуючу головку, після чого розбризкується ротором. Тут діють зразу три сили: удару, тертя та коливання – при переміщенні продукту по кільцевому зазору різного діаметра частота коливань досягає 18,6 МГц, наближаючись до ультразвукового бар'єра.

Протирання – одержання продукту з тонкоподрібненою м'якоттю. Протиральна машина має вал з білами, який, обертаючись, притискає продукт до сітчастого барабана. Завдяки трохи більшому куту (на 1,5...2°) розміщення бил, ніж валу, відносно сітчастого барабана продукт рухається по гвинтовій лінії від завантажувального до вивантажувального вікна. Регулюванням кута можна змінити тривалість перебування продукту в машині, а зміною сітча-стого барабана машину можна використовувати для протирання різної сировини.

Для виробництва тонкоподрібнених пюре чи соків з м'якоттю використовують одно-, дво- й триступеневі машини відповідно з діаметром отворів барабана 1,2, 0,8, 0,4 мм.

Соки з м'якоттю можна одержати також після подрібнення продукції на шнекових центрифугах. У вертикальній конічній фільтруючій центрифугі НВШ-350 робочим органом є конічний ротор, який обертається з частотою  $3000 \text{ хв}^{-1}$ . Сито розміщене всередині ротора й обертається відносно ротора з частотою  $60 \text{ хв}^{-1}$ . Продуктивність та вихід соку залежать від типу та розміру отворів сита.

Для збільшення виходу соку та поліпшення його якості пульпу перед центрифугуванням нагрівають до 90...95 °С.

### **2.2.2. Класифікація різальних машин**

Ріжучі пристрої різноманітні. Їх конкретне використання залежить від мети технологічного процесу, матеріалу та його властивостей, виду і форми

ріжучого інструменту і від принципу дії самого пристрою. Машини для різання можна класифікувати за такими ознаками [14]:

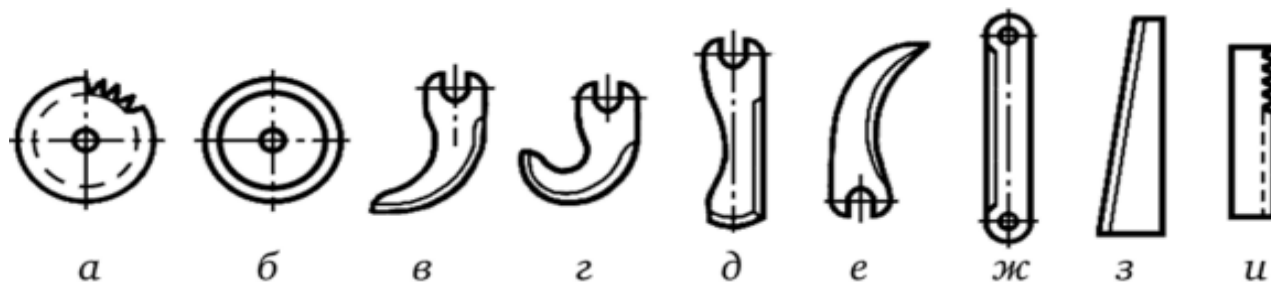
– конструкція і форма ріжучого інструменту (рис. 2.2.2): пластинчасті ножі, дискові, роторні, циліндричні, конусні, серповидні, струнні, гвинтові;

– форма ріжучої поверхні (рис. 2.2.3): гладка, зубчаста, хвилеподібна; одностороння; двостороння;

– вид різання (рис. 2.2.4): тиск, стругання, стиснуте різання, вільне різання;

– рух ріжучого інструменту: нерухоме (стаціонарне, закріплене), поступальний, обертальний або коливальний.

Для різання крихких і пластичних харчових матеріалів застосовують дискові ножі: для пластичних продуктів — дискові ножі з суцільним гладким лезом ( див. рис. 2.2.2, б), тендітних — ножі з ріжучою кромкою, забезпеченою зубами по черзі заточеними з правої і лівої сторін (див. рис. 2.2.2, а), пластичних волокнистих — ножі з плавними зубами (див. рис. 2.2.3, б). Щоб умови різання були сприятливими, рекомендується вибирати радіус диска ножа в 2,5—3,0 рази більше товщини матеріалу, що розрізається. Доцільний кут заточки складає 8–15°. Дані ножі зручні тим, що при відповідному конструктивному оформленні втягують матеріал, що розрізається, в зону різання [15].



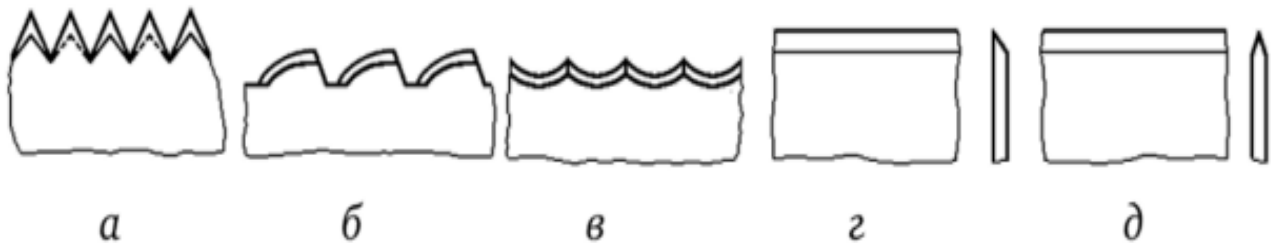
а – зубчастий дисковий; б – гладкий дисковий; в – г – серповидні; ж, з – гладкий пластинчастий; і – зубчастий пластинчастий.

Рис. 2.2.2 – Форми ножів.

Серповидні ножі (див. рис. 2.2.2, в, г, е) мають лезо, форма якого відповідає ділянці архімедової або логарифмічної спіралі. У першому випадку кут зустрічі леза з матеріалом змінний, у другому — нормальна складова швидкості різання мінлива, а ставлення дотичній складової швидкості різання до нормальної – постійне. Такий тип ножів з гладким або зубчастим лезом, що знаходяться на зовнішній або внутрішній поверхні, застосовують для поперечного різання джгутоподібних матеріалів і для мілкого дроблення при

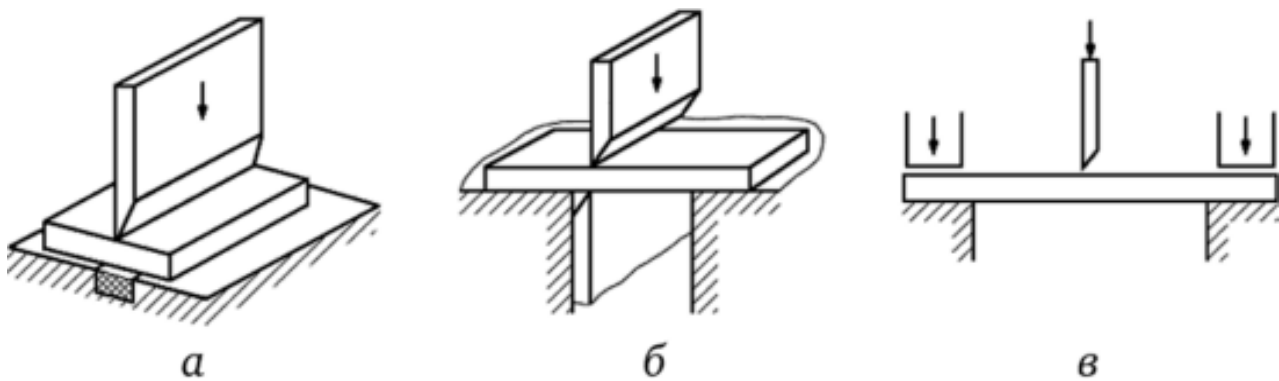


переробці риби, м'яса, овочів. Лезо ножа може бути з однією або двома заточками; кут заточування 8–12°; товщина ножів в залежності від умов роботи 2–5 мм. В окремих випадках серповидні ножі можуть мати прямолінійну форму леза ( див. рис. 2.2.2, д).



а – гостре зубчасте; б, в – дугоподібне зубчасте; г – гладке одностороннього заточування; д – гладке двостороннього заточування

Рис. 2.2.3 – Основні форми лез.



а – тиском проти міцної основи; б – тиском проти контрножів; в – вільне

Рис. 2.2.4 – Види різання.

Пластинчасті (див. рис. 2.2.2, ж—і) та стрічкові ножі використовують для різання різних пластичних і крихких продуктів (для останніх на лезі нарізають зубчики). Ножі можуть бути з прямолінійним або криволінійним лезом. Товщина ножа повинна бути якомога менше, інакше його опір при різанні сильно збільшується, особливо при двосторонній фіксації матеріалу, що розрізається. На силу різання впливає кут заточування ножа. Оптимальні параметри кута заточування ножа 12...20°. Найкраща товщина стрічкових ножів приблизно 1 мм. Приводами таких ножів можуть бути одно – або двоплечий важіль, ексцентрик, кривошипно–шатунний або кулісний механізм. У всіх випадках ножі здійснюють нерівномірний рух.

Різновид пластинчастих ножів – призматичні ножі, які встановлюються в м'ясорубках для подрібнення м'ясних і рибних продуктів.

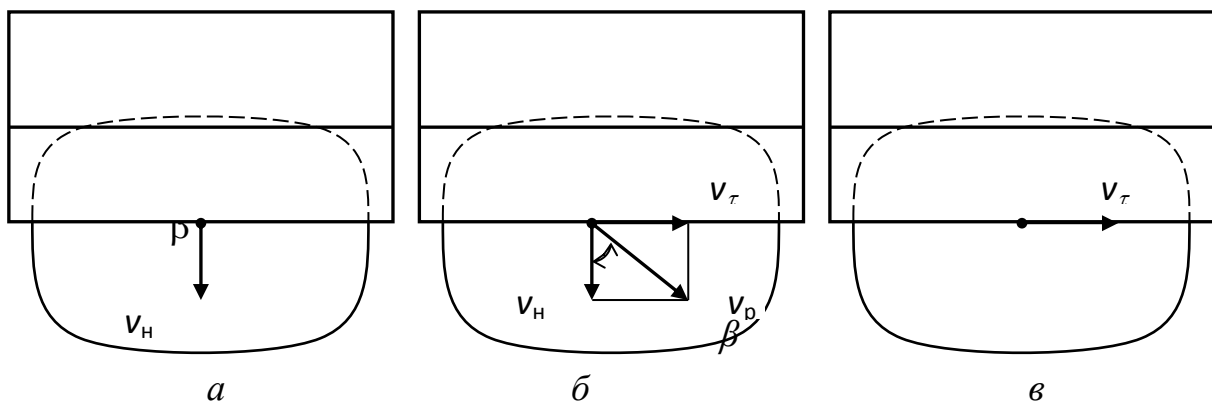
Для різання матеріалів в'язко–пластичної гомогенної структури (вершкове масло, варені яйця, маргарин, сир) в якості ріжучих елементів застосовують натягнуті струни, за якістю різання відповідні ножах з тупими лезами. Діаметр ріжучого дроту – від 0,2 до 2 мм.

При різанні *рубанням* ніж переміщується тільки у перпендикулярному напрямі до матеріалу (рис. 2.2.5, а). Відповідно, швидкість різання ( $v_p$ ) дорівнює її складовій, спрямованій нормально до леза ножа ( $v_n$ ).

Під час різання *ковзанням* ніж переміщується у перпендикулярному та паралельному напрямках до крайки розрізу (рис. 2.2.5, б). Швидкість різання  $v_p$  при цьому можна розкласти на дві складові: по нормалі до ріжучої крайки (нормальну складову  $v_n$ ) і вздовж неї (тангенціальну складову,  $v_\tau$ ). Якщо швидкість різання спрямована вздовж ріжучої крайки, то  $v_p = v_\tau$  і процес різання не відбудеться (рис. 2.2.5, в).

Кут між результуючим вектором швидкості  $v_p$  та нормальною складовою  $v_n$  називають кутом ковзання  $\beta$  леза по продукту, що розрізається.

Величину  $v_\tau / v_n = \operatorname{tg} \beta = k_b$  називають коефіцієнтом ковзання леза. Очевидно, що при зменшенні нормальної складової  $v_n$  коефіцієнт ковзання зростає і при  $v_n = 0, k_b = \infty$ . При цьому лезо ножа ковзає по поверхні продукту. При зменшенні тангенціальної складової  $v_\tau$  коефіцієнт ковзання зменшується, при  $v_\tau = 0, k_b = 0$ , що відповідає режиму різання рубанням.



а – під гострим кутом до леза; б – по нормалі до леза; в – уздовж крайки леза.

Рис. 2.2.5 – Схема відносного переміщення ножа і продукту.

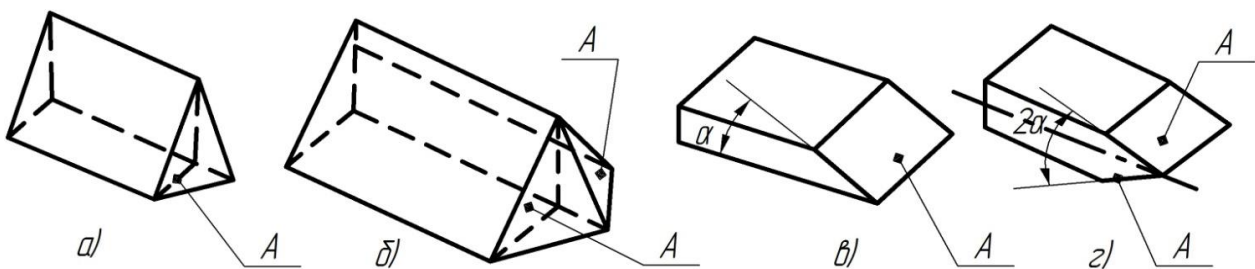
При різанні рубанням лезо ножа деформує продукт і ущільнює його поверхневий шар на обмеженій площі. Як тільки контактна напруга стискування досягає граничної величини, продукт руйнується під гострою крайкою леза ножа. Оскільки руйнування супроводжується значними

деформаціями, то це призводить до великих втрат продуктом клітинного соку. Поверхня зрізу при такому процесі рвана, що часто не відповідає висунутим вимогам [15].

Різання рубанням рекомендується використовувати для тих продуктів, у яких контактні напруги, що руйнують, невеликі і процес відбувається без значного ущільнення. Поверхня зрізу виходить рівною і продукт не деформується. До таких продуктів належать сири, вершкове масло на ін.

При різанні ковзанням у результаті руху ножа перпендикулярно ріжучій крайці відбувається проникнення його в товщу продукту, а при русі ножа уздовж крайки – перепилювання дрібними мікрозубчиками леза волокон і стінок клітин продукту. При цьому величина контактних напруг, а отже, необхідне зусилля будуть меншим, ніж при різанні рубанням. Поверхні зрізу отримують більш гладкі і рівні, без видимих слідів деформації шматочків, що відрізаються. Оскільки при цьому різанні продукт значно менше деформується, то такий спосіб більш поширений.

Процес різання слід здійснювати при великих значеннях коефіцієнта ковзання, коли руйнування поверхні продукту визначається в основному за рахунок тангенціальної складової, а зусилля, що викликають деформацію продукту, мають другорядний характер. За таких умов знижуються енерговитрати (втрати енергії на об'ємні пластичні деформації), поліпшується чистота поверхні зрізу [14].



а – тригранний клин з однієї робочої площиною А; б – тригранний клин з двома робочими площинами; в – односторонній двохгранний клин; г – двосторонній двогранний клин

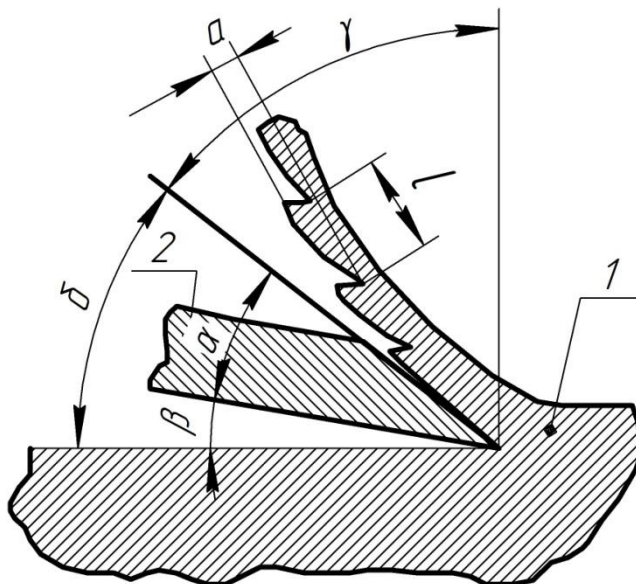
Рис 2.2.6 – Форма різальних елементів ножів.

У більшості різальних машин  $k_p = 1 \dots 50$ , що гарантує необхідну якість різання. Для цього використовують ножі з перемінною кривизною леза –

дискові (машини для нарізання гастрономічних товарів) і криволінійні (хліборізки, дискові овочерізки). Значно рідше застосовуються прямолінійні ножі (пуансонні овочерізки).

При встановленні ножів в тримачі машини розрізняються наступні кути (рис. 2.2.6):  $\alpha$  – кут заточування леза;  $\beta$  – задній кут;  $\gamma$  – передній кут;  $\delta$  – кут установки ножа.

Розглянемо схему різання буряка 1 нерухомим ножем 2 з кутом заточування  $\alpha$ , переднім кутом  $\gamma$  і заднім кутом  $\beta$  [3] (рис. 2.2.7).



1 – продукт (буряк); 2 – ніж.

Рис. 2.2.7 – Схема різання плодів.

Буряк подається до ножа під дією відцентрової сили, створюваної обертовими лопатями. При вході ножа в буряк клітини останньої деформуються, відрізуваний пласт відхиляється, і при цьому утворюються так звані випереджальні тріщини з кроком  $l$  і з глибиною  $\alpha$ . Чим гостріше ніж, тим краща поверхня зрізу.

При збільшенні кута  $\alpha$  витрата енергії зменшується і при  $\alpha=60^\circ$  становить лише 75...80 % загальної витрати. Однак при подальшому збільшенні кута заточування  $\alpha$  питома витрата енергії починає зростати і при  $\alpha=75^\circ$  складає вже 115...125 %, а при  $\alpha=90^\circ$  стає рівним нескінченності. При різанні плодів на стружку (наприклад, при різанні буряка на цукрових заводах) кількість останньої в основному залежить від параметрів ножа: кута

заточування ножа, радіуса закруглення (загострення) леза ножа, висоти встановлення ножа над різальною площиною.

### 2.2.3. Способи різання продуктів

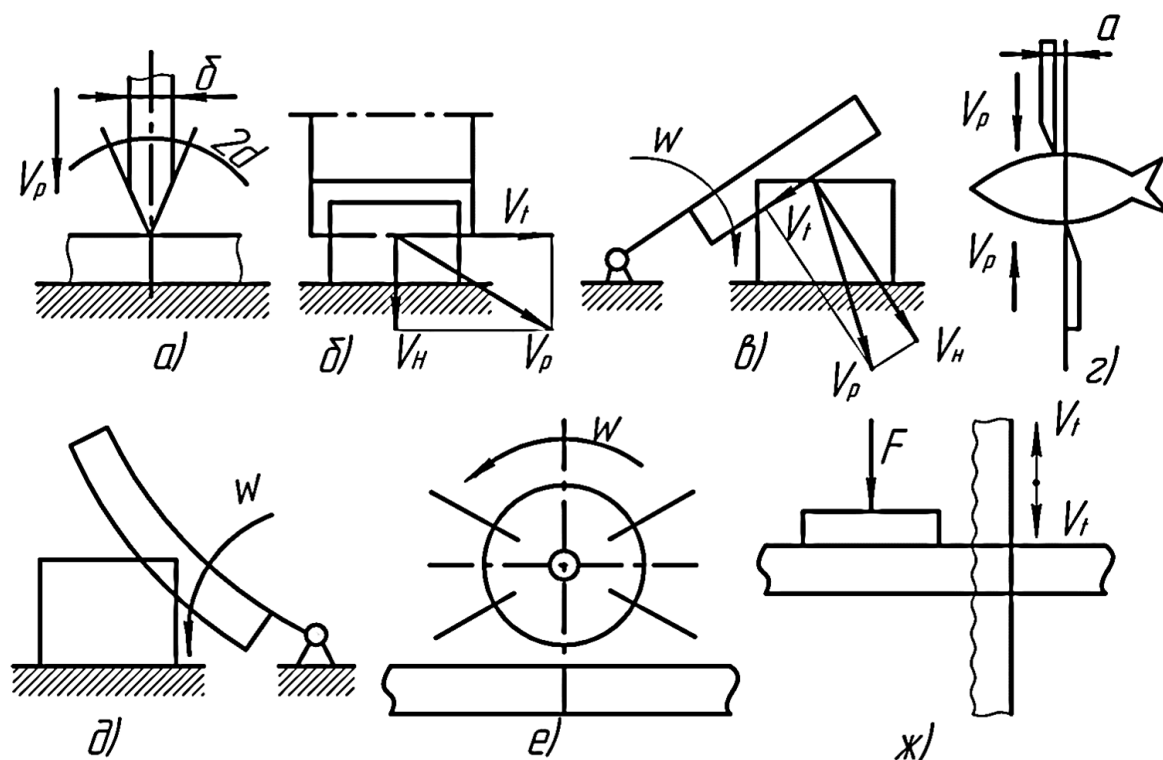
**Різання пластинчастим ножом.** Пластинчасті ножі широко застосовують для різання м'яса і м'ясопродуктів, риби, овочів, фруктів, хліба, кондитерських матеріалів. Машини та пристрої з такими ножами за принципом дії різноманітні і можуть бути віднесені до однієї з розглянутих нижче схем (рис. 2.2.8).

Пластинчасті ножі в пристроях *гільйотинного типу* (рис. 2.2.8, а) мають робоче переміщення тільки в напрямку, перпендикулярному різальній кромці ножа зі швидкістю різання  $v_p$ . Ножі характеризуються кутом заточування ножа  $\alpha$  і товщиною  $\beta$ . Їх використовують для різання овочів, мила, кондитерських матеріалів, м'яса, риби. Гарні результати отримані при різанні ножами гільйотинного типу з вібрацією.

Для зменшення зусиль різання і покращення якості зрізу використовують пластинчасті ножі, що переміщуються під кутом до різальній кромці (рис. 2.2.8, б). Швидкість руху можна розкласти на дві складові:  $v_n$  – перпендикулярно різальній кромці;  $v_t$  паралельно їй (швидкість ковзання). Такі ножі застосовують для різання хліба, стеблин рослин, м'яса і м'ясопродуктів, риби.

На якість зрізу і зусилля різання впливає коефіцієнт ковзання – відношення швидкості ковзання до нормальної швидкості,  $K_{ск} = v_p / v_n$ . Оптимальне значення його визначається експериментально і залежить від структурно–механічних властивостей матеріалу [3].

Різання пластинчастим ножом, що здійснює обертальний рух з кутовою швидкістю  $\omega$ , (рис. 2.2.8, в) відноситься до ковзного різання. Таким ножом ріжуть м'ясо, рибу і хліб. Коефіцієнт ковзання залежить від взаємного розташування центру обертання ножа і розрізуваного матеріалу. Для підвищення якості зрізу і зносостійкості інструменту різальній кромці пластинчастого ножа надають фасонну форму, наприклад спіраль (рис. 2.2.8, д). У деяких пристроях для різання м'яса, риби, сухарних плит різальна кромка ножа зубчаста, завдяки чому поліпшується якість зрізу, і скорочуються відходи.



а – гільйотинного типу; б – з ковзанням; в – з обертовим рухом; г – із зустрічним рухом ножів; д – з обертовим рухом і фасонною різальною кромкою; е – роторного типу; ж – зі стрічковими ножами

Рис. 2.2.8 – Різальний пристрій з пластинчастими ножами.

Для розрізання джгутів цукеркових мас безпосередньо після випресовування застосовують різальний пристрій роторного типу ( рис. 2.2.8, е) з ножами з еластичного синтетичного матеріалу, що має антиадгезійні властивості. Воно може бути використано для різання легко деформованих матеріалів, коли не пред'являють суворих вимог до форми зрізу.

Цукровий буряк, овочі різуть пластинчастими, плоскими або рамними ножами. Для подрібнення м'яса широко використовують пластинчастий ніж, який здійснює обертальний рух в площині решітки з отворами. Розроблені також пристрої для різання риби із зустрічним рухом пластинчастих ножів ( рис. 2.2.8, г): різальні кромки встановлені в двох паралельних площинах з зазором 2...4 мм в крайньому положенні, різальні площині ножів перекривають один одного на 8...15 мм.

Для вирізання (вирубкування) заготовки певних розмірів з пласта призначені пластинчасті ножі ротаційного типу із зустрічним зближенням різальних органів. Вирізана заготовка виштовхується механічно. Відомі пристрої для розрізання цукеркових пластів в результаті подачі їх через

нерухомих раму з пластинчастих ножів, що утворюють осередки, рівні розмірам вирізуваних корпусів.

При формуванні карамелі використовують пластинчасті ножі, які при зближенні розрізають карамельний джгут на окремі корпуси. Для цих цілей використовують ротаційні і ланцюгові різальні машини. Пастилу розрізають пристроями, в яких пластинчасті ножі проникають в пласт в результаті зближення ланцюга з ножами і транспортера.

У хліборізальних машинах широко поширений принцип різання з ковзанням стрічковими ножами з фасонною різальною кромкою ( рис. 2.2.8, ж). Матеріали подаються транспортером, в процесі різання фіксується притискачем. Швидкості продукту (нормальна) і ножа (ковзання) регулюються [2].

Набуває розвитку прогресивний напрямок – різання матеріалів вібрувальним інструментом, що дозволяє інтенсифікувати процес поділу матеріалу на частини, отримати якісні поверхні зрізу з найменшою кількістю відходів, підвищити продуктивність різальної машини, знизити питомі енерговитрати і спростити конструкцію машини. Це може бути здійснено використанням в приводі різального пристрою ексцентрикового механічного вібратора або електромагнітного двигуна зворотно–поступального руху.

**Різання дисковим ножом.** У харчовій, м'ясній та рибній промисловості, а також торгівлі та сфері громадського харчування різальні машини з дисковими ножами знайшли найбільше застосування.

Дискові ножі здійснюють рівномірний обертальний рух, який може бути попутним або зустрічним по відношенню до напрямку подачі матеріалу. Крім цього можливі два випадки відносного переміщення осі ножа і розрізуваного матеріалу: вісь ножа не рухлива – матеріал переміщується; матеріал не рухливий – вісь ножа переміщується. Процес різання дисковими ножами визначається в першу чергу коловою швидкістю подачі матеріалу.

Дисковий різальний пристрій має один ніж або комплект ножів, які встановлюють на одному або декількох паралельних валах. При подачі матеріал втягується на леза ножів силами зчеплення, що виникають на поверхні контакту, або силами, які створюються конструкцією або формою ріжучої кромки ножів.

Дискова машина з примусовою подачею матеріалу горизонтальним (в м'ясорізках) або похилим (в риборізках) транспортером зображені на рис. 2.2.9, а. Колова швидкість леза ножа  $v_0$ , швидкість подачі розрізуваного матеріалу

$v_n$  . Відношення колової швидкості до швидкості подачі приймається от 20 до 30.

В машинах такого типу використовують один або декілька дискових ножів, розташованих на одному, двох або кількох валах. Машини з декількома дисковими ножами використовують при різанні фіксованих твердих тіл, пластів в'язко–пластичних матеріалів (наприклад, конкретних пластів після прокату), а також дрібнокускової продукції (риби) [3].

Багатоножова машина для різання пластичних матеріалів ( рис. 2.2.9 ,б) складається з вала 1 з набором дискових ножів 2, розташованих з певним кроком, і вала 3, на якому встановлений барабан 4. Ножі входять в кільцеві канавки барабана, в результаті чого забезпечується різання продукції. Колова швидкість барабана дорівнює швидкості подачі матеріалу. Відношення колової швидкості ножів і швидкості подачі для багатодискових машин дорівнює 3...5.

Різальний механізм з дисковими ножами, встановленими на одному валу, і самоподачею продукції, показаний на рис. 2.2.9, в. При цьому самоподача розрізаного матеріалу відбувається під дією сил тертя, виникаючих між дисковими ножами і продуктом.

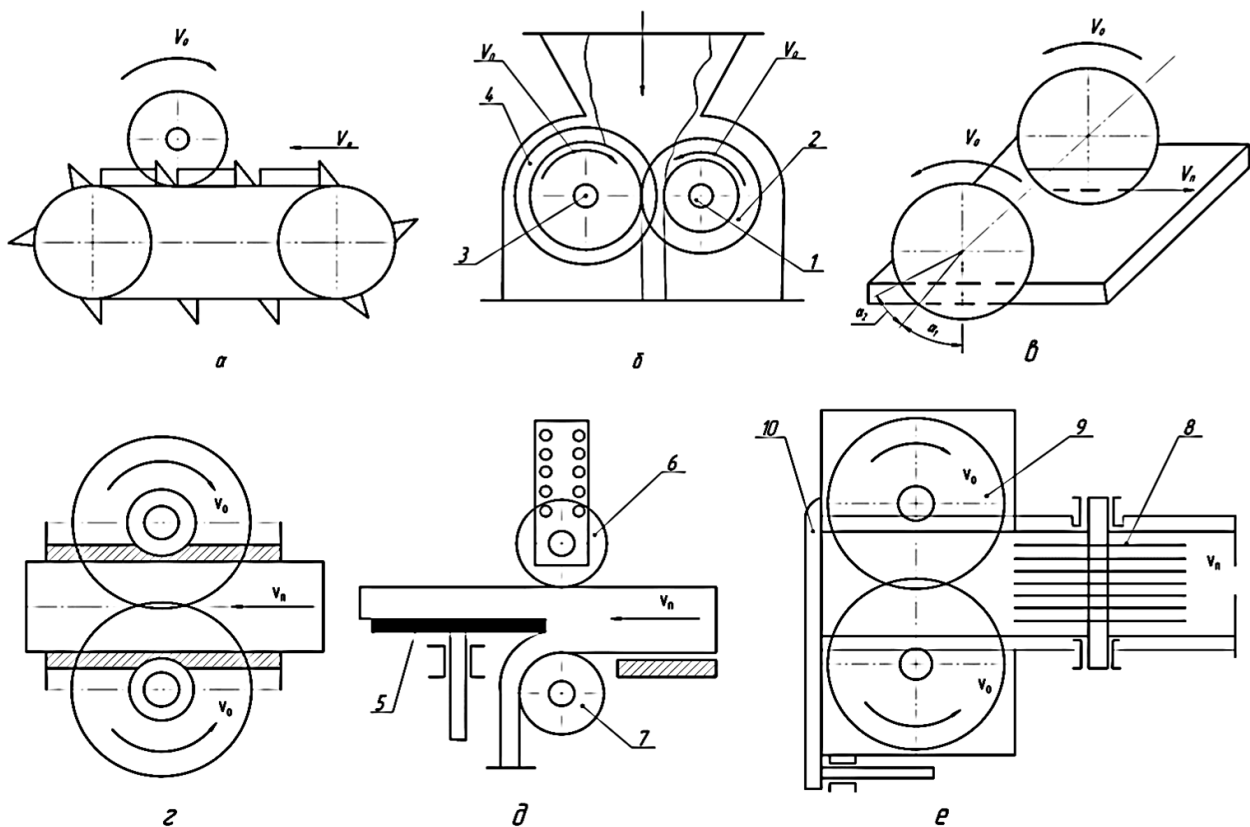
Схема різального механізму з дисковими ножами, встановленими на двох паралельних валах, і самоподачею матеріалу через робочий канал наведені на рис. 2.2.9, г.

На рисунку 2.2.9, д приведена схема механізму для нарізування продукту на пластини дисковим ножом 5. Розрізуваний матеріал подається за допомогою пари валків 6 і 7; валок 6 з ковзними, а валок 7 з нерухомими підшипниками.

Схема механізму для нарізування продукту на кубики або паралелепіеди з двома комплектами дискових ножів 8 і 9 та одного серпоподібного 10 зображена на рис. 8, е. Розміри кінцевого продукту визначаються відстанями між дисковими ножами і величиною подачі на один оберт серпоподібного ножа.

Аналіз технічних параметрів дискових різальних пристроїв показав, що ножі, які використовуються для різання рослинної і тваринної сировини і напівфабрикатів, мають в основному наступні характеристики: діаметр від 50 до 500 мм; товщина від 0,8 до 25 мм; частота обертання від 30 до 4000 м<sup>-1</sup>; кут заточування від 15 до 25 град.; співвідношення діаметрів фланців і ножа від 0,1 до 0,4 [13].





а – дискова машина з примусовою подачею матеріалу; б – багатоножова машина; в – різальний механізм з дисковими ножами, встановленими на одному валу; г – різальний механізм з дисковими ножами, встановленими на двох паралельних валах; д – механізм з дисковим ножом для нарізання пластин; е – різальний механізм для нарізання продукту на кубики.

Рис. 2.2.9 – Схеми різальних пристроїв з дисковими ножами.

Деякі дані стосовно режиму різання дисковими ножами різних харчових матеріалів наведені в таблиці 2.2.1.

Таблиця 2.2.1 – Рекомендовані кути заточування, коефіцієнти ковзання і окружні швидкості

Матеріал	Кут заточування, град.	Коефіцієнт ковзання	Кутова швидкість
Сухарні плити	–	70...80	20...22
М'ясопродукти	6...10	20...30	–
Рибопродукти	20...30	20...40	10...12
Рибопродукти	15...30	25...48	6...20
Халва	Восьмигранний ніж без заточування	2000...2670	56...72

Дисковий ніж різальних машин являє собою найбільш відповідальну деталь, виготовлену зі зносостійкого високолегованої сталі марок: 85XB; ШХ–15; У7=У9; У7А–У9А; 9ХС.

Таким чином, ріжучі пристрої з дисковими ножами відрізняються простотою конструкції, вони можуть бути застосовані в механізованих потокових лініях, дають можливість забезпечити високошвидкісне різання.

Зачищення, санітарна обробка та заточування дискових ножів значно простіше, ніж пластинчастих. Однак, при різанні матеріалу у формі пластів він стискається в міжножовому просторі, що часто призводить до небажаних наслідків, наприклад до деформації і збільшення відходів.

Основні шляхи інтенсифікації різання дисковими ножами – збільшення швидкості, використання спеціальних пристроїв зачищення ножів без зупинки машини, зносостійких і антиадгезійних матеріалів для ножа.

**Різання струною.** Цей спосіб різання здійснюється відносним переміщенням туго натягнутою струни і матеріалу, процес відбувається при досягненні напруги в ньому вище його руйнують значень. Різання струною застосовують для обробки матеріалів, що володіють в'язко–пластичними властивостями, таких як однорідні за структурою цукеркові напівфабрикати, вершкове масло, вафлі, макаронні вироби та інші продукти. Ріжуча кромка при різанні струною не може бути виконана з заточуванням, вона завжди має радіус закруглення, тому цим способом не можна різати м'ясо, рибу, стебла рослин, тобто матеріали волокнистої структури. Різання струною ефективно при різанні таких матеріалів, для руйнування яких, витрати енергії на руйнування лезом незначні [14].

За орієнтацією різальних крайок щодо вектору швидкості різання розрізняють *прямокутне різання*, якщо вектор швидкості перпендикулярний різальній крайці, і *косокутне (похиле)*, якщо вектор швидкості не перпендикулярний ріжучої кромці.

При розрахунках струнних різальних машин користуються в основному експериментальними даними.

Встановлено, що якість зрізу струною вище, ніж ножом: зменшується кількість відходів у вигляді крихт, зменшується наплив маси в місці зрізу. Це пояснюється тим, що проникнення струни в матеріал ширина розрізу  $b$  менше за діаметр  $d$  струни через швидку релаксацію напружень та відновлення завдяки пружним властивостям оброблюваного матеріалу. При розрахунках

струнних різальних машин користуються в основному експериментальними даними.

Встановлено, що якість зрізу струною вище, ніж ножом: зменшується кількість відходів у вигляді крихт, зменшується наплив маси в місці зрізу. Це пояснюється тим, що проникнення струни в матеріал ширина розрізу  $b$  менше за діаметр  $d$  струни через швидку релаксацію напружень та відновлення завдяки пружним властивостям оброблюваного матеріалу ( рис. 2.2.10).

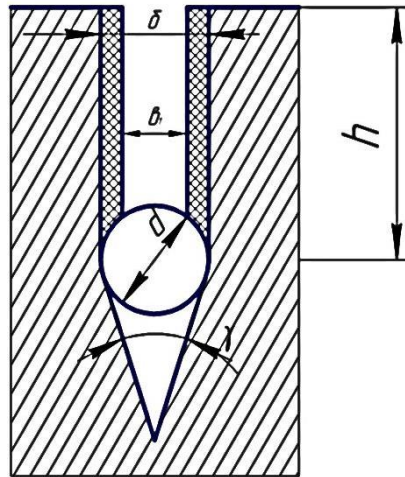


Рис. 2.2.10 – Схема витіснення об'єкта розрізаного струною матеріалу.

При зануренні ножа в масу на глибину  $h$  ширина розрізу дорівнює товщині ножа, а при проникненні струни діаметром  $d$ , рівним товщині ножа  $\delta$ , ширина розрізу дорівнюватиме  $b_1$ .

Нехтуючи об'ємом, витісненим клином ножа і напівциліндром струни, об'єм розрізуваної маси, витісненої ножом і струною відповідно дорівнюють,  $\text{м}^3$

$$V_H = \delta \cdot h \cdot b; \quad V_c = b_1 \cdot h \cdot b, \quad (2.2.1)$$

де  $b$  – ширина матеріалу, що розрізається, м.

Різниця витіснених об'ємів,  $\text{м}^3$ :

$$V_H - V_c = (\delta - b_1) h \cdot b. \quad (2.2.2)$$

З рівняння (2.2.2) видно, що різниця витіснених об'ємів залежить від величини  $b_1$  яка обумовлена пружними властивостями розрізуваного матеріалу. Ця різниця об'ємів об'єктивно характеризує покращення якості зрізу при використанні струни.

Струнні різальні пристрої добре вписуються в систему машин для потокової обробки харчових матеріалів. Одна з основних вимог, що

пред'являються до різальних машин для харчових матеріалів, відповідність умов санітарної обробки робочих органів. Струна забезпечує скорочення поверхні, що знаходиться в безпосередньому контакті з розрізуваним матеріалом. Крім того, очищення струни в порівнянні з очищенням ножів, значно простіше за конструктивним виконанням.

Для скорочення відходів матеріалу і зменшення витрат енергії необхідно застосовувати струну з мінімальним діаметром і достатньою міцністю.

До ріжучих пристроїв для харчових продуктів висуваються наступні вимоги [14]:

- забезпечення якості зрізу (мінімальна шорсткість, відсутність задирок, паралельність площин зрізу);
- можливість змінювати розміри відрізуваних шматків без заміни ножів;
- відсутність помітної деформації сировини і відділення рідкої фракції;
- рівномірність зношування ріжучої кромки по всій довжині і можливість легко заточувати її;
- збереження вихідних якостей продукції при її подачі і відведенні;
- мінімум відходів.

При виборі оптимального ріжучого органу велике значення приділяється вибору матеріалу ножа. Він повинен відповідати вимогам харчової гігієни, бути зносостійким і мати незначний коефіцієнт тертя. Поверхню ножів для зменшення тертя можна покривати, наприклад, тефлоном.

Відносний рух матеріалу і ріжучого інструменту, необхідний для різання, можна створити за допомогою:

- руху матеріалу, що розрізається, щодо закріпленого ріжучого інструменту;
- руху ріжучого інструменту щодо нерухомого матеріалу, що розрізається;
- руху матеріалу, що розрізається і ріжучого інструменту назустріч один одному.

#### **2.2.4. Конструкції деяких спеціальних машин**

Різальні машини призначені для здрібнювання рослинної сировини на частки правильної форми (стовпчики, кружки, кубики) і певних розмірів для дотримання однакових режимів при подальшій обробці й дозуванні. Різання використовується також для подрібнення сировини тваринного походження.

Якість різання залежить від конструктивних особливостей машини, режиму її експлуатації, від виду й стану сировини.

Різання сировини здійснюється сталевими ножами різної форми (пластинчастими, дисковими, трикутними, трубчастими, серповидними, гвинтовими), які роблять обертальні або коливальні рухи.

Вовчки призначені для середнього й дрібного подрібнення сировини. За основну технічну характеристику вовчка приймають діаметр ґрат. Найбільше застосування для здрібнювання м'якої м'ясної сировини знайшли вовчки з діаметрами ґрат 112, 114, 120, 160 і 200 мм.

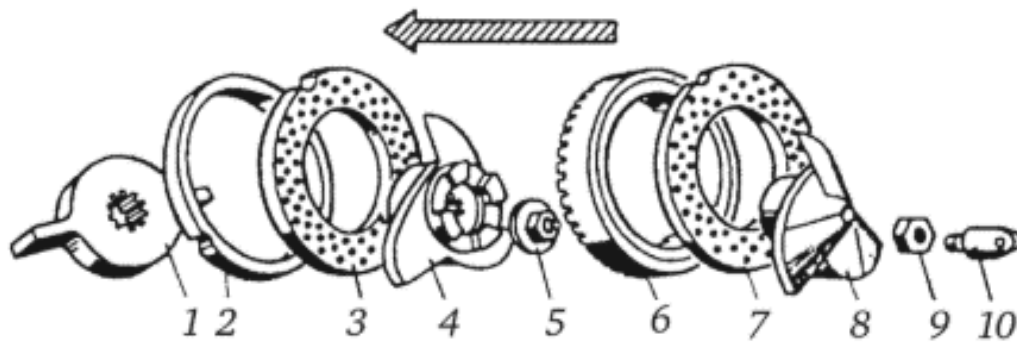
Одержали також поширення вовчки, які поряд зі здрібнюванням виконують і інші технологічні операції — змішування, жиловку, посол, наповнення фаршем оболонок при виробництві ковбасних виробів. Для їхнього виконання в прийомному бункері вовчка монтують деталі, які одночасно перемішують і нагнітають сировину в механізм подрібнення; на горловині вовчка встановлюють додаткові насадки для наповнення ковбасних оболонок.

Кутери призначені для тонкого здрібнювання м'ясної м'якої сировини й перетворення його в однорідну гомогенну масу. До надходження в кутер сировину попередньо подрібнюють на вовчку, але окремі конструкції кутерів мають можливість подрібнення кускової сировини. Кутери бувають періодичної й безперервної дії.

Конструктивною особливістю подрібнюючого механізму сучасних кутерів є наявність швидкообертового ножового пристрою з комплектом серпоподібних ножів, які можуть бути з декількома різальними краями. Форма ножів і швидкість їх обертання істотно впливають на кутерування. Під час кутерування ножами прямої і серпоподібної форми з двома різальними кромками за частоти обертання ножового валу  $1500 \text{ хв}^{-1}$  фарш мав кращі реологічні й органолептичні показники. Енергетичні витрати на кутерування прямим і серпоподібним з двома різальними кромками ножами на 10% нижче енергетичних витрат на кутерування звичайним серпоподібним лезом.

Для середнього і тонкого подрібнення м'яса з великою кількістю сполучної тканини більше підходять емульсатори. Залежно від типу ріжучого механізму вони бувають декількох видів. Найбільшого поширення набули емульсатори з ріжучим механізмом, зображеним на рис. 5.11.

Такий емульсатор складається з станини, робочої камери, ріжучого механізму, завантажувального бункера і електродвигуна [3].



1 – лопатева головка; 2,6 – розпирні кільця; 3,7 – решітки; 4, 8 – ножі; 5,9 – гайки; 10 – гвинт.

Рис. 2.2.11 – Ріжучий механізм емульсифікатора.

З одного боку станини змонтований електродвигун, який повідомляє обертання ножового валу через клинопасову передачу, з іншого – бункер, який може переміщатися по спеціальним траверсам. Сировина подається в зону різання під дією маси самого фаршу і перепаду тисків над і під ним, що виникає при обертанні вивантажувача механізму, що подрібнює.

В окремих конструкціях емульсифікаторів продукт одночасно подрібнюється і підігрівається водою і паром до 70...80 °С. Такі емульсифікатори, крім подрібнюючого механізму, укомплектовані насосами, що подають і відкачують. Для дитячого і дієтичного харчування випускають фарш трьох видів: крупноподрібнений з частинками розміром 2...3 мм, пюреподібний з частинками розміром 0,8...1,5 мм і гомогенізований з частинками розміром 0,15...0,2 мм.

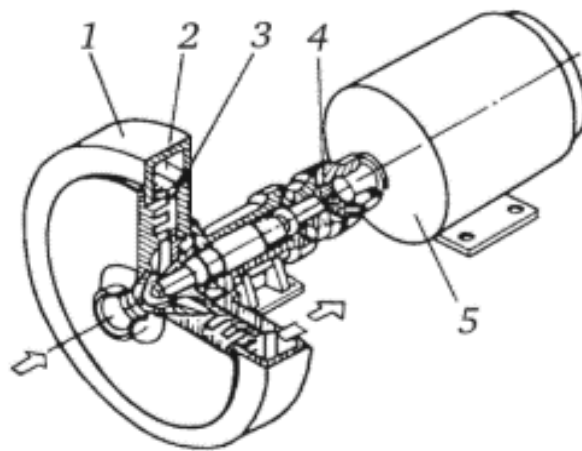
Високий ступінь подрібнення м'яса для гомогенізованих консервів досягається за допомогою гомогенізаторів і дезінтеграторів.

Гомогенізатор складається з корпусу, гомогенізуючої головки, муфти, приводу і пульта управління. Гомогенізуюча головка (рис. 2.2.12) складається з рухомого диска з нарізкою на одній зі сторін і стінки корпусу, на внутрішній стороні якої також виконана нарізка. Завдяки розвиненій зубчастій поверхні гомогенізуючої головки при обертанні її з великою швидкістю відбувається перетирання продукту, що подрібнюється.

Гомогенізуюча головка сполучена з валом високооборотного електродвигуна муфтою. Напір, створюваний роботою гомогенізуючої головки, забезпечує подачу і відведення сировини.

При відносно невеликих габаритах продуктивність гомогенізатора може досягати 3500 кг/год.

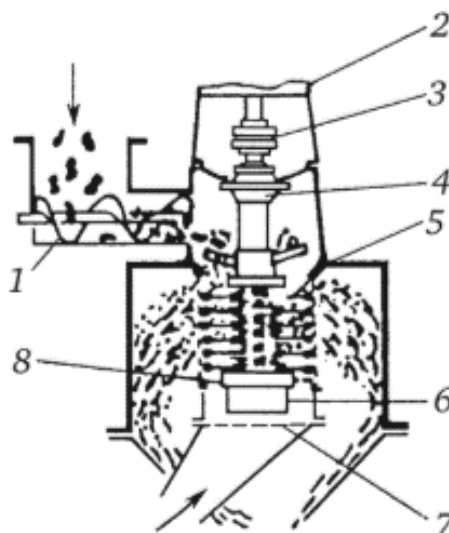
Один з недоліків даного типу гомогенізатора – досить великий розкид розмірів одержуваних часток. Виключити цей недолік можна за допомогою дезінтеграторів.



1 – корпус; 2 – гомогенізуюча головка; 3 – рухливий диск; 4 – муфта; 5 – привод.

Рис. 2.2.12 – Гомогенізатор.

Дезінтегратором є ротор, на якому горизонтально закріплені ножі і біла, що обертаються з частотою  $4000 \dots 5000 \text{ хв}^{-1}$ . Продукт, що потрапляє на обробку, піддається різальній й ударній дії і після подрібнення до необхідного розміру проходить через фільтруюче сито (рис. 2.2.13).



1 – завантажувальний шнек; 2 – електродвигун; 3 – гнучка прокладка; 4 – верхній підшипник; 5 – біла; 6 – нижня опора з підшипником; 7 – магнітна пастка; 8 – фільтруюче сито.

Рис. 2.2.13 – Дезінтегратор.

Для надтонкого подрібнення продукту дезінтегратор може мати два ступені подрібнення. У цьому випадку після кожного ступеня встановлюють фільтруюче сито з отворами відповідного діаметру. Продукт переміщується з одного ступеня подрібнення в іншу насосом. Перед подрібненням можливий нагрів сировини водою або паром до 70 ... 80 °С.

На закінчення слід зазначити, що для переробних підприємств малої і середньої потужності в деяких випадках замість окремих машин вигідніше мати комбіновані агрегати, які дозволяють виконувати кілька операцій.

Як приклад можна привести універсальний м'ясопереробний агрегат УМПА, до складу якого входять вовчок, кутер, мішалка і шприц. Всі ці машини можуть працювати і самостійно. Агрегат застосовується для отримання відносно дрібного однорідного продукту без наступного застосування сортувальних пристроїв. Вони ефективні при подрібненні крихких продуктів, таких як зерно, кістки, сіль, цукор. Продукти подрібнюються ударами молотків об частини матеріалу, ударами частин об корпус і перетиранням.

### 2.2.5. Експлуатаційні та енергетичні показники процесу різання

Аналізуючи процес різання слід зазначити, що процес складається з двох послідовних стадій: спочатку лезо ножа стискає матеріал, а потім перерізує його. Робота, витрачена на різання, може бути виражена формулою академіка В.П.Горячкіна [15]

$$A_{\text{різ}} = A_{\text{ст}} + A_{\text{кор}}, \quad (2.2.3)$$

де  $A_{\text{ст}}$  – робота, що витрачається на стиснення продукту, Дж;

$A_{\text{кор}}$  — корисна робота різання, Дж.

Робота стиснення  $A_{\text{ст}} = Eh_{\text{ст}} / h$ , де  $E$  – умовний модуль стиснення матеріалу лезом ножа, Дж;  $h_{\text{ст}}$  – висота стиснутого шару, м;  $h$  – початкова висота шару матеріалу, м.

Корисна робота  $A_{\text{кор}} = F_{\text{різ}} (h - h_{\text{різ}})$ , де  $F_{\text{різ}}$  — зусилля різання.

Зазвичай користуються поняттям питоме зусилля різання, яке представляє собою зусилля, віднесена до 1 м довжини леза ножа. Умовний модуль стиснення визначається експериментальним шляхом. Його величина залежить від властивостей матеріалу, виду ножа, зусилля та інших факторів.



Визначення параметрів різальних пристроїв з пластинчастими ножами покажемо на прикладі хліборізальної машини з ножовою рамою.

**Продуктивність** хліборізальної машини, кг/с

$$Q = \frac{v_n \cdot q}{l}, \quad (2.2.4)$$

де  $v_n$  – швидкість подачі матеріалу, м/с;

$q$  – маса буханки хліба, кг;

$l$  – ширина буханки, м.

З урахуванням ряду важливих факторів (конструктивні особливості машини, кількість і розміри відрізуваних шматків, кількість відходів і браку) при безперервній подачі продукту продуктивність хліборізальної машини, кг/с

$$Q = K_o \cdot K_k \cdot K_b \cdot V_n \cdot \rho \cdot h \cdot b(z + 1), \quad (2.2.5)$$

де  $K_o$  – коефіцієнт, що враховує кількість кришива і браку, рівний відношенню кількості отриманого продукту до кількості переробленого продукту,  $K_o = 0,92 \dots 0,99$ ;

$K_k$  – коефіцієнт, що залежить від режиму різання і типу конструкції подавального пристрою: для стрічкових транспортерів  $K_k = 0,92 \dots 0,96$ , для подавальних пристроїв з жорсткою характеристикою  $K_k = 1$ ;

$K_b$  – коефіцієнт що враховує нерівномірність висоти хліба;

$\rho$  – щільність хліба, кг/м<sup>3</sup>;

$h, b$  – відповідно висота і товщина хліба, м;

$z$  – кількість ножів.

При визначенні потрібної потужності машини слід враховувати потужність, необхідну для здійснення різання і подачі продукту, а також потужність холостого ходу різального і подавального пристроїв.

**Загальна потужність** двигуна для різання хліба на рамних машинах, кВт

$$N = N_{1X} + N_{2X} + N_{1P} + N_{2P}, \quad (2.2.6)$$

де  $N_{1X}, N_{2X}$  – потужність холостого ходу відповідно ножової рами і подавального пристрою, кВт;

$N_{IP}, N_{2P}$  – потужність, потрібна для різання продукту відповідно в дотичному і нормальному напрямках, кВт.

Потужність холостого ходу ножової рами, кВт

$$N_{IX} = \frac{G_1 \cdot \omega^3 \cdot e^2 \cdot \sin 2\gamma}{1000\eta_1}, \quad (2.2.7)$$

де  $G_1$  – маса ножовою рами, кг;

$\omega$  – кутова швидкість кривошипу приводу,  $c^{-1}$ ,

$e$  – радіус кривошипу, град;

$\gamma$  – кут повороту кривошипу, град;

$\eta_1$  – коефіцієнт корисної дії приводу механізму різання.

Так як кут змінюється від 0 до  $2\pi$ , то  $N_{IX}$  є змінною величиною. Для розрахунку цієї складової потужності двигуна необхідно брати кут  $\gamma$ , при якому потужність має максимальну величину.

Потужність холостого ходу подавального пристрою, кВт

$$N_{2X} = \frac{G_2 \cdot l_2 \cdot V_n}{1000\eta_2}, \quad (2.2.8)$$

де  $G_2$  – маса рухомих частин подавального пристрою, яка припадає на 1 м його довжини, кг/м;

$l_2$  – довжина подавального пристрою, м;

$\eta_2$  – ККД приводу подавального пристрою.

Потужність, потрібна для різання продукту в дотичному напрямку

$$N_{IP} = \frac{P_{ICP} \cdot h \cdot v_1 \cdot z}{1000}, \quad (2.2.9)$$

де  $P_{ICP}$  – середнє питоме зусилля різання в дотичному напрямку, Н/м;

$v_1$  – середня швидкість ножової рами, м/с;

$z$  – кількість ножів в рамі.

$$P_{1CP} = (P_{1n} + P_{1e}) / 2, \quad (2.2.10)$$

де  $P_{1n}, P_{1e}$  – дотичне питоме зусилля різання в залежності від відповідно подвійних ходів ножа ( $2n$ ) і подвійного радіуса кривошипу приводу ( $2e$ ), Н/м.

Потужність споживання для різання продукту в нормальному напрямку

$$N_{2P} = \frac{P_{2CP} \cdot h \cdot v_n \cdot z}{1000}, \quad (2.2.11)$$

де  $P_{2CP}$  – середнє питоме зусилля різання в нормальному напрямку, Н/м.

$$P_{2CP} = (P_{2n} + P_{2e}) / 2$$

де  $P_{2n}, P_{2e}$  – нормальне питоме зусилля різання в залежності від відповідно подвійних ходів ножа ( $2n$ ) і подвійного радіуса кривошипу приводу ( $2r$ ), Н/м.

Значення питомих зусиль різання можуть бути визначені дослідним шляхом. Результати експериментів показали, що зі збільшенням кількості ходів ножів в часі, радіусу кривошипа приводу ножів і швидкості подачі продукту – знижується нормальна і зростає дотична складові питомого зусилля різання.

**Сила опору різанню.** Сила опору, що сприймається ножем при різанні продукту, є рівнодіюча наступних складових:

$$P = P_{рез} + P_{упр} + P_{тр}, \quad (2.2.12)$$

де  $P_{рез}$  – опір продукту різанню, тобто поділу його з утворенням нових поверхонь, Н;

$P_{упр}$  – опір продукту пружним деформаціям, які викликаються проникненням в нього ножа, Н;

$P_{тр}$  – сила тертя продукту о ніж, пов'язана з обтисненням його деформованим продуктом, Н.

Силу опору продукту різанню для всіх форм і видів руху леза пропонується визначати за виразом

$$P_{рез} = lq_0 \cos\beta, \quad (2.2.13)$$

де  $l$  – проекція досить малої ділянки леза на напрямок, перпендикулярний швидкості його середньої точки в продукті, м;

$q_6$  – питомий опір нормальному різанню, Н/м;

$\beta$  – кут ковзання леза в цій точці, град.

Сили тертя на даній одиничній ділянці леза складатиме

$$P_{mp} = f \cdot q_6 \cdot \cos^2 \beta, \quad (2.2.14)$$

де  $f$  – наведений коефіцієнт тертя, що враховує заклинювання ножів в продукті.

Проекція сили тертя на напрям ковзання швидкості ножа буде дорівнювати

$$P_{mp} \cdot \sin \beta = f \cdot q \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \beta, \quad (2.2.15)$$

Тоді сума питомих сил власного різання складової сили тертя, діючих проти швидкості леза і складової сили тертя, що діють проти швидкості леза щодо продукту, виразиться рівнянням

$$P = l \cdot q \cdot \cos \beta + f \cdot q \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin \beta = q \cdot \cos \beta (l + f \cdot \cos \beta \cdot \sin \beta) = q \cdot \cos \beta \cdot [l + 0,5f \cdot \sin(2\beta)] \quad (2.2.16)$$

Силу опору різанню називають *зусиллям різання*, величину якого необхідно знати для конструювання машин і пристроїв. Для зручності розрахунку і порівнянності результатів загальне зусилля різання зазвичай відносять до довжини різання.

Зусилля різання, що припадає на одиницю довжини леза, називається питомим зусиллям різання.

$$P_{нит} = \frac{P}{L_{лез}}, \quad (2.2.17)$$

де  $P_{нит}$  – питоме зусилля різання, Н/м;

$P$  – зусилля різання, Н;

$L_{лез}$  – довжина леза, м.

**Різальна здатність леза.** Здатність леза розділяти матеріал на частини з утворенням нових поверхонь за одиницю часу ( $m^2/c$ ) називається різальною здатністю.

Різальна здатність робочих органів різних машин визначається за такими формулами:

– для багатодискових і багатострічкових машин

$$F = hv_n z_0, \quad (2.2.18)$$

де  $F$  – різальна здатність, м<sup>2</sup>/с;

$h$  – середня товщина продукту, м;

$v_n$  – швидкість подачі продукту, м/с;

$z_0$  – кількість ножів;

– для подрібнювальних машин з серпоподібними ножами

$$F = 60Sz_0 n, \quad (2.2.19)$$

де  $S$  – площу розрізу шару продукту, м<sup>2</sup>;

$n$  – частота обертання ножів, хв<sup>-1</sup>;

– для машин з пластинчастими роторними або стрічковими ножами

$$F = S_1 V_n / c, \quad (2.2.20)$$

де  $S_1$  – площа перерізу продукту в напрямку, перпендикулярному напрямку подачі, м<sup>2</sup>;

$c$  – відстань між ножами по довжині продукції, м;

– для вовчків (м'ясорубок)

$$F = \frac{\pi D^2}{4 \cdot 60} n \cdot (\varphi_1 \cdot k_1 + \varphi_2 \cdot k_2 + \dots + \varphi_i \cdot k_i), \quad (2.2.21)$$

де  $D$  – діаметр решітки, м;

$\varphi_i$  – коефіцієнт використання площі решітки під отвори (для промислових машин  $\varphi_i = 0,2 \dots 0,5$ );

$k_i$  – кількість лез на кожному ножі, шт.

**Швидкість різання матеріалу.** Під швидкістю різання розуміють швидкість точки леза різального інструменту по відношенню до точки на поверхні зрізу матеріалу в напрямку робочого руху з урахуванням напрямку подачі матеріалу.

Швидкість різання визначається за наступною формулою

$$v_p = \sqrt{v_n^2 + v_c^2}, \quad (2.2.22)$$

де  $v_n$  – швидкість подачі, або проекція швидкості проникнення різального інструменту на вісь, перпендикулярну лезу, м/с;

$v_c$  – швидкість ковзання або проекція швидкості різання на вісь, паралельну лезу, м/с.

При обертальному русі ріжучого інструменту (дискові ножі) за швидкість різання приймають швидкість точок леза, найбільш віддалених від осі обертання.

Експериментально встановлено, що збільшення коефіцієнта ковзання в результаті підвищення швидкості різання призводить до підвищення його питомої роботи; швидкість подачі матеріалу при цьому менше впливає на величину питомої роботи різання. Визначено, що при підвищенні співвідношення швидкостей різання і подачі поліпшується якість зрізу.

### 2.2.6. Машини для подрібнення овочів

Подрібнення різкою здійснюють ножами різної форми, виготовленими з інструментальної сталі. Ніж повинен здійснювати одночасно два силових рухи – перпендикулярно до леза і паралельно йому. При цьому мікроскопічні зубці перерізають волокна і клітини подрібнювального продукту. Таким чином розрізають продукти з низькою механічною міцністю (рослинна сировина). Якщо доводиться розрізати важкодеформуємі продукти з високою механічною міцністю, то лезо різального інструменту повинне мати зубці, тобто в цьому випадку процес різання перетворюється на розпилювання. При цьому подріблювальний матеріал не стикається зі стінками пили, унаслідок чого зменшуються тертя і витрата енергії.

Схема різання продукту ножами різної форми показана на Рис. 2.2.14. Поступальний рух продукту 4 до різального ножа здійснюється транспортером 6 зі шкребками 5. Швидкість руху транспортера, а отже, і продукту позначимо  $v_{np}$  (перпендикулярно до лез).

Рухомий продукт зустрічає дисковий ніж 3, що обертається з певною кутовою швидкістю. Швидкості руху продукту вздовж леза  $v_m$  і перпендикулярно до леза  $v_{np}$  геометрично складаються, і вплив на продукт зростає. Стрічковий ніж 2 забезпечує безперервний рух леза перпендикулярно до руху продукту зі швидкістю  $v_m$ ; при цьому продукт розрізається [3].

Інший спосіб різання забезпечується зворотно–поступальним рухом ножа 1 з середньою швидкістю  $v_m$ . Різальні інструменти 1 і 3, що діють роздільно або

спільно, набули широкого поширення в тих випадках, коли необхідно нарізати шматочки у вигляді локшини (стовбців) або кубиків.

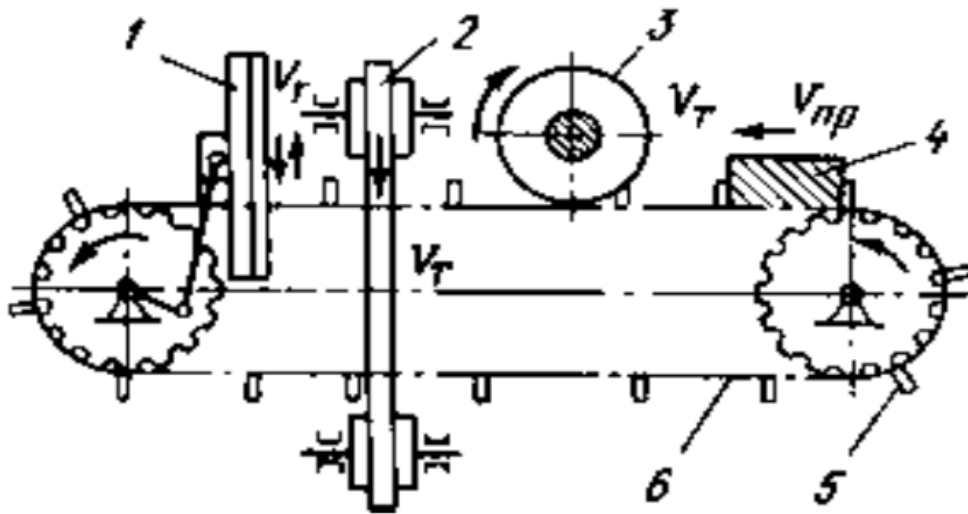


Рис. 2.2.14 – Загальна схема нарізання продукту ножами.

У деяких різальних машинах ніж не робить зворотно–поступального руху, тобто  $v_m = 0$ , тому продукт подрібнюється не різанням, а рубанням, що небажано, але виправдано завдяки конструктивному спрощенню різальних пристроїв. Щодо узагальненої схеми досить відключити ніж 1 від механізму, що приводить його в зворотно–поступальний рух, і замість різання відбувається рубання за  $v_m = 0$ .

Схеми механізмів з дисковими ножами, змонтованими на загальному валу, показані на Рис. 2.2.15. Продукт лежить вільно на стрічковому транспортері або на підставці з опорами.

На Рис. 2.2.15 а, б наведено комбінований різальний інструмент, що складається з горизонтального леза і гребінки з вертикально установленими тонкими лезами. Цим інструментом продукт розрізають відразу в двох площинах – горизонтальній і вертикальній. Нарізаний продукт має форму паралелепіпедів (стовпчиків), розміри яких залежать від висоти установки леза горизонтального ножа над диском і відстані між вертикальними лезами.

За умови, коли  $v_m \geq v_{np}$ , різання супроводжується значною деформацією продукту. Якщо продукт закріплений (фіксується) нерухомо  $v_m > v_{np}$ ,  $v_m = (20...30)v_{np}$ , різання виходить набагато якісніше (див. рис. 2.2.15 б). Заміна дискового ножа, стрічковим краща під час різання твердих матеріалів на великі шматки. Такий спосіб широко застосовують у консервній

промисловості. Різальний механізм із нерухомим плоским ножом 2 і гребневидною опорою 1 показаний на Рис. 2.2.15 в.

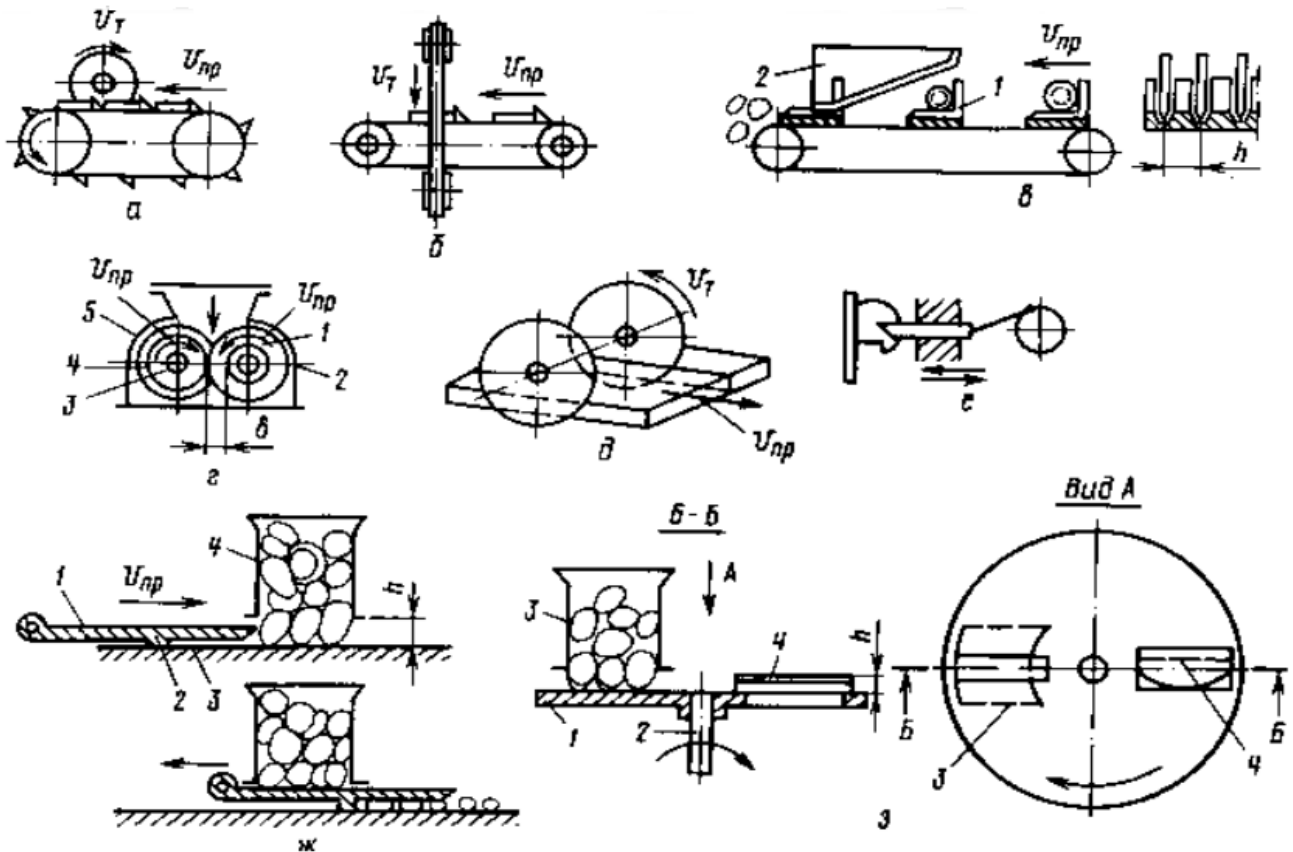


Рис. 2.2.15 – Схеми механізмів із дисковими ножами.

Різання відбувається, якщо ніж розташований похило до площини руху ( $v_{np}$ ). Таке виконання просте і доцільне в разі різання великих плодів.

Механізм із дисковими ножами і ротаційної подачею ( рис. 2.2.15 г) складається з валу 2 з дисковими ножами 1, змонтованими на певній висоті  $h$  ( див. рис. 2.2.15 в), валу 3 ( див. рис. 2.2.15 г) з барабаном 4, установленими в кожусі 5. На поверхні барабана нарізані канали, у які заходять ножі, завдяки чому продукт повністю розрізається. Схема різання двома дисковими ножами показана на рис. 2.2.15 д. Механізм різання (перетину) плоским ножом, здійснюється зворотно-поступальним рухом за допомогою кривошипно-шатунного механізму, зображеного на рис. 2.2.15 е. У механізмі, показаному на рис. 2.2.15 ж плоди засипають у бункер 4. Нижній край його знаходиться на відстані  $h$  від нерухокої площини 3. Кожух бункера служить опорою, завдяки якій під час руху ножа 1 відрізається шар продукту необхідної товщини, що виступає з бункера. Потім ніж виступом 2 виштовхує цей шар під бункер і повертається в початкове положення, далі процес повторюється. У механізмі з



плоскими ножами ( рис. 2.2.15 з) зворотно–поступальний рух ножа замінено обертальним. Ніж 4 закріплений нерухомо на обертовому диску 1 так, щоб лезо його було розташоване вище від диска на величину  $h$ , і під час обертання валу 2 ніж зрізує шар продукту, що надходить з бункера 5, необхідної товщини.

На диску можна закріпити декілька ножів (звичайно 2...4). Залежно від частоти обертання диска змінюється продуктивність різального механізму.

Механізм різання в трьох взаємно перпендикулярних площинах (на кубики) показаний на рис. 2.2.16. У горизонтальному барабані 1 на горизонтальному валу обертається вертикальна шайба 2 з радіальними лопатками 8. Частина 10 барабана 1 вільно закріплена за підставу 9, а її положення регулюється і фіксується гвинтами 11. Продукт 6 надходить у барабан і притискається шайбою 2 до його стінок. Обертові лопатки 8 захоплюють продукт, подають його до нерухомих плоских ножів 7, які розрізають його на шари. Висота  $A$  пласта залежить від кута розташування частини 10 до барабана 1. Дісковий ніж 12 нарізає пласти на смужки, а плоскі ножі 4, вмонтовані на роторі 3, нарізають смужки на кубики шириною  $\delta = 8 \text{ мм}$ .

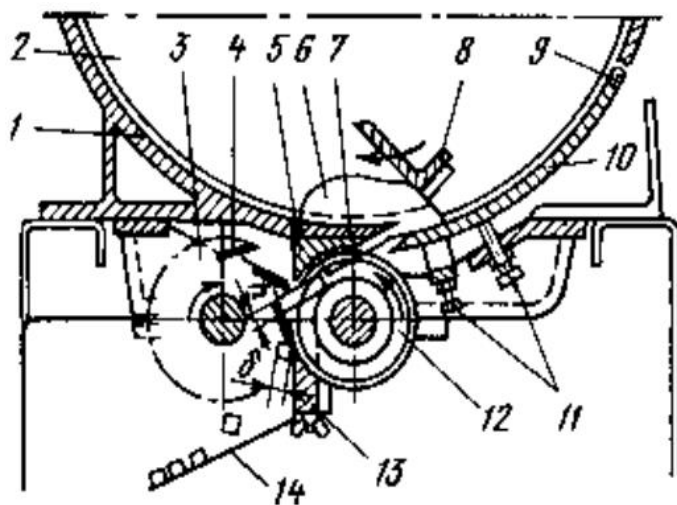


Рис. 2.2.16 – Механізм різання в трьох взаємно перпендикулярних площинах.

Завдяки каналам на поверхні опори 5 і зубцям у заданій частині на відбиваємому гребені 13 можна повністю розрізати продукт. Отримані кубики відводяться по жолобу 14.

У різальному механізмі машини «Ритм» продукт завантажується в бункер і потім потрапляє в кишені живильника, що обертається з частотою 500 хв.

Електродвигун приводить в обертання зубчастий редуктор, розташований у корпусі. Продукт, поданий живильником у зону різання, розрізається в трьох взаємно перпендикулярних площинах на кубики і за допомогою лотка виводиться з машини. Деталі й вузли змонтовані на зварній станині.

Використовуючи комплект ножів, які додаються до машини, можна нарізати кубики з розміром граней 5, 7 і 10 мм. Продуктивність машини «Ритм» складає 0,56 кг/с (2000 кг/год), потужність електродвигуна 1,7 кВт, маса 280 кг.

Різальна машина А9–КВП призначена для різання овочів і фруктів на кубики, локшину, скибочки і брусочки. Вона складається з приводного і різального блоків, станини, пластового ножа, рухомих деки і механізму регулювання її панелі, феромагнітного уловлювача.

На станині змонтований електродвигун, що повідомляє за допомогою клинопасової передачі обертання приводного блока, на вал якого насаджений барабан, що представляє собою два диски з привареними до них чотирма лопатями. До нерухомої стійки кріпиться корпус барабана, на якому розміщений нерухомий пластовий ніж.

Від шестерні приводного блока отримують обертання шпинделя поперечного і поздовжнього різання, що утворюють різальний блок, який розташований на осі і легко може бути відкинутий з робочого положення на стрижень для виробництва ремонтних та налагоджувальних робіт.

До центрального отвору корпусу барабана примикає бункер. За шпинделем поздовжнього різання на станині жорстко змонтований лоток, через який вивантажується продукт.

Сировина проходить через феромагнітний уловлювач і завантажувальний бункер, вступає в обертаний барабан, захоплюється лопатями і під дією відцентрової сили притискається до верхньої поверхні нерухомого корпусу. При проходженні сировини між декою і пластовим ножом відбувається відрізання пласта, його товщина регулюється зміною відстані між рухомою декою і ножом. У разі подальшого переміщення пласт потрапляє під ножі шпинделя поперечного різання, які розрізають його на локшину розміром, визначеним конструкцією і частотою обертання шпинделя. Локшина, переміщаючись поверхнею утримувача пластового ножа, потрапляє під дискові ножі, у результаті чого нарізується на кубики або брусочки.

Технічна характеристика машини А9–КВП: продуктивність під час різання на кубики розміром 9,5×9, 5×9,5 мм становить 5000 кг/год; установлена

потужність електродвигуна 2,2 кВт; габаритні розміри 1300×950×1200 мм; маса 355 кг.

Різальна машина РЗ-КРА призначена для механічного видалення серцевини й різання яблук на часточки (рис. 2.2.17).

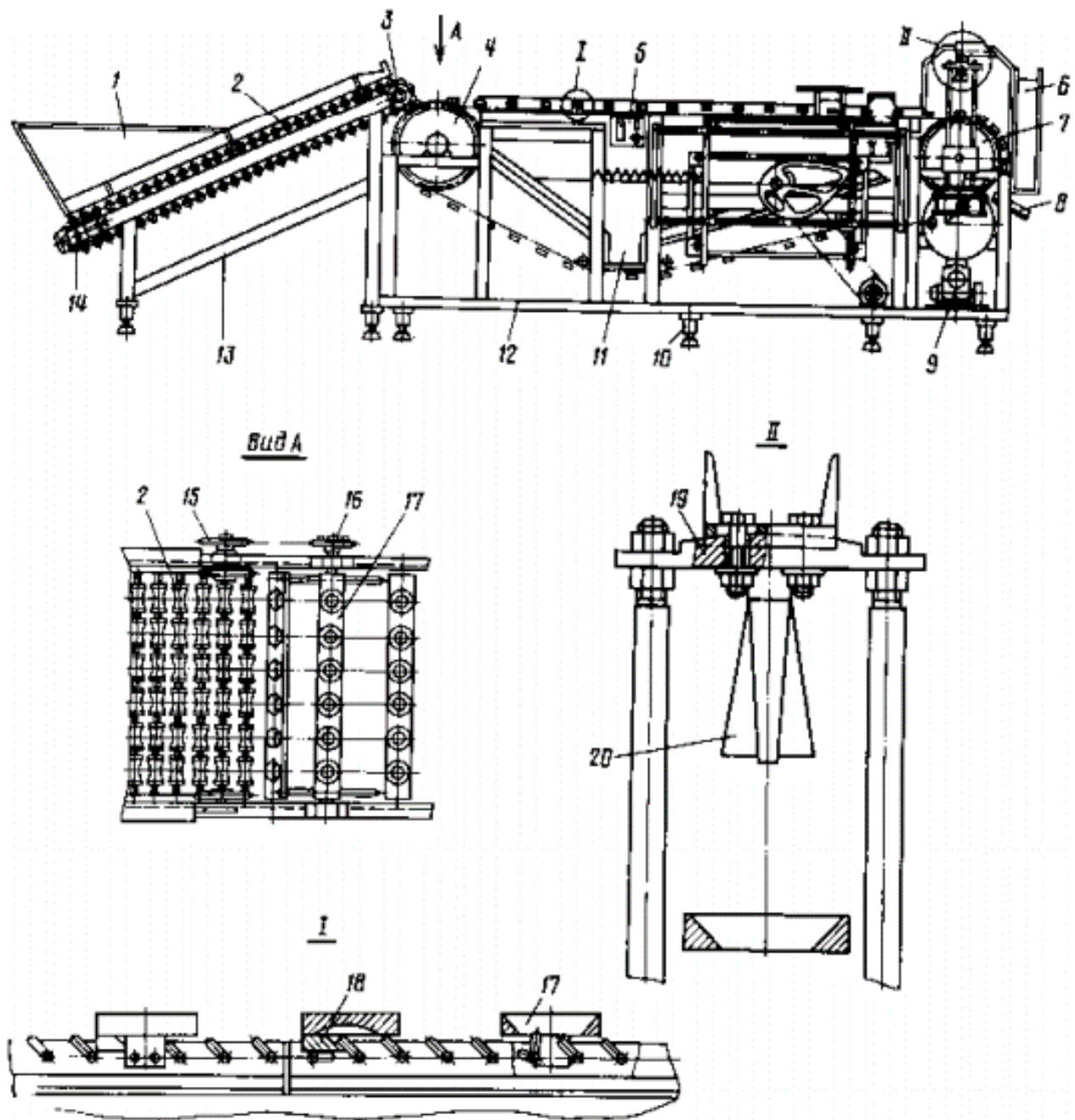


Рис. 2.2.17 – Машина РЗ-КРА.

На каркасі 13 закріплені вали: ведучий 3 із зірочкою 15 і ведений 14 похилого ланцюгового конвеєра 2, робочий орган якого утворений з блоків роликів і бункера 1 для прийому плодів. На каркасі 12 закріплені вали: ведучий 7, ведений 4 із зірочкою 16, а також привід 9, електрообладнання 5 і опори 10.

Вали 4 і 7 приводять у рух горизонтальний ланцюговий конвеєр, робочий орган якого складається з плит 17 із штовханами 18.

Плоди діаметром 55...75 мм з коефіцієнтом форми 0,7...1,1 засипають у завантажувальний бункер похилого конвеєра. Унаслідок руху його ланцюгів ролики приводять в обертання плоди. При цьому вони падають у простір між сусідніми роликами і укладаються в осередку плит горизонтального конвеєра, де відбувається їх орієнтація. Далі плоди проходять через підпружинені двостулкові ворота відсікача. При цьому орієнтований плід надійно утримується утримувачем і фіксатором 19 і, долаючи опір підпружинених воріт, проходить через них, а неорієнтований плід не утримується і, провалившись через зазор між плитами, скочується по лотку 11. Далі плоди надходять в зону різання. При русі вниз ножі 20 входять у плоди не на повну їх висоту, при зворотному ході ножів плоди витягуються з комірок; при наступному робочому ході ножів на них плоди зустрічаються з плодами, укладеними в осередках, і розрізаються. Часточки розрізаних плодів виносяться плитами конвеєра і лотком 8, і серцевина віддаляється по лотку 6.

Технічна характеристика машини РЗ–КРА: продуктивність 2000 кг/год; встановлена потужність 2,2 кВт; габаритні розміри 6050×1480×1800 мм; маса 2085 кг.

**Овочерізальні машини** використовуються для нарізання варених і сирих овочів та плодів скибочками, брусочками, соломкою, стружкою, кубиками. При цьому до подрібненого продукту висуваються такі вимоги: часточки подрібненого продукту повинні мати задану форму і розміри при мінімальній кількості неякісних часточок, рівну поверхню зрізу, без тріщин і нерівностей, зберігати свою форму. Під час нарізання соковитих продуктів не повинен витікати сік, а м'які продукти не повинні деформуватися. Якість подрібненого продукту залежить від режиму нарізання (рубанням чи ковзанням), форми, гостроти і кута заточування ножів, способу утримання продукту в момент різання.

Усі овочерізальні машини зазвичай мають два завантажувальні отвори – великий (напівкруглий) і малий круглий (для довгих овочів). У сучасних овочерізках можна повністю зняти бункер з робочої камери й легко помити після роботи. Для періодичного загострення або заміни леза виготовляють знімними.

Машини для нарізання плодів і овочів класифікуються за рядом ознак (рис. 2.2.18)

**Дискові овочерізальні машини.** Найбільшого використання в ресторанному господарстві набули дискові овочерізки. В цих машинах ножі (відрізні – прямолінійні, серпоподібні, та прорізні ножові гребінки) закріплюються на обертальному опорному диску. Продукт, що обробляється, притискається до поверхні диска штовхачем. Під час обертання прямолінійних і серпоподібних ножів продукт нарізується скибочками товщиною, яка дорівнює відстані між плоским ножем і диском. При використанні ріжучого диска і нерухомої ножової решітки можливе нарізання варених овочів кубиками. При цьому розміри отворів ножових решіток повинні бути ідентичні висоті установки ножа ріжучого диска, наприклад 10 мм товщина нарізки та 10x10 мм – розмір отворів. Для нарізання овочів брусочками використовують диски з комбінованими ножами (плоскі ножі з ножовими гребінками), які підрізують продукт у двох площинах. Для нарізання овочів соломкою є тертковий диск (сталевий лист із отворами, краї яких відігнуті та загострені).

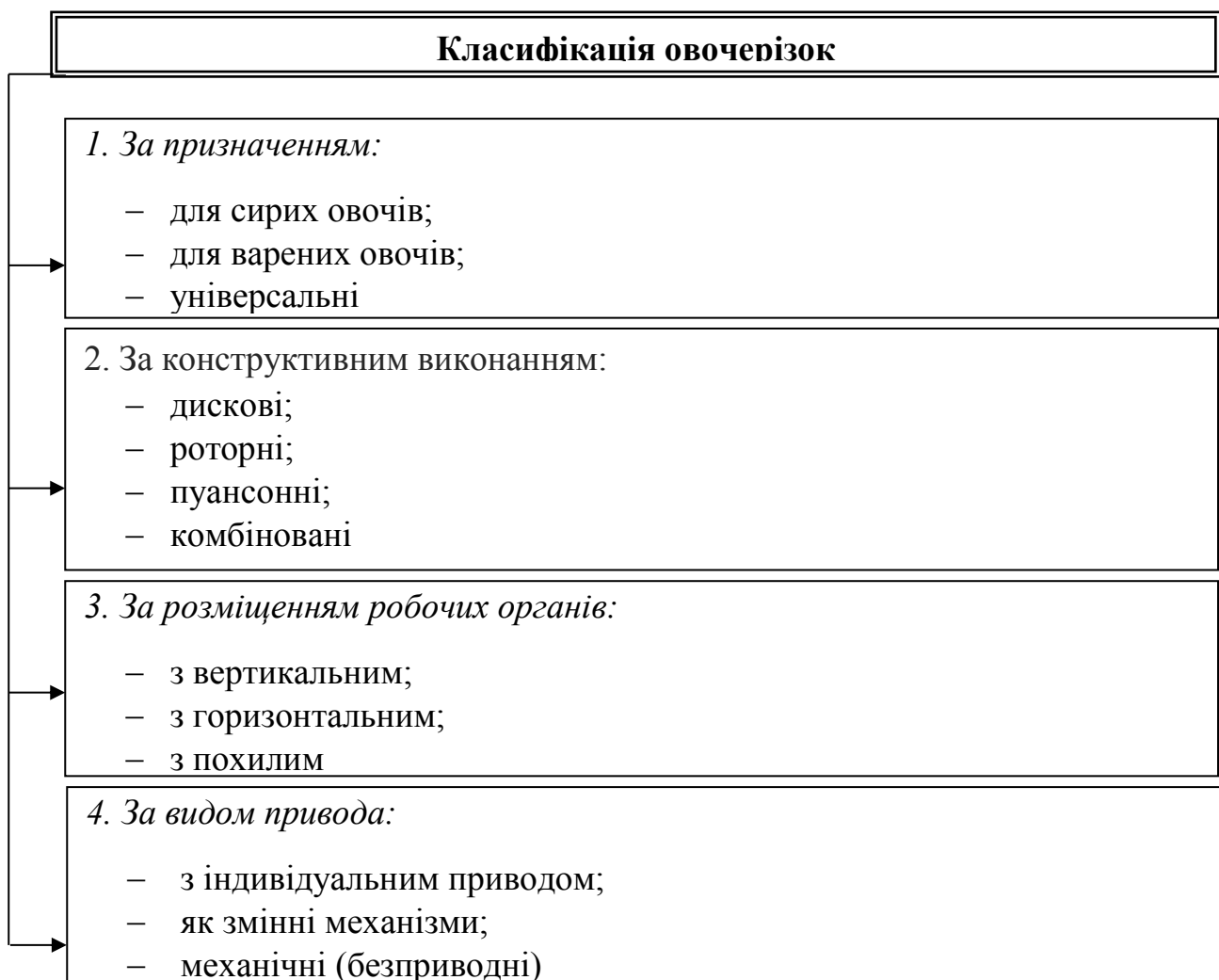
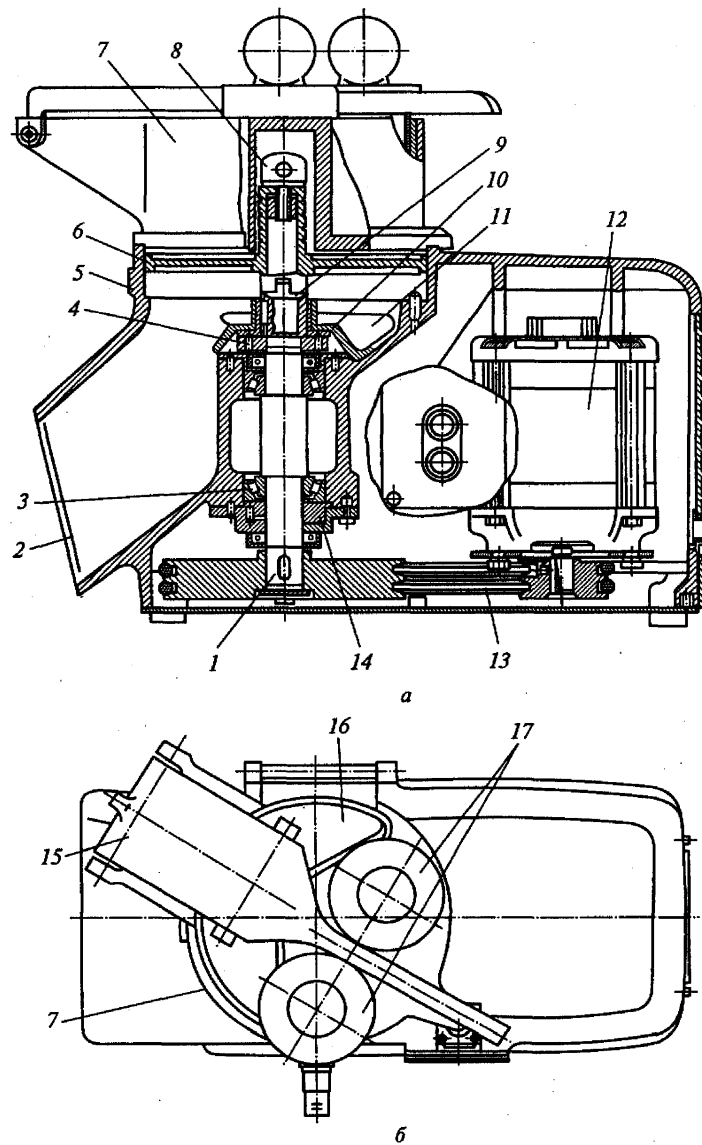


Рис. 2.2.18 – Класифікація овочерізок.

Дискова універсальна овочерізка з горизонтальним розміщенням робочого органу ( рис. 2.2.19) складається з корпусу із вмонтованим у нього електродвигуном і вертикальним приводним валом. Обертання валу передається за допомогою клинопасової передачі. Електродвигун закріплено у корпусі на спеціальній плиті, що має пази для натягу пасів. Приводний вал змонтований на підшипниках, закритих кришками, і ущільнений гумовими манжетами.



1 – приводний вал; 2 – розвантажувальний пристрій; 3 – підшипник; 4 – гвинт;  
 5 – корпус; 6 – різальний диск; 7 – завантажувальний бункер;  
 8 – гвинт; 9 – втулка; 10 – регулювальна гайка; 11 – скидач;  
 12 – електродвигун; 13 – клинопасова передача; 14 – гайка; 15 – кронштейн;  
 16 – серповидний отвір; 17 – круглі отвори.

Рис. 2.2.19 Універсальна дискова овочерізальна машина.

На валу встановлено скидач для видалення переробленого продукту із зони різання і подачі нарізаного продукту в розвантажувальний пристрій. У корпусі є робоча камера у вигляді циліндричної частини, де встановлено різальний диск.

На лицьовій стороні корпусу встановлено пульт керування, на якому змонтовані кнопки, блокувальний вимикач і магнітний пускач. На задній стінці корпусу закріплено щиток, що має жалюзі для забезпечення припливу повітря до електродвигуна. Нижня частина корпусу закрита щитком з ніжками-амортизаторами, закріпленими гвинтами.

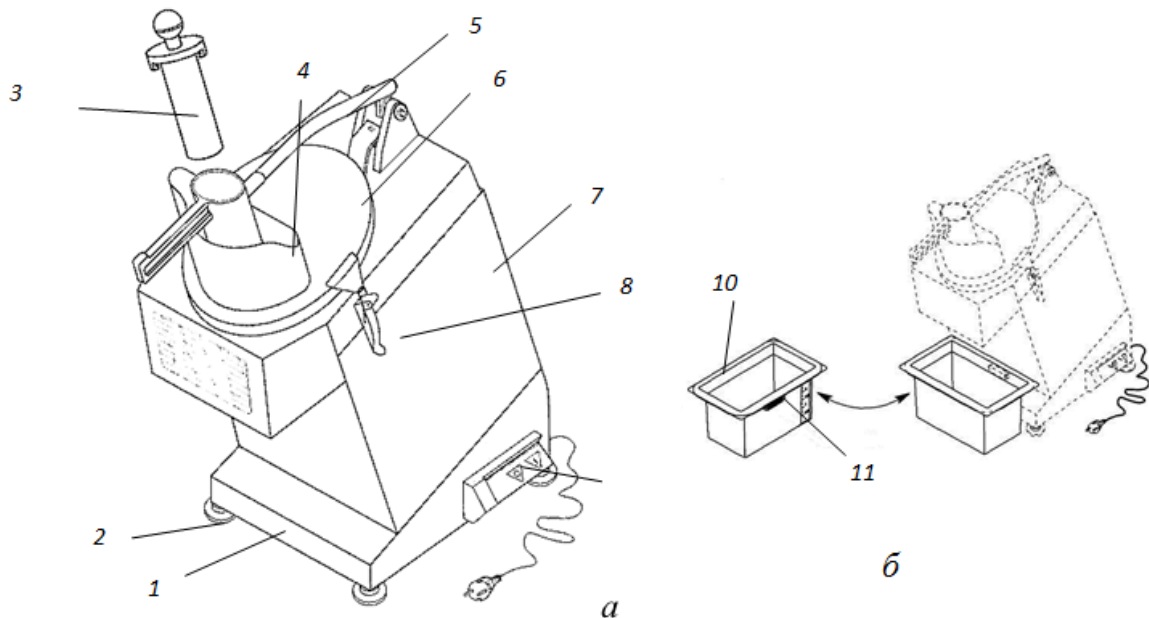
Для завантаження продуктів і подання їх за допомогою штовхачів до робочих органів застосовується спеціальний бункер, що складається з корпусу, в якому для завантаження продуктів виконані три отвори: серповидний і два циліндричні. У серповидному встановлено штовхач, що переміщається вертикально вздовж серповидного каналу, у верхньому положенні він повертається навколо осі для завантаження продукту. У циліндричних відсіках (великому і малому) продукт притискається до дискового ножа штовхачами. Для забезпечення безпечної роботи в машині передбачено блокувальний вимикач, який розриває ланцюг живлення електродвигуна при знятому завантажувальному пристрої.

У комплекті машини передбачені змінні робочі органи: *дисковий ніж* – для нарізання продукту кружальцями, скибочками, кільцями, півкільцями та шаткування капусти (2 мм); *комбінований ніж* – для нарізання брусочками 10×10 мм або соломкою 3×3 мм; *тертковий диск* – для нарізання стружкою перерізом 0,8×1,2 мм і для тонкого подрібнення (натирання) продуктів; *ножова решітка* призначена для нарізання варених овочів кубиками і застосовується тільки разом із дисковими ножами, які встановлюються над нею.

Після включення машини овочі подають вручну в один із завантажувальних отворів і притискають штовхачем до обертового різального диска. Ножі, що обертаються разом із диском, відрізають від продукту послідовно шар за шаром у вигляді скибочок, кілець, напівкілець, брусочків, соломки. У момент відрізання продукт утримується від переміщення стінкою завантажувального пристрою і штовхачем. Відрізані часточки продукту проходять в отвори різального диска, захоплюються обертовим скидачем і подаються в розвантажувальний отвір.

Дискова овочерізальна універсальна машина ТМ фірми *STILFER* (Італія) виконана з похилим розміщенням робочого органу ( рис. 2.2.20) і призначена

для нарізання овочів і фруктів, а також подрібнення горіхів і сиру. Знімна кришка закриває робочу зону з різальним диском. Завантажувальний пристрій складається з одного малого циліндричного й одного великого серповидного завантажувальних бункерів, в яких продукт проштовхується до різального диска пуансонними штовхачами–притисками [2].



1 – основа; 2 – ніжки, що регулюються; 3 – пластиковий штовхач; 4 – завантажувальний бункер; 5 – штовхач–притиск; 6 – кришка; 7 – корпус; 8 – затискач; 9 – пульт управління ; 10 – розвантажувальний бачок; 11 – чутливий сенсор.

Рис. 2.2.20 – Диска овощерізальна машина ТМ.

Конструкцією машини передбачено систему захисту і блокування. При підйомі штовхач–притиск машина зупиняється з відкритим завантажувальним отвором. Це забезпечує швидке та безпечне завантаження обома руками. Великий розмір завантажувального отвору зводить до мінімуму необхідність у попередньому нарізанні продуктів і кількості завантажень. Коли штовхач–притиск знову подається в бункер, відбувається автоматичне включення машини. Окрім того, при зніманні кришки, що закриває різальний диск, робота машини автоматично припиняється, і повторне увімкнення машини можливе лише після правильного встановлення кришки. Робота машини також блокується, якщо розвантажувальний бачок, який входить до комплекту машини і оснащений чутливим сенсором, не розміщено під розвантажувальним отвором у чітко визначеному положенні ( рис. 2.2.20, б).

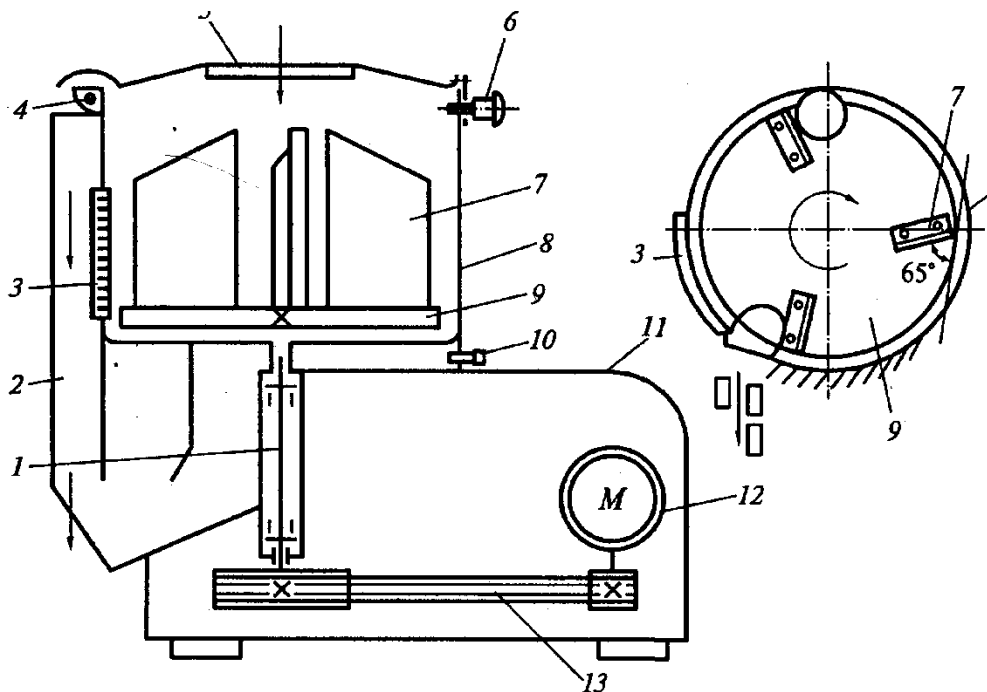


### Роторні овочерізальні машини.

Відмінність таких машин порівняно з дисковими полягає в тому, що ножі машини в процесі різання залишаються нерухомими, а продукт переміщується обертовим ротором із лопатками [3].

Робочою камерою цієї машини (рис. 2.2.21) є вертикально розташований литий циліндр, прикріплений до корпусу за допомогою зачепа і фіксуючої засувки. Зверху на робочу камеру установлюють відкидний завантажувальний пристрій, що повертається навколо осі і стопориться фіксатором. У бічній стінці робочої камери виконано проріз, куди вставляють змінний ножовий блок.

Гостра крайка ножа розташовується паралельно до стінки робочої камери і виступає всередину камери на відстань, рівну товщині скибочок, що відрізаються. Для нарізання продукту брусочками ножовий блок додатково оснащений ножовою гребінкою, леза якої розташовані перпендикулярно до стінки робочої камери. Ножові блоки закріплюють у стінці камери за допомогою вилки і відкидного болта.



1 – вихідний вал; 2 – розвантажувальний пристрій; 3 – ножовий блок; 4 – вісь; 5 – завантажувальний отвір; 6 – фіксатор; 7 – лопаті; 8 – робоча камера; 9 – диск; 10 – засувка; 11 – корпус; 12 – електродвигун; 13 – клинопасова передача.

Рис. 2.2.21 – Принципова схема роторної овочерізальної машини.

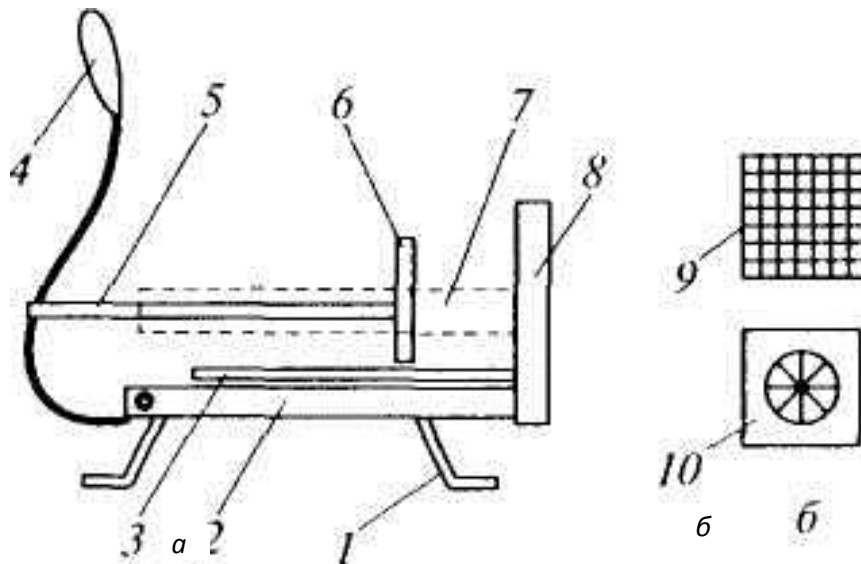
Всередині робочої камери встановлено ротор, що має підставку у вигляді диска, до якого прикріплені три вертикальні лопатки, розташовані під кутом

65° до дотичної окружності основи ротора. Ротор змонтовано на верхньому кінці вихідного валу приводної частини машини і закріплено гвинтом із лівим різьбленням. Обертання ротору передається від електродвигуна через клинопасову передачу. На роторній овочерізальній машині овочі нарізаються скибочками товщиною 3 мм, брусочками – перетином 6×6 і 10×10 мм і соломкою – 3 мм. Для забезпечення безпечної роботи машина оснащена блокувальним вимикачем, що запобігає включенню електродвигуна при знятих робочій камері і завантажувальному пристрої. Продукт через завантажувальний отвір кладуть у робочу камеру, де він захоплюється робочими лопатями ротора і подається до нерухомих ножів. При цьому продукт під дією відцентрової сили та лопатками притискається до внутрішньої стінки робочої камери, сковзає по ній і насувається на нерухомі ножі.

При нарізанні скибочками виступаючий над поверхнею робочої камери ніж за кожен оберт відрізає від продукту шар, що дорівнює товщині скибочки. При нарізанні брусочками, соломкою шар продукту спочатку надрізається ножовою гребінкою, а потім відрізається ножом, розташованим перпендикулярно до ножів ножової гребінки. Відрізані частинки продукту надходять спочатку в розвантажувальний пристрій, а потім у розвантажувальний пристрій машини.

**Пуансонні безприводні овочерізальні механізми.** Пристрої цього типу призначені для нарізання різних овочів у формі брусочків, картоплі – спіраллю, що виключає необхідність бланшувати її, для сегментного нарізування картоплі (часточками). Такі механізми зручні в роботі і не потребують від працівника особливих зусиль ( рис. 2.2.22). Моделі різняться за габаритами і площею робочої поверхні різальних елементів і можуть мати отвори різних розмірів: 8×8, 10×10, 12×12 мм. Розмір оброблюваного продукту може досягати 15 см. Опорні ніжки мають отвори для постійного кріплення гвинтами до робочої поверхні. Такі овочерізки випускаються як горизонтального, так і вертикального виконання.

Продукт укладається на напрямну і продавлюється пуансоном, що рухається, по напрямній через ріжучі елементи, які закріплюються в рамці легкознімним фланцем. Рух пуансону передається штоком, з'єднаним шарніром із важелем.



*a* – вид збоку; *б* – змінні різальні елементи: 1 – опорні ніжки; 2 – рама; 3 – напрямна для овочів; 4 – ручка; 5 – шток; 6 – пуансон (поршень); 7 – напрямні для пуансона; 8 – рамка кріплення різального елемента; 9 – елемент для нарізання брускочками; 10 – елемент для нарізання часточками.

Рис. 2.2.22 – Схема пуансонної безприводної овочерізальної машини.

### 2.2.7. Розрахунок параметрів відцентрової бурякорізки

Для вилучення цукру з буряків шляхом дифузії потрібно подрібнити буряк в стружку. Процес отримання стружки з бурякового кореня здійснюється в бурякорізальних машинах за допомогою дифузійних ножів, які встановлені в спеціальних рамах.

Продуктивність дифузійної установки і вміст цукру в знецукреній буряковій стружці у великій мірі обумовлені її якістю. Бурякова стружка, одержувана в й машинах може мати жолобчасту або пластинчасту форму. Товщина нормальної стружки дорівнює 0,5... 1,0 мм. Поверхня її повинна бути гладкою, без тріщин. Занадто тонка стружка небажана, оскільки вона деформується, збивається в грудки і погіршує циркуляцію соку в дифузійних установках. Якість бурякової стружки прийнято визначати її довжиною, мм, в навісці масою 100 г. Мезгу і брак відбирають і зважують окремо. Нормальна довжина 100 г стружки в залежності від розміру поділу ножа становить від 10 до 25 м. Чим довше стружка, тим менше її товщина і більше поверхня.

Поверхня стружки повинна бути якомога більшою, оскільки з її збільшенням прискорюється процес дифузії. Однак при цьому стружка повинна

бути пружною, мати певну механічну міцність. Хорошим показником якості стружки може бути її проникність шару при певних температурі і тиску на шар.

Більш краща жолобчаста стружка, оскільки при цій формі підвищується її пружність. Крім того, жолобчаста стружка при тій же товщині має більшу поверхню.

Дія бурякорізок засноване на взаємовідносному русі буряків і ножів, яке може здійснюватися по-різному. У деяких конструкціях бурякорізок, наприклад в різках з горизонтальним диском, рухаються ножі, закріплені в обертовому диску, буряк же нерухомий; такі бурякорізки називаються дисковими. В інших конструкціях ножі закріплені нерухомо на стінках вертикального циліндра, буряк рухається по внутрішній поверхні циліндра, притискаючись до ножів дією відцентрової сили. Такі різки називаються відцентровими. Останнім часом набули поширення барабанні різки, в яких ножі закріплені на стінках обертового горизонтального барабана, а буряк знаходиться всередині барабана і утримується від обертання особливим пристосуванням.

Для отримання якісної бурякової стружки на відцентрових або дискових бурякорізках необхідно, щоб буряки в процесі нарізки з достатнім зусиллям притискалися до поверхні ножів і внутрішньої поверхні барабана або диска бурякорізки. Для відцентрових бурякорізок з діаметром барабана 1200 мм і швидкістю різання 8,2 м/с тиск на внутрішню поверхню ножового корпусу складає близько 40 кПа, а для дискових бурякорізок при висоті шару буряків в бункері 3 м – 30 кПа, а в барабанній бурякорізці тиск від дії відцентрової сили досягає 80 кПа.

В даний час найбільш поширеними в цукровій промисловості є відцентрові бурякорізки.

Класифікацію машин для нарізання буряків ( рис. 2.2.23) можна дати, виходячи з взаємного відносного руху буряків і ріжучих пристроїв, а також з конфігурації вузла, в якому встановлені ріжучі пристрої. В відцентрових бурякорізках рами з ножами закріплені у вирізах вертикально встановленого корпусу, буряк, що надходить в бурякорізку, переміщається щодо ножів за допомогою ротора і притискається до ножа за допомогою відцентрової сили і заклинюючої дії лопатей равлика.

В дискових бурякорізках ножі з рамами встановлюються у вирізах горизонтально обертового диска, буряк знаходиться в нерухомому стані і притискається до ножів під дією власної маси, і за допомогою спеціальних

притисків. В барабанних бурякорізках ножі з рамами закріплені у вирізах стінки горизонтально обертового барабана, буряк знаходиться всередині барабана, утримується від обертання разом з барабаном і притискається до ножам спеціальними пристроями.

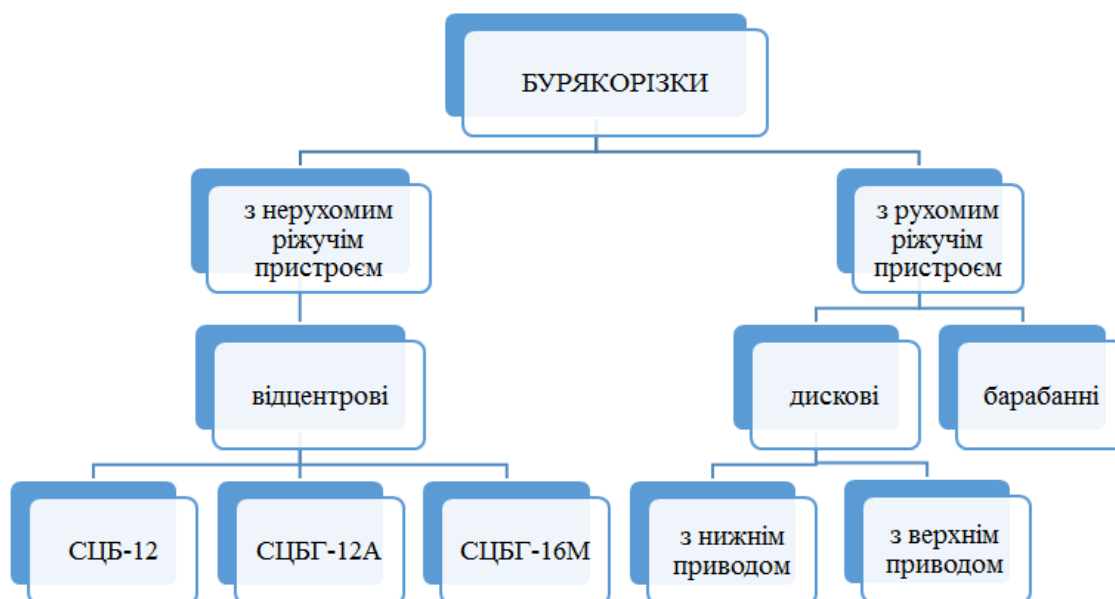


Рис. 2.2.23 – Класифікація бурякорізкок.

На відцентрових бурякорізках при нормальних умовах експлуатації одержують стружку найкращої якості, при цьому витрачається найменша кількість ножів при нарізуванні 100 т буряків порівняно з іншими конструкціями бурякорізкок. Ножі в бурякорізці можна міняти на ходу, продуктивність бурякорізкок регулюється зміною частоти обертання ротора або кількістю працюючих ножів.

Дисківі бурякорізки споживають менше енергії, ніж відцентрові та барабанні, на них отримують якісну бурякову стружку, але витрата ножів на нарізування 100 т буряків більше порівняно з іншими типами бурякорізкок. Для заміни ножів бурякорізку необхідно зупиняти.

Барабанні бурякорізки прості по конструкції, але в процесі експлуатації споживають велику кількість ножів і енергії, стружка виходить низької якості, зміна ножів здійснюється тільки при зупинці.

До бурякорізкок висуваються наступні вимоги: висока продуктивність, висока якість бурякової стружки, простота і зручність обслуговування і ремонту, надійна і економічна робота.

Відцентрова бурякорізка ( рис. 2.2.24) складається з циліндричного корпусу, трилопатевого равлику, конічного редуктора, приводу, верхнього і

нижнього кожухів, завантажувального бункера, ножових рам, лебідки і пальцево-гідравлічного шибера. Принцип дії бурякорізки полягає в наступному. Завантаження буряка до бурякорізки проводиться через завантажувальний бункер. У корпусі бурякорізки буряк захоплюється обертальним равликом і під дією відцентрової сили притискається до ріжучої кромки ножів, ковзаючи по яким поступово нарізується в бурякову стружку.

Бурякова стружка через отвори ножових рам випадає в простір між корпусом бурякорізки і кожухом і потім, через отвір нижнього корпусу надходить на подальшу переробку.

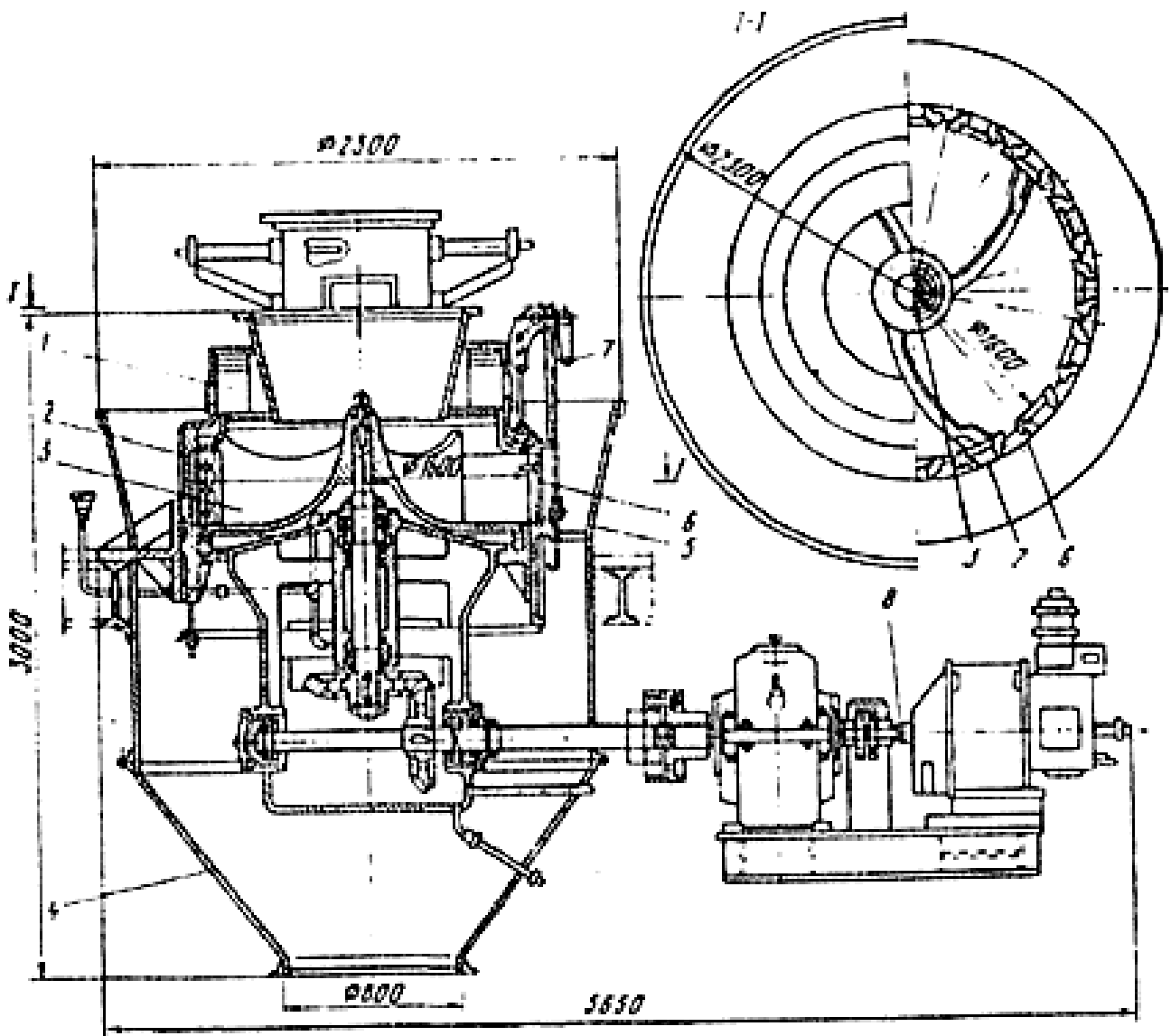
Ножові рами з набором ножів щільно встановлюються в гнізда корпусу бурякорізки. Для того щоб рами складали з корпусом бурякорізки внутрішню поверхню одного радіуса, після установки їх проточують разом з корпусом. Корпус бурякорізки має ремонтні накладки, які дозволяють неодноразово проточувати його. Зазвичай запасні і робочі рами разом з корпусом бурякорізки проточують один раз в сезон цукроваріння.

Для заміни ножів в робочому стані бурякорізка забезпечена рейковим механізмом, що піднімає ножову раму зі свого гнізда, а на її місце входить глуха рама, яка відрізняється від робочої відсутністю отворів для установки ножів. Рейковий механізм можна переміщати по верхньому краю корпусу бурякорізки і встановлювати над будь-ножовий рамою.

При попаданні важких домішок в бурякорізку та у разі необхідності припинення подачі буряків включається штировий шибер, що перекриває доступ буряків в корпус бурякорізки.

Дифузійні ножі при переробці волокнистих буряків часто забиваються волокнами і отримати стружку хорошої якості неможливо. Для їх очищення застосовується продування їх парою чи стисненим повітрям з надлишковим тиском 0,7 МПа, при цьому пару і повітря до ножів необхідно підводити так, щоб вони здували волокна з ножів, а не притискали їх до ріжучої кромки.

Для нарізки буряків в цукровій промисловості застосовуються бурчкорізальні ножі, фрезеровані з вуглецевої інструментальної сталі (ножі Чижека і кенігсфельдські), і ножі Голлера, штаповані з листової високовуглецевої сталі [2].



1 – завантажувальний бункер; 2 – циліндричний корпус; 3 – трилопатевий равлик; 4 – нижній кожух; 5 – верхній кожух; 6 – ножова рама; 7 – лебідка; 8 – привід

Рис. 2.2.24 – Відцентрова бурякорізка.

Стандарт передбачає виготовлення ножів двох типів: безреберні (тип 1) і ребристі (тип 2) у трьох виконаннях: А – лівий; В – правий; Г – знеособлений. Ножі типу 1 мають крок 6, 7, 8, 9, 10, 12 мм, а типу 2 – крок 5 і 6 мм.

На вітчизняних цукрових заводах найбільше поширення отримали дифузійні ножі Чижека, які виготовляються для відцентрових і дискових бурякорізок.

Ножі закріплюються в рамах, конструкції яких залежать від типу бурякорізки і конструкції ножів: існують ножові рами для відцентрових бурякорізок і рами для дискових бурякорізок.

## Розрахункова частина

**Завдання:** виконати розрахунок відцентрової бурякорізки, якщо задані:  $D_e$  – внутрішній діаметр корпусу, м;  $n_c$  – частота обертання равлика,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $m$  – кількість ножових рам;  $l_i$  – довжина різальної кромки одного ножа, м;  $\alpha$  – товщина стружки жолобчастої, м;  $l_{100}$  – довжина 100 г стружки, м.

Продуктивність бурякорізки, т/добу

$$G = 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot L \cdot \alpha \cdot v \cdot \rho \cdot K_k \cdot K_e / 1000, \quad (2.2.23)$$

де  $L$  – загальна довжина ріжучої кромки ножів, м;

$\alpha$  – висота підйому ножів в бурякорізці, м; приймається умовно як товщина стружки;

$v$  – швидкість різання, м/с;

$\rho$  – насипна щільність буряків в корпусі бурякорізки,  $\text{кг/м}^3$  ( $\rho = 550 \dots 600 \text{ кг/м}^3$ );

$K_k$  – конструктивний коефіцієнт, враховує ступінь використання ножів в бурякорізці (табл. 5.2);

$K_e$  – експлуатаційний коефіцієнт, що дорівнює відношенню тривалості роботи бурякорізки без зупинок за добу в годинах до загального часу за добу (табл. 2.2.2).

$$L = l_i \cdot m \cdot n, \quad (2.2.24)$$

де  $l_i$  – довжина різальної кромки одного ножа, м;

$m$  – число ножових рам в бурякорізці;

$n$  – кількість ножів в одній ножовій рамі,  $n = 2$ ;

$$v = \pi \cdot D_e \cdot n_c / 60, \quad (2.2.25)$$

де  $D_e$  – діаметр корпусу бурякорізки, м;

$n_c$  – частота обертання равлики бурякорізки,  $\text{хв}^{-1}$ .

Потужність  $N$ , потрібна на привід бурякорізки, витрачається на нарізку буряків  $N_1$  на подолання сил тертя буряків про ножі і ножові рами  $N_2$ , на розгін буряків до швидкості нарізання  $N_3$ , і на подолання сил тертя між корінням рухомого і нерухомого шарів при вступі в відцентрову бурякорізку  $N_4$ , кВт;

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (2.2.26)$$



Таблиця 2.2.2 – Значення основних величин для різних типів бурякорізок

Тип бурякорізки	Швидкість різання, $v$ , м/с	Насипна щільність буряків, $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Конструктивний коефіцієнт, $K_k$	Експлуатаційний коефіцієнт $K_e$	
				з резервною бурякорізкою	без резервної бурякорізки
Відцентрова	6,7...9,65	600	0,90	0,90	0,85
Дискова	8,0	550	0,85	0,90	0,80
Барабанна	7,4	550	0,50	0,90	0,80

Потужність, потрібна на нарізування буряка,  $N_I$ , кВт

$$N_I = M_i \cdot \omega / 1000 , \quad (2.2.27)$$

де  $M_i$  – момент при різанні буряків відносно осі обертання, Нм;

– кутова швидкість обертання равлика, рад/с;

$$\omega = \pi \cdot n_c / 30, \quad (2.2.28)$$

де  $n_c$  – частота обертання равлику, хв<sup>-1</sup>.

$$M_i = F \cdot R, \quad (2.2.29)$$

де  $F$  – загальне зусилля різання, Н;

$R$  – радіус різання, м;  $R = D_b / 2$ ; для дискових бурякорізок приймають радіус, що проходить через середину ріжучої кромки ножів.

$$F = 100 \cdot f \cdot 2l_i \cdot m \cdot \eta_{відн} \cdot K_k, \quad (2.2.30)$$

де  $f$  – питоме зусилля різання, Н/м (табл. 2.2.3);

Таблиця 2.2.3 – Питоме зусилля різання при отриманні жолобчастої і пластинчастої бурякової стружки, Н/м при довжині 100 г стружки, м

Форма стружки	7...8	9...10	11...13	14...16	17...21	22...27	28...34
Жолобчаста	1770	1570	1420	1330	1230	–	–
Пластинчаста	–	–	–	1080	981	882	784

$\eta_{відн}$  – безрозмірна величина, що враховує повітряні проміжки між буряковим корінням,  $\eta_{відн} = 0,55...0,60$

$$\eta_{відн} = \rho / \rho_m, \quad (2.2.31)$$

де  $\rho = 550...600 \text{ кг} / \text{м}^3$  – насипна щільність буряку,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  
 $\rho_m$  – щільність бурякової м'якоти,  $\rho_m = 1000 \text{ кг} / \text{м}^3$ .

Потужність, потрібна на подолання сил тертя буряків про ножі і ножові рами  $N_2$ , кВт,

$$N_2 = M_2 \cdot \omega / 1000, \quad (2.2.32)$$

де  $M_2$  – крутний момент, необхідний для подолання сил тертя буряків об ножі і ножові рами, Нм.

Крутний момент, необхідний для подолання сил тертя  $M_2$ , Нм,

$$M_2 = F_n \cdot \mu \cdot R, \quad (2.2.33)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя ковзання буряків по сталі ( $\mu = 0,175...0,225$ ).

Повне зусилля притиснення буряків до ножів і рам,  $F_n$ , Н,

$$F_n = f_{num} \cdot 2\pi R \cdot l_i \cdot K_k = 4,18\rho \cdot \omega^2 \cdot R^3 \cdot l_i \cdot K_k, \quad (2.2.34)$$

Питомий тиск на внутрішню стінку корпусу відцентрової бурякорізки  $f_{num}$ , Н/м

$$f_{num} = \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 / 3. \quad (2.2.35)$$

Для дискової бурякорізки потужність  $\dot{N}_2$  визначається з умови, що висота шару буряків в бункері над диском бурякорізки дорівнює 1,5 м і коефіцієнт  $\rho = 0,2$ .

Момент для подолання сил тертя буряків об диск, Нм,

$$\dot{M}_2 = 2\pi R_n \cdot 2l_i \cdot H \cdot \rho \cdot g \cdot \mu \cdot R \cdot K_k, \quad (2.2.36)$$

де  $R_n$  – середній радіус ріжучої кромки ножів, м (в розрахунку приймають  $R_n = R$ );

$H$  – висота шару буряків в бункері, м ( $H = 1,1...1,6 \text{ м}$ );

$g$  – прискорення вільного падіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

Потужність, необхідна для розгону буряків до швидкості різання  $N_3$ , кВт,

$$N_3 = \frac{G \cdot \omega^2 \cdot R^2}{2 \cdot 1000}, \quad (2.2.37)$$

де  $G$  – продуктивність бурякорізки, кг/с.

Потужність  $N_4$ , потрібна для подолання сил тертя між корінням рухомого і нерухомого шарів при вступі буряків у відцентрову бурякорізку, визначається в залежності від продуктивності бурякорізки по таблиці 2.2.4.

Таблиця 2.2.4 – Потужність, потрібна для подолання сил тертя між корінням рухомого і нерухомого шарів.

продуктивність, тис. т/добу	1,0	1,1 ...2,0	2,1...3,0	3,1...4,0
потужність $N_4$ , кВт	8,0	7,0	6,0	5,0

Для дискової бурякорізки загальна сумарна потужність на привід  $N$ , кВт,

$$N = N_1 + N_2. \quad (2.2.38)$$

До загальної потужності, потрібної для приводу бурякорізок, необхідно додати потужність, потрібну на механічні втрати в бурякорізці і редукторі. Приріст потужності на подолання сил від механічного тертя становить приблизно 3 % від сумарної потужності  $N$ .

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. З якою метою здійснюється нарізання буряків?
2. Яка класифікація бурякорізок?
3. Які конструктивні фактори впливають на ефективність процесу різання буряків?
4. У чому полягає сутність процесу нарізання буряка в стружку?
5. Які основні пристрої використовуються в бурякорізках для нарізання буряків?
6. Який пристрій і принцип дії відцентрової бурякорізки?
7. Якої форми буває бурякова стружка?
8. Які конструктивні відмінності різних типів бурякорізок, їх переваги та недоліки?

## 2.3. КОНСТРУКЦІЇ МАШИН ДЛЯ ОБРОБКИ ХАРЧОВИХ МАТЕРІАЛІВ ТИСКОМ

### 2.3.1. Характеристика процесу пресування

Пресування – один з механічних процесів, що широко застосовується в харчовій промисловості. Його суть в тому, що матеріал піддають дії зовнішнього тиску за допомогою різних механічних пристроїв з метою [16, 17]:

- зневоднення під тиском – використовують в багатьох виробництвах харчової промисловості: для віджимання води з бурякової стружки для отримання олії з насіння соняшника, для отримання соку з ягід і плодів і т.д.;

- брикетування – для отримання брикетів заданої форми. Використовується в цукровій промисловості для отримання брикетів бурякового жому, цукру–рафінаду. Різновидом брикетування є таблетування, гранулювання. Таблетки і гранули мають менші розміри по відношенню до брикетів. Промисловістю випускається гранульована кава, чай, харчові концентрати;

- формування – з можливістю отримувати вироби заданої форми. Використовуються в хлібопекарному, макаронному, кондитерському виробництвах.

Зневоднення і брикетування використовують для виділення рідини, коли вона є цінним продуктом або коли зі зменшенням її кількості в продукті, цінність самого продукту збільшується. Використовують з метою підвищення якості продукту і подовження термінів його використання, покращення можливості транспортування. Зневоднення проводиться при надлишковому тиску, яке прикладається до матеріалу.

Ступінь віджимання води залежить від тиску пресування. При пресуванні цукрової кашки в цукрорафінадному виробництві значно зменшуються проміжки між кристалами внаслідок їх зближення, а самі проміжки заповнюються шматками подрібнених кристалів, що створює умови для зрощування самих кристалів.

При односторонньому пресуванні отримують брикет більш низької якості, ніж при двосторонньому брикетуванні, коли тиск створюється по обидві сторони матеріалу, що пресується. Це пояснюється нерівномірною густиною брикету по висоті внаслідок тертя продукту по стінках матриці.

Гранулювання і формування проводять в екструдерах з метою отримання продукту при комплексній дії тиску, температури, вологості, напруженнях зсуву (суміщається кілька продуктів в одному апараті – екструдері).

Екструзія буває холодною, тепловою і варочною [18].

При холодній екструзії проходить лише механічне формування пластичної сировини в результаті її продавлювання через матрицю. Цей вид екструзії використовують при виробництві штучних виробів, макаронів, плавлених сирів, м'ясного фаршу.

Теплова екструзія використовується при частковій клейстеризації крохмалепродуктів вологістю 20...40 % з подальшим обсмажуванням або випічкою.

При варочній екструзії під час нагрівання в матеріалі проходять незворотні біофізичні зміни (білків, крохмалю, цукру). Продукт варочної екструзії сушать або обсмажують, покривають оболонками або харчовими добавками. Таким чином отримують сухі напої, супи, м'ясопродукти.

### **2.3.2. Конструкції машин для пресування**

Преси в харчовій промисловості можна розділити на механічні і гідравлічні [17, 22].

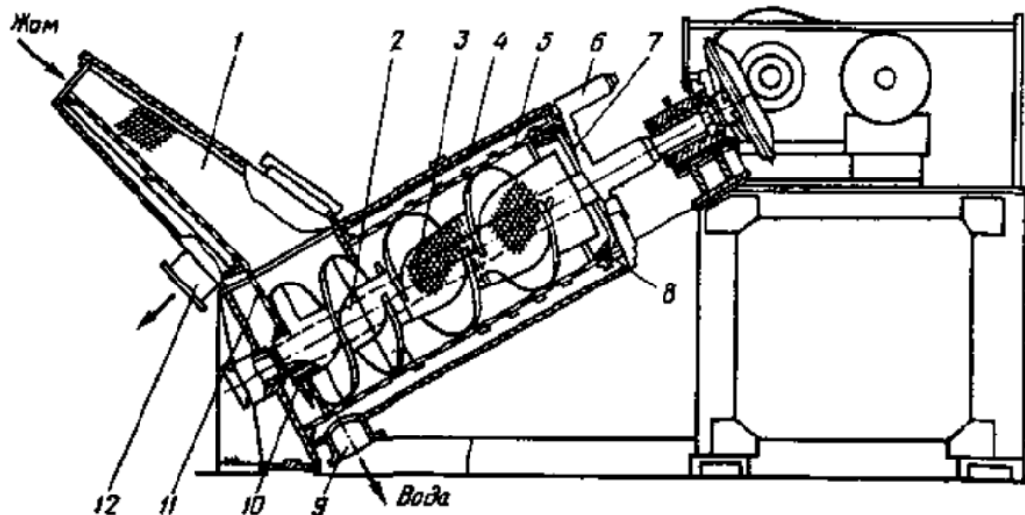
Гідравлічний прес працює за законами гідравліки. Основним вузлом є робочий циліндр, всередині якого переміщується плунжер з рухомою плитою. Матеріал, що підлягає пресуванню розміщується між рухомою та нерухомою плитами і плунжер приводиться в рух рідиною під високим тиском.

Гідравлічні преси широко використовують при переробці фруктів і овочів при отриманні соків.

Механічні преси широко використовують у цукровій промисловості для зневоднення жому. Використовують нахилені, вертикальні та горизонтальні шнекові преси.

Нахилений шнековий прес ( рис. 2.3.1) використовується для віджимання жому. Жом надходить в сепаратор, де з нього частково видаляється вода, а потім в прес, де видаляється основна частина води.

У пресі частина води видаляється через ситову поверхню корпусу преса, а частина через пустотілу частину самого перфорованого шнека. Віджати жом видаляється через регульований отвір між конічним ситом і корпусом віджимного шнека.



1 – сепаратор; 2 – вал шнека; 3 – сито; 4 – віджимний шнек; 5 – циліндричне сито; 6 – регулює мий конус; 7 – отвір для вивантаження жому; 8 – конічне сито; 9 – штуцер; 10, 12 – отвір для видалення води; 11 – додаткова поверхня фільтрації.

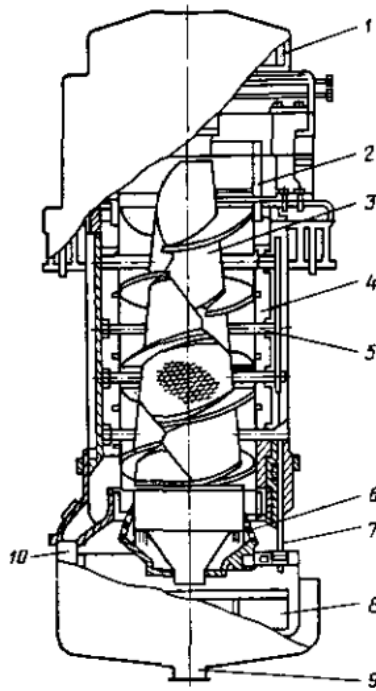
Рис. 2.3.1 – Нахилений шнековий прес.

Вертикальний шнековий прес. Конструкція шнека показана на рис.2.3.2. Основна частина преса – пустотілий шнек, що встановлений в траверсах. На кожусі шнека встановлені контрлопаті, що не дозволяють обертання матеріалу разом зі шнеком. Крім того в контрлопаті подається пара, яка через отвори надходить всередину матеріалу, що підлягає пресуванню [16].

У верхній частині преса є завантажувальна шахта, через яку подається матеріал для пресування. Частина віджатої води виходить через отвори циліндричного сита–корпусу, а друга частина – через пустотілий вал шнека.

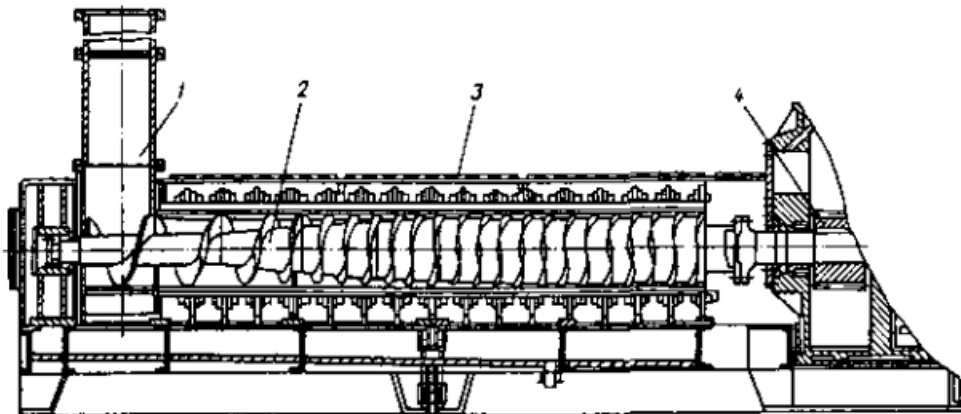
Вологий жом на пресування потрапляє через завантажувальний отвір і верхніми лопатями шнека направляється вниз в зону з меншим поперечним перерізом, де і проходить віджимання води. Частина відпресованої води виходить через отвір циліндричного сита, а друга частина через пустотілий вал шнека.

Видалена вода по каналу 10 і штуцеру 9 видаляється з пресу. В нижній частині циліндричного сита розміщене рухоме конічне сито, яке може підніматись та опускатись за допомогою болтів 7. Зміна розміру щілини між ситом та нижньою частиною циліндричного сита регулює степінь віджиму жому.



1 – привідна шестерня; 2 – завантажувальна шахта; 3 – шнек; 4 – роз'ємне сито; 5 – контрлопась; 6 – конічне сито; 7 – болт; 8 – шкребок; 9 – штуцер; 10 – канал  
Рис. 2.3.2 – Вертикальний шнековий прес.

Двохшнековий прес має два паралельно встановлених шнеки, які обертаються назустріч один одному. В корпусі шнека є циліндричні сита з отворами, через які і фільтрується віджимна рідина ( рис. 2.3.3).



1 – завантажувальний бункер; 2 – шнек; 3 – кришка; 4 – привід.  
Рис. 2.3.3 – Двохшнековий прес.

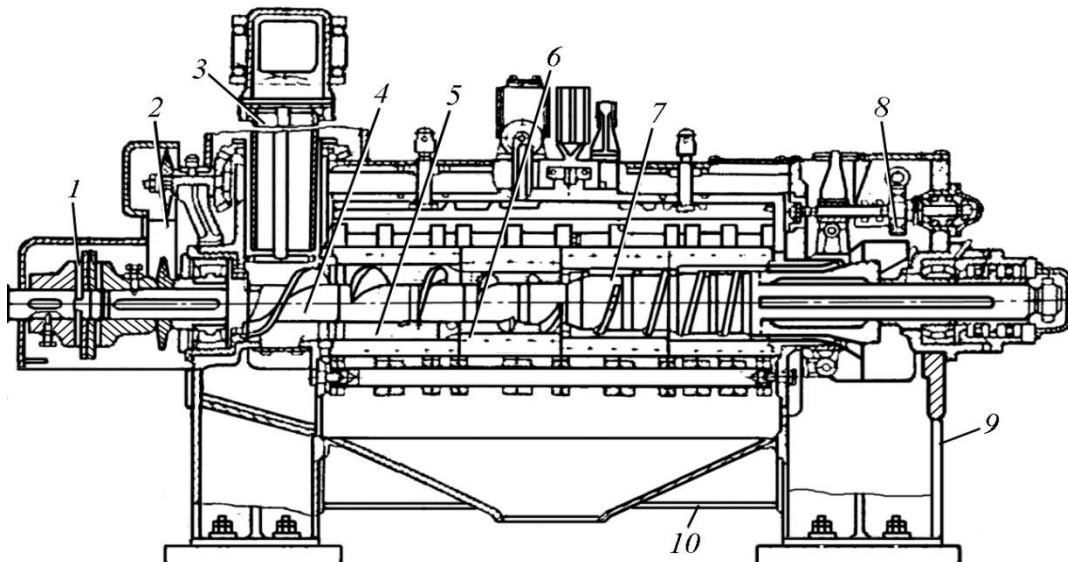
Принцип роботи шнекового пресу, розглянемо на прикладі пресу МП–68 для отримання рослинної олії. При обертанні шнекового вала в порожнині зерного барабана (тобто барабана, зібраного з пластин з малими зазорами між ними) відбувається транспортування матеріалу від місця завантаження до виходу [18, 19]. У результаті зменшення вільного об'єму витків по ходу руху

матеріалу, внаслідок зменшення кроку і збільшення діаметра тіла витка матеріал піддається стиску. При цьому в матеріалі виникає тиск, який віджимає з мезги олію, яка проходить через зазори зерного барабана і збирається у піддоні.

Віджятий матеріал (макуха) на виході з барабана зустрічається з пристроєм, який регулює переріз вихідної щілини і, тим самим, протитиск у всьому шнековому тракті преса.

Максимальний тиск, що розвивається шнековим пресом, досягає 30 МПа, ступінь ущільнення (стиску) мезги зростає у 2,8...4,4 рази, тривалість перебування мезги в шнековому каналі під тиском залежить від типу преса і коливається у межах 78...225 с.

Шнековий олійний прес МП-68 попереднього витягування олії, схема якого показана на рис.2.3.4 має наступну будову.



1 – муфта запобіжна; 2 – ланцюгова передача; 3 – живильник; 4 – вал шнековий; 5 – зерна камера; 6 – витки шнека; 7 – перехідні кільця; 8 – пристрій регулювання; 9 – станина; 10 – збірник олії.

Рис. 2.3.4 – Шнековий олійний прес МП-68.

Прес має литу станину 9, опорні стійки якої з'єднані між собою звареними трубами і двома швелерами. На станині з боку виходу макухи закріплений корпус підшипника шнекового вала.

Шнековий вал складається з дев'яти окремих шнекових витків 6 і перехідних кілець 7, зібраних на осі вала 4 і стягнутих кінцевою гайкою, та



зеєрної камери 5. Шнековий вал 4 опирається на радіальні сферичні дворядні підшипники, змонтовані на станині.

Привод олійного преса складається з електродвигуна і циліндричного зубчастого редуктора (на рис. не показані). Електродвигун тришвидкісний, змінення частоти обертання відбувається за рахунок змінення числа полюсів. Вихідний вал редуктора і вал шнека з'єднані муфтою 1. Захист від поломок преса при перевантаженнях здійснюють за рахунок зрізування штифтів муфти.

Поряд з напівмуфтою на шнековому валу закріплена зірочка ланцюгової передачі 2, яка разом з конічною зубчастою передачею здійснює обертання живильника 3 преса.

Зеєрна камера 5 складається з двох частин, які за допомогою чотирьох стяжних брусів і шпильок з'єднуються у єдиний барабан. Всередині цієї камери є спеціальні ножі з виступами, що перешкоджають обертанню мезги разом зі шнековим валом.

Живильник 3 має вигляд труби, що обертається у контакт з нерухомими скребками, які очищають стінки від налиплого матеріалу. Зверху корпус живильника прикріплений до нижнього чана жаровні.

У корпусі станини розміщений регулювальний механізм 8 для змінення товщини макухи при виході її з преса. Для зміни величини зазору для виходу макухи переміщується спеціальне кільце, яке через черв'ячну передачу приводиться у рух штурвалом, винесеним на зовнішній бік преса. Величину зазору контролюють за допомогою спеціального покажчика зі стрілкою. Збірний пристрій олії 10 складається зі зливального листа і збірника олії; він закріплений між передньою та задньою стійками станини на швелерах.

### 2.3.3. Теоретичні основи визначення параметрів шнекових пресів

Продуктивність преса по насінню  $Q_m$ , кг/год. визначається за наступним виразом [20, 21]:

$$Q_m = 47,1 \cdot D_3^2 \cdot L_{ш} \cdot n \cdot \rho \cdot (1 - \psi) \cdot (1 - K_n), \quad (2.3.1)$$

де  $D_3$  – зовнішній діаметр шнека, м;

$L_{ш}$  – довжина шнека, м;

$n$  – частота обертання шнека, об/хв.

$\rho$  – об'ємна маса насіння, кг/м<sup>3</sup>;

$\psi$  – коефіцієнт заповнення робочої камери;

$K_n$  – коефіцієнт повернення маси сировини.

З формули (2.3.1) визначається зовнішній діаметр шнека  $D_3$ , м

$$D_3 = \sqrt{\frac{Q_m}{47,1 \cdot L_{ш} \cdot n \cdot \rho \cdot (1 - \psi) \cdot (1 - K_n)}} \quad (2.3.2)$$

Довжина шнека розраховується за формулою:

$$L_{ш} = 3 \cdot L_3, \quad (2.3.3)$$

де  $L_3$  – довжина зони пресування, м;

Довжина зони пресування приймається в залежності від кроку витків шнека

$$L_3 = (3 \dots 4) \cdot S. \quad (2.3.4)$$

Пропускна спроможність машини, кг/год. визначається так:

$$Q_m = Q_{ол} + Q_{шр}, \quad (2.3.5)$$

де  $Q_{ол}$  – пропускна спроможність по олії, кг/год.;

$Q_{шр}$  – пропускна спроможність по шроту, кг/год.

$$Q_{ол} = Q_m \cdot K_{вих} / 100, \quad (2.3.6)$$

де  $K_{вих}$  – вихід олії, %

$$Q_{шр} = Q_m - Q_{ол}. \quad (2.3.7)$$

Пропускна спроможність преса, кг/год., у залежності від параметрів машини:

$$Q_m = 3600 \cdot A \cdot v \cdot \rho, \quad (2.3.8)$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу преса, м<sup>2</sup>;  $v$  – швидкість поступального руху маси сировини, м/с.

$$A = \frac{\pi(D_3^2 - D_6^2)}{4}, \quad (2.3.9)$$

де  $D_e$  – внутрішній діаметр витка шнека, м.

$$v = \frac{S \cdot n}{60} \cdot K_{об} \cdot K_m, \quad (2.3.10)$$

де  $K_{об}$  – коефіцієнт, що враховує обертання маси разом зі шнеком;

$K_m$  – коефіцієнт, що враховує товщину витків та їх профіль.

Як видно з рисунка, вал шнека преса має конічну форму, його менший (початковий) діаметр, м визначається за виразом:

$$D_e^n = \sqrt{D_3^2 - \frac{Q_m}{15 \cdot \pi \cdot S \cdot n \cdot K_{об} \cdot K_m \cdot \rho}}. \quad (2.3.11)$$

Внутрішній діаметр шнека на виході з преса, м

$$D_e^e = \sqrt{D_3^2 - \frac{Q_{ур}}{15 \cdot \pi \cdot S \cdot n \cdot K_{об} \cdot K_m \cdot \rho_{ур}}}, \quad (2.3.12)$$

де  $\rho_{ур}$  – об'ємна маса шроту, кг/м<sup>3</sup>.

Пропускна спроможність по олії, кг/с описується виразом:

$$Q_{ол} = \frac{\pi \cdot d_{отв}^2}{4} \cdot z_o \cdot v_{ол} \cdot \rho_{ол}, \quad (2.3.13)$$

де  $d_{отв}$  – діаметр отворів для виходу олії, м;

$v_{ол}$  – швидкість проходження олії через отвори, м/с;

$z_o$  – кількість отворів у кожусі шнека, шт.

Із виразу (13) знаходиться кількість отворів

$$z_o = \frac{4 \cdot Q_{ол}}{\pi \cdot d_{отв}^2 \cdot v_{ол} \cdot \rho_{ол}}. \quad (2.3.14)$$

Ширина завантажувального вікна не повинна бути більшою за зовнішній діаметр шнека

$$B_{зв} \leq D_3. \quad (2.3.15)$$

Довжина вікна не повинна бути меншою, ніж крок шнека у зоні завантаження, тобто:

$$L_{36} \geq S . \quad (2.3.16)$$

Ступінь стиску насіння  $\varepsilon$  визначається за табличними даними у залежності від ширини вихідної щілини  $\delta$  (таблиця А4)

Практична ступінь стиску по насінню у пресі визначається як:

$$\varepsilon_{np} = 0,97[\varepsilon - (21,8 - 1,16 \cdot \delta)] , \quad (2.3.17)$$

Значення потужності потрібної на стиск мезги

$$P_p = \frac{Q \cdot b}{60 \cdot e^{0,022 \cdot W \cdot \rho^{ol}}} (\varepsilon_{np}^{6,5} - 1) , \quad (2.3.18)$$

де  $b$  – емпіричний коефіцієнт, що залежить від вологості насіння і температури його жаріння відносно температури жаріння (табл. А3);

$W$  – вологість насіння, %;

$e$  – основа натурального логарифма.

Крім вказаного значення потужності для привода преса слід враховувати потужність, необхідну для подолання втрат на тертя мезги по шнеку і циліндру, тертя в підшипниках, на перемішування і руйнування часток мезги та ін. При приблизних розрахунках всі ці витрати потужності можна врахувати за допомогою загального ККД преса і загальну потужність визначити за формулою:

$$P_{заг} = P_p / \eta_{заг} . \quad (2.3.19)$$

За визначеним значенням потужності і прийнятою частотою обертання шнека вибирається електродвигун (мотор–редуктор), формується кінематична схема привода і підбираються її елементи (редуктори та механічні передачі).

#### 2.3.4. Розрахунок параметрів преса рослинної олії

Вихідні дані: сировина – соняшник; добова продуктивність по насінню  $G = 2000$  кг/добу; час роботи преса за зміну  $\tau_{зм} = 6$ , год.; число робочих змін,  $z_{зм} = 2$ ; вихід продукції 38 %.

1) Продуктивність преса визначаємо за формулою:

$$Q = G / (\tau_{zm} \cdot z_{zm}) . \quad (2.3.20)$$

$$Q = 2000 / (6 \cdot 2) = 166,6 \text{ кг/год.}$$

2) Крок витка шнека приймається в межах 50...150 мм. Приймаємо 60 мм.

3) Довжина зони пресування за формулою (2.3.4):

$$L_3 = (3...4) \cdot 60 = 180...240 \text{ мм, Приймаємо } L_3 = 200 \text{ мм.}$$

4) Довжина шнека за формулою (2.3.3):

$$L_{ш} = 3 \cdot 200 = 600 \text{ мм.}$$

5) Для визначення розмірів шнека приймається частота його обертання  $n = 25...60$  об/хв. (приймаємо  $n = 30$  об/хв.), об'ємна маса насіння (за таблицею А1 приймаємо  $\rho = 400$  кг/м<sup>3</sup>), коефіцієнт заповнення робочої камери  $\psi = 0,285...0,55$  (приймаємо  $\psi = 0,35$ ), коефіцієнт повернення маси сировини (за таблицею А2  $K_n = 0,727$ ).

6) За формулою (2.3.2) визначаємо зовнішній діаметр шнека

$$D_3 = \sqrt{\frac{166,6}{4,71 \cdot 0,6 \cdot 30 \cdot 400 \cdot (1 - 0,35) \cdot (1 - 0,727)}} = 0,166 \text{ м.}$$

Приймаємо  $D_3 = 170$  мм.

7) Пропускна спроможність по олії і по шроту за формулами (2.3.6 і 2.3.3.7)

$$Q_{ол} = 166,6 \cdot 38 / 100 = 63,1 \text{ кг/год.}$$

$$Q_{шр} = 166,6 - 63,1 = 103,5 \text{ кг/год.}$$

8) Менший (початковий) внутрішній діаметр конічного шнека визначається за виразом (2.3.11):

Поправочні коефіцієнти приймають  $K_{об} = 0,7...0,75$ ,  $K_m = 0,7...0,9$ .

$$D_6^n = \sqrt{0,17^2 - \frac{166,6}{15 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 30 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 400}} = 0,138 \text{ м.}$$

9) Внутрішній діаметр шнека на виході з преса, м

$$D_a^s = \sqrt{0,17^2 - \frac{103,5}{15 \cdot 3,14 \cdot 0,06 \cdot 30 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 1000}} = 0,162 \text{ м}$$

При розрахунку приймаємо  $\rho_{\text{уп}} = 1000 \dots 1800 \text{ кг/м}^3$ .

10) Кількість отворів в циліндрі знаходиться за виразом (2.3.14), при розрахунку приймається діаметр отворів  $d_o = 0,5 \dots 1,5 \text{ мм}$ , швидкість витікання олії  $v = 0,6 \dots 1,0 \text{ м/с}$ , об'ємна маса олії  $\rho_{\text{ол}} = 960 \dots 980 \text{ кг/м}^3$ .

$$z_o = \frac{4 \cdot 63,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,0^2 \cdot 0,8 \cdot 960} = 104,6 .$$

Приймаємо  $z_o = 105 \text{ шт.}$

11) Ширина і довжина завантажувального вікна приймається з дотриманням нерівностей (2.3.15) і (2.3.16).

Приймаємо:  $B_{36} = 170 \text{ мм}$ ,  $L_{36} = 100 \text{ мм}$ .

12) Практична ступінь стиску по насінню у пресі за формулою (2.3.17)

Для підстановки в формулу приймаємо ширину вихідної щілини  $\delta = 10 \text{ мм}$ , ступінь стиску насіння  $\varepsilon = 15,75$  (таблиця А4), вологість насіння  $W = 15 \%$  (таблиця А1).

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 0,97 [15,75 - (21,8 - 1,16 \cdot 10)] = 5,4 .$$

13) Потужність потрібна на стиск мезги за формулою (2.3.18)

$$P_p = \frac{166,6 \cdot 0,001}{60 \cdot 2,72^{0,022 \cdot 0,15} \cdot 400^{0,8}} (5,4^{6,5} - 1) = 1,28 \text{ кВт.}$$

де  $b$  – емпіричний коефіцієнт, що залежить від вологості насіння і температури його жаріння відносно температури жаріння (табл. Б 3);

$W$  – вологість насіння, %;

$e$  – основа натурального логарифма.

14) Приймається загальний ККД преса  $\eta_{\text{заг}} = 0,7 \dots 0,75$  і визначається загальна потужність на привод за формулою (2.3.19):

$$P_{\text{заг}} = 1,28 / 0,7 = 1,82 \text{ кВт.}$$

15) Вибираємо мотор–редуктор МЦ2С з частотою обертання вихідного вала 35,5 об/хв. Мотор–редуктор оснащений електродвигуном марки

4A100L6P3 потужністю 2,2 кВт і частотою обертання 950 об/хв. Для зменшення частоти обертання до 30 об/хв. приймається ланцюгова передача.

### **2.3.5. Основні способи гранулювання та класифікація пресів грануляторів**

Гранулювання (грануляція) (від лат. *granulum* – зернятко), формування твердих часток (гранул) певних розмірів і форми із заданими властивостями. Розмір гранул залежить від виду матеріалу, способу його подальшої переробки або застосування [17, 22].

Гранулювання – це сукупність фізико–хімічних і фізико–механічних процесів, які забезпечують формування часток певних розмірів, форми, структури та фізичних властивостей. У загальному випадку гранулювання містить у собі наступні технологічні стадії: підготовку вихідної сировини, дозування і змішування компонентів; саме гранулоутворення; формування структури (сушіння, термостатування, полімеризація та ін.); сортування (поділ часток по розмірах).

Відомі способи гранулювання в основному забезпечують одержання готового продукту із заданими якісними показниками (гранулометричний склад, міцність гранул, розсипчастість і т.п.).

Гранулювання може здійснюватися трьома основними способами: на пресах грануляторах, обкочуванням і у псевдозрідженому шарі.

Сутність способів грануляції обкочуванням і грануляції у псевдозрідженому шарі полягає в утворенні гранул за рахунок нашаровування дрібних часток продукту, змочених в'язкими сумішами, на більші грудочки та ущільнення агломератів у шарі матеріалу.

У сучасній вітчизняній переробній промисловості процес гранулювання, в основному, використовують для виготовлення комбикормів з застосуванням різних продуктів сільськогосподарського і тваринного походження, відходів цукрового (жом, патока) і спиртового виробництва та ін. Найбільш ефективний спосіб одержання кормівконцентратів – пресування продукту на прес–грануляторах.

За загальною класифікацією пресів для гранулювання їх конструкції поділяють на декілька груп: шнекові, плунжерні, клинові, шестеренні, кільцеві, вальцеві та ін.

Застосування шнекових пресів обмежує ефект тертя ковзання продукту по поверхні шнека завдяки якому гвинтова поверхня шнека інтенсивно зношується. Тому такі механізми застосовують вкрай рідко і тільки при вологому способі гранулювання, який забезпечує значно менші навантаження на робочі органи.

Серед наведених конструкцій можна виділити групу вальцевих пресів, які одержали широке застосування в переробній галузі. Їх класифікація подана на рис. 2.3.1.

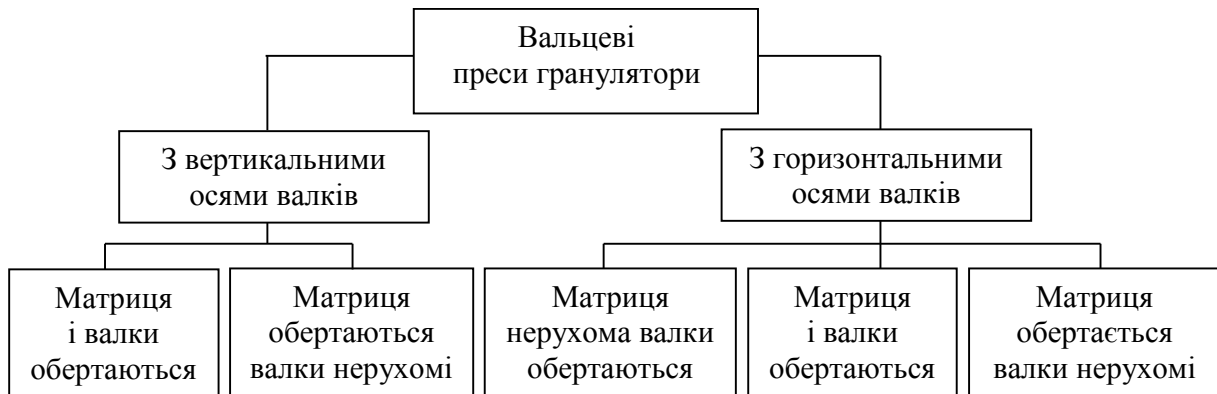


Рис. 2.3.5 – Класифікація вальцевих пресів грануляторів.

### 2.3.6. Конструкції та принцип роботи пресів грануляторів

Основні конструктивні рішення вальцевих пресів грануляторів показані на рис. 2.3.6.

Головними робочими органами пресового механізму є матриця і ролики (валки). У пристрої зображеному на рис. 2.3.6, а) матриця має форму товстостінного кільця – кільцевий прес, а на рис. 2.3.6, б) форму плоского диска – дисковий прес.

Матриця і ролики з'єднуються в механізм водилом так, що ролики, що пресують, перекочуються по робочій поверхні матриці.

Звичайно подібні механізми мають від одного до трьох роликів. Механізми з одним роликом, застосовують тільки у пресах малої потужності, тому що при одному ролику виникають значні згинаючі зусилля, які передаються на вали привода матриці і водила.

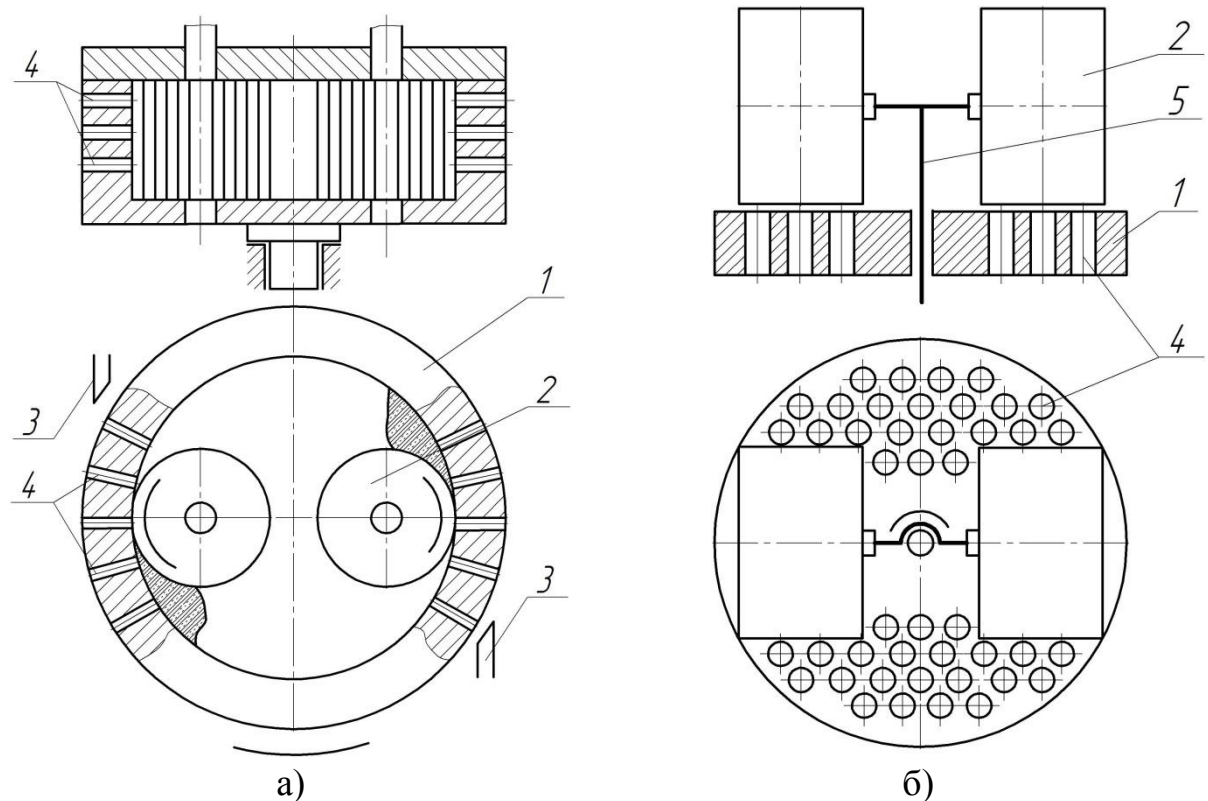
При співвісному розташуванні матриці і водила та наявності двох або трьох осесиметричних пресових роликів, згинальні зусилля від роликів



урівноважуються, тому вали привода матриці і водила звільняються від згинаючих моментів.

Пресові механізми із плоскою матрицею мають, як правило, закріплену матрицю 1 і ведуче водило 5, на якому встановлено від двох до п'яти роликів 2.

Циліндрична зовнішня поверхня ролика має рифлення, нанесене паралельно осі обертання ролика, або ж густу перфорацію некрізними циліндричними отворами. Нерівності поверхні призначені для кращого зчеплення ролика з продуктом. Ролики встановлюють так, щоб зазор між ними і матрицею був мінімальним.



а) кільцевий; б) дисковий; 1 – матриця; 2 – ролики; 3 – ніж для зрізання гранул; 4 – отвори в матриці (філь'єри); 5 – водило роликів.

Рис. 2.3.7 – Схеми пресів грануляторів.

Під час роботи гранулятора сипучий продукт безупинно подають на робочу поверхню матриці, ролик перекочується по шару продукту, стискає його, а потім проштовхує у філь'єри матриці. Наступний ролик проштовхує у філь'єри нову порцію, спонукаючи спресований продукт рухатись до виходу з філь'єри.

Таким чином, при безперервному процесі переміщення роликів по поверхні матриці рух продукту в кожній філь'єрі відбувається періодично –

тільки у момент проходження ролика над вхідним отвором філь'єри. За один прохід ролика гранула з вихідного отвору філь'єри висувається на довжину до кількох міліметрів.

Встановлено, що при пресуванні в грануляторах відбуваються пружно-пластичні деформації продукту. Напружений стан у продукті визначається зовнішніми навантаженнями та механічними характеристиками продукту – коефіцієнтом тертя по контактній поверхні і границею текучості при стиску. Ці характеристики продуктів обумовлюють продуктивність преса, зусилля, які діють на робочі органи пресового механізму, витрати енергії на гранулювання.

Особливість поведінки продукту в механізмі преса – залежність його границі текучості і коефіцієнта контактної тертя від напруженого стану продукту.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що границя текучості продукту при одноосьовому стиску і одночасній дії високого всебічного тиску зростає зі збільшенням останнього, і цю залежність можна описати експонентною функцією.

Залежність коефіцієнта тертя об сталеву контактну поверхню  $f$  від  $\sigma_n$  може бути представлена у вигляді:

$$f = \frac{\tau_0}{\sigma_n} + f_1 + f_2 \cdot \sigma_n,$$

де  $\tau_0$ ,  $f_1$  – постійні, які залежать від молекулярної взаємодії продукту і контактної поверхні;  $f_2$  – постійна, яка враховує деформаційний вплив часток продукту на пружну контактну поверхню.

Границя текучості і коефіцієнт контактної тертя залежать від складу продукту, його температури і вологості. З підвищенням температури та відносної вологості ці механічні параметри зменшуються.

Формоутворення гранул відбувається в каналах філь'єр (рис. 2.3.8). Для збільшення живого перетину перфорованої частини матриці вхідні ділянки отворів філь'єр виготовляють із діаметром більшим, ніж діаметр циліндричної частини їх каналів.

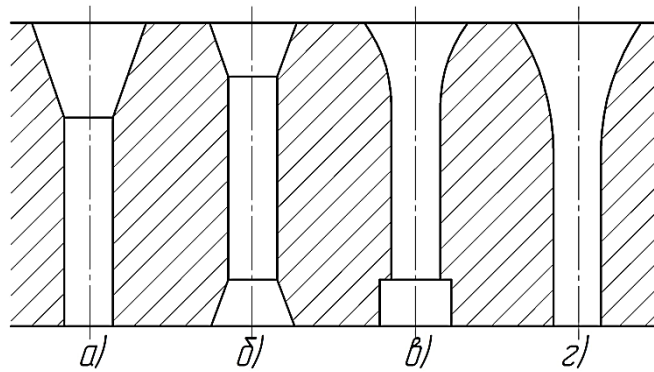


Рис. 2.3.8 – Профілі філь'єр матриці.

Порожнина, що з'єднує вхідний отвір із циліндричним каналом називається вхідною порожниною філь'єри. Звичайно філь'єри виготовляють із конічною вхідною порожниною, яка сполучена із циліндричним каналом (рис. 2.3.8, а і 2.3.8 б).

Крім конічної вхідної порожнини, може бути застосована вхідна порожнина форми тору з утворюючою у вигляді частини дуги окружності (рис. 2.3.8, в). У деяких матрицях канали філь'єр закінчуються вихідною конічною порожниною (рис. 2.3.8, б) або циліндричною порожниною з діаметром дещо більшим за діаметр основного циліндричного каналу (рис. 2.3.8, в).

Після досить тривалого строку роботи матриці в результаті зношування утворююча каналу філь'єри здобуває форму гладкої опуклої кривої (рис. 2.3.8, г).

Установлено, що форма вхідної порожнини зношеної філь'єри не залежить від вихідних параметрів вхідної порожнини. На вихідній ділянці циліндричного каналу, а також у вихідній порожнині, якщо вона є, зношування практично відсутнє.

На рис. 2.3.9 показаний гранулятор, що входить у комплект устаткування ОГМ–0,8А. Основою гранулятора є прес, що складається з редуктора і вузла пресування з вертикальною кільцевою матрицею та двома пасивними вальцями (ролерами) [16, 22]. Електродвигун еластичною муфтою з'єднаний з валом–шестірнею 1. У постійному зачепленні з валом–шестірнею перебуває зубчасте колесо 5, жорстко закріплене шпонкою і гайкою 4 на порожнинному головному валу 2.3. До фланця головного вала сегментами 7 прикріплена матриця 8, яка від провертання зафіксована шпонками.

До зовнішнього торця матриці, що обертається прикріплений конічний приймач 10, який утворює разом з її внутрішньою порожниною камеру

пресування. У середині головного вала розміщена вісь 2, на кінці її встановлено дві плити, між якими на ексцентричних осях змонтовані вальці, що пресують, або ж ролери, 9. Зазор між робочими поверхнями вальців і матриці в межах 0,3...0,5 мм регулюється за допомогою спеціальних важелів і болтів. На іншому кінці осі 2 на шліцах посаджений фланець із лискою, що через зрізний штифт 3 жорстко з'єднаний зі стаканом заднього роликівого підшипника.

При звичайному навантаженні зрізний штифт утримує вісь від обертання, вальці, обертаються навколо своїх нерухомих осей. Якщо прес виявиться надмірно перевантаженим масою продукту або в зазор між вальцем і матрицею потрапить сторонній предмет, то валець заклинить, обертаючий момент від матриці буде передаватися на вісь 2, а через неї на зрізний штифт 3.

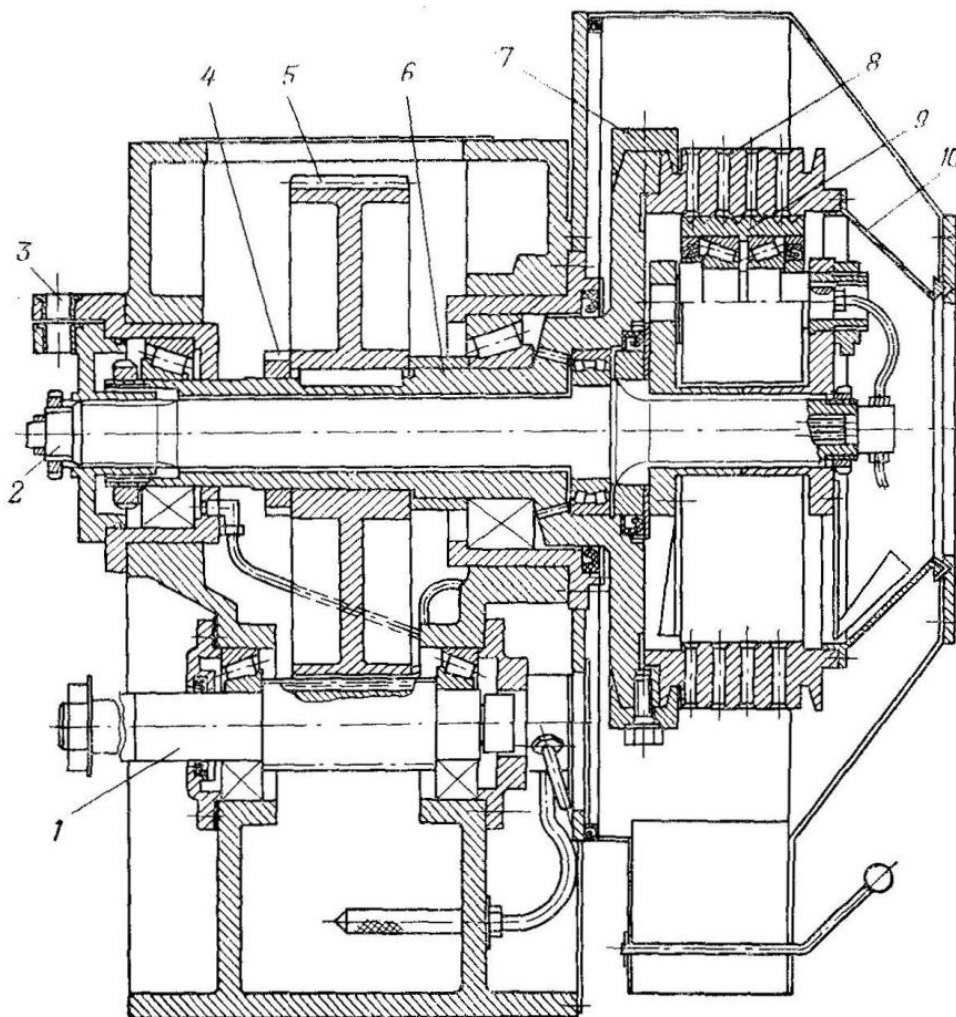


Рис. 2.3.9 – Схема преса гранулятора.

Після зрізання штифта фланець почне повертатися і наявною на ньому лискою натисне на штовхач кінцевого вимикача, який від'єднає від мережі всі електродвигун та зупинить прес, запобігаючи його поломці.

### 2.3.7. Елементи теорії розрахунку пресів грануляторів

Довжина отворів (філь'єр) матриці визначаємо з формули [20, 23]:

$$l_{\phi} = \frac{d_{cp}}{4\varepsilon \cdot f_{cn}} \cdot \ln \left( \frac{\varepsilon \cdot p_{max}}{q_0} + 1 \right), \quad (2.3.21)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт бокового тиску матеріалу;  $f_{cn}$  – коефіцієнт тертя спокою матеріалу;  $p_{max}$  – тиск потрібний для стиску матеріалу до потрібної щільності;  $q_0$  – боковий тиск на стінки отвору, обумовлений пружним розширенням матеріалу.

Довжина передкамери матриці знаходиться з виразу:

$$l_{np} = \frac{d_{\bar{a}\bar{d}}}{2tg\alpha} \left[ \exp \left( \frac{2}{d_{\bar{a}\bar{d}}} \cdot \frac{l_{\bar{o}} - l_{\bar{d}}}{1/f_{\bar{m}} + 1/tg\alpha} \right) - 1 \right], \quad (2.3.22)$$

де  $l_u$  – довжина циліндричної частини отвору;  $\alpha$  – кут нахилу утворюючої конусної передкамери до осі отвору,

$$l_u = (0,8...0,9)l_{\phi}. \quad (2.3.23)$$

Сумарна довжина циліндричної частини і передкамери складає:

$$l_c = l_u + l_{np}. \quad (2.3.24)$$

З урахуванням майбутнього зносу матриці потрібно збільшити фактичну довжину каналів філь'єр на 10...15 %.

$$l_{\phi\phi} = (1,1...1,15)l_c. \quad (2.3.25)$$

Необхідна площа робочої поверхні матриці з умови забезпечення потрібної продуктивності і якості гранул:

$$A_p = \frac{Q \cdot t_{cp}}{k_n \cdot l_{\phi\phi} \cdot \beta \cdot \rho}, \quad (2.3.26)$$

де  $t_{cp}$  – час перебування матеріалу у отворах матриці, с;  $k_n$  – коефіцієнт перфорації матриці;  $\beta$  – коефіцієнт розширення гранул;  $\rho$  – щільність готових гранул.

За дослідними даними час перебування матеріалу у отворах матриці при гранулюванні трав'яного борошна складає  $t_{cp} = 15...18$  с, при брикетуванні кормових сумішей:  $t = 22...25$  с.

Коефіцієнти, що входять в формулу приймаються у наступних межах:  $k_n = 0,4...0,5$  і  $\beta = 1,05...1,1$ .

Максимальний кут пресування дорівнює:

$$\alpha_{max} \leq \frac{\varphi}{1-r/R}, \quad (2.3.27)$$

де  $\varphi$  – кут тертя руху матеріалу;  $r/R$  – відношення радіуса вальця до радіуса матриці.

Кут тертя руху визначається як:

$$\varphi = \arctg f_p, \quad (2.3.28)$$

де  $f_p$  – коефіцієнт тертя руху,  $f_p = 0,5...0,7$ .

Відношення радіуса вальця до радіуса матриці регламентується компактністю конструкції преса і коливається у вузьких межах: для конструкції з двома вальцями  $r/R = 0,42...0,45$ , а для преса з трьома вальцями цей показник рекомендують у межах  $r/R = 0,4...0,42$ .

Максимальне відношення товщини шару матеріалу, що захоплюють вальці до радіуса вальця:

$$H/r = (r/R) [1 - \sqrt{[1 - 2(r/R)](1 - \cos \alpha)}]. \quad (2.3.29)$$

Номінальне відношення товщини шару матеріалу захопленого вальцями до радіуса вальця:

$$(H/r)_{ном} = (H/r) \cdot n_1 \cdot n_2 \cdot n_3, \quad (2.3.30)$$

де  $n_1$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність подачі матеріалу в прес;  $n_2$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу матеріалу по ширині

матриці;  $n_3$  – коефіцієнт впливу кондиціонування матеріалу на продуктивність преса.

Дійсний кут пресування визначається за формулою:

$$\alpha_{np} = \arccos \left[ 1 - \frac{1 - [(1 - (H/r))^2]}{2(r/R)[1 - (r/R)]} \right]. \quad (2.3.31)$$

Той же кут у радіанах  $\alpha'_{np} = \frac{\alpha_{np} \cdot \pi}{180^\circ}$

Зусилля пресування:

$$F = A \cdot p_{cp} \cdot (r/R) \frac{\alpha'_{np}}{2\pi}, \quad (2.3.32)$$

де  $p_{cp}$  – середній тиск пресування,  $p_{cp} = 30...32$  МПа.

З метою якісного змішування і рівномірного розподілу матеріалу між вальцями преса змішувач і живильник установки повинні мати частоту обертання  $n = 300...350$  об/хв. В цих межах рекомендують приймати частоту обертання водила преса. За умовами завдання приймаємо частоту обертання водила  $n_e = 300$  об/хв.

Частота обертання вальця (ролика) визначається з виразу:

$$n_p = \frac{n_e}{r/R}. \quad (2.3.33)$$

Діаметр вальців приймається конструктивно, для пресів середньої продуктивності в межах 2...3 т/год. можна застосовувати вальці діаметром  $D_e = 200...250$  мм.

Внутрішній радіус матриці визначається за виразом:

$$R_m = \frac{0,5D_e}{r/R}. \quad (2.3.34)$$

Ширина матриці:

$$B_m = A/2\pi \cdot R_m. \quad (2.3.35)$$

За конструктивними міркуваннями значення ширини матриці повинне знаходитись у межах  $0,5D_e \leq B_m \leq D_e$ . Якщо це значення не відповідає даному співвідношенню потрібно дещо змінити діаметр вальця.

Дійсна внутрішня площа матриці:

$$A_d = 2\pi \cdot R_m \cdot B_m, \quad (2.3.36)$$

Число отворів (філь'єр) у матриці:

$$z_o = \frac{4A_d \cdot k_n}{\pi \cdot d_{zp}^2}. \quad (2.3.37)$$

Середня швидкість руху гранули:

$$v_{cp} = l_{\phi\phi} / t_{cp}, \quad (2.3.38)$$

Зусилля тертя матеріалу по поверхні філь'єр:

$$F_{mp} = f_{cn} \cdot \varepsilon \cdot p_{yn} \cdot \Pi_k \cdot l_{\phi\phi}, \quad (2.3.39)$$

де  $p_{yn}$  – тиск на упорі;  $\Pi_k$  – периметр каналу матриці.

Значення тиску на упорі  $p_{yn}$  рекомендують приймати в розмірі 10...40 % від максимального тиску пресування  $p_{max} = 85$  МПа.

Периметр круглого отвору філь'єри:

$$\Pi_k = \pi \cdot d_{zp}. \quad (2.3.40)$$

Потужність потрібна для привода преса:

$$P_{np} = F_{mp} \cdot v_{cp} \cdot z_u, \quad (2.3.41)$$

де  $z_u$  – число каналів, в яких проводиться одночасне пресування.

$$z_u = z_o \cdot z_v \cdot \frac{\alpha_{np}}{360}, \quad (2.3.42)$$

де  $z_v$  – число вальців преса.

Потужність двигуна привода преса з урахуванням динамічних навантажень і втрат в передачах привода:



$$P_{дв} = \frac{P_{np} \cdot k_d}{\eta_{мех}}, \quad (2.3.43)$$

де  $k_d$  – динамічний коефіцієнт;  $\eta_{мех}$  – коефіцієнт корисної дії передач привода.

### 2.3.8. Розрахунок параметрів преса гранулятора

Розрахунок супроводжується числовим прикладом за наступними числовими даними:  $Q = 2,0$  т/год. =  $0,56$  кг/с;  $d_{зр} = 12$  мм;  $z_г = 2$ ;  $n_г = 300$  об/хв.

Враховуючи те, що трав'яне борошно є продуктом, який найбільш утруднено піддається гранулюванню розрахунок проводиться по трав'яному борошну.

1) Довжину отворів (філь'єр) матриці визначаємо за формулою (2.3.21):

Для трав'яного борошна при крупності помелу  $m = 0,33$  і вологості маси  $W = 15\%$  можна прийняти наступні значення його фізико–механічних властивостей:

$$\varepsilon = 0,42 ; q_0 = 4,4...4,5 \text{ МПа}; p_{max} = 85 \text{ МПа}; f_{сн} = 0,23...0,25 .$$

$$l_{\phi} = \frac{12}{4 \cdot 0,42 \cdot 0,23} \cdot \ln \left( \frac{0,42 \cdot 85}{4,4} + 1 \right) = 68,6 \text{ мм.}$$

2) Визначаємо довжину циліндричної частини отвору за формулою (2.3.23):

$$l_{ц} = (0,8...0,9) \cdot 68,6 = 54,9...61,7 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $l_{ц} = 60$  мм.

3) Кут нахилу утворюючої конусної передкамери до осі отвору звичайно приймається у межах  $\alpha = 6,5...8,5^\circ$ .

4) Довжину передкамери матриці визначаємо за формулою (2.3.22):

$$l_{np} = \frac{12}{2 \cdot \text{tg}7,5^\circ} \left[ \exp \left( \frac{2}{12} \cdot \frac{68,6 - 60}{1/0,23 + 1/\text{tg}7,5^\circ} \right) - 1 \right] = 5,8 \text{ мм.}$$

5) Сумарна довжина циліндричної частини і передкамери відповідно до формули (2.3.24) складе:

$$l_c = 60 + 5,8 = 65,8 \text{ мм.}$$

б) З урахуванням майбутнього зносу матриці потрібно збільшити фактичну довжину каналів філь'єр на 10...15 %.

$$l_{\phi\phi} = (1,1...1,15) \cdot 65,8 = 72,4...75,6 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $l_{\phi\phi} = 75 \text{ мм.}$

7) Необхідну площу робочої поверхні матриці з умови забезпечення потрібної продуктивності і якості гранул визначаємо з формули (2.3.26)

За дослідними даними час перебування матеріалу у отворах матриці при гранулюванні трав'яного борошна складає  $t_{cp} = 15...18 \text{ с}$ , при брикетуванні кормових сумішей:  $t = 22...25 \text{ с}$ .

Коефіцієнти, що входять в формулу приймаються у наступних межах:  $k_n = 0,4...0,5$  і  $\beta = 1,05...1,1$ . Щільність гранул трав'яного борошна  $\rho = 1200...1250 \text{ кг/м}^3$ .

Таким чином загальна площа поверхні матриці складе:

$$A = \frac{0,56 \cdot 15}{0,5 \cdot 0,075 \cdot 1,1 \cdot 1200} = 0,17 \text{ м}^2$$

8) Кут тертя руху визначаємо по формулі (2.3.28)

$$\phi = \arctg 0,7 = 35^\circ$$

9) Відношення радіуса вальця до радіуса матриці регламентується компактністю конструкції преса і коливається у вузьких межах: для конструкції з двома вальцями  $r/R = 0,42...0,45$ , а для преса з трьома вальцями цей показник рекомендують у межах  $r/R = 0,4...0,42$ .

$$\alpha_{max} \leq \frac{35^\circ}{1 - 0,43} = 61,4^\circ$$

10) Максимальне відношення товщини шару матеріалу, що захоплюють вальці до радіуса вальця визначаємо по формулі (2.3.29)

$$H/r = 0,43 [1 - \sqrt{[1 - 2 \cdot 0,43](1 - \cos 61,4^\circ)}] = 0,314$$

11) Номінальне відношення товщини шару матеріалу захопленого вальцями до радіуса вальця визначимо за формулою (2.3.30)

За даними при гранулюванні трав'яного борошна коефіцієнти можна прийняти у межах:  $n_1 = 0,7...0,8$ ,  $n_2 = 0,2...0,3$ ,  $n_3 = 0,5...0,6$ .

$$(H/r)_{ном} = 0,314 \cdot 0,75 \cdot 0,25 \cdot 0,55 = 0,032$$

12) Дійсний кут пресування визначається за формулою (2.3.31)

$$\alpha_{np} = \arccos \left[ 1 - \frac{1 - [(1 - 0,032)]^2}{2 \cdot 0,43 [1 - 0,43]} \right] = 29,5^\circ$$

Той же кут у радіанах  $\alpha'_{np} = \frac{\alpha_{np} \cdot \pi}{180^\circ} = \frac{29,5 \cdot 3,14}{180} = 0,515$  рад.

13) Зусилля пресування визначається по формулі (2.3.32)

$$F = 0,17 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot 0,43 \frac{0,515}{2 \cdot 3,14} = 179,7 \text{ кН.}$$

З метою якісного змішування і рівномірного розподілу матеріалу між вальцями преса змішувач і живильник установки повинні мати частоту обертання  $n = 300...350$  об/хв. В цих межах рекомендують приймати частоту обертання водила преса. За умовами завдання приймаємо частоту обертання водила  $n_g = 300$  об/хв.

14) Частота обертання вальця (ролика) визначається з виразу (2.3.33)

$$n_p = \frac{300}{0,43} = 698 \approx 700 \text{ об/хв.}$$

Діаметр вальців приймається конструктивно, для пресів середньої продуктивності в межах 2...3 т/год. можна застосовувати вальці діаметром  $D_g = 200...250$  мм. Для даного прикладу приймаємо  $D_g = 200$  мм.

15) Внутрішній радіус матриці визначається за виразом (2.3.34)

$$R_m = \frac{0,5 \cdot 200}{0,43} = 232 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $R_m = 235$  мм.

16) Ширина матриці визначається за формулою (2.3.35)

$$B_m = 0,17/2 \cdot 3,14 \cdot 0,235 = 0,115 \text{ м}$$

Приймаємо  $B_m = 120$  мм.

17) За конструктивними міркуваннями значення ширини матриці повинне знаходитись у межах  $0,5D_g \leq B_m \leq D_g$ . Якщо це значення не відповідає даному співвідношенню потрібно дещо змінити діаметр вальця.

18) Дійсну внутрішню площу матриці визначаємо за формулою (2.3.36)

$$A_o = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,235 \cdot 0,12 = 0,177 \text{ м}^2.$$

19) Число отворів (філь'єр) у матриці визначимо по формулі (2.3.37)

$$z_o = \frac{4 \cdot 0,177 \cdot 0,5}{3,14 \cdot 0,012^2} = 783,3 \text{ шт.}$$

Приймається  $z_o = 784$  шт.

20) Середню швидкість руху гранули визначаємо по формулі (2.3.38)

$$v_{cp} = 75/15 = 15 \text{ мм/с} = 0,015 \text{ м/с.}$$

21) Зусилля тертя матеріалу по поверхні філь'єр визначається з виразу (2.3.39)

Значення тиску на упорі  $P_{yn}$  рекомендують приймати в розмірі 10...40 % від максимального тиску пресування  $P_{max} = 85$  МПа, таким чином  $P_{yn} = 0,4 \cdot 85 = 34$  МПа.

Периметр круглого отвору філь'єри:

$$\Pi_k = \pi \cdot d_{zp} = 3,14 \cdot 0,012 = 0,0377 \text{ м.}$$

$$F_{mp} = 0,23 \cdot 0,42 \cdot 34 \cdot 10^6 \cdot 0,0377 \cdot 0,075 = 9287 \text{ Н} \approx 9,3 \text{ кН.}$$

22) Число каналів, в яких проводиться одночасне пресування визначимо по формулі (2.3.42)

$$z_{\text{ц}} = 784 \cdot 2 \cdot \frac{29,5}{360} = 128 \text{ шт.}$$

23) Потужність потрібна для привода преса знаходиться з виразу (2.3.41)

$$P_{np} = 9,3 \cdot 0,015 \cdot 128 = 17,8 \text{ кВт.}$$

24) Потужність двигуна привода преса з урахуванням динамічних навантажень і втрат в передачах привода визначається за формулою (2.3.43)

$$P_{дв} = \frac{17,8 \cdot 1,2}{0,9} = 23,8 \text{ кВт.}$$

У відповідності до визначеної потужності двигуна за каталогом вибирається електродвигун рівної або ж більшої потужності.

### ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Класифікація методів формування харчових продуктів і перелік видів обладнання, що їх реалізує.
2. В чому суть процесу пресування і яким законам воно підкоряється?
3. Які основні вимоги повинні бути виконані при конструюванні пристосувань для видобування рослинної олії?
4. Які методи інтенсифікації процесу видобування олії методом пресування ви знаєте?
5. В чому різниця між форпресами і пресами експелерами?
6. На яких підприємствах переробної та харчової галузі застосовують процеси гранулювання і брикетування?
7. Які схеми процесів гранулювання ви знаєте? Перелічіть їх переваги і недоліки.
8. За рахунок яких сил відбувається зчеплення матеріалу при його пресовому гранулюванні?
9. Які основні конструкції пресів застосовують у вітчизняній промисловості для гранулювання кормів і побічних продуктів?
10. Від яких факторів залежить розрахункова продуктивність вальцевого преса гранулятора?
11. Як впливають фізико-механічні властивості продукту на його поведінку при пресуванні?
12. Які конструкції філь'єр матриць для пресування харчових продуктів і відходів ви знаєте?
13. Як впливає довжина циліндричного каналу філь'єри на показники процесу гранулювання і якість продукту?

14. Перерахуйте основні етапи інженерного розрахунку вальцевого преса гранулятора.

15. За рахунок яких заходів можна інтенсифікувати процес гранулювання і підвищити якість продукту?

### ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ

1. Конспект лекцій до розділу «Механічні процеси» з курсу —Процеси та апарати хімічних виробництв» для студентів III–IV курсів механічних спеціальностей / Укл. С.О. Опарін. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2012. – 112 с.

2. Серьогін О.О., Пономаренко В.В., Люлька Д.М. Технологічне обладнання харчових виробництв: Конспект лекцій для студ. напряму підготовки 6.050502 «Інженерна механіка» (спеціальності «Обладнання переробних і харчових виробництв») денної та заочної форм навчання – К.: НУХТ, 2011. – 160 с.

3. Бойко В.С., Самойчук К.О., Тарасенко В.Г., Загорко Н.П., Мікульонок І.О., Циб В.Г. Процеси і апарати харчових виробництв. Механічні процеси і технології надвисокого тиску. Підручник. – Мелітополь: Видавничо–поліграфічний центр «Люкс», 2019., 273 с.

4. Жуков В.И. Процессы и аппараты пищевых производств : учеб. пособие. – Новосибирск : Изд–во МГТУ, 2013. – 188 с.

5. Патент на корисну модель № 101590, Бюл. № 18/2015 від 09.2015. Решітний сепаратор / Гвоздев О.В., Клевцова Т.О., Петриченко С.В., заявник і патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.

6. Петриченко С.В. Механічне моделювання реологічної поведінки харчових матеріалів / С.В.Петриченко, В.О.Олексієнко, Н.О.Паляничка //Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет – Вип. 16. Т 1 – Мелітополь: ТДАТУ, 2016.– 277 с.

7. Патент на корисну модель № 102921, Бюл. № 22/2015 від 11.2015. Лінія подрібнення зерна та класифікації продукту / Гвоздев О.В., Петриченко С.В., Клевцова Т.О., Паляничка Н.О., заявник і патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.

8. Олексієнко В.О., Петриченко С.В. Аналіз параметрів ротора малогабаритної зернової молоткової дробарки / Сучасні наукові дослідження на шляху до євроінтеграції: матеріали міжнародного науково–практичного форуму

(21–22 червня 2019р.) Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного за загальною редакцією д.т.н. професора Надикто В.Т. – Мелітополь: ФОП Однорог Т.В. 2019. – Частина 1. –с. 112 – 115

9. В.О. Олексієнко, С.В. Петриченко. Удосконалення молоткового ротора зернової кормодробарки. Інноваційні аспекти розвитку обладнання харчової і готельної індустрії в умовах сучасності : третя міжнародна науково–практична конференція, 4–6 вересня 2019 р. / під заг. ред. Г. В. Дейниченка. – Харків : ХДУХТ, 2019. 59–60 с.

10. Патент на корисну модель № 101362, Бюл. № 17/2015 від 09.2015. Безрешітна дробарка / Гвоздєв О.В., Петриченко С.В., Олексієнко В.О., Генчев В.Г., заявник і патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.

11. Патент на корисну модель № 101366, Бюл. № 17/2015 від 09.2015. Дробарка / Гвоздєв О.В., Петриченко С.В., Олексієнко В.О., Генчев В.Г., заявник і патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.

12. Патент на корисну модель № 102917, Бюл. № 22/2015 від 11.2015. Пристрій для подрібнення зерна / Гвоздєв О.В., Клевцова Т.О., Петриченко С.В., Паляничка Н.О., заявник і патентовласник Таврійський державний агротехнологічний університет.

13. Основы теории резания материалов : консп. лекций / В. Н. Доля, О. В. Доля. – Харьков : Изд–во «Підручник НТУ «ХПІ», 2016. – 160 с.

14. Основы теории резания материалов: учебник [для высш. учебн. заведений] / Мазур Н.П., Внуков Ю.Н., Грабченко А.И. и др. ; под общ. ред. Н.П. Мазура и А.И. Грабченко. – 2–е изд., перераб. и дополн. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2013. – 534 с.

15. Мазур, М. П. Основы теории резания материалов : підручник / М. П. Мазур [та ін.]. — Львів : Новий світ–2000, 2010. — 422 с.

16. Мирончук В.Г., Гулий І.С., Пушанко М.М. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. Підручник. Вінниця: Нова книга, 2007. 648 с.

17. Черевко О. І., Поперечний А. М. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник. 2–е видання, доп. та випр. Х.: Світ Книг, 2014. 495 с.

18. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел. М.: Пищевая промышленность, 1974 438 с.

19. Кошевой Е.П. Технологическое оборудование предприятий производства растительных масел. СПб: ГИОРД, 2001. 368 с.

20. Мирончук В.Г., Орлов Л.О., Українець А.І. Розрахунки обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. Вінниця, Нова книга, 2004. 288 с.

21. Ялпачик В.Ф., Буденко С.Ф., Ялпачик Ф.Ю., Гвоздев О.В., Циб В.Г., Бойко В.С., Самойчук К.О., Олексієнко В.О., Клевцова Т.О., Паляничка Н.О. Розрахунок обладнання харчових виробництв: Навчальний посібник. Мелітополь.: Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні, 2014. 264 с.

22. Остриков А.Н., Красовицкий Ю.В., Шевцов А.А. Процессы и аппараты пищевых производств. В 2-х книгах. Книга 1: Под ред. А.Н. Острикова. СПб.: ГИОРД. 2007. 700 с.

23. Зимняков В.М., Назаров И.В., Удовкин А.И., Щербина Н.В. Практикум по расчетам и конструированию машин и аппаратов перерабатывающих производств. Пенза:, 2003. 311 с.



## РОЗДІЛ 3

### ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ СИРОВИНИ І ПРОДУКТІВ

#### 3.1. ОСНОВИ ТЕОРІЇ, РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ СЕПАРУЮЧИХ АПАРАТІВ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

##### 3.1.1. Процеси сепарування та область їх застосування

Одна з найважливіших технологічних операцій в процесах приймання, зберігання і переробки зерна – це сепарування, тобто поділ сипучих матеріалів на фракції, що відрізняються властивостями частинок. Ступінь очищення основної культури і точність класифікації посівного матеріалу багато в чому впливають на урожай, а також на стабільність якості зерна при зберіганні. Очищення зерна перед подрібненням на борошномельних заводах і перед лущенням на круп'яних заводах зумовлює якість готової продукції. І, нарешті, чіткість сепарування на проміжних стадіях подрібнення і лущення не тільки впливає на якість продукції і ступінь використання сировини, а й визначає навантаження і ефективність роботи інших технологічних машин, а отже, продуктивність і техніко–економічні показники підприємств в цілому. Досить зазначити, що недосів дрібних фракцій в крупках, що надходять на ситовієчні машини, не дозволяє встановити оптимальний повітряний режим; недосів борошна в крупках і дунстах, що надходять на розмел, призводить до перевантаження вальцьового верстата і знижує якість борошна; неповний витяг ядра з продуктів лущення круп'яних культур викликає збільшення кількості дробленки і перевантаження шелушильних машин [1, 2].

Створення нової, більш досконалої техніки і удосконалення технологічних прийомів її експлуатації при зберіганні і переробці зерна зустрічає ряд труднощів, обумовлених багатьма причинами, найважливіші з яких наступні: різноманіття сепаруємих матеріалів і способів сепарування; складність і різноманітність механічних явищ взаємодії частинок сепаруються матеріалів один з одним і з робочим органом машини; недостатній розвиток теоретичних основ сепарування та інженерних методів розрахунку параметрів процесу і машини.

Оволодіння науковими уявленнями про сутність різних процесів сепарування необхідно не тільки для створення нових машин, а й для

визначення оптимальних умов експлуатації наявних машин, скорочення термінів впровадження нової техніки, удосконалення технологічних процесів зберігання і переробки зерна в цілому, для узагальнення виробничого досвіду.

В останні роки для промисловості зберігання і переробки зерна створені нові сепаруючі машини: ворохоочисники, зерноочисні сепаратори, млинові і круп'яні розсівни, ситовієчні машини, каменеотделительні машини та інше. Деякі з них за принципом дії і пристроєм відрізняються від машин, що застосовувалися до цього на підприємствах [2].

Цілі і способи сепарування продуктів на хлібоприймальних і зернопереробних підприємствах досить різноманітні. Основні цілі наступні [2]:

- очищення зернових сумішей від домішок, що погіршують умови зберігання, транспортування і переробки зерна, або знижують якість готової продукції;

- сортування зерна на фракції різної якості для переробки в продукти різного призначення; сортування зерна на фракції для роздільної переробки в продукти однакового призначення (калібрування гречки і деяких інших круп'яних культур для роздільного лущення);

- витяг готових продуктів в процесі переробки (відбір продуктів на борошномельних заводах);

- сепарування проміжних продуктів переробки для їх роздільної обробки на наступних операціях.

Ознаки, якими повинні відрізнятися частинки фракцій, далеко не завжди збігаються з ознаками, за якими можна механічно розділити сипучу суміш. Наприклад, за хімічним складом або біологічною природою частинок суміш можна розділити за допомогою механічних впливів тільки в тих випадках, якщо цим ознаками супроводжують різні фізико–механічні властивості: розміри, форма, щільність, коефіцієнти тертя, магнітна сприйнятливості і т. і.

Таким чином, успіх сепарування залежить перш за все від ступеня відповідності бажаних ознак поділу, обумовлених потребами виробництва, можливих ознак поділу, що визначає різний рух частинки в процесі сепарування суміші.

Зв'язок між цими групами ознак встановлюють після масових дослідів, в результаті яких складають кореляційні таблиці і графіки, а надійність і силу зв'язку висловлюють коефіцієнтами кореляції. Для механічних способів сепарування сипучих матеріалів використовують такі ознаки частинок:

- довжину – максимальний розмір частки;

- ширину—максимальний розмір найбільшого за площею перетину, перпендикулярного лінії довжини;
- товщину—мінімальний розмір того ж перетину;
- форму, оцінювану коефіцієнтом форми у вигляді відношення довжини до товщини;
- щільність—відношення маси частинки до її об'єму;
- пружність, оцінювану коефіцієнтом відновлення нормальної швидкості, тобто відношенням проекції швидкості частинки після удару об нерухому поверхню до такої ж проекції швидкості до удару;
- тертя об поверхню, що оцінюється коефіцієнтом сухого тертя, тобто відношенням тангенціальної реакції зв'язку до нормальної реакції при відносному русі;
- магнітну сприйнятливість, оцінювану силою, з якою на масу в 1 г діє магнітне поле з одиничною магнітною індукцією і напруженістю.

Для використання відмінності за цими ознаками частинок суміші при її сепаруванні на дві і більше фракцій застосовують різні способи механічного впливу.

Механічні дії в процесі сепарування виконують три функції: по—перше, вони змушують частинки з різними властивостями переміщатися в різні місця робочого простору; по—друге, вони забезпечують безперервне надходження суміші в робочий простір; по—третє, окремо видаляють з робочого простору отримані фракції. Характер механічних впливів на частинки при виконанні цих функцій може бути однаковим або різним. Наприклад, при сепаруванні в вертикальних пневматичних каналах суміш в робочий простір надходить зазвичай гравітаційним закінченням з живильника або за допомогою вібрлотка; суміш розділяється на легкі і важкі частинки під спільним впливом аеродинамічних сил і сил тяжіння, так само відбувається і роздільне видалення легкої і важкої фракцій з робочого простору.

При ситовієчному процесі різний напрямок руху частинок компонентів суміші в робочому просторі машини обумовлен спільною дією сил тяжіння, аеродинамічних сил і вібрацій.

У робочий простір суміш надходить по вібруючому лотку, з робочого простору частинки компонентів виводяться по—різному: легкі забирає висхідний повітряний потік, великі частинки з великою щільністю сходять з сита під впливом вібрацій, а менші за розмірами, але більшої щільності просіваються крізь сито.

У літературі з питань сепарування і сепаруючих машин для зерна і продуктів його переробки прийнято пов'язувати способи сепарування, сепаруючі машини і ознаки відмінності частинок. Умовність такого взаємозв'язку очевидна, але для попереднього вибору способу сепарування і типу машини за заданими ознаками відмінності вона представляється корисною. У ряді випадків, коли кілька ознак відмінності надають порівнянний вплив на результати сепарування, властивості частинки характеризують побічно через параметр механічного впливу, що визначає напрямок руху частинки при сепаруванні. Такою непрямою характеристикою служить, наприклад, швидкість витання частинки в висхідному повітряному потоці, що залежить від щільності, розмірів, форми і стану поверхні частинки.

Вибір способу сепарування в залежності від основних ознак відмінності частинок поділюваних компонентів сипучої суміші часто неоднозначний. На нього впливають не тільки спрямованість дії супутніх ознак відмінності, а й ряд інших факторів: місце і значення даної операції сепарування в загальному технологічному процесі підприємства, енергоємність способу, необхідна продуктивність тощо.

### **3.1.2. Машино–апаратне забезпечення процесів сепарування**

Об'єктом сепарування машин попереднього очищення зерна є свіжозібране зерно, що надходить від зернозбиральних комбайнів. Не зважаючи на велику множину ознак розподілення зернових сумішей, обумовлених різноманітністю розмірів зерна, їх форм, в машинах сепарування та очищення зерна основними будуть аеродинамічні властивості і розмірні характеристики. По останньому признаку, розподілення зернових сумішей відбувається на плоских решетах, циліндричних з горизонтальною віссю обертання зі внутрішньою або зовнішньою робочою поверхнею, циліндричних з вертикальною віссю обертання або на решетах–скальператорах і барабанах–скальператорах з нескінченною робочою стрічкою [1]. В сучасних зерноочисних комплексах та у ворохоочисниках, що випускаються вітчизняною промисловістю, широко поширені плоскі, циліндричні решета, вертикальні повітряні канали і розімкнуті пневмосепаруючі системи аспіраційного типу.

По конструктивному оформленню решета можна розділити на плоскі, циліндричні, конічні, транспортерного типу, з активними елементами, із гнучкими елементами, просторові [1].

Решета по способі виготовлення бувають пробивні, ткані, плетені, рубчасті, струнні та ін. Застосовуюємі у повітряно–решітних машинах пневмосепаруючій системи бувають нагнітального, усмоктувального, нагнітально–усмоктувального і замкнутого типу з вертикальними, похилими або кільцевими пневматичними каналами. Машини обладнані осадовими камерами, інерційними пиловіддільниками, циклонами. Сепарація в повітряному потоці відбувається під дією двох груп зовнішніх сил: аеродинамічних і масових – сил ваги і сил інерції в основному поступального руху [1].

Крім агротехнічних вимог, машини сепарування та очищення зерна повинні забезпечувати й наступні загальні вимоги [5]:

- робочі органи і механізми машини не повинні ушкоджувати зерно;
- при заданих продуктивності, засміченості та припустимої кількості відходів, за один пропуск машина повинна забезпечувати очищення насіння, що відповідає вимогам до посівного або продовольчого зерна;
- машина повинна бути універсальною, пристосованою для очищення і сортування насіння різних культур;
- машина повинна бути зручною в експлуатації, легко регулюватися, бути безпечною в роботі і забезпечувати норми санітарії [6].

В нашій країні машини для сепарування та очистки зерна випускаються в двох виконаннях: стаціонарні для поточних ліній і самопересувні для обробки зернового вороху на відкритих ділянках зернокомплексів та у складських приміщеннях.

Зерноочисні машини виробництва ВАТ «Вібросепаратор» (Україна, м. Житомир) (рис. 3.1), сепаратори вібровідцентрові зернові типу БЦСМ «Сузір'я» призначені для очищення зерна колосових, зернобобових, круп'яних, олійних культур, кукурудзи, сорго й інших насін'я від великих, дрібних і легких домішок. Машини встановлюють у потокових зерноочисних лініях, зерноочисних агрегатах і зерноочисно–сушильних комплексах [1].

Сепаратори вібровідцентрові використовують для очистки зерна і насіння зернових, круп'яних та бобових культур від бур'янових та зернових домішок у складі зерноочисних агрегатів типу ЗАВ–10, ЗАВ–20, ЗАВ–25, ЗАВ–40, КЗ–25, КЗ–50, комплексів КЗС–20, КЗС–40, КЗСК–25, КЗМ–25. Сепаратори виготовляються з одним, двома або чотирма уніфікованими блоками. Сепаратори виготовляються у трьох модифікаціях: базова модель (без додаткової комплектації); елеваторний варіант і комплект обладнання для

## будівництва та реконструкцій зерноочисних комплексів



Рис. 3.1 – Зерноочисні вібровідцентрові сепаратори БЦС ВАТ «Вібросепаратор» [1].

У порівнянні з плоскими решітними ЗОМ вони більш продуктивні, але травмують насіннєвий фонд.

Машини типу БЦСМ не використовують при обробці вихідного матеріалу з вологістю більш 18%, тому їх слід віднести до машин первинного очищення, а не до МПО.

Машини попереднього очищення МПО–50, МПО–50С (ВАТ ГСКБ «Зерноочистка» (Росія, м. Воронеж) [1], стаціонарні, призначені для попереднього очищення зернового вороху основних сільськогосподарських культур. Розраховані для роботи на зернокомплексах КЗС–50, ЗАВ–50, КЗС–25, ЗАВ–25 у потокових лініях у всіх зонах країни.



Машина МПО–50 (рис. 3.2) має ефективну та потужну пневмосепаруючу систему, але низку експлуатаційну надійність решітного сепаратора транспортного типу. МПО–50С має решітний сепаратор у вигляді циліндричного решета з зовнішньою робочою поверхнею і більшою експлуатаційною надійністю в порівнянні з МПО–50.

Рис. 3.2 Машина стаціонарна попереднього очищення МПО–50 [1].

На базі технологічної схеми МПО–50 розроблені машини попереднього очищення МПО–60(ВАТ ГСКБ «Зерноочистка», (РФ, м. Вороніж), СПО–50, (Хорольський машзавод, Україна) і сепаратор СП–70 (Казимирівський дослідно–експериментальний завод, Білорусь), маючий гравітаційну сепаруючу сітку для відокремлювання великих домішок.

Зерноочисник ОЗМ–20 мобільний («Клевер», «Ростсельмаш», РФ [6]



(рис. 3.3) призначений для попереднього двоступеневого очищення зерна (пшениця, овес, ячмінь, кукурудза, насіння соняшнику) від грубих і великих сторонніх і соломистого домішок з метою доведення вмісту домішок в зерні до базисних кондицій і запобігання від засмічення наступних

приймально–розподільчих пристроїв.

Рис. 3.3 – Зерноочисник ОЗМ–20 [6].

Зерноочисник відноситься до мобільних технічних засобів і не використовується в поточній технології післязбиральної обробки зерна.

Машина попереднього очищення МВР–7 (МПУ–70) (РФ, ВАТ«ГСКБ «Зерноочистка») виконує попереднє очищення вороху сільськогосподарських рослин зернових, зернобобових, технічних та олійних культур від легких, дрібних і великих домішок, відокремлюваних сітчастим барабаном–скальператором, повітряним потоком і на решетах в технологічних лініях підготовки продовольчого та непродовольчого зерна. Недоліком є розімкнута повітряна система [7].

Ситовий зерноочисний сепаратор попереднього очищення Ruberg, тип RVS 60 (Німеччина) (рис. 3.4) [7] призначений для попереднього і основного очищення зернових, бобових і олійних культур.

Для очищення використовуються кругові рухи сит. Зерноочисник змонтований на сталевій рамі, а корпус самого очищувача підвішений на канатах зі скловолокна. Основне обладнання являє собою набір сит. Є 2 сита

попереднього очищення ( $3,00 \text{ м}^2$ ), 5 сит для основної очищення ( $7,5 \text{ м}^2$ ) і 5 сит для очищення від піску ( $7,5 \text{ м}^2$ ).



Рис. 3.4 – Сепаратор ситовий зерноочисний попереднього очищення Ruberg, тип RVS 60 [7].

Ці сита для в основному використовуються на комбикормових заводах, а також для безперервного очищення пшениці та ріпаку. Для очищення сит, використовуються гумові кульки, поміщені під кожним ситом. Зерноочисник працює з рециркуляцією повітря. 90% повітря використовується повторно і лише 6 % направляється на очистку.

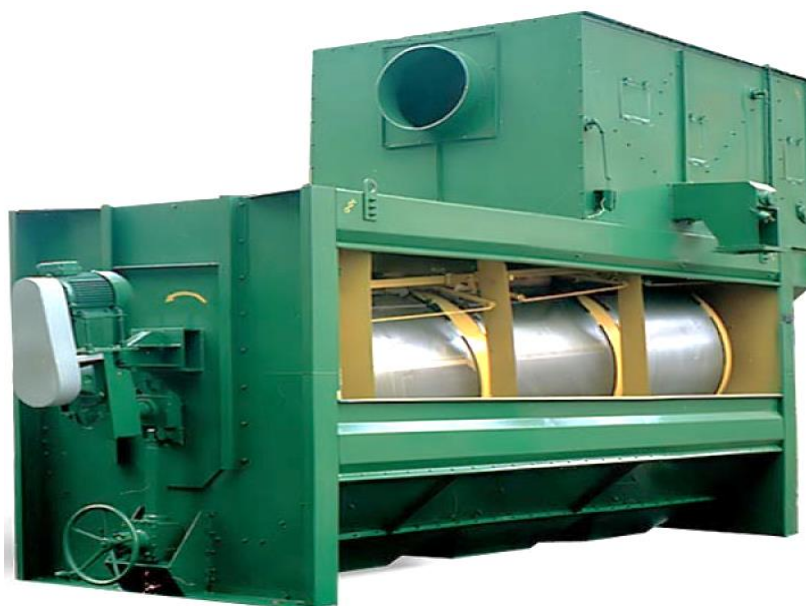


Рис. 3.5 – Комплексний барабанний сепаратор КБС «КМЗ» [1].

Комплексний барабанний сепаратор КБС «КМЗ» (Україна, м. Карлівка)



(рис. 3.5) призначений для очищення всіх видів зернових, зернобобових, соняшника, кукурудзи, круп'яних культур різної вологості та засміченості. КБС може виконувати функції скальператора (попереднє очищення) та сепаратора (первинне і вторинне очищення) [1].

Принцип дії оснований на послідовному очищенні зерна від сторонніх домішок на барабані, що обертається повільно та дещо нахиленому до горизонту. Матеріал також очищується повітрям від легких домішок. Недоліком є значні габарити та недосконала пневмосистема.

Ситові сепаратори BS фірма «Арай» (Araj), (Польща) призначені для попереднього і інтенсивного очищення різного роду культур: ріпаку, пшениці, ячменю, жита, вівса та зерна злакових культур, а також насіння кукурудзи, соняшнику, гороху та бобових культур. Компанія Araj випускає також барабанні сепаратори продуктивністю від 20 до 240 т/год. Очисний барабан у них поділений на окремі секції, кожна з яких надає можливість встановлення довільного сита. Завдяки такій заміні сит можна пристосувати сепаратор до будь-якого типу зерна, а також досягати очікуваних параметрів очищеного матеріалу [1].

Очисні машини під маркою «Кімбрія» (Cimbria) (Данія) забезпечують очищення усіх видів зернових культур, насіння садових рослин, трав, квітів, кукурудзи, бобових і т.д. Продуктивність цієї техніки становить від 1 т/год (тонке очищення) до 360 т/год при попередньому очищенні. Гравітаційні сепаратори Cimbria відомі у світі завдяки своїй особливій системі всмоктування й розподілу повітря [1].

Аспіратор Фадєєва «Дует» (рис. 3.6) забезпечує ефективність аспірації залежно від організації процесу взаємодії падаючого зерна з численним повітряним потоком [8].

Дослідження показали, що в силу складної взаємодії потоку повітря з потоком зерна в домішки потрапляє крім рослинного легкого сміття і зернова домішка, швидкість витання окремих зернин якої нижче швидкості витання повноцінних зерен. Двоетапність аспірації не вирішує відбору зернової домішки від сміття через однаковості швидкостей витання сміття і щуплого зерна.

При цьому замкнута система циркуляції повітря розкривається за рахунок зняття передньої стінки ресивера і установки каналу виходу повітря з вентилятора. Повітря при цьому засмоктується в робочу камеру з навколишнього середовища, розподіляє зерно по приймальних бункерах і

виходить з вентилятора в навколишнє середовище.



Рис. 3.6 – Аспіратор Фадеева «Дует» [8].

Завдяки впорядкованій структурі потоку в робочій камері і можливості глибокого регулювання вдається отримати високу якість розподілу зерна по щільності і високоефективне його очищення.

При післязбиральній обробці травмування насіння викликано багатьма причинами. При очищенні, сортуванні, сушінні, а також транспортуванні зерно піддається механічних пошкоджень, в ряді випадків більше ніж при обмолоті його комбайнами. Картина ускладнюється ще й тим, що з метою підвищення ефективності очищення зерно пропускають через очисні машини багаторазово. До того ж зерно за період зберігання кілька разів перекачують з силосу в силос.

Зрозуміло, що уникнути травмування насіння неможливо. Навіть при ручному обмолоті і сортуванні саме відділення зерна від колоса супроводжується травмуванням зерна. Завдання сепарування – зменшення травмування зерна і воно складається з трьох складових:

- максимально скоротити кількість машин на шляху насіння від збирання до сівби;
- за конструктивним виконанням машини повинні відповідати вимогам ошадної технології з збирання, післязбиральної обробки насіння, їх сушіння і транспортування;
- машини повинні мати глибоке регулювання для виходу на

оптимальний режим як по ефективності експлуатації так і по мінімізації травмування насіння.

### **3.1.3. Аналіз теоретичних досліджень та розрахунків сепаруючих пристроїв**

#### **Принципи очищення і сортування зерна**

Зерновий матеріал після збирання врожаю є сумішшю, яка складається із зерен основної культури, насіння буряків та інших сільськогосподарських культур, домішок мінерального та органічного походження. Основна культура може містити здорові, пошкоджені, пусті та щуплі зерна [3].

У процесі очищення із зернової суміші видаляють сторонні домішки, а при сортуванні зерна чистої культури її розділяють на сорти. Так, зерно сортують залежно від призначення: помелу, переробки на крупу або сівби. До якості кожної групи зерна ставляться особливі вимоги, які регламентуються державними стандартами, базисними кондиціями та агротехнічними вимогами. Як правило, зерно очищають і сортують одночасно.

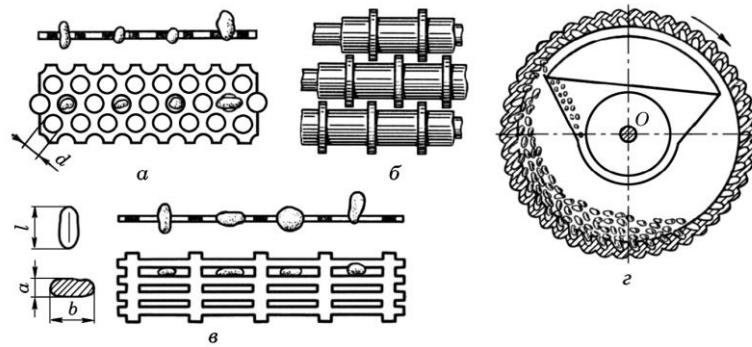
#### **Способи очищення і сортування зерна**

Очищення та сортування зерна ґрунтуються на принципі різниці певних ознак, які характеризують зернову суміш. Такими ознаками є: геометричні розміри, аеродинамічні властивості, форма та стан поверхні, щільність, питома вага, електропровідність, колір тощо.

**Поділ за розмірами.** За розмірами зернові суміші поділяють на решетах, роликівих поверхнях і трієрах. Геометричні розміри зерна визначаються трьома розмірами: довжиною, шириною і товщиною, причому довжину  $l$  вважають найбільшим розміром, ширину  $b$  – середнім і товщину  $c$  – найменшим (рис. 3.7).

**За шириною** зернові суміші поділяють на решетах з круглими отворами (рис. 3.7, *а*) і роликівих поверхнях (рис. 3.7, *б*). Зерно або домішки за шириною менші за розмір  $d$  отворів, тому проходять крізь них. Більші компоненти сумішей, які не пройшли крізь отвори, сходять з решіт. Компоненти суміші, які проходять крізь отвори, називають *проходом*, а які залишаються поверх решіт – *сходом*.

Ефективним поділ за шириною на решетах з круглими отворами буде тоді, коли зерно розміститься вздовж осі перпендикулярно до поверхні решета.



а – решета з круглими отворами; б – роликові решета; в – решета з продовгуватими отворами; г – комірковий трієр

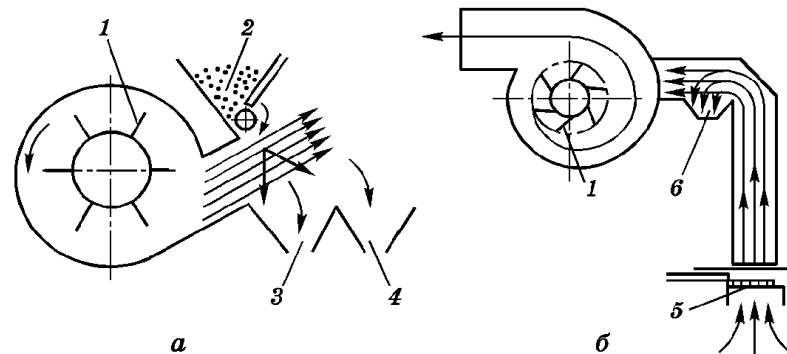
Рис. 3.7 – Схема пристроїв для сортування зерна за розмірами.

Для цього решету потрібно надати вертикальних коливань. Якщо довжина зерна не перевищує його ширину більше ніж удвічі, то поділ добре відбувається на решетах з горизонтальними коливаннями. На роликових поверхнях використовують фігурні ролики, які розміщують із постійним зазором між ними. Зерна переміщуються роликами і, потрапляючи в комірки, просіваються, розділяючись на фракції. Роликові поверхні застосовують у зерноочисних машинах для відокремлення великих домішок із зернової суміші. За товщиною зерновий матеріал поділяють на решетах з продовгуватими отворами (рис. 3.7, в). Для поділу за товщиною зернина на решеті має повернутися на ребро і розміститися вздовж отвору. Ця вимога забезпечується при горизонтальних коливаннях решіт. За довжиною зернову суміш поділяють на коміркових трієрах (рис. 3.7, г) і решетах з круглими отворами. Трієр є барабаном, на внутрішній поверхні якого нанесено комірки. Всередині трієра розміщено лотік і шнек. Барабан обертається відносно осі О. Зернову суміш засипають усередину трієра, при цьому довгі домішки не потрапляють у комірки і ковзають в трієрі, а короткі – западають у комірки, піднімаються ними і скидаються в лотік, а потім шнеком виносяться з барабана. Решета для сортування за довжиною виготовляють з круглими отворами. Над решетом, паралельно йому, встановлюють із зазором глуху площину. Зазор беруть більшим за максимальну довжину компонентів зернової суміші. Площина не дає змоги часточкам розміщуватися довгою віссю перпендикулярно до поверхні решета, тому крізь отвори не проходять часточки за шириною, а проходять лише ті, довжина яких менша від довжини отвору. Довгі компоненти суміші йдуть з решета сходом.

**Поділ за аеродинамічними властивостями, тобто за критичною**

швидкістю, коефіцієнтом опору і коефіцієнтом парусності, відбувається в повітряному потоці.

Для поділу застосовують нагнітальний (рис. 3.8, а) і всмоктувальний (рис. 3.8, б) повітряні потоки.



а – у нагнітальному повітряному потоці; б – у всмоктувальному повітряному потоці; 1 – вентилятор; 2 – бункер; 3 і 4 – лотки; 5 – сітка; 6 – камера.

Рис. 3.8 – Схема поділу зернової суміші за аеродинамічними властивостями.

У нагнітальному повітряному потоці повітря відносить легкі домішки в різні положення залежно від їхніх аеродинамічних властивостей і маси. Важчі часточки і такі, що мають малий опір повітряному потоку, надходять у лотік 3, легкі і з більшим опором – у лотік 4.

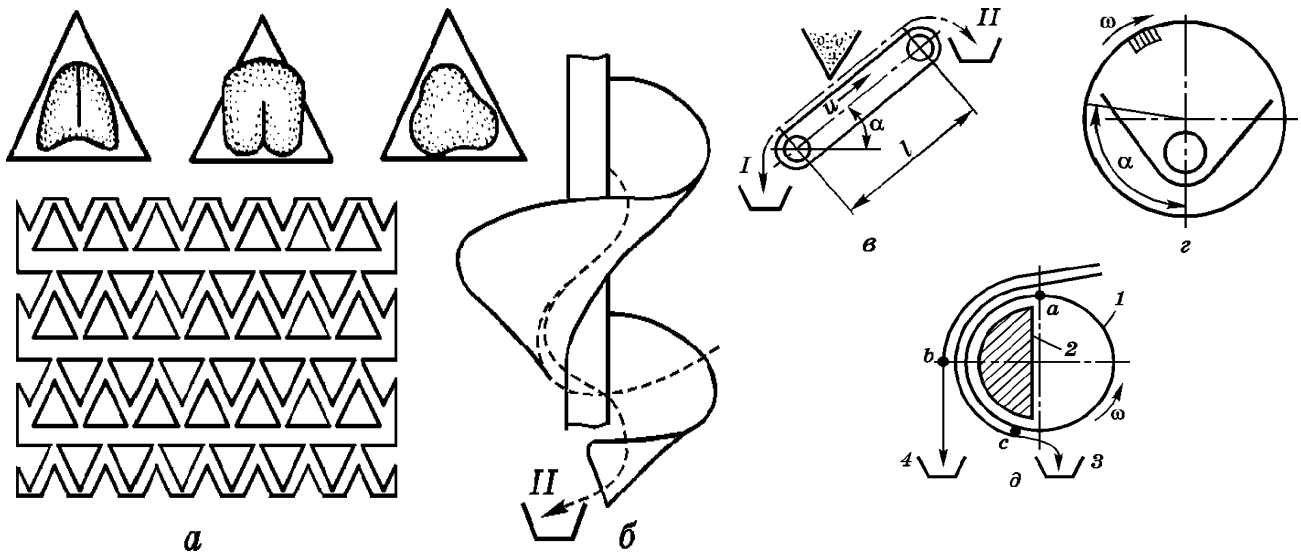
У всмоктувальному повітряному потоці матеріал рухається по похилій сітці 5. Повітря, яке всмоктує вентилятор 1, проходить через зернову суміш, захоплює вгору легкі домішки, частина з яких осідає в розширювальній камері 6, де напір повітряного потоку зменшується, а легші виносяться за межі машини разом із повітрям.

Всмоктувальний повітряний потік довше діє на часточки, ніж напірний, тому зернова суміш поділяється ефективніше.

**Поділ за формою і станом поверхні.** Різницю властивостей поверхонь матеріалів широко використовують для очищення і сортування зернових сумішей.

На решетах із трикутними отворами (рис. 3.9, а) зернові суміші поділяють залежно від форми компонентів. На таких решетах з пшениці можна виділити гречку, яка має трикутну форму, з тимофіївки – щавель дрібний та ін.

На гвинтових сепараторах–змійках (рис. 3.9, б) часточки також поділяють за формою. Кругліші зерна і часточки неправильної форми, які потрапляють на гвинтову поверхню сепаратора, рухаються по ній по-різному.



*a* – решета з трикутними отворами; *б* – гвинтові сепаратори; *в* – поздовжні гірки; *г* – трієр із ворсистою поверхнею; *д* – електромагнітний сепаратор.

Рис. 3.9 Схеми пристроїв для сортування зерна за формою та станом поверхні.

Круглі часточки, перекочуючись, отримують більшу швидкість, а отже, вищу відцентрову силу. Вони викидатимуться через борт поверхні в лотік I. Більш плоскі часточки менше відходять від осі площини і зійдуть у лотік II. Змійки можна застосовувати для поділу вико–вівсяної суміші на овес і вику та для відокремлення гороху від вівса.

На гірках з поздовжнім рухом полотна часточки поділяються за формою з урахуванням шорсткості їх поверхні. Гладенькі часточки круглішої форми (рис. 3.9, *в*) скочуються вниз (лотік I), а більш плоскі шорсткі піднімаються полотном і потрапляють у лотік II. На гірках можна якісно очищати насіння буряків.

В електромагнітних сепараторах (рис. 3.9, *д*) використовують здатність шорсткого насіння деяких культур обволікатися металевим порошком. У таких пристроях суміш зерна з металевим порошком подають на циліндр 1. Частина цього циліндра перебуває під дією магнітного поля, яке збуджує котушка 2. Шорстке насіння таких культур, як повелика, гірчак рожевий, подорожник, а також пошкоджене насіння, до яких прилипли порошок, утримується на більшій дузі циліндра, ніж гладенькі, тому вони надходять до лотока 3, а гладенькі (насіння трав, льон) – до лотока 4.

На трієрах з ворсистою поверхнею відокремлюють насіння вівсюга із вівса і пшениці, використовуючи шорсткість їх поверхні (рис. 3.9, *г*).

Пневматично сортувальний стіл призначений для поділу насіння зернових культур за питомою вагою. Такий відбір дає змогу відокремити насіння з найбільш повною біологічною зрілістю, що сприяє підвищенню врожайності.

## Фізико–механічні властивості зернових сумішей

### Геометричні розміри насіння

Розмірними характеристиками вважають показники, що визначають змінність будь–якого розміру компонента, за яким проводиться поділ. Змінність розмірів визначають варіаційними рядами, або варіаційними кривими.

Варіаційний ряд складають у вигляді табл. 3.1, до якої заносять класи і частоту. Класи є проміжками, на які поділяють увесь діапазон зміни розміру

Таблиця 3.1 – Варіаційний ряд

Клас	1-й	2-й	3-й	...	$n$	Всього
Межа класів	$l_{\min} \dots l_1$	$l_1 \dots l_2$	$l_3 \dots l_4$	...	$l_{n-1} \dots l_{\max}$	—
Середнє значення межі класів	$l_{cp1}$	$l_{cp2}$	$l_{cp3}$	...	$l_{cp n}$	—
Частота $m$ , %	$m_1$	$m_2$	$m_3$	...	$m_n$	$\Sigma m_i$
Частота $n$ , %	$n_1$	$n_2$	$n_3$	...	$n_n$	100

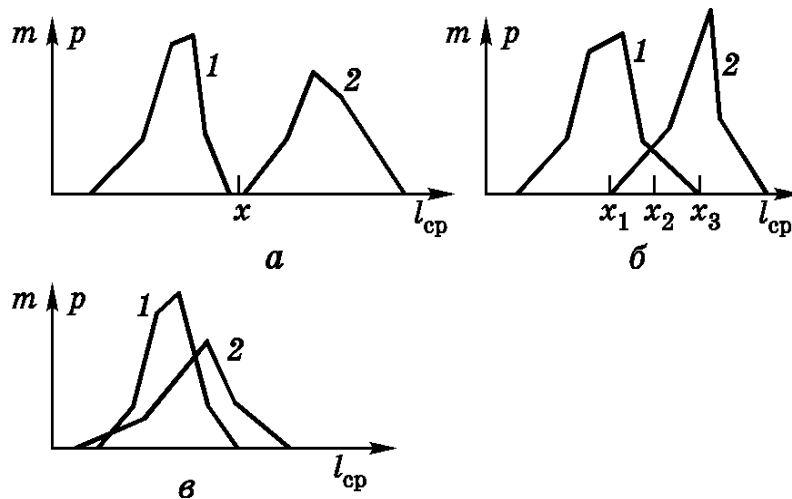
Кожен клас визначається крайніми значеннями розміру (межа класу) і середнім значенням межі. Частота – кількість матеріалу в кожному класі. Її оцінюють абсолютним значенням за масою або числом, а також відсотками.

Варіаційні криві розподілу вибраного розміру (наприклад, довжини  $l$ ) мають вигляд графіка (рис. 3.10), по осі абсцис якого відкладено лінійні розміри, що відповідають середньому значенню межі класу, а по осі ординат – частоту ( $m$  або  $n$ , %) матеріалу в межах кожного класу.

Щоб побудувати варіаційний ряд або криву, потрібно зробити 300–500 замірів вибраного розміру ( $l$ ) і розподілити отримані заміри за класами.

Для зернових культур класовий проміжок  $\lambda$  беруть 0,2; 0,3 і 0,4 мм відповідно до довжини  $l$  насіння. Визначивши максимальний  $l_{\max}$  розмір і поділивши різницю  $l_{\max} - l_{\min}$  на класовий проміжок  $\lambda$ , знаходять загальну кількість класів. Як правило, кількість класів становить не менше ніж 5.

Варіаційні ряди і криві можна порівняти за середньоарифметичною величиною –  $M_{cp}$  або за середньоквадратичним відхиленням  $\sigma$ .



*a* – можливий повний поділ; *б* – можливий частковий поділ; *в* – поділ неможливий; 1 – перший компонент; 2 – другий компонент.

Рис. 3.10 – Варіаційні криві.

Зміна розмірів більшості компонентів підпорядкована закону нормального розподілу, який описується рівнянням

$$y = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(M_{cp}-l)^2}{2\sigma^2}}.$$

З теорії ймовірності відомо, що за нормального розподілу розмірних характеристик у межах  $M_{cp} \pm 3\sigma$  входить 99,7 % усієї кількості матеріалу, тобто можна вважати, що розміри матеріалу змінюються від мінімального  $M_{cp} - 3\sigma$  до максимального  $M_{cp} + 3\sigma$ .

За варіаційними рядами або кривими, які характеризують відхилення розмірів, встановлюють, за якою ознакою можна поділяти суміш, і визначають послідовність операцій, а також розраховують результати очищення.

Можливість поділу оцінюється за розміщенням варіаційних кривих основної культури і домішок. При цьому можливі такі випадки.

Повний поділ суміші відбувається тоді, коли криві 1 і 2 двох компонентів не перекривають одна одну (рис. 3.10, а), а частковий – коли криві перехрещуються (рис. 3.10, б). Поділ неможливий, якщо криві (рис. 3.10, в) перекривають одна одну.

### **Аеродинамічні властивості зернових сумішей**

До аеродинамічних властивостей компонентів зернової суміші належать



критична швидкість  $v_{кр}$ , коефіцієнт опору повітря  $K$  і коефіцієнт парусності  $K_n$ .

**Критична швидкість.** Розглянемо можливий рух частинки у вертикальному повітряному потоці (рис. 3.11).

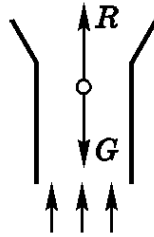


Рис. 3.11 – Схема до визначення критичної швидкості частинки.

На часточку впливатиме сила тяжіння  $G$  і сила  $R$  дії повітряного потоку. Силу  $R$  можна знайти за формулою Ньютона

$$R = K_{\rho_n} F (v_n - u)^2. \quad (3.1)$$

де  $\rho_n$  – щільність повітря;  $F$  – площа проекції тіла на площину, перпендикулярну до напрямку дії повітряного потоку (міделів переріз тіла);  $v_n$  – швидкість повітряного потоку;  $u$  – швидкість руху тіла.

Під дією сили  $R$  і сили тяжіння  $G = mg$  часточка рухатиметься вниз (коли  $G > R$ ) або вгору (коли  $G < R$ ). Для окремого випадку, якщо часточка перебуватиме у зваженому стані,  $u = 0$  і  $R = G$ . Виходячи з цієї умови, визначаємо критичну швидкість

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{G}{K_{\rho_n} F}}. \quad (3.2)$$

**Коефіцієнт опору  $K$**  залежить від форми тіла, його поверхні, стану повітряного середовища, в якому перебуває часточка, а також від швидкості руху повітря. Зі зростанням швидкості повітряного потоку коефіцієнт опору повітря  $K$  зменшується.

**Коефіцієнт парусності  $K_n$**  можна визначити за такою залежністю

$$K_n = \frac{9K_{\rho_n} F}{G}. \quad (3.3)$$

Розв'язавши вирази (3.2) і (3.3), отримаємо

$$K_n = \frac{9,8}{v_{кр}^2}. \quad (3.4)$$

Коефіцієнти  $K$  і  $K_{\text{п}}$  перебувають у складній залежності як від параметрів тіла, так і від параметрів повітряного середовища, які важко визначити. Тому користуються непрямим методом підрахунку коефіцієнтів  $K$  і  $K_{\text{п}}$  за критичною швидкістю, яку визначають експериментально.

За критичними швидкостями відповідно до виразів (3.2) і (3.4) визначають коефіцієнти  $K$  і  $K_{\text{п}}$ .

Критична швидкість ккр насіння зернових культур становить 8...15 м/с; коефіцієнт опору  $K = 0,04...0,30$ ; коефіцієнт парусності  $K_{\text{п}} = 0,07...0,15$ .

Оскільки критичні швидкості змінюються в значних межах, під час виконання технічних і експлуатаційних розрахунків їх визначають у кожному конкретному випадку експериментально.

### Інші властивості зернових сумішей

**Щільність.** Часточки зернової суміші мають різну щільність. Зокрема, щільність насіння буряків значно відрізняється від щільності насіння культурних рослин. Якщо зернової суміші надати стану невеликих, але частих коливань, то вона набуде властивості, подібної до властивості рідини. При коливаннях часточки з меншою щільністю розміщуються на поверхні шару, а з більшою – опускаються.

Щільність зернових сумішей визначають у розчинах або суспензіях. Для утворення розчинів застосовують такі мінеральні добрива, як азотнокислий натрій ( $\rho_{\text{м}} = 1,2 \cdot 6^3 \text{ кг/м}^3$ ), азотнокислий амоній і азотнокислий натрій ( $\rho_{\text{м}} = 1,15 \cdot 6^3 \text{ кг/м}^3$ ), сірчаний амоній ( $\rho_{\text{м}} = 1,3 \cdot 6^3 \text{ кг/м}^3$ ).

**Коефіцієнт тертя** характеризує опір тертя, його значення змінюються залежно від морфологічних особливостей часточок, стану поверхні та вологості.

У табл. 3.2 наведено середні значення коефіцієнтів тертя зерна по металевій поверхні.

Таблиця 3.2 – Коефіцієнти тертя зернових культур по металу

Культура	Коефіцієнт тертя по металу		Культура	Коефіцієнт тертя по металу	
	Коченням	Ковзанням		Коченням	Ковзанням
Горох	0,035	0,0249	Овес	0,267	0,700
Вика	0,050	0,466	Вівсюг	0,166	0,840

Шорсткість насіння та їхня здатність обкутуватися порошком оцінюється його проникністю. На практиці використовують порошки, які відрізняються складом компонентів і тонкістю помелу.

Проникність порошку визначається коефіцієнтом проникності  $K_{\text{пр}}$ :

$$K_{\text{пр}} = m_{\text{п}} / m_{\text{з}}, \quad (3.5)$$

де  $m_{\text{п}}$  – маса порошку, яка прилипла до насіння;  $m_{\text{з}}$  – маса зерна.

### **Робота плоских решіт**

Робочий процес плоского решета передбачає: переміщення зернової суміші, рівномірний розподіл по поверхні решета; западання насіння в отвори решета і прохід крізь них тих, розміри яких менші від робочих розмірів отворів. Унаслідок цього зернова суміш поділяється на дві частини, або фракції: схід і прохід.

Під час проходження зернової суміші по решету кількість зерна на одиницю його довжини зменшується. Ступінь його зменшення залежить від розмірів зерна у вихідному матеріалі відокремлюваної фракції. На решетах, які відокремлюють крупні домішки (колосові), при сході залишається 3.5 % від початкової кількості, на сортувальних – 30.70 %, а на підсівних – 95.97 %.

У результаті коливань решета в зерновій суміші відбувається перерозподіл часточок – найкрупніші впливають нагору, а дрібніші опускаються і контактують із площиною решета.

### **Умови переміщення матеріалу на решеті, що коливається**

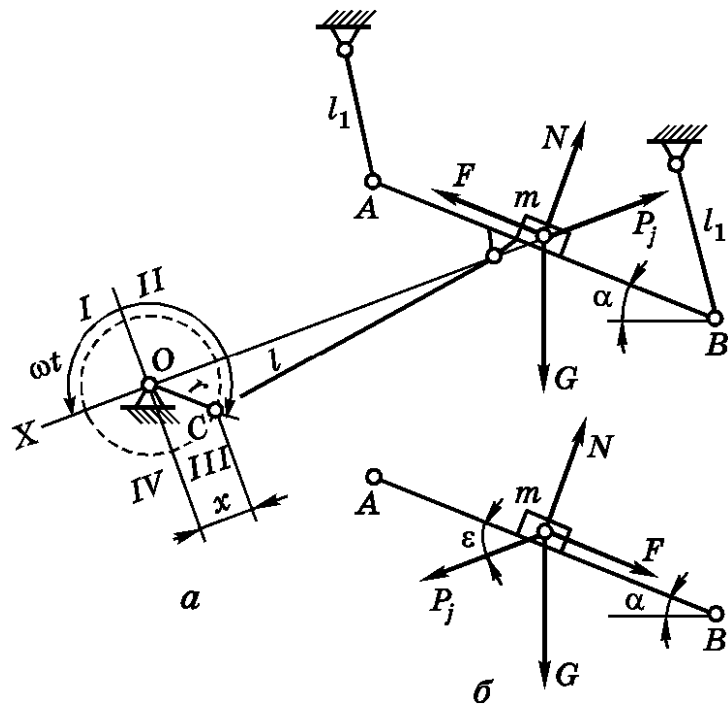
Кінематичні характеристики веденої ланки (рис. 3.12) кривошипно–шатунного механізму за невеликих значень відношення радіуса до довжини шатуна  $r/l$  можна виразити залежностями:

переміщення  $x = r(1 - \cos \omega t)$ ;

швидкість  $v = r \omega \sin \omega t$ ;  $v_{\text{max}} = r \omega^2$ ;

прискорення  $j = r \omega^2 \cos \omega t$ ;  $j_{\text{max}} = r \omega^2$ ,

де  $\omega$  – кутова швидкість кривошипа.



*a* – рух часточки вниз по площині; *б* – рух часточки вгору по площині.

Рис. 3.12 – Дія сил на часточку, яка розміщується на плоскій площині, що коливається.

Беручи ці характеристики для плоского решета, яке здійснює поздовжні коливання, розглянемо умови переміщення матеріалу на решеті.

Щоб розв’язати це завдання, вважатимемо, що

- зерновий матеріал рухається, як і плоска частина;
- опір повітря істотно не впливає на рух матеріалу;
- коефіцієнт  $f$  опору переміщення матеріалу не залежить від товщини його шару і кінематичних чинників.

На часточку масою  $m$ , розміщену на плоскій площині  $AB$  (рис. 3.12), діють сила тяжіння  $G = mg$ , сила інерції  $P_j = m r \omega^2 \cos \omega t$ , реакція  $N$  і сила тертя  $F$ . У положенні кривошипа в  $III$  і  $IV$  четвертях часточка може зміщуватися вниз по площині, а в  $I$  і  $II$  – вгору. Униз по площині решета часточка переміщуватиметься тоді, коли сума проєкцій усіх сил у площині решета, що діють на часточку зліва направо, перевищуватиме силу тертя. Отже, умову переміщення матеріалу вниз по площині можна записати у вигляді

$$G \sin a + P_j \cos \zeta > F = fN = f(G \cos \alpha - P_j \sin \zeta), \quad (3.6)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу площини;  $\zeta$  – кут між площиною і напрямком коливань;  $\varphi$  – кут тертя часточки матеріалу по площині. Якщо зробити певні

перетворення для «мертвих» положень площини, коли  $\cos \omega t = 1$ , то отримаємо прискорення площини решета, яке забезпечує можливе переміщення часточки вниз:

$$J_{\text{вн}} = \omega^2 r \triangleright g \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\zeta - \phi)}. \quad (3.7)$$

Умови переміщення матеріалу вгору по площині решета можна записати у такому вигляді:

$$J_{\text{вг}} = \omega^2 r \triangleright g \frac{\sin(\phi + \alpha)}{\cos(\zeta - \phi)}. \quad (3.8)$$

Урахувавши відношення  $k = \frac{\omega^2 r}{g}$ , що є показником кінематичного режиму, можна отримати такі випадки руху часточки:

– спільний рух із площиною при

$$k_c \triangleleft \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\zeta - \phi)};$$

– ковзання часточки вниз по решету

$$k_{\text{вн}} \triangleright \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\zeta - \phi)};$$

– ковзання часточки не тільки вниз, а й угору при

$$k_{\text{вг}} \triangleright \frac{\sin(\phi - \alpha)}{\cos(\zeta - \phi)};$$

– відривання часточки від площини решета при

$$k_{\text{від}} \triangleright \frac{\cos \alpha}{\sin \zeta}.$$

Для того щоб зерновий матеріал здійснював рух по решету без відривання від площини з ковзанням угору і вниз, показник робочого кінематичного режиму  $k_p$  має бути у такому співвідношенні:

$$k_{\text{від}} > k_p > k_{\text{вг}} > k_{\text{вн}}.$$

Кут тертя насіння зернових культур по сталі  $\varphi = 18...30^\circ$ . Кут нахилу решіт має бути менший за це значення, щоб не відбувалося ковзання матеріалу по решету, коли воно нерухоме.

### Умови проходження зерна крізь отвори решета

Перша (основна) умова проходження зерна крізь отвори – вибір такого решета, яке має робочий розмір отворів (діаметр або ширину) більший, ніж відповідний розмір зерна. Друга умова пов'язана зі швидкістю переміщення зерна по решету. Кінематичний режим роботи решета має забезпечувати таку швидкість руху часточок по ньому, яка б не перевищувала певної межі. Швидкість відносного руху часточок має забезпечувати можливість западання їх у отвори решета. Розглянемо випадок проходження часточки у вигляді шару діаметром  $2r$  крізь продовгуватий отвір, довжиною  $l$  решета, яке нахилене під кутом  $\alpha$  до горизонту і здійснює поздовжні коливання (рис. 3.13).

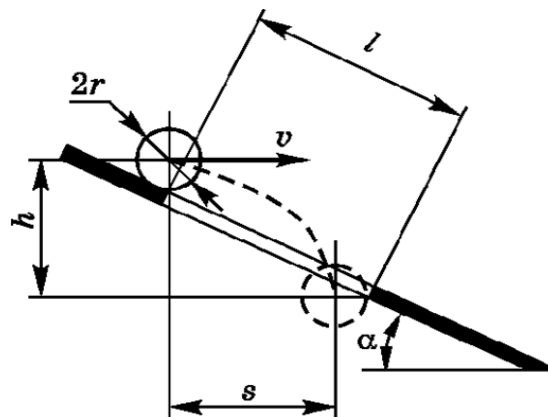


Рис. 3.13 – Схема до визначення умов проходження зерна крізь отвори.

Нехай часточка рухається як тіло, кинуте з початковою швидкістю  $V$ . За малої швидкості і досить великої довжини отвору решета часточка встигне пройти крізь нього. Якщо швидкість більша, а довжина отвору мала, то часточка в польоті може рухатися так, що не потрапить у отвір і буде відкинута внаслідок удару нижньою частиною в протилежний край отвору.

У крайньому разі, часточка ще зможе пройти крізь отвір, якщо вона вдариться в край отвору точкою, яка лежатиме на рівні центра ваги.

При цьому, нехтуючи опором повітря і товщиною решета, можна записати два рівняння, які описують горизонтальне і вертикальне переміщення часточки:

$$s = l \cos \alpha - r = vt; \quad (3.9)$$

$$h = l \sin \alpha + r = \frac{gt^2}{2}. \quad (3.10)$$

У результаті спільного розв'язання рівнянь (3.9) і (3.10), знаходимо, що при заданих розмірах зерна, довжині отвору і куті нахилу решета відносна швидкість часточок, яка забезпечує проходження їх крізь отвори, має становити

$$v \leq (l \cos \alpha - r) \sqrt{\frac{g}{2(l \sin \alpha + r)}}$$

Під час сортування пшениці відносна швидкість матеріалу на решеті, як правило, становить 0,35...0,45 м/с.

Вибираючи кінематичний режим, частоту коливань решета можна збільшувати до таких значень, за яких часточки встигатимуть западати в отвори.

### Повнота розділення зерна і режим роботи решіт

Повноту розділення зерна  $E_n$  визначають за формулою

$$E_n = \frac{m}{m_i} \cdot 100\%$$

де  $m$  – маса домішок або фракцій, відокремлених решетом;

$m_i$  – маса домішок і некондиційних фракцій, які містяться у вихідному матеріалі.

Вміст домішок і некондиційних фракцій  $m_i$ , у вихідному матеріалі оцінюють таким чином. Відбирають 3–5 проб масою не менш як 1200 г кожна. Проби обробляють на класифікаторі упродовж 15 хв. Визначають масу зерна, яка потрапила в кожний із класів, і масу  $m_i$  домішок.

Для решіт зерноочисних машин показник повноти розділення  $E_n = 0,8$  – для насінневого матеріалу з високою якістю розділення;  $E_n = 0,65$  – середньою;  $E_n = 0,5$  – низькою.

На роботу решета впливає його довжина. Графік зміни якості повноти розділення  $E_n$  залежно від довжини  $L$  решета наведено на рис. 3.14

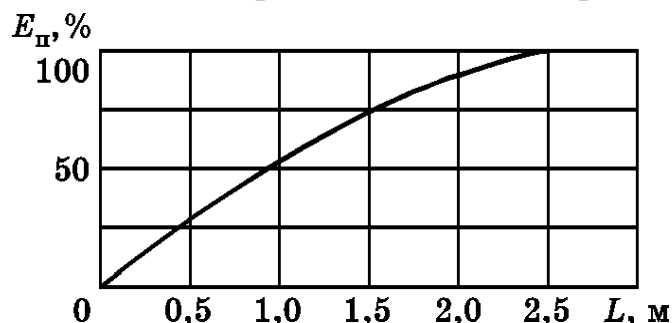


Рис. 3.14 – Зміна показника повноти розділення за довжиною решета.

Показник повноти розділення  $E_n$  залежить від правильного підбору решіт, оптимального їх завантаження, довжини і вибраного кінематичного показника

роботи.

### **Кінематичний режим роботи решіт**

Характер руху зернової суміші на решеті залежить від показника кінематичного режиму  $k$ , кута нахилу решета  $\alpha$ , напрямку коливань  $\xi$ , і кута тертя матеріалу по робочій поверхні.

Із підвищенням кінематичного режиму до певної межі прохід часточок крізь отвори решета збільшується, що поліпшує розділення. Нахил решета в бік сходу зменшує відносний шлях руху матеріалу по ньому, а швидкість руху часточок до виходу зростає.

Згідно з дослідними даними рекомендовано такі режими роботи решіт (табл. 3.3).

Таблиця 3.3 – Установлення і режими роботи решіт

Культура	Кінематичний режим роботи	Кут нахилу решета, град.	Кут напрямку коливань, град.	Повнота розділення, %
Жито, пшениця	2,2...3,0	6...9	0...8	82...88
Горох	0,5...0,7	4...8	3...5	80...87
Льон	1,4...1,7	4...6	12	60...65
Трави	0,8... 1,5	4...9	5	55...60
Вика	0,8... 1,0	8	До 6	85

Якість роботи решіт залежить від швидкості переміщення матеріалу по ньому і від загального шляху, який проходить кожна окрема часточка. Зменшення відносної швидкості і збільшення шляху переміщення матеріалу поліпшує якість роботи решіт. З іншого боку, зменшення швидкості спричинює зниження продуктивності.

Ці чинники значною мірою залежать від властивостей культури та її засміченості.

### **Навантаження на решета та їх продуктивність**

Кількість зернової суміші, яка надходить на решето, впливає на повноту розділення та його продуктивність. Зі збільшенням навантаження повнота розділення погіршується, а продуктивність зростає.



Продуктивність решіт  $W$  пропорційна їхній площі  $F_p$ , тобто

$$W = q_0 F_p,$$

де  $q_0$  – питоме навантаження на одиницю площі решета, кг/(с·м<sup>2</sup>) (для комбайнових решіт  $q_0 = 1,5 \dots 2,5$ ; для решіт попереднього очищення  $q_0 = 1,6 \dots 2,0$ ; для сортувальних решіт  $q_0 = 0,5 \dots 0,6$ ).

Найбільше питоме навантаження мають решета з більшою площею живого перерізу.

Відносний живий переріз решета  $\mu_p$  є відношенням площі всіх отворів  $F_0$  до загальної площі решета  $F_p$ :

$$\mu_p = \frac{F_0}{F_p}.$$

Продуктивність решета прямо пропорційна живому перерізу, який, проте, обмежений умовами міцності решета. Найбільший живий переріз мають жалюзійні решета, тому вони найпродуктивніші.

### 3.1.4. Робота циліндричного трієра

Циліндричні трієри поділяють насіння за довжиною. Основним робочим органом трієра є коміркова поверхня, а робочим елементом – комірка. Циліндр установлюють під невеликим кутом до горизонту. Всередині нього розміщено жолоб. При обертанні циліндра комірки захоплюють тільки те насіння, довжина якого менша за діаметр комірок. При певному куті повороту циліндра насіння або домішки під дією власної ваги випадає з комірок і потрапляє в жолоб, з якого назовні виноситься шнеком. Довше насіння, яке не вміщується в комірках або не утримується в них до того, поки вони не піднімуться вище від приймальної кромки жолоба, виходить із циліндра [4].

#### Теоретичні основи роботи трієра

Під час обертання трієрного циліндра зернова суміш поступово переміщується певним шаром з одного кінця до другого. Комірки, проходячи під цим шаром, заповнюються короткими зернами, які потім виносяться в жолоб. З робочою поверхнею циліндра контактують часточки нижнього шару. При цьому можливі два випадки: зерно потрапило в комірку; зерно розмістилося між комірками, тобто не потрапило до неї.

Під час обертання циліндра радіусом  $R$  за певного кута  $\alpha$  (рис. 3.15)

зерна, які не потрапили до комірки, починають ковзати.

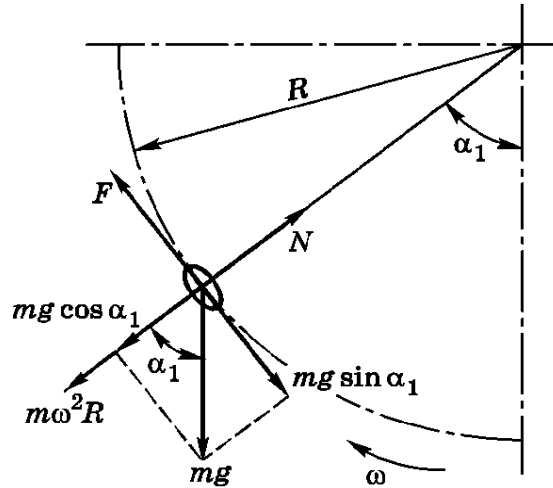


Рис. 3.15 – Схема до визначення кута початку ковзання довгих домішок у трієрі.

Визначимо кут початку ковзання зерна. На зерно масою  $m$  діють сила тяжіння  $mg$ , реакція  $N$ , сила тертя  $F$  і відцентрова сила  $m\omega^2 R$ .

Умову початку ковзання запишемо у вигляді

$$mg \sin \alpha_1 \geq F, \tag{3.11}$$

де

$$F = N \operatorname{tg} \varphi. \tag{3.12}$$

Із рис. 3.15 знаходимо, що  $N = m\omega^2 R + mg \cos \alpha_1$ .

Знаходимо кут початку ковзання:

$$\alpha_1 \leq \varphi + \operatorname{arcsin}(K \sin \varphi),$$

де  $K$  – кінематичний режим роботи трієра.

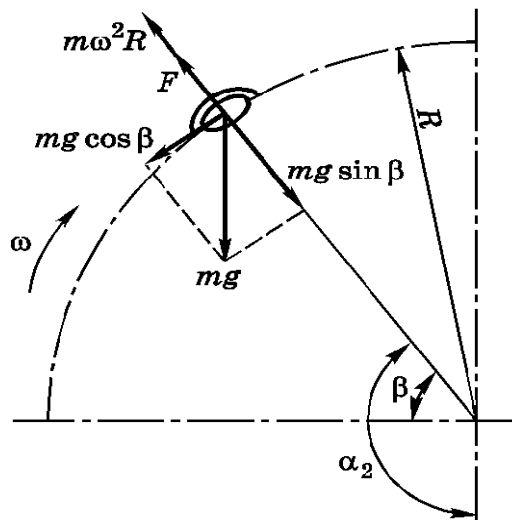


Рис. 3.16 Схема до визначення кута випадання зерна з комірки трієра.

Визначимо кут випадання зерна з комірки трієра (рис. 3.16).

У комірці зерно перебуває у відносному спокої доти, доки всі сили, що діють на зерно (у тому числі сили інерції  $m\omega^2 R$  від переносного руху), будуть зрівноважені. У певний момент часу комірка із зерном перебуває у положенні, яке визначається кутом  $\alpha_2$ , відрахованим від горизонтального діаметра циліндра.

Зерно почне випадати з комірки за умови

$$mg \sin \beta \geq m\omega^2 R + F, \quad (3.13)$$

де  $\beta = \alpha_2 - \pi/2$ .

Після підстановки у вираз (6.12) значення  $F=N \operatorname{tg} \varphi$ , де  $N = mg \cos \alpha_2$ , і певних перетворень отримаємо

$$\alpha_2 \geq \frac{\pi}{2} + \varphi + \operatorname{arcsin}(K \cos \varphi), \quad (3.14)$$

де  $K = \frac{\omega^2 R}{g}$ .

Із нерівності (3.14) випливає, що кут  $\alpha_2$ , на який зернина піднімається коміркою, не випадаючи з неї, залежить від кута  $\varphi$  тертя і показника  $K$  кінематичного режиму.

Зі зменшенням коефіцієнта тертя між часточкою і коміркою кут  $\alpha_2$  зменшується. Значення кутів тертя для культур, які відокремлюють комірками трієра, коливаються в значних межах: для кукіля  $\varphi = 5 \dots 20^\circ$ , для пшениці  $\varphi = 15 \dots 35^\circ$ . Отже, зерно випадатиме з комірки в певній зоні. Тобто кут випадання  $\alpha_2$  відповідатиме значенню  $\varphi_{\min}$  і  $\varphi_{\max}$  кута тертя.

Для трієрів зерноочисних машин, коли комірки відокремлюють кукіль,  $\alpha_2 = 39 \dots 50^\circ$ , а при відокремленні пшениці  $\alpha_2 = 48 \dots 62^\circ$ .

### **Випадання зерна з комірки трієра і установа приймального лотока**

Припустимо, що зерно починає випадати з комірки в точці  $O$ . Після відриву воно рухатиметься по дотичній до кола з точки  $O$  як тіло, кинуте під кутом  $\frac{\pi}{2} - \alpha^2$  до горизонту з початковою швидкістю  $u = \omega R$  (рис. 3.17).

Виберемо прямокутну нерухому систему координат, початок якої розмістимо в точці  $O$ .

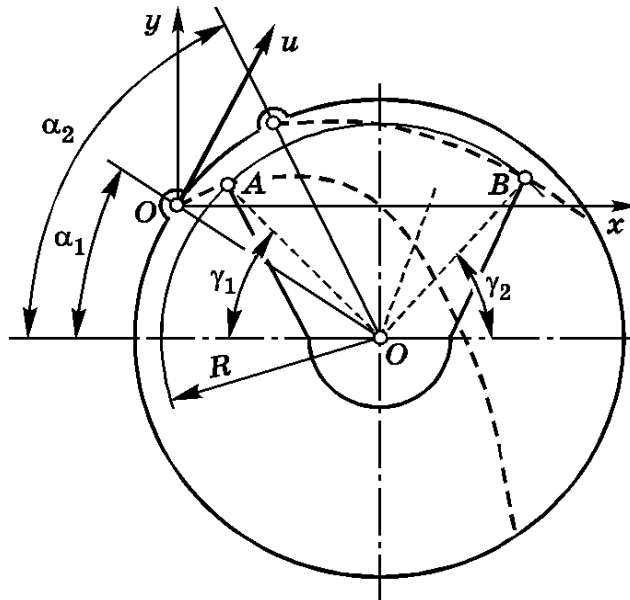


Рис. 3.17 – Схема до визначення положення приймального лотка трієра.

У прийнятих координатах  $x$  та  $y$  рівняння траєкторії вільного руху (польоту) зерна в параметричній формі матиме вигляд

$$x = u \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_1\right)t = ut \sin\alpha_1; \quad (3.15)$$

$$y = ut \cos\alpha_1 - \frac{gt^2}{2}.$$

Розв'язуючи ці рівняння, отримаємо траєкторію польоту зерна, яка визначається рівнянням параболи:

$$y = x \operatorname{ctg}\alpha_1 - \frac{x^2}{2KR \sin^2\alpha_1}. \quad (3.16)$$

Зерна, які випали з комірок, мають потрапити в лотік, тому важливо, щоб вони були в межах між передньою і задньою стінками лотка.

Визначимо положення передньої і задньої стінок лотка, виходячи з умови, що траєкторія найнижчої точки випадання, яка визначається кутом  $\alpha_2$ , перетинає передню стінку лотка в кінцевій точці  $A$ , а траєкторія верхньої точки, яка визначається кутом  $\alpha$ , перетинає задню стінку лотка у точці  $B$ .

Положення точок  $A$  і  $B$  може характеризуватися кутами  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , значення яких залежить від кута тертя  $\varphi$  і показника  $K$  кінематичного режиму трієра. Зі збільшенням  $\varphi$  і  $K$  кут  $\gamma_1$  зростає, а кут  $\gamma_2$  зменшується.

Для трієрів зерноочисних машин значення кутів  $\gamma_1$ , та  $\gamma_2$  такі: кукільних

$\gamma_1 = 41^\circ, \gamma_2 = 88^\circ$ , вівсюжних  $\gamma_1 = 50^\circ, \gamma_2 = 85^\circ$ .

Якщо в кукільному трієрі встановити лотік з кутом  $\gamma_1 < 41^\circ$ , то відходи основної культури збільшаться, а при зменшенні кута  $\gamma_1$  поліпшиться повнота відокремлення домішок. Зменшення кута  $\gamma_1$  у вівсюжному трієрі, навпаки, погіршує повноту відокремлення довгих домішок.

Оптимальне положення лотока вибирають безпосередньо під час роботи.

### Режим роботи циліндричного трієра

Розглянемо положення циліндра, коли комірка із зерном перебуває у вертикальному положенні, тобто  $\omega t = \pi/2$  (рис. 3.18).

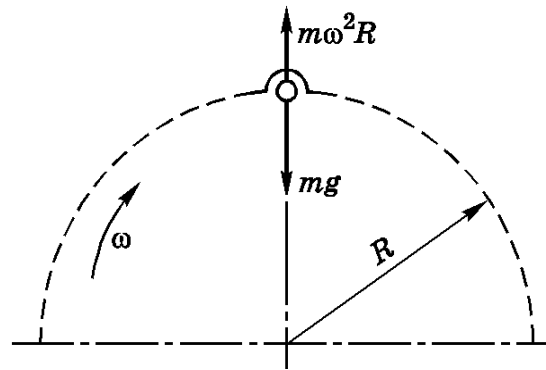


Рис. 3.18 – Схема до визначення кінематичного режиму трієра.

Зерно випадатиме з комірки тоді, коли сила тяжіння буде більшою за відцентрову силу, тобто

$$mg > m\omega^2 R. \quad (3.17)$$

Поділивши ліву і праву частини нерівності (3.17) на  $mg$ , отримаємо кінематичний режим роботи трієра

$$1 > \frac{\omega^2 R}{g} = K. \quad (3.18)$$

Отже, зерно може випадати з комірок, якщо  $K < 1$ . Для циліндричних трієрів  $K = 0,4 \dots 0,7$ .

Частоту обертання трієра  $n$  знайдемо, прирівнявши відомий вираз  $\omega = \frac{\pi n}{30}$

із виразом  $\omega = \sqrt{\frac{Kg}{R}}$ , що випливає з рівняння (3.18), звідки

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{Kg}{R}}. \quad (3.19)$$

### Продуктивність трієра

Існують різні підходи до визначення продуктивності трієра. але найбільш простий і точний метод ґрунтується на використанні питомого навантаження на одиницю площі коміркової поверхні (табл. 6.4):

$$Q = q_0 \pi DL. \quad (3.20)$$

де  $q_0$  – питома продуктивність, кг/(год·м<sup>2</sup>);  $D$  – діаметр трієра, м;  $L$  – довжина трієра, м.

Таблиця 3.4 – Питома продуктивність для основних культур

Культура	Пшениця	Жито	Ячмінь	Овес	Гречка
$q_0$ , кг/(год·м <sup>2</sup> )	650...850	600...750	500...600	350...400	170

Довжина і діаметр циліндра перебувають у певній залежності (табл. 3.5).

Таблиця 3.5 – Розміри циліндрів деяких трієрів

Довжина циліндра, мм	Діаметр циліндра, мм			
	400	500	600	800
750	*	*		
1500	*	*	*	
2250		*	*	*
3000			*	*

### 3.1.5 Фрикційне очищення

Фрикційний спосіб очищення ґрунтується на різниці коефіцієнтів тертя зерна окремих фракцій суміші, які за розмірами та аеродинамічними властивостями майже не відрізняються.

Для фрикційного очищення найчастіше використовують рухома плоску похилу поверхню (гірку).

При рівномірній подачі зернової суміші на рухома похилу площину залежно від коефіцієнта тертя зерно по-різному рухатиметься по робочій поверхні площини, в результаті чого відбудеться поділ суміші на фракції.

Розглянемо переміщення часточок по полотну, яке нахилене під кутом  $\alpha$  до горизонту (рис. 3.19) і рухається в напрямку швидкості  $u_{\text{п}}$ .

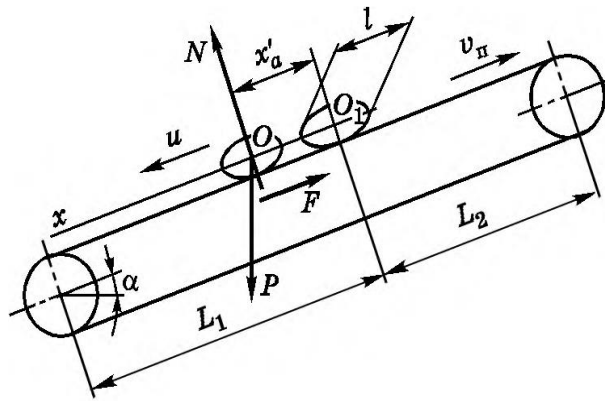


Рис. 3.19 – Схема руху часточки на полотні похилої гірки.

На часточку, яка надходить на полотно в точці  $O$ , діють сили тяжіння  $P = mg$ , нормальна реакція  $N$  і сила тертя  $F$ .

Рух часточки вздовж полотна можна виразити таким диференціальним рівнянням:

$$m \frac{du}{dt} = mg \sin \alpha - R, \quad (3.21)$$

де  $u$  – швидкість руху часточки відносно полотна;  $m$  – маса зерна.

Ураховуючи, що  $F = N \tan \varphi = mg \cos \alpha \tan \varphi$ , де  $\varphi$  – кут тертя часточки по полотну, після перетворення отримаємо:

$$du = g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \alpha} dt.$$

Після інтегрування рівняння дістанемо вираз для відносної швидкості

$$u = g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \alpha} t + C.$$

Якщо часточка потрапляє на полотно з нульовою швидкістю, то в початковий момент вона набуває швидкості  $u_n$  полотна, тоді стала інтегрування  $C$  при  $t = 0$  становитиме  $C = u_n$ .

Підставивши  $C = u_n$  у вираз для швидкості відносного руху, матимемо

$$u = u_n + g \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\cos \alpha} t. \quad (3.22)$$

Із рівняння (3.22) випливає, що при  $\alpha \leq \varphi$  часточка переміщується вгору разом з полотном, а при  $\alpha \geq \varphi$  відносна швидкість  $u_g$  безперервно зростатиме.

Відносне переміщення  $x_0$  часточки по полотну становить

$$x_0 = u_n t = \frac{gt^2 \sin(\alpha - \varphi)}{2 \cos \varphi}.$$

Часточка разом із полотном за час  $t$  переміщується на  $x_n = u_n t$ . Отже, абсолютний рух часточки характеризуватиметься різницею:

$$x_a = x_0 - x_n \text{ або } x_a = \frac{gt^2 \sin(\alpha - \varphi)}{2 \cos \varphi} t. \quad (3.23)$$

Таким чином, переміщення часточки при абсолютному русі в часі змінюється за законом параболи. Швидкість полотна не впливає на переміщення часточки, що ковзає. Вгору часточки рухаються зі швидкістю полотна.

Для того щоб часточки вкладалися в один шар, потрібно забезпечити для часточок, які ковзають, умову

$$x_a = \frac{gt_1^2 \sin(\alpha - \varphi)}{2 \cos \varphi} \geq l.$$

де  $t_1$  – час, упродовж якого часточка переміщується на довжину  $l$ . Розв'язавши це рівняння, отримаємо

$$t_1 = \sqrt{\frac{2l \cos \varphi}{g \sin(\alpha - \varphi)}}. \quad (3.24)$$

Із виразу (3.24) видно, що чим більший кут  $\alpha$  нахилу полотна, тим менший час  $t_1$ , при цьому збільшується продуктивність машини.

Щоб тверді часточки не скочувалися вниз, відстань мас бути  $L_1 \geq x_a^1$ . Частина робочої довжини  $L_2$  від місця подачі до верхнього кінця також мас бути більшою за величину  $x_a^1$ , щоб уникнути потрапляння до верхньої фракції часточок з гладенькою поверхнею.

У полотених гірках ( $L_1 + L_2$ ) мас бути достатньою, щоб відокремити насіння, навіть з великою різницею коефіцієнтів тертя. Для очищення насіння буряків швидкість полотна беруть 0,65...0,85 м/с, кут  $\alpha$  регулюють у межах 18...27°, оптимальну подачу на 1 м ширини полотна вибирають 0,028...0,03 кг/с.

### 3.1.6. Повітряні системи

Повітряні системи можуть бути як самостійними машинами, так і складовою зерноочисних машин. Вони відокремлюють легкі домішки із



зернової суміші та сортують зерно. Робочими органами повітряних систем є вентилятори, сепарувальні канали, відстійні камери і пиловідокремлювачі.

Повітряні системи відрізняються:

- за напрямком повітряного потоку – з вертикальним і похилим потоком;
- за способом надходження повітря в канали – із всмоктувальним, нагнітальним і нагнітально–всмоктувальним потоками;

- за кількістю сепарувальних каналів – з одним або двома каналами;

- за способом циркуляції повітря – з розімкненим або замкненим циклом.

Системи із нагнітально–всмоктувальним потоком мають два вентилятори, з яких один нагнітає повітря, а другий всмоктує.

### Робочий процес у вертикальному каналі з нагнітанням повітря

Такий потік поділяє зернову суміш на дві фракції: легку, яка піднімається по каналу вгору, і важку, яка надходить униз до виходу.

У вертикальному нагнітальному потоці на часточку масою  $m$  діють сила тяжіння  $G$  і сила опору повітря  $R$  (див. рис. 3.11).

Диференціальне рівняння руху часточки масою  $m$  матиме вигляд

$$m = \frac{du}{dt} - -R + G = 0, \quad (3.25)$$

де  $u$  – швидкість руху тіла.

Ураховуючи (3.25), напишемо вираз для  $R$ :

$$R = \frac{G}{v_{кр}^2} (v_n - u)^2, \quad (3.26)$$

де  $v_n$  – швидкість повітряного потоку;  $v_{кр}$  – критична швидкість.

Позначивши  $v_n + v_{кр} = p$ ;  $v_n - v_{кр} = c$ ;  $\frac{2g}{v_{кр}} = \alpha$ , після перетворень

отримаємо

$$u = p + \frac{p - c}{1 + \left(\frac{c}{p}\right)^{e^{-\alpha t}}}. \quad (3.27)$$

Аналіз наведеної залежності показує, що швидкість  $u = f(t)$  зростає по кривій  $OM$  (рис. 3.20) і асимптотично «наближається» до значення, яке визначається ординатою  $C = v_n - v_{кр}$ .

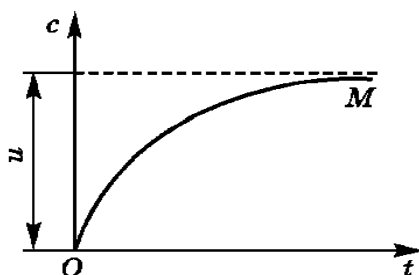


Рис. 3.20 – Зміна швидкості руху часточки у вертикальному каналі залежно від часу польоту.

Максимальна швидкість  $u_{max}$  руху часточки визначатиметься різницею між швидкістю  $v_n$  повітря і критичною швидкістю часточки  $v_{кр}$ :

$$u_{max} = v_n - v_{кр}. \quad (3.28)$$

Робочу швидкість  $v_p$  вертикального повітряного потоку вибирають залежно від критичної швидкості компонентів, які входять у зернову суміш. Вона має бути більшою за критичну швидкість домішок і меншою від критичної швидкості основного зерна, тобто

$$v_{кр.дом} < v_p < v_{кр.зер}. \quad (3.29)$$

У сучасних зерноочисних машинах застосовують, як правило, два канали повітряного очищення. В першому відокремлюють легкі домішки і пил, а в другому – решту домішок і щупле зерно.

Швидкість повітряного потоку в першому каналі для очищення пшениці, жита, ячменю і вівса беруть 6,0...6,5 м/с, а в другому – 7...8 м/с.

### **Робочий процес похилого повітряного потоку**

Похилий повітряний потік поділяє зернову суміш за принципом розсіювання траєкторій окремих часточок у напрямку швидкості повітряного потоку.

Схему роботи похилого повітряного каналу, в якому початкова швидкість зерна дорівнює нулю, показано на рис. 3.21. На зерно діють сила ваги зерна  $mg$  і сила дії повітряного потоку  $R$ , яка діє в напрямку швидкості потоку. Напрямок абсолютної швидкості зерна збігається з напрямком рівнодійної  $\overline{mg} + \overline{R}$ . Відхилення абсолютної швидкості на початку руху від вертикалі  $\beta$ .

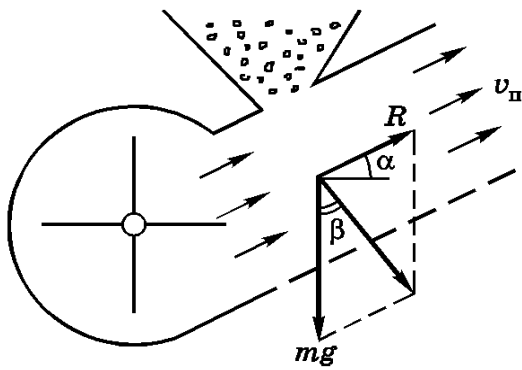


Рис. 3.21 – Схема роботи похилого повітряного каналу.

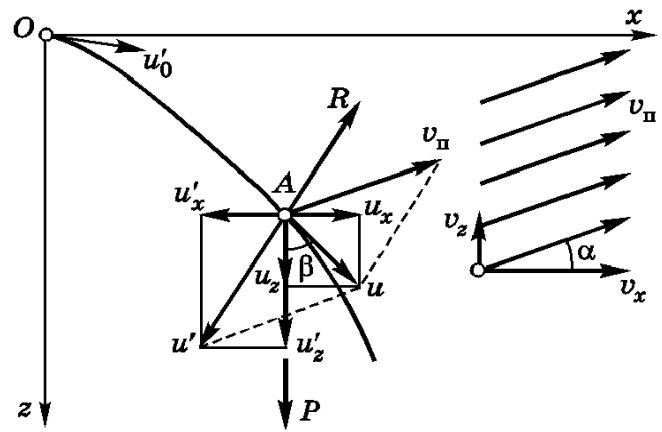


Рис. 3.22 – Дія похилого повітряного потоку на часточки.

Розглянемо випадок (рис. 3.22), коли зернова суміш потрапляє в повітряний потік з деякою початковою швидкістю  $v'_0$ .

Зернова суміш розділяється повітряним потоком за умови, що вертикальна складова  $v_z$  швидкості повітряного потоку менша за критичну швидкість часточки  $v_{кр}$ , тобто  $v_z < v_{кр}$ .

Рух часточки в повітряному потоці залежить від багатьох чинників: від властивості компонентів, значення і рівномірності напору повітряного потоку, а також від швидкості, з якою часточка входить у повітряний потік.

Якщо вважати, що повітряний потік ламінарний, сталий за значенням і напрямком швидкості, то на часточку діють сила тяжіння  $P = mg$  і сила діючого повітряного потоку  $R$ , спрямована в бік, протилежний відносній швидкості руху часточки.

Під дією цих сил часточка рухається в потоці по певній траєкторії, причому повний рух складається з переносного руху з потоком і відносно нього.

Нехай  $u'_x$  і  $u'_z$  – складові швидкості відносного руху в певній точці  $A$  траєкторії  $OA$ . Тоді проекції швидкості абсолютного руху на осі нерухомих координат  $x$  і  $z$  будуть:

$$u_x = v_x - u'_x; \quad u_z = v_z - u'_z$$

де  $v_x$  і  $v_z$  – проекції швидкості повітряного потоку на осі  $x$  і  $z$ . Значення проекцій  $v_x$  і  $v_z$  відносно однакові:

$$v_x = v_n \cos \alpha; v_z = v_n \sin \alpha.$$

Відхилення швидкості абсолютного руху  $u$  від вертикалі визначається кутом  $\beta$ , значення якого знаходять за виразом

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{v_x}{v_z} = \frac{v_p \cos \alpha - u'_x}{u'_z - v_p \sin \alpha}. \quad (3.30)$$

У міру переміщення часточки відносна швидкість  $u'$  змінюється за значенням і напрямком, намагаючись досягти граничного значення, за якого вертикальна складова  $u'_{z2p}$  досягає критичної швидкості  $v_{kp}$  вертикального напрямку, тобто  $u'_{z2p} \rightarrow v_{kp}$ ;  $u'_x \rightarrow 0$ . Ураховуючи попередній вираз і підставивши в (3.30), отримаємо

$$\operatorname{tg} \beta_{zp} = \frac{v_x}{v_z} = \frac{v_n \cos \alpha}{v_{kp} - \sin \alpha}. \quad (3.31)$$

Для часточок, які надходять у повітряний потік, критична швидкість змінюється від  $v_{kp \min}$  до  $v_{kp \max}$ . У цьому разі траєкторія часточок одної й тієї самої суміші будуть деяким пучком, який визначається кутами  $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \min}$  і  $\operatorname{tg} \beta_{\text{гр} \max}$ . Значення кутів знаходять за співвідношенням

$$\operatorname{tg} \beta_{zp \min} = \frac{v_n \cos \alpha}{v_{kp \max} - v_n \sin \alpha};$$

$$\operatorname{tg} \beta_{zp \max} = \frac{v_n \cos \alpha}{v_{kp \min} - v_n \sin \alpha}.$$

Максимальне розсіювання траєкторії руху часточок відповідатиме такій швидкості:

$$v_{n \max} = \sqrt{v_{kp \max} v_{kp \min}}. \quad (3.32)$$

Отже, робоча швидкість похилого потоку  $v_{\text{п роб.}} = v_{\text{п max}}$ , при якому зернова суміш отримує найбільшу розсіюваність, дорівнює середній геометричній з крайніх значень критичних швидкостей. Найкращі результати роботи повітряного потоку при розділенні зернових сумішей, злакових культур отримують при куті нахилу до горизонту 18... 30° і швидкості потоку повітря в робочій камері 4,5... 8,5 м/с.

## Теорія та розрахунок вентиляторів

### Типи вентиляторів

Для створення повітряних потоків у сільськогосподарських машинах застосовують відцентрові, діаметральні, турбінні та осьові вентилятори. Вентилятори поділяють на три групи залежно від тиску, який вони створюють: низького ( $H \leq 1$  кПа), середнього ( $1 < H \leq 3$  кПа) і високого ( $3 < H$ ).

Для створення повітряного потоку, потрібного для сепарації і очищення зернового вороху, застосовують вентилятори середнього тиску.

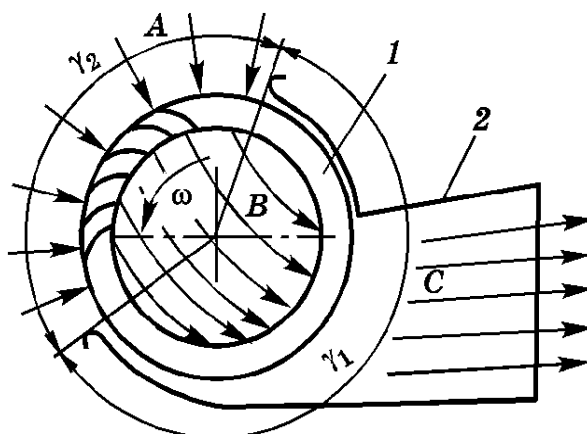
Основна ланка вентилятора – робоче колесо. Залежно від форми профілю розрізняють прямолінійні і криволінійні лопатки робочого колеса.

Найпоширенішими є вентилятори з плоскими радіальними і відігнутими назад лопатками. Вони створюють найбільший напір.

Криволінійні лопатки бувають відігнутими назад або вперед, останні забезпечують більший тиск.

Найбільше застосовують **відцентрові вентилятори**. В зерноочисних машинах використовують вентилятори з прямолінійними відігнутими назад лопатками. Колесо з такими лопатками створює напір низького або середнього тиску при великих витратах. Вентилятори виготовляють з круглим або спіральним перерізом кожухів.

**Діаметральні вентилятори** (рис. 3.23) складаються з робочого колеса 1 з криволінійними, загнутими в бік обертання лопатками, і корпусу 2, який охоплює колесо в зоні кута  $\gamma_1 = 60 \dots 140^\circ$  і утворює вихідну горловину. В межах кута  $\gamma_2$  робоче колесо відкрите.



1 – робоче колесо; 2 – корпус; А – зона входу повітря; В – зона повітря всередині колеса; С – зона виходу повітря.

Рис. 3.23 – Схема робочого процесу діаметрального вентилятора.

Унаслідок обертання лопатки захоплюють повітря в зоні відкритої

частини колеса (зона *A*) і проганяють його всередину колеса (зона *B*). З цієї зони повітря під дією відцентрових сил нагнітається в зону *C* вихідного каналу. Отже, лопатки колеса двічі діють на повітря, надаючи потоку вищих та рівномірніших швидкостей у вихідному каналі порівняно з відцентровими вентиляторами. Діаметральні вентилятори за габаритними розмірами менші, ніж відцентрові, але вони більш енергоємні. Їх використовують у зерноочисних машинах для створення рівномірного потоку по ширині решіт.

**Осьові вентилятори** засмоктують і нагнітають повітря в напрямку осі обертання лопаток. Вони створюють менший тиск, ніж відцентрові й діаметральні, хоча падіння швидкості повітря при віддаленні від сопла менше. Осьові вентилятори застосовують, як правило, для провітрювання зерносховищ та інших приміщень.

Основними параметрами, які характеризують вентилятори, є витрата повітря  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, і повний напір  $H$ , Па, що дорівнює сумі динамічного  $H_d$  і статичного  $H_{ст.}$  напорів.

### Основні співвідношення вентилятора

Застосовують три основні співвідношення параметрів роботи вентилятора.

1. Теоретичний напір, створюваний вентилятором, змінюється пропорційно частоті обертання робочого колеса  $n^2$ , тобто

$$\frac{H_m}{n^2} = const.$$

Умовою, яка характеризує безперервність потоку повітря у вентиляторі, буде рівність

$$Q = 2\pi r_2 b C_{p_2},$$

де  $b$  – ширина лопатки.

2. Витрата повітря  $Q$  пропорційна частоті обертання робочого колеса, тобто

$$\frac{Q}{n} = const.$$

3. Енергія, якої набуває потік повітря, а отже, і витрата потужності на роботу пропорційні кубу частоти обертання вала вентилятора, тобто

$$\frac{E}{n^2} = \frac{H}{n^3} = const.$$

### Вибір вентилятора

Вихідними даними для вибору вентилятора є швидкість  $v_n$  на виході із горловини, витрата повітря  $Q_n$ , що подається в канал, і повний тиск, який має створити вентилятор.

**Швидкість на виході** із горловини вентилятора витримують такою, щоб вона перевищувала критичну швидкість  $v_n$  тих компонентів маси, які потрібно видалити, тобто

$$v_n = \alpha_n v_{kp},$$

де  $\alpha_n$  – коефіцієнт перевищення швидкості.

Критична швидкість для зерна пшениці становить 8,9... 11,5 м/с.

Рекомендовано такі значення  $\alpha_n$ : для соломи завдовжки до 200 мм – 1,1... 1,7; полови – 1,9...3,7; збоїни – 2,5...5,0; обмолочених колосків – 1,5... 3,0.

**Витрати повітря**  $Q_n$ , що подається, або продуктивність вентилятора, беруть, виходячи з допустимої маси домішок, які видаляються одиницею маси повітря, за виразом:

$$Q_n = m_n / \lambda.$$

Масу  $m_n$  розраховують за масою зерна  $m_z$ , яку пропускає очисник за 1 с, виходячи з такого виразу:

$$m_n = \varepsilon m_z,$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт, який визначає масову частку полови, яку потрібно видалити.

Коефіцієнт  $\varepsilon$  для комбайнового очищення становить від 0,2 до 0,25; для зерноочисних машин попереднього очищення – від 0,05 до 0,1; остаточного очищення – від 0,03 до 0,05.

Коефіцієнт концентрації  $\lambda = 0,15...0,30$ .

**Повний тиск**  $H$  знаходять за динамічним  $h_d$ , і статичним тиском, тобто

$$H = h_d + h_{cm}.$$

Динамічний тиск визначається кінетичною енергією одиниці об'єму повітря:

$$h_d = \rho_n \frac{v_n^2}{2}.$$

Статичний тиск визначається втратами у вентиляторі і дорівнює

$$h_{cm} = (1,5 \dots 3,0) h_0.$$

### 3.1.7. Приклад розрахунку ефективності ситового сепарування

Визначити коефіцієнт вилучення дрібних домішок на прийомних ситах сепаратора і продуктивність сепаратора за таких умов [2]:

$H_0 = 2$  см – початкова товщина шару вихідної суміші;

$\Delta h = 0,4$  см – товщина нижнього шару;

$Q_0 = 1,2$  г/см<sup>2</sup> – початкова кількість вихідної суміші;

$Qn_0 = 0,05$  г/см<sup>2</sup> – початкова кількість дрібних домішок, що відповідає

засміченості  $\frac{Qn_0}{Q_0} \cdot 100\% = \frac{0,05}{1,2} \cdot 100\% \approx 4,2\%$ ,

$\omega_z = 0,2$  см/с – середня швидкість занурення дрібних домішок;

$C_y = 0,8$  с<sup>-1</sup> – коефіцієнт інтенсивності просіювання;

$L = 0,75$  м – довжина ситової частини каналу;

$v_{cp} = 7,5$  см/с – середня швидкість транспортування;  $Kn' = 0,1$  г/см<sup>2</sup>.

Рішення. Початкова концентрація домішок в суміші

$$K_{v_0} = \frac{Qn_0}{H_0}. \quad (3.33)$$

$$K_{v_0} = \frac{0,05}{2,0} = 0,025 \text{ г/см}^3.$$

Початкова концентрація домішок в нижньому шарі

$$Kn_0 = K_{v_0} \Delta h. \quad \text{при } Kn_0 < Kn'. \quad (3.34)$$

$$Kn_0 = 0,025 \cdot 0,4 = 0,01 \text{ г/см}^2$$

Час занурення домішок від верхнього до нижнього шару

$$t_1 = \frac{H_0 - \Delta h}{\omega_z}. \quad (3.35)$$

$$t_1 = \frac{2 - 0,4}{0,2} = 8 \text{ с.}$$

Інтенсивність надходження домішок в нижній шар



$$q_c = K v_0^{\omega_z}. \quad (3.36)$$

$$q_c = 0,025 \cdot 0,2 = 0,05 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с}.$$

Початкова інтенсивність просіювання

$$q_{y_0} = C v K n_0, \text{ при } q_{y_0} > q_c \quad (3.37)$$

$$q_{y_0} = 0,8 \cdot 0,01 = 0,008 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с}.$$

Інтенсивність просіювання і концентрація домішок в нижньому шарі при  $t_l = 8 \text{ с}$ .

$$q_{y_8} = q_c + (q_{y_0} - q_c) e^{-C_y t_l}. \quad (3.38)$$

$$q_{y_8} = 0,05 + (0,008 - 0,05) e^{-0,8 \cdot 8} \approx 0,05 \text{ г/см}^2 \cdot \text{с};$$

$$K_{n_8} = \frac{q_{y_8}}{C_y}. \quad (3.39)$$

$$K_{n_8} = \frac{0,005}{0,8} = 0,00625 \text{ г/см}^2.$$

Кількість домішок, вилучених за  $t_l = 8 \text{ с}$

$$Q_{n_l} = q_c t_l + \left( K_{n_0} - \frac{q_c}{C_y} \right) (1 - e^{-C_y t_l}). \quad (3.40)$$

$$Q_{n_l} = 0,005 \cdot 8 + \left( 0,01 - \frac{0,005}{0,8} \right) \cdot (1 - e^{-0,8 \cdot 8}) \approx 0,0437 \text{ г/см}^2.$$

Час обробки порції продукту в ситовому каналі

$$t_L = \frac{L}{v_{cp}}. \quad (3.41)$$

$$t_L = \frac{75}{7,5} = 10 \text{ с}.$$

Час просіювання після закінчення самосортування

$$t_2 = t_L - t_l. \quad (3.42)$$

$$t_2 = 10 - 8 = 2 \text{ с}.$$

Кількість домішок, вилучених за час  $t_2$

$$Q_{n_2} = K_{n_2} (1 - e^{-C_y t_2}). \quad (3.43)$$

$$Q_{n_2} = 0,00625 \cdot (1 - e^{-0,8 \cdot 2}) \approx 0,005 \text{ г/см}^2.$$

Загальна кількість вилучених домішок

$$Q_n = Q_{n_1} + Q_{n_2}. \quad (3.44)$$

$$Q_n = 0,0437 + 0,005 = 0,0487 \text{ г/см}^2;$$

Коефіцієнт вилучення домішок

$$\eta = \frac{Q_n}{Q_{n_0}} \cdot 100\%. \quad (3.45)$$

$$\eta = \frac{0,0487}{0,05} \cdot 100\% = 97,4\%$$

Продуктивність кожного ситового каналу (ширина  $B$  – 36 см)

$$Q_1 = Q_0 B v_{cp}. \quad (3.46)$$

$$Q_1 = 1,2 \cdot 37 \cdot 7,5 = 325 \text{ г/с} = 0,325 \text{ кг/с}.$$

Продуктивність сепаратора при 16 прийомних каналах

$$Q = 16 \cdot 0,325 \cdot \frac{3600}{1000} = 18,8 \text{ т/год}.$$

### ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

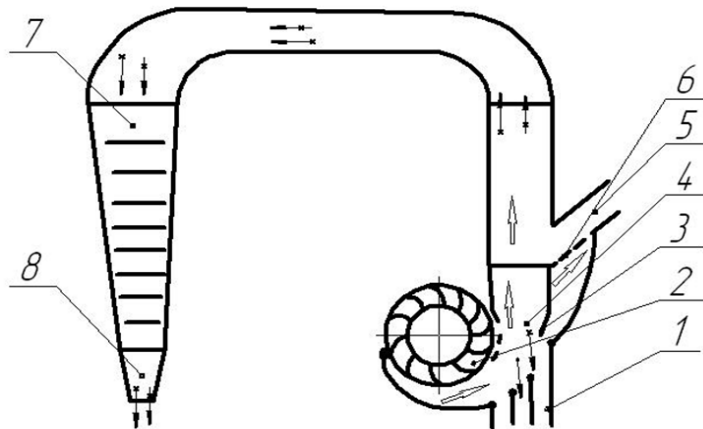
1. Надайте визначення процесу сепарування.
2. Вкажіть область використання процесів сепарування у харчовій промисловості.
3. Якими геометричними розмірами характеризуються насіння зернових культур?
4. Які аеродинамічні властивості зернових сумішей враховуються при проектуванні машин повітряної очистки?
5. Які специфічні властивості зернових сумішей?
6. Які умови переміщення матеріалів на решеті?
7. Які умови проходження зерна крізь отвори решета?
8. Що відноситься до режимів роботи решіт?
9. Яка теорія поставлена в основу технологічного процесу роботи трієра?
10. Що визначає параметр кінематичного режиму роботи трієра?

11. Як визначається продуктивність трієра?
12. Як працюють вертикальні повітряні системи очистки?
13. Як працюють похилі повітряні системи очистки?
14. За якими параметрами класифікуються вентилятори?
15. Як визначити коефіцієнт вилучення дрібних домішок на прийомних ситах сепаратора?
16. Як визначити продуктивність сепаратора?

## 3.2. СУЧАСНІ ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ СЕПАРУВАННЯ СУМІШЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР

### 3.2.1. Теоретичні дослідження процесів сепарування сумішей сільськогосподарських культур у повітряному потоці

Повітророзподільні канали призначені для рівномірного розподілення повітря з метою забезпечення однакового розходу швидкості по всій довжині сепаруючої поверхні є найбільш складним з елементів мереж. Складність повітророзподільних каналів, де рівномірність розподілення повітря може бути досягнута за рахунок постійного або змінного перетину, підтверджена дослідженнями [11, 12, 15, 18]. В залежності від ставлення задач, повітророзподільні канали дедалі стають складнішими і кваліфікувати той чи інший устрій важко з погляду виконання технологічного процесу. Як приклад, в роботі [9] (рис. 3.24), представлено схему експериментальної пневматичної колонки з розімкненою системою, яка присвячена удосконаленню технологічного процесу пневмосистем зерноочисних машин з діаметральним вентилятором.



1, 8 – вантажуючий устрій; 2 – вентилятор–сепаратор; 3 – регулювальна заслінка; 4 – пневмосепаруючий канал; 5 – пневмокамера; 6 – решітка; 7 – осадова камера.

Рис. 3.24 – Схема експериментальної пневмоколонки з розімкненою пневмосистемою [9].

На даному прикладі відокремити елемент мережі, таких як повітропровід, сепаруюча камера або повітророзподільний канал практично неможливо. Вони працюють як цілісна система і, у відповідності із цим можна визначити загальні

вимоги до повітророзподільних каналів, які полягають у створенні необхідної структури поля швидкості, які забезпечують виконання вимог агротехніки при як найменших гідравлічних втратах.

Рівномірному розподіленню повітряного потоку, що представлено полями швидкості, епюрами тиску і в кінцевому разі спроектованими повітророзподільними каналами, широку увагу приділено в роботі [10]. Але практичне значення дана робота має місце при проектуванні машин для збирання ягід малини, смородини. Так, проектуванню повітророзподільним каналам і сепаруючій камері приділено увагу в роботі [11].

В роботі [12] розглядається рівномірність розподілення і всмоктування повітря в повітроводах з поздовжньою щілиною або із боковими отворами. Автор звертає увагу на той факт, що рух повітря у повітророзподільних каналах значно складніший ніж у звичайних повітроводах. По поперечному перерізу повітророзподільного каналу відбувається зміна напрямку швидкості, деформація поля швидкості і зміна статичного тиску.

Це привело до визначення залежності розходу повітря в щілинах шириною  $\delta$  одиничної довжини і в отворах площею  $\sigma$  [12]:

$$L_{щ} = \mu \cdot \delta \sqrt{\frac{2(\bar{\tau} \Delta p)}{\rho}}, \quad (3.47)$$

$$L_o = \mu \cdot \sigma \sqrt{\frac{2(\bar{\tau} \Delta p)}{\rho}}, \quad (3.48)$$

де,  $L_{щ}$  – витрата повітря в щілинах;  $L_o$  – витрата повітря в отворах;

$\mu$  – коефіцієнт витрати повітря;

$\Delta p$  – збитковий статичний тиск;

$\rho$  – щільність повітря;

$\delta$  – ширина щілини;

$\sigma$  – площа отвору.

Виходячи з представлених залежностей, рівномірне розподілення або всмоктування повітря можливо наступними способами [12]:

- зміною ширини щілини або площі отвору по довжині повітропроводу;
- збереженням постійної різності статичного тиску по довжині повітропроводу;
- незначною зміною різності статичного тиску по довжині повітропроводу;
- зміною коефіцієнту розходу повітря.

За рахунок зміни ширини щілини або площі отвору по довжині

повітропроводу забезпечуються рівномірність розподілу, але швидкості повітря не однакові. Збереженням постійної різності статичного тиску по довжині має ефект для коротких повітроводів при устрої повітряно–струминних укриттів, повітряних завіс.

Не зважаючи на широту досліджень роботи [12], основна її направленість – забезпечення подачі повітря в будовах різного призначення в системах опалення, вентиляції та кондиціювання, при цьому слід зазначити незначні тиски і швидкості повітряного потоку, що обмежує область застосування і використання в зерноочисних машинах.

Використання ефективних повітророзподільників з метою удосконалення технічних рішень систем вентиляції, опалення та кондиціювання представлено в роботі [12].

На практиці особливу увагу приділяють газорозподільним устроєм в хімічній промисловості при гранулюванні мінеральних добрив у псевдозрідженому або киплячому шарі [13, 14]. Як звертає увагу автор, гідродинаміка, а саме опір, розподілення і характер потоків у киплячому шарі в значному ступені залежить від його форми, а ще більше від газорозподільного устрою.

Але газорозподільні устрої засобів гранулювання і сушіння мінеральних добрив принципово відрізняються від повітророзподільних каналів, що використовуються в зерноочисних машинах. Газорозподільні устрої [15–16] – за призначенням виконують роль лотка–інтенсифікатора [17, 18], і за конструкцією це решітки, які бувають провальні перфоровані або набірні щілинні і безпровальні – керамічні плити, перфоровані листи із змінними сітками, ковпачкові безпровальні тарілки та інше. Вибір використання того чи іншого газорозподільного устрою залежить від типу матеріалу і багатьох інших факторів. В області сільськогосподарського виробництва – на зерноочисних машинах такі устрої можливо знайдуть місце для різного зернового матеріалу, його сепарації у псевдозрідженого стану.

Аналіз технологічних схем пневмосепараторів [15–16] і параметри лотка–інтенсифікатора не дають впевненості їх безумовного використання. Вочевидь, із зміною схеми повітророзподільного каналу можливі зміни і коефіцієнту живого перетину лотка–інтенсифікатора, і його довжини, і кута нахилу до горизонталі. Не виключено, подальші дослідження приведуть до додаткових змін в конструкції, які значно можуть покращити технологічний процес пневмосепараторів.

В зв'язку з конструктивними особливостями цілого ряду машин, де повітродозподільний канал і сепаруючі камери об'єднані, а також із складністю проведення досліджень на перший план стають системи живлення пневмосепаруючих систем. Так в роботах [19, 21], як усвідомлюють автори, складність процесу надходження зернової суміші обумовлено причиною багат шаровості потоку, зіткнення зерна і його компонентів між собою і о стінки каналу, а також, нерівномірності розподілу вороху по площі його поперечного перетину.

З урахуванням безлічі струменів подачі зернового вороху, була описана ортогональна крива, яка дозволила отримати модель розподільвача (рис. 3.25), що забезпечить рівномірне розподілення зернової суміші.

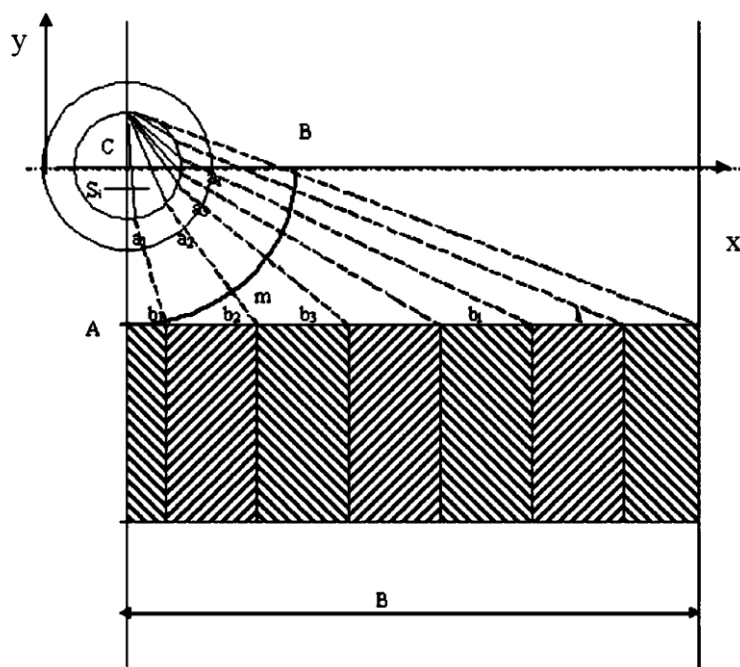


Рис. 3.25 – Розрахункова схема до обґрунтування параметрів та форми повітродозподільника ( $b_i$  – ширина вертикальної частини подаючого лотка) [19].

На підставі рисунку 7.2 визначається

$$y = \left( \frac{B}{2\pi R} - 1 \right) \left[ \left( \sqrt{R^2 - x^2} \right) + (R + a) \ln \left| R + a - \sqrt{R^2 - x^2} \right| \right] +$$

$$+ \frac{B}{2\pi} \left[ -\frac{1}{2} \arcsin^2 \frac{x}{R} + \frac{3(R + a)}{\sqrt{9R^2 + 6Ra}} \ln \left( \frac{\arcsin^2 \frac{x}{R} + 2\sqrt{\frac{9R + 6a}{R} - 6}}{\arcsin^2 \frac{x}{R} - 2\sqrt{\frac{9R + 6a}{R} - 6}} \right) \right] \quad (3.49)$$

де  $y$  – критерій рівномірного розподілення зернової суміші;

$B$  – ширина повітряного каналу, м;

$R$  – радіус випускного отвору бункера, м;

$x$  – абсциса координати елемента зернової суміші, м;

$a$  – координата задньої точки перетину випускного отвору бункера, м.

Але практика показує, що навіть при незначному збільшенню подачі насіннєвого матеріалу, повітряний потік не розшаровує зернову суміш в повному обсязі на компоненти і відповідно не забезпечує вимог агротехніки. Тим не менш системи живлення пневмосепаруючих систем з безпосередньою подачею у повітряний потік є найбільш ефективною формою вирішення задачі попереднього очищення зерна [19].

В статті Буркова А.І. [19] представлено вдосконалений експериментально–теоретичний метод (ЕТМ) розрахунку траєкторії частинок в пневмосепаруючому каналі (ПСК).

Розрахунок траєкторії частинок компонентів зернового матеріалу в зоні сепарації використовується науково–технічними працівниками при обґрунтуванні конструктивних параметрів робочих органів пневмосистем – сепаруючих каналів, осадових і розділових камер, повітропідвідних і відвідних каналів. Найбільш часто застосовується спрощений метод розрахунку, при якому розглядається рух окремої частинки в рівномірному повітряному потоці, направленому паралельно стінок каналу, що призводить до великої похибки визначення траєкторії частинок і до неправильного вибору параметрів ПСК.

Для розрахунку поля швидкостей повітряного потоку в ПСК використовуються різні методи. У деяких випадках поле швидкостей наближено описується аналітичними виразами, взятими з теорії турбулентних струменів [21]. Сичугова Ю.В. для розрахунку поля швидкостей повітряного потоку в ПСК застосовано метод кінцевих елементів [21]. В.А. Лазикінін для визначення поля швидкостей в зоні сепарації ПСК використані системи рівнянь, отримані експериментальним шляхом на холостому режимі [21]. В останній час для визначення характеристик повітряного потоку в елементах пневмосистем все частіше використовуються пакети прикладних програм і програмних комплексів. Розрахунок траєкторії частинок з урахуванням нерівномірності поля швидкостей в зоні сепарації на холостому режимі виконується одним з відомих чисельних методів або за допомогою доступного програмного пакета. Однак подібні методи не враховують вплив зернового



матеріалу на структуру повітряного потоку і більшість з них – рикошет пружних частинок від стінок каналу. Зазначені недоліки обумовлюють суттєве відхилення розрахункової траєкторії частки зернового матеріалу від фактичної.

Бурков А.І. пропонує удосконалити експериментально–теоретичний метод (ЕТМ) розрахунку траєкторії частинок в ПСК з урахуванням фактичного поля швидкостей повітряного потоку в зоні сепарації при номінальному зерновому навантаженні [21].

На підставі експериментально визначених значень векторів швидкостей ПСК в центрах прямокутників складається математичні вирази (табл. 3.6), які описують вертикальні  $V_y$  та горизонтальні  $V_x$  складові цих швидкостей в відповідних перетинах по осях координат.

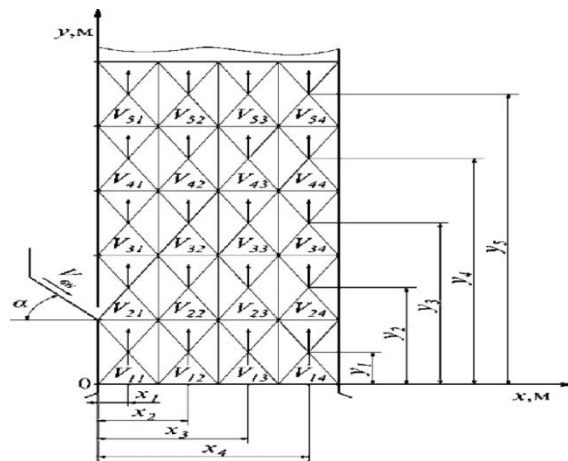


Рис. 3.26 – Схема розбиття зони сепарації ПСК на 20 прямокутників [21].

Далі складається система диференціальних рівнянь (наприклад, другого порядку) руху частинки в ПСК щодо декартової системи координат  $XOy$  [21]:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -k_n(\dot{x} - V_x)\sqrt{(\dot{x} - V_x)^2 + (\dot{y} - V_y)^2}; \\ \ddot{y} = -k_n(\dot{y} - V_y)\sqrt{(\dot{x} - V_x)^2 + (\dot{y} - V_y)^2} - g, \end{cases} \quad (3.50)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт парусності частинки,  $m^{-1}$ ;  $\dot{x}$  та  $\dot{y}$  – проекції абсолютної швидкості частинки на осі координат,  $m/s$ ;  $V_x$  та  $V_y$  – горизонтальна та вертикальна складові швидкості повітряного потоку,  $m/s$ ;  $g$  – прискорення вільного падіння,  $m/s^2$ .

Система диференціальних рівнянь (3.50) вирішується одним з відомих

чисельних методів, наприклад, методом Рунге–Кутта [21]. Для її вирішення додатково вводяться початкові умови:  $t_0 = 0$ ;  $x_0 = 0$ ;  $y_0 = 0$ ;  $x_0 = V_{BB} \cos \alpha$ ;  $y_0 = V_{BB} \sin \alpha$ . Значення швидкостей  $V_x$  та  $V_y$  повітряного потоку визначаються за допомогою рівнянь, приведених в таблиці. Після рішення систем диференціальних рівнянь будується траєкторія частинки зернового матеріалу [18].

Таблиця 3.6 – Системи рівнянь, що описують вертикальні  $V_y$  і горизонтальні  $V_x$  складові швидкостей повітряного потоку в поздовжньо–вертикальній площині пневосепаруючого каналу [21]

Вертикальна складова швидкості $V_y$ , м/с						
$x/y$ , м	1	2	3	4	5	Рівняння
$x_1$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$	$y_5$	$V_y = A_{x1}y^2 + B_{x1}y + C_{x1}$
$x_2$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$	$y_5$	$V_y = A_{x2}y^2 + B_{x2}y + C_{x2}$
$x_3$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$	$y_5$	$V_y = A_{x3}y^2 + B_{x3}y + C_{x3}$
$x_4$	$y_1$	$y_2$	$y_3$	$y_4$	$y_5$	$V_y = A_{x4}y^2 + B_{x4}y + C_{x4}$
Горизонтальна складова швидкості $V_x$ , м/с						
$y/x$ , м	1	2	3	4		Рівняння
$y_1$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$		$V_x = A_{y1}x^2 + B_{y1}x + C_{y1}$
$y_2$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$		$V_x = A_{y2}x^2 + B_{y2}x + C_{y2}$
$y_3$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$		$V_x = A_{y3}x^2 + B_{y3}x + C_{y3}$
$y_4$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$		$V_x = A_{y4}x^2 + B_{y4}x + C_{y4}$
$y_5$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$		$V_x = A_{y5}x^2 + B_{y5}x + C_{y5}$

Після математичної обробки отримані рівняння, що описують зміну швидкостей повітряного потоку в ПСК по вертикалі та горизонталі [21].

В результаті застосування вдосконаленого ЕТМ розрахунку підвищується точність визначення траєкторії частинок зернового матеріалу в ПСК, швидкості і напрямку руху частинок на виході з ПСК, що сприятиме більш точному

визначенню конструктивних параметрів елементів пневмосистеми, приєднаних до нього (повітророзподільник, відвід, осадова, розділова камери, пиловловлювач і ін.).

### **3.2.2. Теоретичні дослідження процесів сепарування сумішей сільськогосподарських культур у пневморешітних апаратах**

#### **Обґрунтування технологічної схеми пневморешітного сепаратора олійної сировини соняшнику із замкненою повітряною системою**

Зерноочисні машини післязбиральної обробки зерна і насіння класифікуються за такими ознаками: по мобільності, за ознакою подільності на фракції, по типу вентиляторів, по типу систем повітряного потоку, по типу каналів повітряного потоку, по типу решіт та інші [1]. Додатково, до аналізу технічних засобів зі замкненою повітряною системою приведені найбільш ідентичні технічні рішення на яких прийнято напрямок удосконалення технологічної схеми пневморешітного сепаратора попереднього очищення олійної сировини соняшнику.

Машина попередньої обробки зерна пневмоінерційного типу в своєму складі має транспортер – стрічку з комірчастою робочою поверхнею, плоскі решета, осьовий вентилятор, канал аспірації та пневмоінерційну камеру [9]. Аналогічна машина пневмоінерційного типу з бічною подачею зерна має відцентровий вентилятор з регулятором структури повітряного потоку, повітряний канал, осадову камеру, камери для основної культури і великих домішок [9].

Деякі зерноочисні машини [22] із замкнутою повітряною системою мають загальний недолік – відсутність решітної частини для виділення великих домішок, що знижує якість очищення вихідного матеріалу.

Відомий решітний сепаратор [17] містить завантажувальний пристрій, горизонтальне циліндричне решето з зовнішньої робочою поверхнею, пристрій виведення фракції сходу, встановлений спереду циліндричного решета перфорований лоток–інтенсифікатор і повітророзподільний канал з діаметральним вентилятором.

Недоліком цієї моделі є розімкнена пневмосистема, що значно підвищує її енергоємність, та викиди легких домішок, які екологічно небезпечні для працівників.

Для дослідження технологічного процесу роботи експериментального

пневморешітного сепаратору було виготовлено лабораторно–виробничий стенд відповідно договору про творчу співпрацю ТДАТУ та дочірнього підприємства Гуляйпільський механічний завод "ВАТ Мотор Січ" (м. Гуляйполе) (рис. 3.27)

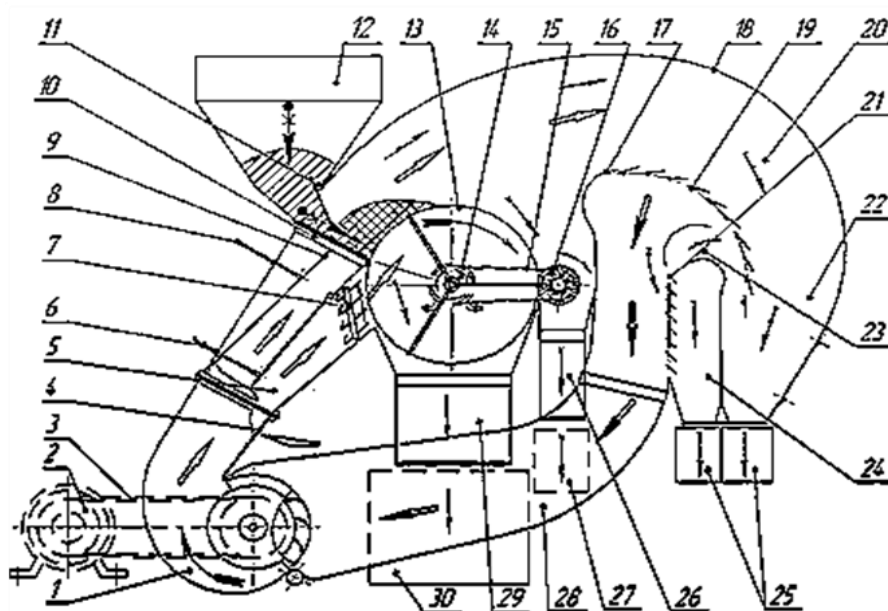


Рис. 3.27 – Пневморешітний сепаратор із замкненою повітряною системою.

Запропоновано удосконалення технологічної схеми пневморешітного сепаратора(ПРС) зі замкнутою повітряною системою (рис 3.28), в якому шляхом установки пневмосепаруючої і осадової камер зі складною геометричною поверхнею, з'єднаних всмоктувальним каналом з діаметральним вентилятором, що створює замкнуту повітряну систему, забезпечуються поліпшення процесу виділення легких домішок, зменшення енергоємності пневмосепарації та забрудненості навколишнього середовища.

Технологічний процес роботи пневморешітного сепаратора (ПРС) здійснюється наступним чином. Повітряний потік від діаметральної вентилятора 1, привід якого здійснюється через електродвигун 2 постійного струму і ремінну передачу 3, направляється до повітродозподільника 5. Повітряний потік за рахунок важеля управління середньої рухомої стінки 6 розподіляється на жалюзі розподільника повітря 7 і лоток–інтенсифікатор 6. Подача купи надходить з бункера 12 регулюється заслінкою 11. За рахунок зміни положення подовжувача задньої рухомий стінки 9 забезпечується регулювання інтенсивності псевдозрідженого шару зернового вороху на лотку–інтенсифікаторі. Тут здійснюється сегрегація – зерно, як більш важка фракція, опускається в нижній шар, а легкі домішки – в верхній шар. За рахунок обертання циліндричного решета 13, що має привід від мотор–редуктора 14, одночасно через привід 15 приводиться в обертальний рух щітковий очищувач

16. Зерно прокидається крізь решето і через канал очищеного зернового матеріалу 29 надходить до бункера 30. Великі домішки за рахунок обертання циліндричного решета переміщуються в зону щіткового очисника 16 і через канал великих домішок 26 надходять в бункер великих домішок 27. Повітряний потік регулюється жалюзі 7, пронизує циліндричне решето і частково зерновий ворох.



1 – вентилятор діаметральний; 2 – електродвигун постійного струму; 3 – привід вентилятора; 4 – жалюзі впуску додаткового повітряного потоку в вентилятор; 5 – жалюзійний повітророзподільник; 6 – середня рухома стінка; 7 – жалюзі розподільника повітря; 8 – важіль управління задньої рухомої стінки; 9 – подовжувач задньої рухомої стінки; 6 – лоток-інтенсифікатор; 11 – заслінка завантажувального бункера; 12 – бункер; 13 – решето циліндричне; 14 – мотор-редуктор; 15 – привід щіткового очисника; 16 – очищувач щітковий; 17 – відсікач повітряного потоку; 18 – обичайка повітряного каналу осадової камери; 19 – робоча поверхня жалюзі 1-го ступеня очищення; 20 – повітряний канал 1-го ступеня очищення; 21 – поверхня жалюзі 2-го ступеня очищення; 22 – осадова камера 1-го ступеня очищення; 23 – вхідний канал 2-го ступеня очищення; 24 – осадова камера 2-го ступеня очищення; 25 – бункер домішок 1-й і 2-й ступенів осадової камери; 26 – канал і клапан виведення великих домішок; 27 – бункер великих домішок; 28 – всмоктувальний канал вентилятора; 29 – канал і клапан очищеного зернового матеріалу; 30 – бункер очищеного зернового матеріалу.

Рис. 3.28 – Схема технологічна пневморешітного сепаратора зерна із

замкненою повітряною системою [18].

Повітровідокремленні домішки переміщуються по каналу 20 і потрапляють в зону осадової камери I-го ступеня очищення 22. Під дією відцентрових сил і сил гравітації легкі домішки (пил, дрібні частинки соломи, полови) притискаються до обичайки 18 і по стінці корпусу переміщається в бункер домішок 25. за рахунок розрідження, створюваного під робочою поверхнею жалюзі I-й і II-й ступенів очищення осадової камери, повітряний потік прямує в усмоктувальний канал вентилятора 28. Вирівнювання повітряного потоку в вентиляторі здійснюється за рахунок жалюзі 4. Легкі домішки потрапляють через жалюзі 19 у вхідний канал II-го ступеня очищення 23 і далі в осадочну камеру II-го ступеня очищення, де остаточно осідають в бункері 25. Таким чином, здійснюється замкнутий цикл роботи пневморешітні сепаратора.

Розрахункова питома продуктивність пневморешітного сепаратора може бути в 1,5–2,0 рази вище продуктивності існуючих зерноочисних машин, оснащених циліндричними решетами з горизонтальною віссю обертання і зовнішньої робочою поверхнею.

Пневморешітний сепаратор простий по конструкції, має меншу металоенергоємність у порівнянні з існуючими машинами попереднього очищення зерна, не має вібруючих і коливаючих елементів конструкції, забезпечить високу технологічну та експлуатаційну надійність, та практично не травмує обробляємий матеріал.

Використання циліндричного решета з горизонтальною віссю обертання і діаметрального вентилятора дозволить за принципом подібності розробляти пневморешітні сепаратори модульного типу продуктивністю 10...50 т/год.

Впровадження у конструкцію сепаратора жалюзійного повітророзподільника з регульованими жалюзі, рухомими середньою та задньою стінками, 2-х ступінчастої осадової камери та зворотного повітряного каналу дозволило обґрунтувати технологічну схему і процес роботи пневморешітного сепаратора із замкнутою повітряною системою.

### **Теоретичні дослідження параметрів та режимів роботи жалюзійного повітророзподільника пневморешітного сепаратора**

Насінневий ворох соняшнику, що надходить з бункера комбайну, в більшості випадків має підвищену вологість і містить значну кількість домішок. При рекомендованих строках збирання вологість насіння становить 12 ... 14%,

вміст вологи в стеблах – 37 ... 52%, в кошиках – 57 ... 68% [1]. Тому, потрапляючи в бункер з сухим насінням, рослинні залишки зволожують їх. Здавати таке насіння на приймальні пункти або маслозаводи недоцільно, що вимагає їх обов'язкового попереднього очищення, сушки, так як в іншому випадку це призводить до самозігрівання, псування, розвитку шкідників і хвороб, підвищення кислотності, на усунення чого потрібні значні витрати [1].

На початковому етапі очистки найбільш часто поділ складових вороха насіння соняшнику відбувається з урахуванням його аеродинамічних властивостей та особисто критичних швидкостей вітання. Високопродуктивні машини попереднього очищення зерна, як правило, [1] використовують принцип поділу частинок в повітряному потоці. Незважаючи на широке використання явища руху матеріальних частинок в сучасних зерноочисних машинах, пов'язаних з сепарацією складових зернового вороху, кількісні закономірності руху тіл з урахуванням опору повітряного середовища і сьогодні потребують досліджень [24].

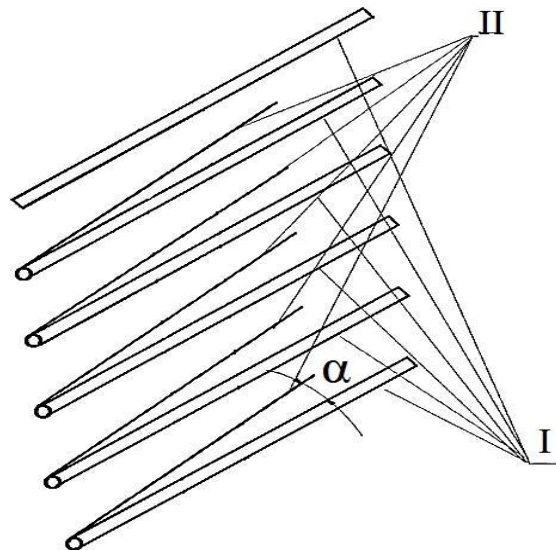
Попередні дослідження аналога пневмосепаратора у виробничих умовах визначили необхідність вирішення наукової задачі – удосконалення параметрів та режимів роботи повітророзподільника ПРС.

Підвищення ефективності попередньої очистки олійної сировини соняшнику можливо за рахунок теоретичного обґрунтування параметрів та режимів роботи повітророзподільника ПРС.

В основу удосконалення ПРС поставлена задача провести теоретичні дослідження руху сміттєвих часток олійної сировини соняшнику у повітряному потоці сепаратора.

Для встановлення та визначення параметрів та режимів технологічного процесу ПРС використана схема технологічна пневморешітного сепаратора зерна із замкненою повітряною системою (рис. 3.29).

Регульовані задня і середня стінка дозволяють змінювати режим інтенсивності процесу псевдозрідження зернового шару по довжині лотка–інтенсифікатора та в жалюзійному повітророзподільнику 5, за рахунок того, що із загальної кількості жалюзі кожна непарна жалюзі I є нерухомою, а парна рухома II має можливість змінювати кут нахилу  $\alpha$  рухомої жалюзі до нерухомої, а це приводить до можливості змінювати «живій перетин» повітророзподільника, швидкість повітряного потоку і обирати найбільш ефективний режим пневмосепарації при обробці матеріалів з різними аеродинамічними властивостями (рис. 3.29).



I – нерухомі жалюзі, II – рухомі жалюзі,  $\alpha$  – кут нахилу рухомої жалюзі до нерухомої.

Рис. 3.29 – Нерухомі та рухомі жалюзі.

Аналізуючи умови переходу зернового потоку з лотка–інтенсифікатора на циліндричне решето приймає наступні допущення:

- опір повітря відсутній;
- взаємодія часток, що надійшли на поверхню лотка і ЦР, не враховується;
- частки зернового матеріалу є абсолютно твердими тілами;
- розглядаємо частки як матеріальні точки при їхньому відносному русі по поверхні решета;
- коефіцієнт тертя точки об поверхню барабана постійний і не залежить від швидкості її руху і тиску;
- швидкість виходу струменів повітря з отворів лотка–інтенсифікатора постійна по довжині і ширині лотка;
- рух зернової суміші по поверхні лотка–інтенсифікатора здійснюється з рівномірним розподілом матеріалу по довжині і ширині лотка, висоті шару і з постійної порідністю;
- частка рухається по зовнішній поверхні циліндра з відставанням.

У результаті отриманої апріорної інформації, вивчення літературних джерел можна припустити, що класичний математичний опис розглянутого процесу представляє велику складність через велику кількість, як внутрішніх, так і зовнішніх сил, що діють на зерновий матеріал при різних етапах її



проходження по робочому органі [24].

Тому користуючись даними досліджень було виділено 7 параметрів і режимів роботи машини попередньої очистки зерна:

- частота обертання ротору вентилятора,  $\text{об}\cdot\text{хв}^{-1}$ ;
- швидкість повітряного потоку,  $\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$ ;
- подача зернового матеріалу,  $\text{кг}\cdot\text{с}^{-1}$ ;
- кут нахилу жалюзійної перегородки щодо горизонталі, град;
- кут нахилу рухомої жалюзі до нерухомої, град;
- коефіцієнт живого перетину жалюзійного повітродозподільника, %;
- кут відхилення стінки рухомої середньої від положення середньої стінки, град.

В основу удосконалення ПРС поставлена задача провести теоретичні дослідження руху складових ОСС у повітряному потоці пневмосепаратора.

Для дослідження руху складової ОСС представимо її у вигляді матеріальної точки (частинки), яка здійснює складний рух (рис. 3.30).

На підставі попередніх досліджень та апріорного аранжування факторів для проведення теоретичних досліджень та багатофакторного експерименту було визначено 3 фактори:

- частота обертання ротору вентилятора,  $\text{об}\cdot\text{хв}^{-1}$ ;
- кут нахилу рухомої жалюзі до нерухомої, град;
- кут відхилення стінки рухомої середньої від положення середньої стінки, град.

Зміна значень 3<sup>x</sup> перелічених факторів впливає на швидкість повітряного потоку пневмосистеми та продуктивність сепаратора.

ВМ – вхідний матеріал, ОМ – очищений матеріал.

$\vec{F}_T$  – сила тиску повітря на частинку,  $H$ ;

$\vec{R}$  – сила опору частинки повітряному потоку,  $H$ ;

$\vec{V}_0$  – швидкість повітряного потоку у початковий момент часу,  $\text{м}/\text{с}$ ;

$\vec{G}$  – сила тяжіння,  $H$ ;

$\alpha$  – кут нахилу повітряного потоку до горизонталі;

$\alpha_1, \dots, \alpha_8$  – кути нахилу рухомої жалюзі до нерухомої.



де  $\mathbf{a}_{кор}$  – кориолисове прискорення.

Модуль кориолисова прискорення визначається зі співвідношення:

$$\mathbf{a}_{кор} = 2\vec{V}_{\epsilon\delta} \cdot \boldsymbol{\omega} \cdot \sin(\vec{V}_{\epsilon\delta}, \vec{\omega}), \quad (3.54)$$

де  $\vec{V}_{\epsilon\delta}$  – відносна швидкість;

$\vec{\omega}$  – кутова переносна швидкість,  $\vec{\omega} = \mathbf{0}$ , так як точка в переносному русі рухається поступально, то  $\mathbf{a}_{кор} = \mathbf{0}$  і  $F_{кор}^i = 0$ .

Виходячи з вище наведених міркувань рівняння (3.51) приймає вигляд:

$$m\mathbf{a}_{\epsilon\delta} = \sum \mathbf{F}_k. \quad (3.55)$$

Знайдемо проекцію на вісь  $Ox$

$$ma_x^{\epsilon\delta} = \sum F_{kx}. \quad (3.56)$$

Визначаємо суму проекцій всіх сил на вісь  $Ox$ .

$$\sum F_{kx} = F_m \cdot \cos \alpha - R \cdot \cos \alpha, \quad (3.57)$$

де  $F_m$  – сила тиску повітря на частинку,  $H$ ;

$R$  – сила опору частинки повітряному потоку,  $H$ .

Підставляємо вираз (3.47) у рівняння (3.52):

$$ma_x^{\epsilon\delta} = (F_m - R) \cdot \cos \alpha. \quad (3.58)$$

В свою чергу  $a_x^{\epsilon\delta} = \frac{dV_x^{\epsilon\delta}}{dt}$ , з урахуванням значення  $a_x^{\epsilon\delta}$  вираз (3.58)

приймає вигляд:

$$m \frac{dV_x^{\epsilon\delta}}{dt} = (F_m - R) \cdot \cos \alpha. \quad (3.59)$$

Сила тиску повітря на частинку визначається за формулою:

$$F_m = k_n \cdot V_n^2 \cdot m, \quad (3.60)$$

де  $k_n$  – коефіцієнт парусності частинки,

$V_n^2$  – швидкість повітряного потоку;  $m$  – маса частинки.

Сила опору частинки повітряному потоку визначається за формулою:

$$R = \mu \cdot V_x^{60}, \quad (3.61)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт опору частинки повітряному потоку.

Підставляємо вирази (3.60) і (3.61) у рівняння (3.59):

$$m \frac{dV_x^{60}}{dt} = (k_n \cdot V_n^2 \cdot m - \mu \cdot V_x^{60}) \cos \alpha. \quad (3.62)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (3.62) на  $m$

$$\frac{dV_x^{60}}{dt} = \left( k_n \cdot V_n^2 - \frac{\mu}{m} \cdot V_x^{60} \right) \cos \alpha. \quad (3.63)$$

У правій частині рівняння (3.63) винесемо за дужки  $-\frac{\mu}{m}$ , тоді

$$\frac{dV_x^{60}}{dt} = \left( -\frac{\mu}{m} \right) \left( -\frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu} + V_x^{60} \right) \cos \alpha. \quad (3.64)$$

Введемо позначення:

$$a = -\frac{\mu}{m} \cos \alpha; \quad b = -\frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu}. \quad (3.65)$$

Підставляємо позначення (3.65) в рівняння (3.64):

$$\frac{dV_x^{60}}{dt} = a(V_x^{60} + b). \quad (3.66)$$

Відокремимо змінні, для чого помножимо ліву та праву частини рівняння (3.66) на  $dt$  та розділимо на  $(V_x^{60} + b)$

$$\frac{dV_x^{60}}{V_x^{60} + b} = a dt. \quad (3.67)$$

Проінтегруємо ліву і праву частини рівняння (3.67)

$$\int_{V_0^{60}}^{V_x^{60}} \frac{dV_x^{60}}{V_x^{60} + b} = a \int_0^t dt. \quad (3.68)$$

$$\ln|V_x^{60} + b| \Big|_{V_0^{60}}^{V_x^{60}} = at \Big|_0^t \quad (3.69)$$

$$\ln|V_x^{60} + b| - \ln|V_0^{60} + b| = at. \quad (3.70)$$

За властивостями логарифмів ліва частину виразу (3.70) перетвориться до вигляду:

$$\ln \left| \frac{V_x^{60} + b}{V_{Ox}^{60} + b} \right| = at. \quad (3.71)$$

Потенціюємо вираз (3.71)

$$\frac{V_x^{60} + b}{V_{Ox}^{60} + b} = e^{at}. \quad (3.72)$$

З виразу 3.72 визначаємо проекцію відносної швидкості на вісь  $Ox$

$$V_x^{60} + b = e^{at} (V_{Ox}^{60} + b);$$

$$V_x^{60} = e^{at} (V_{Ox}^{60} + b) - b \quad (3.73)$$

З урахуванням позначень (3.71) рівняння (3.73) приймає вигляд

$$V_x^{60} = e^{-\frac{\mu}{m} \cos \alpha} \left( V_{Ox}^{60} - \frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu} \right) + \frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu}, \quad (3.74)$$

де  $V_{Ox}^{60}$  – проекція на вісь  $Ox$  відносної швидкості у початковий момент часу;

$\mu$  – коефіцієнт опору частинки повітряному потоку;

$\alpha$  – кут нахилу повітряного потоку до горизонталі.

Визначимо проекцію відносної швидкості на вісь  $Oy$ , для чого проектуємо рівняння (3.55) на вісь  $Oy$ .

$$ma_y^{60} = \sum F_{ky}. \quad (3.75)$$

Знаходимо суму проекцій на вісь  $y$ , діючих на частинку сил:

$$\sum F_{ky} = F_m \cdot \sin \alpha - R \sin \alpha - G = k_n \cdot V_n^2 \cdot m \cdot \sin \alpha - \mu V_y^{60} \cdot \sin \alpha - mg. \quad (3.76)$$

Проекція відносного прискорення на вісь  $Oy$  відповідно дорівнює:

$$a_y^{60} = \frac{dV_y^{60}}{dt} \quad (3.77)$$

Підставляємо позначення (3.76) та (3.77) в рівняння (3.75):

$$m \frac{dV_y^{60}}{dt} = k_n \cdot V_n^2 \cdot m \cdot \sin \alpha - \mu \cdot V_y^{60} \cdot \sin \alpha - gm. \quad (3.78)$$

Розділимо ліву та праву частини рівняння (3.78) на  $m$ :

$$\frac{dV_y^{60}}{dt} = k_n \cdot V_n^2 \cdot \sin \alpha - \frac{\mu}{m} \cdot V_y^{60} \cdot \sin \alpha - g. \quad (3.79)$$

Виконаємо алгебраїчні перетворення в правій частині рівняння (3.79):

$$\frac{dV_y^{e\delta}}{dt} = -\frac{\mu}{m} \left( V_y^{e\delta} - \frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu} + \frac{g}{\mu \sin \alpha} \right) \sin \alpha;$$

$$\frac{dV_y^{e\delta}}{dt} = -\frac{\mu}{m} \left[ V_y^{e\delta} + \left( \frac{g}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu} \right) \right] \sin \alpha. \quad (3.80)$$

Введемо позначення:

$$\begin{cases} c = -\frac{\mu}{m} \sin \alpha; \\ d = \frac{gm}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n \cdot V_n^2 \cdot m}{\mu}. \end{cases} \quad (3.81)$$

З урахуванням позначень (3.81) рівняння (3.80) приймає вигляд:

$$\frac{dV_y^{e\delta}}{dt} = c(V_y^{e\delta} + d). \quad (3.82)$$

Відокремимо змінні у рівнянні (3.82), для чого помножимо ліву та праву частини рівняння на  $dt$  та розділимо на  $(V_y^{e\delta} + d)$ , тоді

$$dV_y^{e\delta} = c(V_y^{e\delta} + d)dt. \quad (3.83)$$

$$\frac{dV_y^{e\delta}}{V_y^{e\delta} + d} = cdt. \quad (3.84)$$

Проінтегруємо ліву та праву частини рівняння (3.84)

$$\int_{V_{Oy}^{e\delta}}^{V_y^{e\delta}} \frac{dV_y^{e\delta}}{V_y^{e\delta} + d} = c \int_0^t dt. \quad (3.85)$$

$$\ln |V_y^{e\delta} + d| \Big|_{V_{Oy}^{e\delta}}^{V_y^{e\delta}} = ct \Big|_0^t. \quad (3.86)$$

Підставляємо межі інтегрування:

$$\ln |V_y^{e\delta} + d| - \ln |V_{Oy}^{e\delta} + d| = ct. \quad (3.87)$$

Згідно з властивостями логарифмів маємо:

$$\ln \left| \frac{V_y^{6\delta} + d}{V_{Oy}^{6\delta} + d} \right| = ct. \quad (3.88)$$

Потенціюємо вираз (3.88)

$$\frac{V_y^{6\delta} + d}{V_{Oy}^{6\delta} + d} = e^{ct}. \quad (3.89)$$

$$V_y^{6\delta} + d = e^{ct} (V_{Oy}^{6\delta} + d).$$

$$V_y^{6\delta} = e^{ct} (V_{Oy}^{6\delta} + d) - d. \quad (3.90)$$

Підставляємо позначення (3.81) в рівняння (3.90):

$$V_y^{6\delta} = e^{-\frac{\mu}{m} \sin \alpha} \left( V_{Oy}^{6\delta} + \frac{gm}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n V_n^2 m}{\mu} \right) - \frac{gm}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n V_n^2 m}{\mu}. \quad (3.91)$$

де  $V_y^{6\delta}$  – проекція відносної швидкості на вісь  $Oy$  у початковий момент часу.

Остаточно відносна швидкість частинки визначиться:

$$V_{6\delta} = \sqrt{(V_x^{6\delta})^2 + (V_y^{6\delta})^2} = \left\{ \left[ e^{-\frac{\mu}{m} \cos \alpha} \left( V_{Ox}^{6\delta} - \frac{k_n \cdot V_n^2 m}{\mu} \right) + \frac{k_n \cdot V_n^2 m}{\mu} \right]^2 + \left[ e^{-\frac{\mu}{m} \sin \alpha} \left( V_{Oy}^{6\delta} + \frac{gm}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n V_n^2 m}{\mu} \right) - \frac{gm}{\mu \sin \alpha} - \frac{k_n V_n^2 m}{\mu} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}}. \quad (3.92)$$

На основі виконаних розрахунків вперше отримана математична модель руху частинки у повітряному потоці ПРС у залежності від швидкості повітря та аеродинамічних властивостей частинки олійної сировини соняшнику, що дає можливість проаналізувати робочий процес жалюзійного повітря розподільника і сприяє зниженню енерговитрат на сепарування у повітряному потоці.

Для отримання залежності максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  в пневмосепараційній камері ПРС від частоти обертання ротора вентилятора  $n$ , яка дозволить робити розрахунки в будь-яких проміжних точках визначеного діапазону розглядуваного процесу теоретичним шляхом, використовуємо наступний алгоритм.

Спочатку розглянемо деякі загальні положення для обробки експериментальних даних, які після проведення експерименту отримав

дослідник. Ці дані представлені таблицею.

Таблиця 3.7 – Дані з деякими залежностями змінних

$x$	$x_1$	$x_2$	$\dots$	$x_n$
$y$	$y_1$	$y_2$	$\dots$	$y_n$

За таблицею 3.7 можна виявити тенденції залежності змінних, але для подальшого їх використання потрібно мати аналітичні вирази цих залежностей.

Розглянемо формули, які найбільш часто використовуються по рекомендаціям [22].

$$1. y = ax + b; \quad 2. y = a \cdot x^b; \quad 3. y = a \cdot b^x; \quad 4. y = a + \frac{b}{x}; \quad 5. y = \frac{1}{ax + b};$$

$$6. y = \frac{x}{ax + b};$$

$$7. y = a \cdot \ln x + b \quad (3.93)$$

За тими ж дослідженнями [24] найпростіші необхідні умови для наявності емпіричних залежностей можна отримати з таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Найпростіші необхідні умови для отримання емпіричних залежностей

№	$\bar{x}_s$	$\bar{y}_s$	Вид емпіричної формули	Спосіб вирівнювання
1	2	3	4	5
1	$\frac{x_1 + x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\frac{y_1 + y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = ax + b$	–
2	$\sqrt{x_1 x_n}$ (середнє геометричне)	$\sqrt{y_1 y_n}$ (середнє геометричне)	$y = ax^b$	$Y = \alpha + bX$ , де $X = \lg x$ , $Y = \lg y$ , $\alpha = \lg a$
3	$\frac{x_1 + x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\sqrt{y_1 y_n}$ (середнє геометричне)	$y = ab^x$ або $y = ae^{\beta x}$ , де $\beta = \ln b$	$Y = \alpha + \beta x$ , де $Y = \lg y$ , $\alpha = \lg a$ , $\beta = \lg b$



Продовження таблиці 3.8

1	2	3	4	5
4	$\frac{2x_1x_n}{x_1+x_n}$ (середнє гармонічне)	$\frac{y_1+y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = a + \frac{b}{x}$	$Y = ax + b$ , де $Y = xy$
5	$\frac{x_1+x_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$\frac{2y_1y_n}{y_1+y_n}$ (середнє гармонічне)	$y = \frac{1}{ax+b}$	$Y = ax + b$ , де $Y = \frac{1}{y}$
6	$\frac{2x_1x_n}{x_1+x_n}$ (середнє гармонічне)	$\frac{2y_1y_n}{y_1+y_n}$ (середнє гармонічне)	$y = \frac{x}{ax+b}$	$Y = ax + b$ , де $Y = \frac{x}{y}$
7	$\sqrt{x_1x_n}$ (середнє геометричне)	$\frac{y_1+y_n}{2}$ (середнє арифметичне)	$y = a \cdot \ln x + b$	$Y = aX + b$ , де $X = \lg x$

Цей підхід є грубо орієнтованим, оскільки при встановленні емпіричної залежності не враховуються проміжні дані. Якщо значення  $\varphi(x_1, \bar{x}_n) = x_s$  не знаходиться серед даних  $x_i$ , то відповідні їй значення можна визначити шляхом лінійної інтерполяції

$$y_s = y_i + \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} (\bar{x}_s - x_i), \quad (3.94)$$

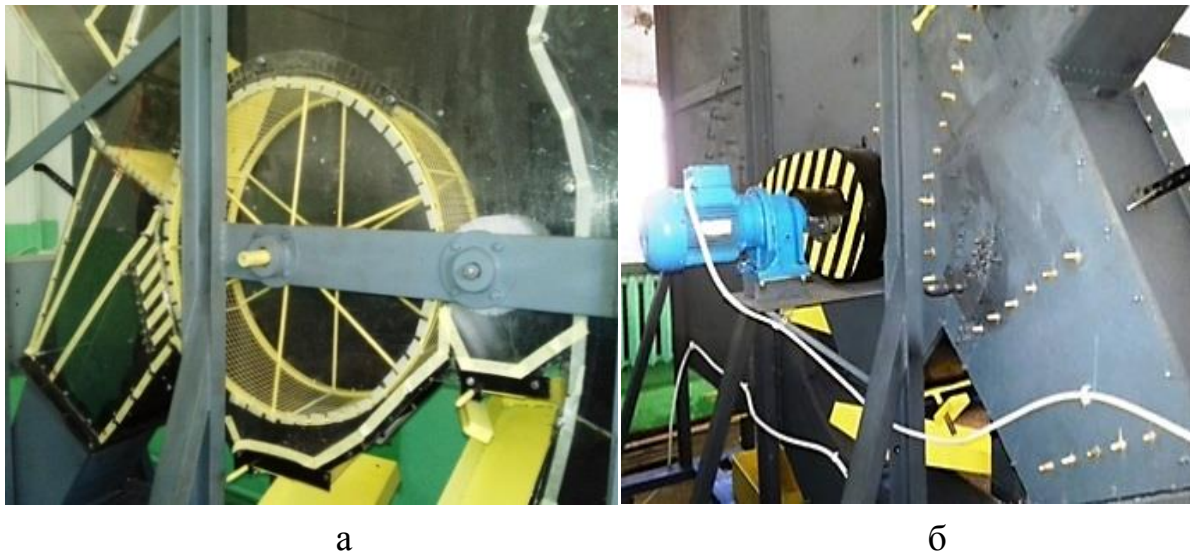
де  $x_i$  і  $x_{i+1}$  – проміжні значення, між якими міститься  $\bar{x}_s$  ( $x_i < \bar{x}_s < x_{i+1}$ ).

Вибір формули здійснюється за умовою  $|y_s - \bar{y}_s| \rightarrow \min$ . Коефіцієнти отриманої формули визначаємо за методом найменших квадратів.

Знайдемо залежність максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  в перетині III–III (рис. 3.31) від частоти обертання ротора вентилятора  $n$ , наведені в таблиці 3.9.

Таблиця 3.9 – Залежність максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  в перетині III–III від частоти обертання ротора вентилятора  $n$

№ п/п	1	2	3	4	5
$n$ , об.хв <sup>-1</sup>	300	400	500	600	700
$V$ , м/с	2,4	2,95	3,81	4,61	5,77



а – фронтальний вид; б – зворотній вид.

Рис. 3.31 – Розміщення перетинів для вимірювання параметрів повітряного потоку у сепараторі.

Встановимо емпіричні залежності отриманих експериментальних даних, проаналізуємо їх.

Для встановлення емпіричної залежності будемо використовувати розрахункову таблицю 3.10.

Таблиця 3.10 – Розрахункова таблиця необхідних умов для отримання емпіричних залежностей

№	$\bar{x}_s$	$\bar{y}_s$	$y_s$	$ y_s - \bar{y}_s $	Вид формули
1	2	3	4	5	6
1	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,81	0,28	$y = ax + b$ – мало підходить
2	$\sqrt{x_1 x_n} = 458,26$	$\sqrt{y_1 y_n} = 3,72$	3,45	0,27	$y = ax^b$ мало підходить

1	2	3	4	5	6
3	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\sqrt{y_1 y_n} = 3,72$	3,81	0,09	$y = ab^x$ – підходить краще других формул
4	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n} = 420$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,17	0,92	$y = a + \frac{b}{x}$ – не підходить
5	$\frac{x_1 + x_n}{2} = 500$	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n} = 3,39$	3,81	0,42	$y = \frac{1}{ax + b}$ – не підходить
6	$\frac{2x_1 x_n}{x_1 + x_n} = 420$	$\frac{2y_1 y_n}{y_1 + y_n} = 3,39$	3,12	0,27	$y = \frac{x}{ax + b}$ – мало підходить
7	$\sqrt{x_1 x_n} = 458,26$	$\frac{y_1 + y_n}{2} = 4,09$	3,48	0,61	$y = a \cdot \ln x + b$ – не підходить

Отже, емпіричною формулою залежності коефіцієнта максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  в перетині III–III від частоти обертання ротора вентилятора  $n$  є  $y = a \cdot b^x$ . Коефіцієнти  $a$  і  $b$  отримаємо за методом найменших квадратів.

$$y = a \cdot b^x; \ln y = \ln(a \cdot b^x); \ln y = \ln a + x \ln b. \quad (3.95)$$

Позначаючи  $Y = \ln y$ ,  $B = \ln b$ ;  $X = x$ ;  $A = \ln a$  матимемо рівняння  $Y = A + BX$ .

Потрібно мінімізувати отриману функцію

$$S(A, B) = (Y_i - A - BX_i)^2 \rightarrow \min. \quad (3.96)$$

Для цього потрібно розв'язати систему

$$\begin{cases} A \sum n + B \sum X_i = \sum Y_i, \\ A \sum X_i + B \sum X_i^2 = \sum X_i Y_i. \end{cases} \quad (3.97)$$

Складемо розрахункову таблицю

Таблиця 3.11 – Розрахункові дані

	№	$X_i = x_i$	$Y_i = \ln y_i$	$X_i^2$	$X_i Y_i$
	1	300	0,875	90000	262,5
	1	400	1,082	160000	432,8
	1	500	1,338	250000	669,0
	1	600	1,528	360000	916,8
	1	700	1,753	490000	1227,1
$\Sigma$	5	2500	6,576	1350000	3508,2

Тепер з системи (7.50) після підстановки даних з таблиці, матимемо:

$$\begin{cases} 5A + 2500B = 6,576; \\ 2500A + 1350000B = 3508,2. \end{cases} \quad (3.98)$$

Отримали коефіцієнти  $A = 0,2142$ ,  $B = 0,002202$ .

Тоді формула матиме вигляд:

$$V = e^{0,2142 + 0,002202 \cdot n}. \quad (3.99)$$

Для порівняння зробимо розрахунки за отриманою формулою (3.99), результати яких приведені у таблиці 3.12.

Таблиця 3.12 – Результати розрахунків для визначення залежності максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  (точки замірювання 25–27) в перетині III–III від частоти обертання ротора вентилятора  $n$

$n$	300	400	500	600	700
$V_{\text{експ.}}$	2,4	2,95	3,81	4,61	5,77
$V_{\text{розн.}}$	2,4	2,98	3,73	4,64	5,79
$\delta$ , %	0	3	8	3	2

На підставі результатів розрахунків (таблиця 3.12) будемо графічні залежності (рис. 3.32) максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  (точки замірювання 25–27) в перетині III–III від частоти обертання ротора вентилятора

$n$ , отримані експериментально та теоретичним шляхом.

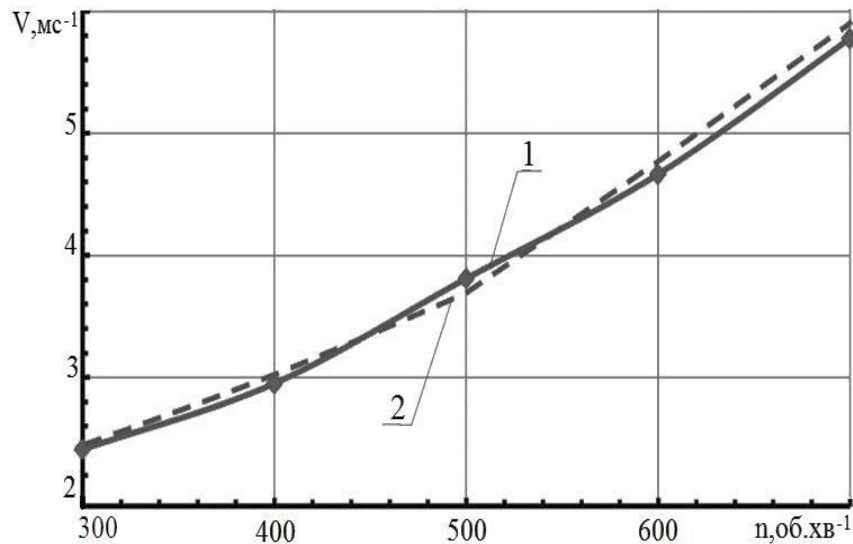


Рис. 3.32 – Залежності максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  (точки замірювання 25–27) в перетині III–III від частоти обертання ротора вентилятора  $n$  (1 – отримана експериментально, 2 – отримана теоретично).

Новизна обробки експериментальних даних полягала в тому, що вперше отримано залежності максимальної швидкості повітряного потоку  $V$  в пневмосепараційній камері ПРС від частоти обертання ротора вентилятора  $n$ . Ці залежності дозволяють робити розрахунки в будь-яких проміжних точках визначеного діапазону розглядуваного процесу.

### 3.2.3. Шляхи інтенсифікації процесів сепарування насіння сільськогосподарських культур

Для інтенсифікації процесу поділу зернових матеріалів проводиться значна робота з удосконалення плоских решіт. Так, пропонується виконувати решета не гладкими, а з поздовжніми виступами й з розміщенням довгастих отворів у западинах між ними. При цьому збільшується ймовірність влучення зерен в отвори за рахунок орієнтації їхньою довгою віссю уздовж отвору. Передбачається також досягти підвищення продуктивності решіт виконанням отворів решета з похилими краївками [1].

З метою інтенсифікації процесу сепарації на плоских решетах застосовують вібраційні коливання, а також обертають решета навколо вертикальної осі.

Пропоновані рішення по вдосконаленню робочого процесу плоских решіт дають можливість підвищити їхню продуктивність, але одночасно значно

ускладнюють конструкцію й металоємність зерноочисних машин.

За кордоном пропонуються багаторешітні машини з розташуванням решіт одне під одним. Питома продуктивність таких багаторешітних машин приблизно така ж, як у плоских решіт, але сама машина виходить більш компактною.

До числа перспективних робочих органів відносяться циліндричні решета із внутрішньою робочою поверхнею.

Створено нові перспективні робочі органи для сепарування зернових матеріалів: вертикальні циліндричні вібровідцентрові решета й пневмодцентрові кільцеві повітряні канали з сходяче–прискореним повітряним потоком [1].

Конструктивно–технологічною особливістю таких сепараторів є уніфікований очисний блок. Застосовуючи кілька таких блоків для паралельної й послідовної роботи, можна забезпечувати різні технологічні варіанти обробки зерна при продуктивності 25...50 т/год [1].

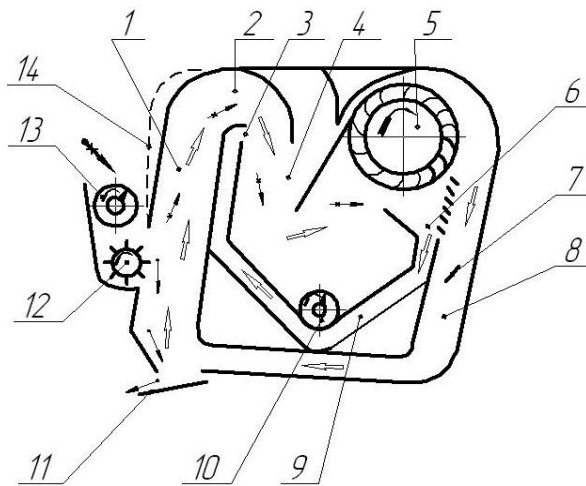
У пневмосепараторах поряд із застосуванням аеродинамічних і масових сил використовують відцентрові й коріолісові сили, а також сили, обумовлені обертанням повітряного потоку – вихрові джерела й стоки. Розрізняють 4 групи таких сепараторів: пневмогравітаційні, пневмоінерційні, відцентрово-пневматичні й пневмодцентрові [1].

Пристрої для сепарації в псевдозрідженому шарі здійснюють робочий процес у спокійному або киплячому режимах. Вони бувають нагнітальної, нагнітально–всмоктувальної дії, з нерухою або вібруючою опорною повітродозподільною перегородкою, з ділильними пристроями (ножами, екранами, порогами і т.п.) і без них. Розімкнуті пневмосистеми з точки зору впливу на екологію не доцільні та більш енергоємні ніж замкнуті.

В роботі Тимофєєва І.В. [27] (рис. 3.33) представлено схему пневмосистеми машини попереднього очищення зерна самопересувного ворохоочисника із замкненою повітряною системою.

Інтенсифікація процесу сепарації зернового вороху із замкненою малогабаритною пневмосистемою полягає в створенні обвідного каналу. Але не приділено уваги виділенню крупних домішок

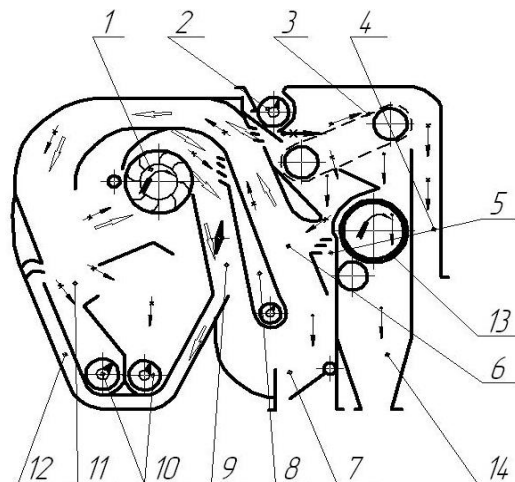
В роботі Саїтова В.Ю. [22] (рис. 3.34, 3.35) одночасно представлено дві експериментальні установки для попереднього очищення зернового вороху із замкненою повітряною системою.



1 – пневмосепаруючий канал; 2 – відвід в осадову камеру; 3 – вхідне вікно обвідного каналу; 4 – осадова камера; 5 – вентилятор; 6 – вхідне вікно вентилятора; 7 – заслінка; 8 – повітря підвідний канал; 9 – обвідний канал; 6,11,12,13 – устрої вводу, виводу зернового матеріалу і виділених домішок; 14 – устрій для регулювання розширення пневмосепаруючого каналу.

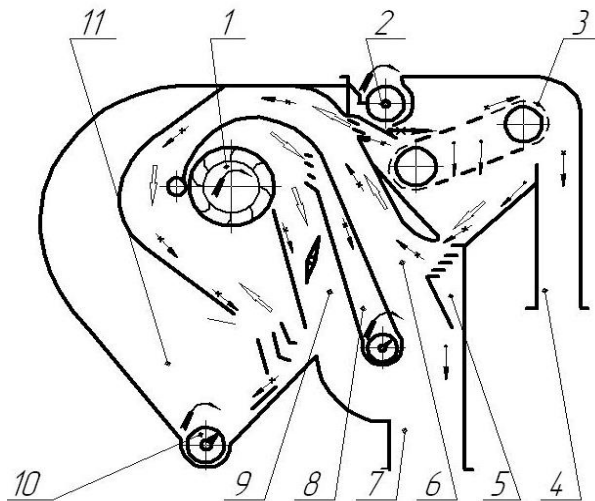
Рис. 3.33 – Схема пневмосистеми самопересувного ворохоочисника [27].

В роботі вирішується велика кількість задач – таких як встановлення: сітчастого транспортера з метою виділення крупних домішок і одночасною сепарацією зернового вороху замкненою повітряною системою. Це установка пиловідокремлювача, осадової камери, а також жалюзійних пристроїв ефективність роботи яких потребують глибоких досліджень.



1 – діаметральний вентилятор; 2 – живитель; 3 – транспортер сітчастий; 4,7,6,14 – вивантажуючий устрій; 5 – живлячий устрій; 6 – пневмосепаруючий канал; 8 – пиловідокремлювач; 9 – пилопідвідний канал; 11 – осадочна камера; 12 – перепускний канал; 13 – решето циліндричне.

Рис. 3.34 – Схема експериментальної установки для попереднього очищення зернового вороху [22].



1 – діаметральний вентилятор; 2 – живитель; 3 – транспортер сітчастий; 4,7,6,14 – вивантажуючий устрій; 5 – живлячий устрій; 6 – пневмосепаруючий канал; 8 – пиловідокремлювач; 9 – пилопідвідний канал; 11 – осадова камера.

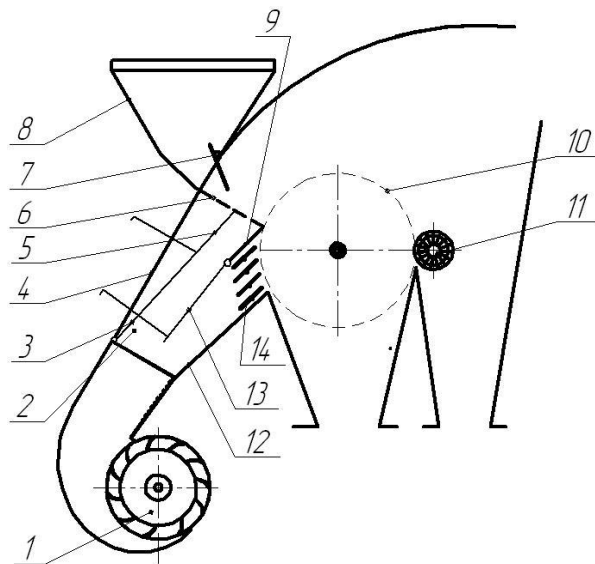
Рис. 3.35 – Схема експериментальної установки для попереднього очищення зернового вороху [22].

З метою інтенсифікації технологічного процесу в машинах попереднього очищення зерна з розімкненою повітряною системами використовують подачу зерна у псевдозрідженому стані на зовнішню поверхню циліндричного решета (ЦР). Але в основі представлених патентів, інтенсифікація технологічного процесу в значній мірі пов'язана з переходом зернового вороху у псевдозріджений стан і збільшенням або зменшенням кількості повітря в зоні лотка–інтенсифікатора, або у зоні жалюзійного повітророзподільника (рис. 7.13) [14].

В останні роки створені вітчизняні робочі органи скальператорного типу [1] – решета із зовнішньою робочою поверхнею й горизонтальною віссю обертання. Решета прості за конструкцією, не мають вібруючих вузлів і деталей, мають невелику метало–енергоємність і практично не травмують зерно.

Подальшого підвищення ефективності роботи пневмосепаратору досягається за рахунок поділення середньої стінки на рухому та нерухому, та встановлення задньої рухомої стінки (рис. 3.36).





1 – вентилятор діаметральний; 2 – канал повітророзподільний; 3 – регулятор середньої рухомої стінки; 4 – стінка задня; 5 – стінка рухома задня; 6 – лоток–інтенсифікатор; 7 – заслінка; 8 – бункер завантажувальний; 9 – стінка середня нерухома; 10 – решето циліндричне; 11 – щітка очисна; 12 – стінка передня; 13 – стінка середня рухома; 14 – повітророзподільник жалюзійний.

Рис. 3.36. Пневморешітний сепаратор [18].

Слід звернути увагу на патент [18], де інтенсифікації технологічного процесу в значній мірі приділено увагу в зоні лотка–інтенсифікатора і циліндричного решета і в меншому ступені в зоні осадової камери.

На підставі огляду технологій МПО та шляхів інтенсифікації процесу попереднього очищення зерна можливо зробити висновок, що одним з перспективних напрямків розробки високоефективних МПО є обґрунтування технологічної схеми пневмосепаратора із замкненою пневмосистемою та подачею псевдозрідженого шару зернового матеріалу на ЦР.

### **3.2.4. Науково–технічні завдання з підвищення ефективності процесу сепарування**

Подальший розвиток цього напрямку потребує вирішення ряду наукових і технічних завдань, найважливіші з яких наступні [1,2].

1. Вивчення властивостей компонентів різних зернових сумішей для виявлення нових ознак відмінності частинок і їх кореляційних зв'язків з технологічними властивостями і якісними показниками готових продуктів. До числа маловивчених властивостей відносять ударні (коефіцієнти відновлення

нормальної швидкості і коефіцієнти ударного тертя), електричні, оптичні та інші фізичні властивості, а також властивості, які комплексно проявляються при пневматичної і вібропневматической сепарації.

2. Обґрунтування і реалізація методів підвищення інтенсивності відомих процесів шляхом застосування поля відцентрових сил, накладення високочастотних коливань і т. і.

Перший метод отримав наукове обґрунтування в роботах Н. Е. Авдєєва [2], а метод з накладенням вібрацій – в роботах Е. С. Гончарова. Можливість збільшення ефекту ситового і фрикційного сепарування завдяки наявності поля відцентрових сил була очевидна давно, однак для сипучих (зокрема, зернових) сумішей реалізація цього методу зустрічає труднощі технічного характеру (інтенсивний знос робочих органів, травмування зерна в відцентрово–вібраційних сепараторах і т. і .

Накладення високочастотних коливань – це спосіб ослаблення фрикційних зв'язків як з робочими органами, так і між частинками, що сприяє збільшенню їх рухливості при ситовому сепаруванні, при використанні ефекту самосортування і в інших випадках.

3. Розробка та впровадження принципово нових способів сепарування на основі невикористаних для цього раніше, але відомих фізичних і механічних ефектів.

До числа таких ефектів належить, наприклад, гіроскопічний, що виникає при закручуванні частинок вихровими потоками повітря для орієнтування, щоб використовувати відмінності в геометрії мас.

Іншим прикладом може служити вплив електричного поля на суміш, попередньо піддану електризації тертям, в результаті чого частки двох компонентів отримують електричні заряди різної величини і полярності. Така відмінність можна використовувати для руху частинок поділюваних компонентів в різних напрямках для виведення їх.

4. Розробка критеріїв оцінки техніко–економічної ефективності роботи сепаруючих машин.

Критерії повинні відображати вплив якості сепарування (коефіцієнтів вилучення компонентів, однорідності фракцій) на результати виробничого процесу в цілому, ступінь використання сировини, якість і вихід готового продукту, питому енергоємність і т. Д. Знання таких критеріїв відкриває перспективи оптимізації умов і параметрів процесу сепарування в міру його впливу на роботу підприємства.

5. Розробка методів і технічних засобів контролю за процесами сепарування.

Те, що немає необхідних приладів і єдиних методів для визначення ступеня засміченості при прийманні зерна на елеватори і склади, викликає непродуктивні матеріальні витрати, а також позбавляє результати цієї роботи необхідної об'єктивності.

6. Розвиток технологічних схем сепарації в виробничому процесі підприємства і в окремих сепаруючих машинах.

Найбільш загальним і перспективним є метод, при якому в процесі очищення на високопродуктивних машинах з вихідної суміші витягають більшу частину зерна необхідних кондицій, не обмежуючи кількості зерна у відходах. На другому етапі за допомогою машин, які поділяють потік за іншими ознаками відмінності компонентів, витягають кондиційне зерно з відходів.

Машини «вторинної» обробки можуть мати меншу продуктивність, але повинні забезпечувати дуже високу чіткість сепарування; за принципом дії зазвичай вони відрізняються від машин «первинної» обробки.

Застосувати такий двохстадійний процес сепарування в одній машині не завжди можливо і доцільно.

## **ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ**

1. Область використання процесів сепарування у харчовій промисловості.
2. Які аеродинамічні властивості зернових сумішей враховуються при проектуванні машин повітряної очистки?
3. Як працюють вертикальні повітряні системи очистки?
4. Як працюють похилі повітряні системи очистки?
5. За якими параметрами класифікуються вентилятори?
6. Що є вихідними даними для вибору вентиляторів?
7. Шляхи інтенсифікації процесів сепарування.

### 3.3. АПАРАТИ ДЛЯ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗДІЛЕННЯ НЕОДНОРІДНИХ СИСТЕМ

#### 3.3.1. Характеристика процесу сепарування, класифікація сепараторів

У виробничій практиці неоднорідні системи часто доводиться розділяти на їх складові частини. У цукробуряковому виробництві суспензію, одержану в сатураційних апаратах, розділяють для одержання чистого цукрового розчину, вільного від твердих частинок; у виробництві пива і вина потрібне їх прояснення; для одержання масла із молока виділяють жировий компонент у вигляді вершків; із повітря і газів після процесу сушіння виділяють тверді частинки пилу з метою або очищення газів (наприклад, димових), або збереження цінного продукту (сухе молоко, цукровий пил) і т. ін.

Методи розділення неоднорідних систем класифікують залежно від розмірів частинок дисперсної фази, різниці густин дисперсної фази і дисперсійного середовища, а також в'язкості і т. ін.

**Сепарування** – процес розділення неоднорідних рідких сумішей на фракції, що різняться по щільності, у полі дії відцентрових сил.

**Сепаратори класифікують за наступними ознаками:** технологічне призначення; конструкція барабану; засіб розвантаження осаду (шламу); принцип і характер розвантаження осаду; конструкція пристрою для розвантаження осаду; засіб підведення вихідної гетерогенної системи і відведення продуктів сепарування; область застосування (галузь промисловості); вал приводу сепаратора.

**По технологічному призначенню** сепаратори поділяють на три основних класи:

- сепаратори–розподільвачі для поділу суміші рідин, не розчинних одна в іншій, і для концентрування суспензій і емульсій;
- сепаратори–освітлювачі для виділення твердих часток із рідини;
- комбіновані сепаратори для здійснення двох або більше операцій переробки рідкої суміші.

Комбіновані сепаратори називають універсальними, що пояснює їх багатобічне призначення. До них відносяться сепаратори, у яких процес поділу сполучається з яким–небудь іншим процесом. Серед них відомі сепаратори–екстрактори, сепаратори–реактори.

До класу сепараторів–освітлювачів можна віднести сепаратори–класифікатори для подальшого диспергування (гомогенізації) дисперсної фази емульсії і їх очищення від домішок (їх відносять до комбінованого) і сепаратори для видалення з рідинної системи мікроорганізмів, які накопичуються у шламовому просторі разом з іншими механічними домішками [30].

**По конструкції** сепаратори розділяють на тарілчасті і камерні. Ротор тарілчастих сепараторів укомплектований пакетом конічних уставок (тарілок), що поділяють потік оброблюваної рідини на паралельно тонкі прошарки; ротор камерних сепараторів має реберну вставку (при одній камері) або комплект концентричних циліндричних вставок, що розділяють його об'єм на кільцеві камери, по яких оброблювана рідина протікає послідовно.

Тарілчасті сепаратори, незалежно від галузі їх застосування і призначення, поділяються на два основних типи. Перший тип сепараторів має тарілки, що забезпечують подачу рідини в міжтарілковий простір крізь отвори, які є в самих тарілках.

Такі сепаратори часто називають сепараторами з центральною подачею рідини на тарілки. До цього типу відносяться і сепаратори, у яких рідина на вершину тарілок надходить із прорізів у тарілотримачах. Другий тип сепараторів характеризується тим, що рідина в міжтарілкові простори надходить із периферії і рухається до центру барабана. Тарілки в цих сепараторах здебільшого отворів не мають [29].

**По засобу підведення вихідної гетерогенної системи і відведення продуктів** сепарування розрізняють сепаратори трьох типів: відкриті, напівзакриті, герметичні.

У відкритих сепараторах подача в ротор рідкої суміші і відведення отриманих рідких фракцій здійснюється відкритим потоком. Процес сепарування не ізольований від доступу повітря.

У полузакритих сепараторах рідина подається в ротор відкритим або закритим потоком, а відведення однієї або обох рідких фракцій відбувається під тиском по закритих трубопроводах. Процес сепарування не ізольований від доступу повітря. Ротори напівзакритого типу відрізняються від роторів відкритого типу наявністю пристрою для відводу продуктів сепарування під тиском.

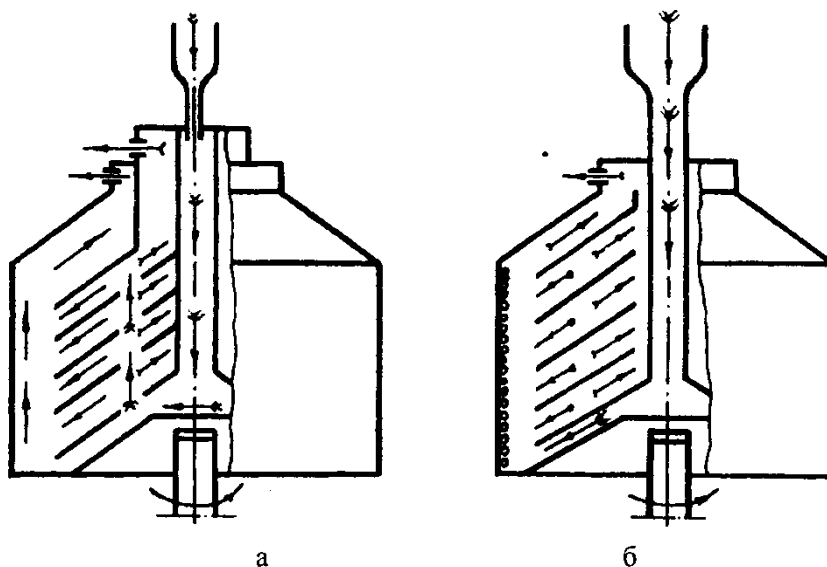
У герметичних сепараторах подача в ротор вихідної рідини і відведення рідких фракцій відбуваються під тиском по закритих трубопроводах,

герметично з'єднаними із випускними патрубками, процес сепарування в них ізольований від доступу повітря. Ротори герметичних сепараторів відрізняються від роторів відкритих і полузакритих сепараторів конструкцією пристроїв що підводять і відводять.

**По виду приводу** сепаратори підрозділяють на три групи: із ручним, комбінованим, електромеханічним приводом.

Основні елементи сепараторів: барабан, привідний механізм, станина, комунікація для підведення і відведення продуктів сепарування. Робочим органом сепаратора є барабан (рис. 3.3.1).

Принцип дії **сепаратора-розподільвача** (рис. 3.3.1, а) полягає в наступному. Вихідна гетерогенна система по центральній трубі поступає у тарілотримачі, звідки по каналах, утвореним отворами в тарілках, піднімається нагору і розтікається між тарілками. Під дією відцентрової сили легка фракція осідає на верхню поверхню тарілки, що лежить нижче. По цій поверхні легка фракція рухається до центру барабана, далі по зазору між крайкою тарілки і тарілотримачами піднімається нагору барабана і виводиться з сепаратора.



←« – вихідний продукт; ← < – легка фракція; оооо – осад;  
 ← – важка фракція; ← о – частки, що утворять осад.

Рис. 3.3.1 – Схема процесу поділу (а) і освітлення (б) у барабанах тарілочастих сепараторів.

Важка фракція в міжтарілочастому просторі відтиснюється до нижньої поверхні тарілки, і далі по зазору між розділювальною тарілкою і кришкою барабана піднімається нагору барабана і видаляється з сепаратору.

Сутність процесу освітлення (рис. 3.3.1, б) полягає в наступному. Продукт, що піддається очищенню, по центральній трубці надходить у тарілотримач, з якого направляється в шламовий простір між крайками пакета тарілок і кришкою. Рідка фаза надходить у міжтарілкові простори. По міжтарілковим зазорам вона піднімається нагору і через проріз виходить з барабану.

### **3.3.2. Конструкції розділювальних сепараторів та принцип їх роботи**

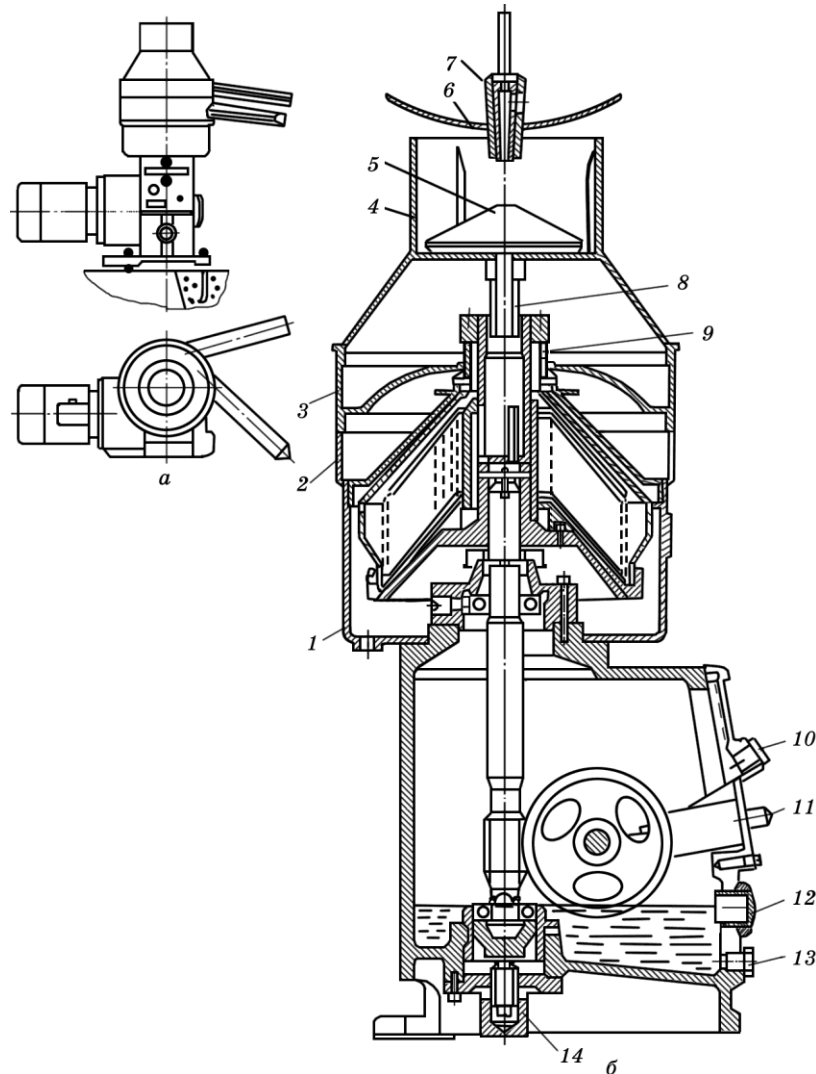
**Саморозвантажувальні сепаратори** розділяють на дві основні групи: з безперервним і пульсуючим відведенням осаду. У сепараторах із безперервним відведенням осаду останній віддається разом із частиною рідкої фази через сопла у вигляді концентрованої важкої фракції. У сепараторах із пульсуючим відведенням осаду останній викидається з барабану при переміщенні рухомого елемента, що відкриває розвантажувальні щілини на периферії барабану. При повному розвантаженні періодично припиняється надходження продукту на сепарування, розвантажувальні щілини барабана відчиняються, і весь його вміст, тобто виділений осад і рідка фаза, викидається у приймач.

Основні конструктивні фактори, що мають суттєвий вплив на ефективність процесу сепарування: частота обертання барабану, розміри барабану і тарілок, відстань між тарілками.

**Сепаратор – вершковідділювач** складається зі станини із приводним механізмом, приймально-відвідного пристрою, гідровузла, чаші станини з приймачем осаду і заглушувача, а також з пульта управління (рис. 3.3.2) [33].

Принцип роботи сепаратора полягає в наступному. Молоко подається по трубопроводу і центральній трубці приймально-відвідного пристрою в обертовий пристрій сепаратора. У цей час поршень сепаратора закритий. У порожнині під поршнем знаходиться вода. При роботі сепаратора відбувається незначне її витікання з сепаратора, та патрубка станини при підживленні. Для герметизації системи поршень притискується до прокладки силою гідростатичного тиску. Молоко подається в сепаратор, проходить через отвори в тарілотримачах і вертикальні канали пакета, розподіляється в міжтарілкових просторах, розділяючись на вершки що відтискуються до осі обертання та знежирене молоко, що відтискується до периферії сепаратору. Вершки і знежирене молоко виводяться через камери напірних дисків.

Тверді частки і важкі домішки, що виділяються з молока, надходять у периферійний об'єм сепаратора, де проходить їхнє накопичення й ущільнення. Для запобігання втрат молока застосовують тільки часткове вивантаження осаду при відкритті каналів. Розвантаження сепараторів здійснюють в один або два етапи.



а – загальний вигляд; б – розріз; 1 – чаша станини; 2 – розподільна камера знежиреного молока; 3 – розподільна камера вершків; 4 – приймальна поплавкова камера; 5 – поплавок; 6 – молочний резервуар; 7 – крап; 8 – трубка поплавкової камери; 9 – гвинт регулювання жирності вершків; 10 – пробка заливання мастила; 11 – кнопка пульсатора; 12 – оглядове вікно рівня мастила; 13 – пробка зливання мастила; 14 – гвинт регулювання барабана по висоті.

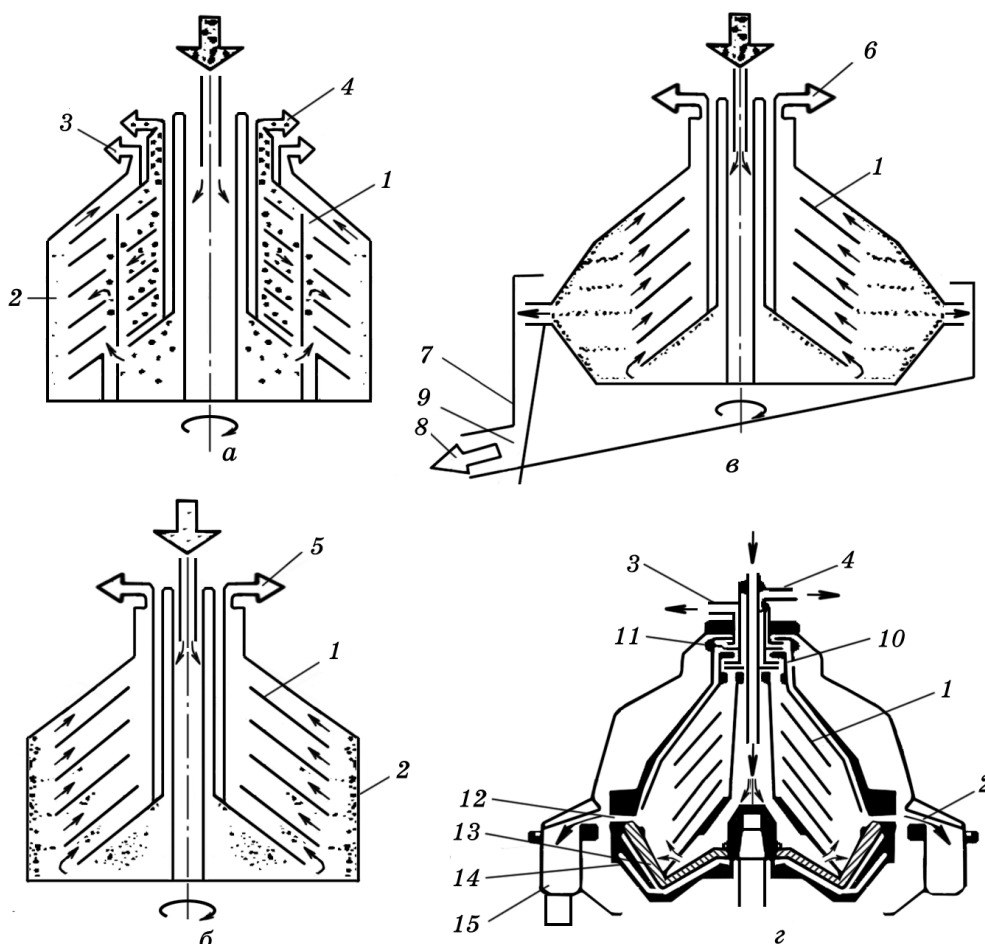
Рис. 3.3.2 – Сепаратор–вершковіддільник відкритого типу.

При одноетапному розвантаженні осад вивантажується без перекриття пристрою для подачі вихідного продукту. Проте щоб уникнути втрат продукту в період розкриття пристрою, що сепарує, вивантажується не весь осад, а лише



його частина. При двоетапному розвантаженні спочатку загороджується пристрій для подачі вихідного продукту і видаляється рідина з міжтарілкового простору, а потім вже відчиняються щілини для розвантаження, у результаті чого осад викидається з сепаратора в приймач під дією відцентрової сили.

Залежно від технологічного призначення сепараторів їхні барабани відрізняються не тільки технологічними схемами, а й конструктивним виконанням (рис. 3.3.3) [29, 33].



а – барабан сепаратора–роздільника (вершковіддільника); б – барабан сепаратора–прояснювача (молокоочисника); в – барабан соплового сепаратора (сирного); г – барабан сепаратора з періодичним відцентровим вивантаженням осаду (ліворуч – вихід осаду закритий, праворуч – відкритий): 1 – тарілчасті вставки; 2 – осад (сепараторний слиз); 3 – важка фракція (знежирене молоко); 4 – легка (вершкова) фракція; 5 – прояснена рідина (чисте молоко); 6 – сирна сироватка; 7 – приймач сиру; 8 – сирний згусток; 9 – сопло; 10 – напірний диск вершків; 11 – напірний диск знежиреного молока; 12 – розвантажувальні вікна; 13 – рухоме днище (поршень); 14 – клапан керування рухом поршня; 15 – приймач осаду.

Рис. 3.3.3 – Технологічні схеми сепараторів різних типів.

### 3.3.3. Теоретичні основи визначення параметрів тарілчастих сепараторів

Пропускна спроможність сепаратора  $Q_m$ , м<sup>3</sup>/год визначається за наступною формулою [35]

$$Q_m = \frac{G}{\tau_{вк} \cdot z_{вк} \cdot z_{зм}}, \quad (3.3.1)$$

де  $G$  – об'єм молока, м<sup>3</sup>;

$z_{зм}$ ,  $z_{вк}$  – кількість змін роботи машини, та кількість її включень за зміну;

$\tau_{вк}$  – час роботи машини за одне включення, год.

Продуктивність сепаратора  $Q_m$ , м<sup>3</sup>/с можна визначити з виразу

$$Q_m = 10^{-6} \beta \cdot \pi \cdot \omega^2 \cdot z \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (R_o^3 - R_m^3) \cdot d^2 [(\rho - \rho_0) / 4 \mu_{мол}], \quad (3.3.2)$$

де  $\beta$  – поправний коефіцієнт, що враховує різницю між теоретичним і реальним процесом  $\beta = (0,2 \dots 0,5)$ ;

$z$  – число тарілок, шт. ( $z = 130 \dots 150$ );

$\alpha$  – кут нахилу утворюючої конуса тарілки,  $\alpha = 45 \dots 60^\circ$ ;

$d$  – еквівалентний діаметр часток легкої фракції (розмір жирових кульок), м;

$\rho_0$ ,  $\rho$  – густина вершків і молока, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_0 = 960 \dots 1000$ ,  $\rho = 1000 \dots 1030$ ;

$\mu$  – динамічна в'язкість продукту, Па·с;  $\mu_{верш}$  =  $(1,5 \dots 5,6) \cdot 10^{-3}$ ;  
 $\mu_{пах}$  =  $1,7 \cdot 10^{-3}$ ;  $\mu_{мол}$  =  $(0,6 \dots 1,3) \cdot 10^{-3}$ .

Розмір жирових кульок  $d$ , мм знаходять за наступною формулою

$$d = (m / 0,04) + 0,5, \quad (3.3.3)$$

де  $m$  – масова доля жиру в знежиреному молоці ( $m = 0,01\%$ ).

Тиск рідини яка виходить з сепаратора  $p$ , Па визначається за виразом

$$p = (p_{пах} / 50000) (R_o^2 - r_k^2), \quad (3.3.4)$$

де  $p_{пах}$  – густина знежиреного молока (пахти),  $p_{пах} = 1030$  кг/м<sup>3</sup>;

$r_k$  – внутрішній радіус кола рідини,  $r_k = 0,015$  м;

$R_d$  – максимальний радіус диска, м.

Час неперервної роботи сепаратора між розвантаженням  $\tau$ , ч можна визначити за наступною формулою

$$\tau = \frac{0,1 \cdot V}{\Pi \cdot a}, \quad (3.3.5)$$

де  $a$  – об'ємна концентрація зважених часток у продукті, % ( $a = 0,3\%$ ).

Критична частота обертання валу  $\omega_{кр}$ , тобто швидкість, при якій відбувається зруйнування валу,  $c^{-1}$ , знаходяться з виразу

$$\omega_{кр} = \frac{l}{l-c} \sqrt{K / m_{\delta}}, \quad (3.3.6)$$

де  $K$  – сила, яка прогинає вал на 1м, Н/м,

Для сепараторів з жорстко зачепленим (без амортизатора) верхнім радіальним підшипником

$$K = \frac{3EI}{c^2(c+l)}, \quad (3.3.7)$$

де  $E$  – модуль пружності матеріалу вала, для сталі  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>;

$I$  – момент інерції перерізу вертикального валу, м

$$I = 0,05d_{\delta}^4, \quad (3.3.8)$$

де  $d_{\delta}$  – діаметр валу, м,  $d_{\delta} = 0,040 \dots 0,045$  м.

Потужність електродвигуна сепаратора, працюючого в режимі, що встановився, кВт знаходиться з наступного виразу

$$N = \frac{N_1 + N_2 + N_3}{\eta_{пр}}, \quad (3.3.9)$$

де  $\eta_{пр}$  – ККД привода,  $\eta_{пр} = 0,92 \dots 0,95$ ;

$N_1$  – потужність, яка витрачається для надання рідині, що викидається з сепаратора надлишкового тиску, кВт,

$$N_1 = \frac{Q_m \cdot p_1}{\eta_{н.д} \cdot 1000}, \quad (3.3.10)$$

де  $p_1$  – тиск рідини, Па;  $p_1 = 0,2 \dots 0,25$  Па;

$\eta_{н.д}$  – ККД напірного диску,  $\eta_{н.д} \approx 0,3$ ;

$N_2$  – потужність, необхідна для подолання сил тертя барабану об повітря, кВт,

$$N_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot \rho_g \cdot F \cdot v_6^3, \quad (3.3.11)$$

де  $\rho_g$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>,  $\rho_g = 1,23$  кг/м<sup>3</sup>;

$F$  – загальна площа поверхні тертя барабана, м<sup>2</sup>,

$$F \approx \frac{\pi(R_6^2 - R_m^2)}{\cos \alpha} + 0,4 \cdot 10^{-3} R_6 \cdot z, \quad (3.3.12)$$

де  $v_6$  – окружна швидкість барабана, м/с,

$$v_6 = \pi \cdot n \cdot R_6 / 30, \quad (3.3.13)$$

де  $N_3$  – потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в підшипниках, кВт,

$$N_3 = 10^{-3} \cdot \mu \cdot G \cdot g \cdot v_u, \quad (3.3.14)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт тертя,  $\mu = 0,03$  для кулькових підшипників;

$v_u$  – лінійна швидкість обертання вала, м/с,

$$v_u = \pi n d_g / 60, \quad (3.3.15)$$

де  $d_g$  – діаметр вала, м.

### 3.3.4. Розрахунок тарілчастого розділювального сепаратора

Вихідні дані: кутова швидкість обертання барабана  $\omega = 590$  рад/с; зовнішній радіус тарілок  $R_6 = 0,227$  м внутрішній радіус тарілок  $R_m = 0,075$  м; максимальний діаметр диска  $R_0 = 0,075$  м; об'єм шламового простору,  $V = 5 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>; маса барабана,  $m_6 = 84$  кг; відстань від верхнього підшипника до

центру ваги,  $c = 0,34$  м; відстань між верхнім і нижнім підшипником,  $l = 0,62$  м; вага обертових частин сепаратора з рідиною, що сепарується  $G = 115$  кг.

1) Розмір жирових кульок визначимо за формулою (3.3.3)

$$d = \frac{0,01}{0,04} + 0,5 = 0,75 \text{ мкм}$$

2) Продуктивність сепаратора визначаємо за формулою (3.3.2)

$$Q_m = 10^{-6} \cdot 0,3 \cdot 3,14 \cdot 590^2 \cdot 140 \cdot \operatorname{tg} 50^\circ \left( 0,227^3 - 0,075^3 \right) \cdot 0,75^2 \times \\ \times \left[ (1030 - 960) / 4 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \right] = 1,28 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{год}$$

3) Визначимо тиск рідини яка виходить з сепаратора за виразом (3.3.4)

$$p = \frac{1030}{50000 \left( 0,227^2 - 0,015^2 \right)} = 0,4 \text{ МПа}$$

4) Час неперервної роботи сепаратора між розвантаженням визначимо (3.3.5)

$$\tau = \frac{0,1 \cdot 5}{4,6 \cdot 0,3} = 0,36 \text{ год}$$

5) Визначимо момент інерції перерізу вертикального валу згідно виразу (3.3.8)

$$I = 0,05 \cdot 0,04^2 = 8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

6) Знайдемо силу, яка прогинає вал на 1м, Н/м, для сепаратора з жорстко зачепленим (без амортизатора) верхнім радіальним підшипником за виразом (3.3.7)

$$K = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 8 \cdot 10^{-5}}{0,34^2 \left( 0,34 + 0,62 \right)} = 4,36 \cdot 10^9$$

7) Критичну частоту обертання валу, тобто швидкість, при якій відбувається зруйнування валу знайдемо по формулі (3.3.6)

$$\omega_{кр} = \frac{0,62}{0,62 - 0,34} \sqrt{\frac{4,36 \cdot 10^9}{84}} = 1,6 \cdot 10^4 \text{ об/хв}$$

8) Визначимо потужність, яка витрачається для надання рідині, що викидається з сепаратора надлишкового тиску по формулі (3.3.10)

$$N_1 = \frac{1,28 \cdot 10^{-3} \cdot 0,25 \cdot 10^6}{0,3 \cdot 1000} = 1,07 \text{ кВт.}$$

9) Знайдемо загальну площу поверхні тертя барабана за виразом (3.3.12)

$$F = \frac{3,14(0,227^2 - 0,075^2)}{\cos 50} + 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,227 \cdot 140 = 0,21 \text{ м}^2$$

10) Визначимо окружну швидкість барабана за формулою (3.3.13)

$$v_6 = \frac{3,14 \cdot 590 \cdot 0,227}{30} = 14 \text{ м/с}$$

11) Потужність, яка необхідна для подолання сил тертя барабану об повітря знайдемо по формулі (3.3.11)

$$N_2 = 1,8 \cdot 10^{-6} \cdot 1,23 \cdot 0,21 \cdot 14^3 = 0,013 \text{ кВт}$$

12) Знайдемо лінійну швидкість обертання вала за виразом (3.3.15)

$$v_u = \frac{3,14 \cdot 590 \cdot 0,40}{60} = 0,013 \text{ кВт}$$

13) Потужність, яка витрачається на подолання сил тертя в підшипниках визначимо по формулі (3.3.14)

$$N_3 = \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 115 \cdot 9,81 \cdot 12,3 = 0,03 \text{ кВт}$$

14) Визначимо потужність електродвигуна сепаратора, працюючого в режимі, що встановився, за формулою (3.3.9)

$$N = \frac{1,07 + 0,013 + 0,03}{0,9} = 1,3 \text{ кВт}$$

За розрахованою потужністю обираємо електродвигун асинхронний 4А112МА4У3 ГОСТ 10505–81 номінальною потужністю 1,5 кВт та частотою обертання валу 3000 об/хв.

### 3.3.5. Класифікація фільтрувальних центрифуг

**Центрифугування** – це процес розділення неоднорідних суспензій на фракції в полі відцентрових сил. Цей процес отримав широке розповсюдження в різних галузях промисловості [28, 31].

Найбільш ефективними машинами, що використовуються для цієї мети, є центрифуги, в яких процеси осадження і фільтрування проходять у полі відцентрової сили.

У харчовій промисловості застосовуються центрифуги різних конструкцій і різного технологічного призначення.

**Загальна класифікація центрифуг** подається залежно від основних характеристики:

- за фактором розділення;
- за технологічним призначенням;
- за способом розвантаження осаду з барабана;
- за конструкціями опор і розміщенням осі барабана.

**За фактором розділення** центрифуги умовно діляться на нормальні центрифуги з фактором розділення  $\Phi_p < 3000$  і швидкісні, або надцентрифуги, в яких фактор розділення  $\Phi_p > 3000$ .

**За технологічним призначенням розрізняють:**

– відстійні центрифуги, які призначені для розділення погано фільтрувальних суспензій з різною крупністю частинок твердої фази. Окрім цього, відстійні центрифуги діляться на лише відстійні, освітлювальні, концентрувальні та розділювальні або сепарувальні центрифуги;

– фільтрувальні центрифуги, що застосовуються для розділення відносно грубодисперсних суспензій кристалічних і аморфних продуктів, промивання отриманого осаду і відділення вологи від штучних матеріалів.

**За способом розвантаження осаду з барабана** розрізняють центрифуги з ручним розвантаженням, гравітаційним, шнековим, а також пульсуючими поршнями, ножами і скребками.

**За конструкцією опор і розміщенням осі барабана** центрифуги діляться на підвісні вертикальні, підвісні вертикальні на колонах, вертикальні стоячі з підпертим валом, горизонтальні і похилі.

Одним з основних критеріїв оцінки ефективності роботи центрифуг є фактор розділення  $\Phi_p$ , що характеризується відношенням прискорення

відцентрової сили до прискорення сили тяжіння, чисельно рівне відношенню величини відцентрової сили до ваги даного тіла

$$\Phi_p = \frac{C}{G} = \frac{\omega^2 R}{g} = \frac{n^2 R}{900}, \quad (3.3.16)$$

де  $\omega = 2\pi n$  – кутова швидкість барабана,  $\text{с}^{-1}$ ;

$R$  – внутрішній радіус барабана, м;

$g$  – прискорення сили тяжіння,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$n$  – частота обертання барабана, об/хв.

Чим більшим є фактор розділення, тим інтенсивніше проходить центрифугування. Однак величина фактора розділення лімітується умовами міцності і динамічної стійкості машини. При виборі центрифуг велике значення має ступінь дисперсності твердої фази і відсотковий вміст фракцій різної крупності. Чим дрібніші частинки твердої фази в суспензії, тим більше повинен бути фактор розділення  $\Phi_p$  і тим менше буде продуктивність центрифуг.

За принципом дії центрифуги діляться на відстійні і фільтрувальні.

### 3.3.6. Будова та принцип роботи фільтрувальних центрифуг

**Відстійні центрифуги** мають барабани з суцільною стінкою і застосовуються в основному для розділення дрібнозернистих суспензій з діаметром частинок 5 – 100 мкм, що включають велику кількість дрібненьких фракцій, винесення яких є небажаним, і в випадках, коли сухість осаду не регламентується [32].

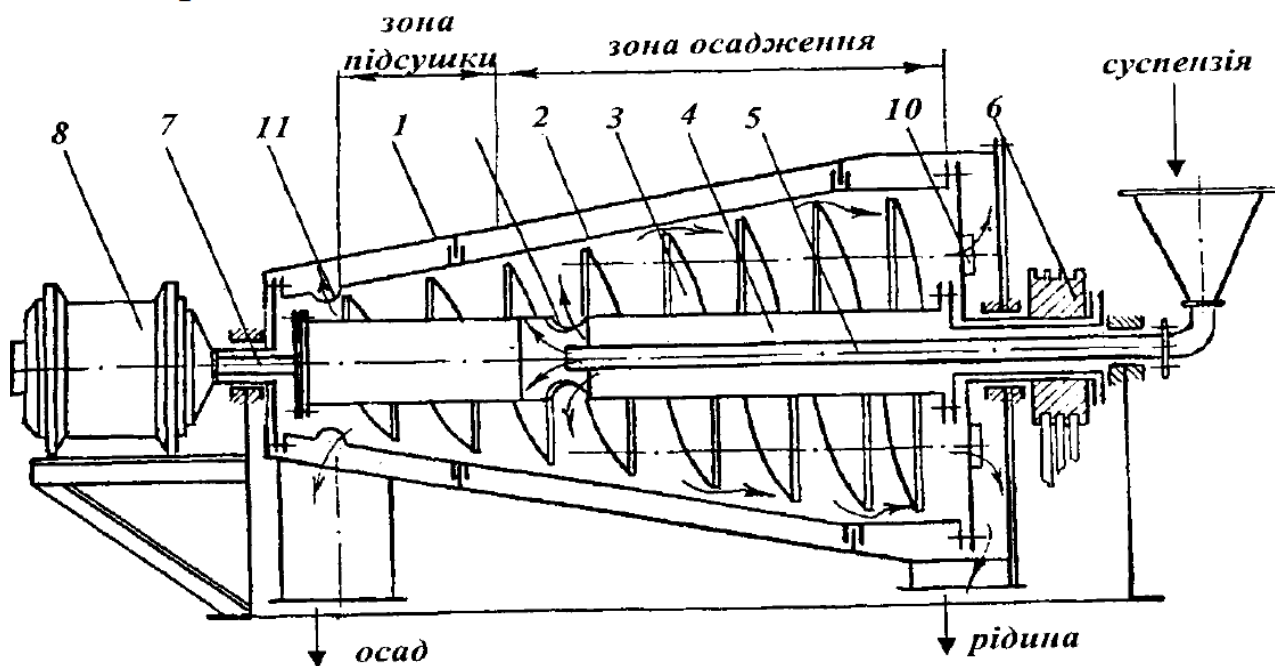
В харчовому виробництві широко використовуються центрифуги безперервної дії з шнековим вивантаженням осаду. Їх застосовують в крохмалепатоковому виробництві для отримання осаду крохмалю, для виділення олії соняшникового зерна, відділення шквари від жирової емульсії. Центрифуга (рис. 3.3.6.1) являє собою корпус, в якому розміщений конічний відстійний барабан і шнек, що закріплені на порожнистому валу, який має змогу обертатися зі швидкістю, меншою ніж швидкість обертання барабану.

В порожнистий вал подається суспензія і через отвори, які є в порожнистому валу потрапляє в конічну частину барабану, де проходить розділення суспензії. Фугат відводиться через вікна в правій частині барабану, а важка фракція за допомогою шнека, що обертається з меншою швидкістю ніж



барабан завдяки планетарному редуктору, зміщується в протилежному напрямі і через розвантажувальні отвори осад виводиться назовні.

Фільтрувальні центрифуги мають барабани з перфорованими стінками, покритими фільтрувальною сіткою або тканиною. Застосовуються ці машини в основному для розділення крупнозернистих суспензій у тих випадках, коли необхідно отримати більш сухий продукт.

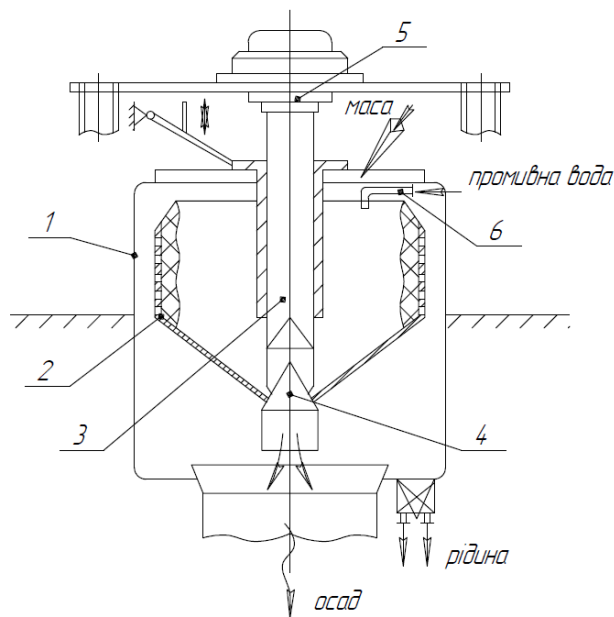


1 – корпус, 2 – барабан, 3 – шнек, 4 – порожнистий вал, 5 – живильна труба, 6 – шків, 7 – вал шнека, 8 – планетарний редуктор, 9 – живильні отвори, 10 – отвори для відведення рідини, 11 – отвори для відведення осаду.

Рис. 3.3.4 – Шнекова відстійна центрифуга безперервної дії.

Суттєвий вплив на роботу центрифуг має в'язкість рідкої фази, при збільшенні якої продуктивність центрифуг зменшується. Тому в деяких випадках для зменшення в'язкості рідини суспензію попередньо нагрівають.

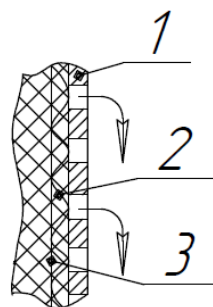
Залежно від організації технологічного процесу центрифуги діляться на центрифуги періодичної і безперервної дії [28]. Схема **відстійної центрифуги періодичної дії** подана на рис. 3.3.5. Використовується для розділення суспензії, що містить 45...60% міжкристалевого розчинну.



1 – корпус; 2 – перфорований барабан; 3 – вал; 4 – розвантажувальний пристрій; 5 – привід центрифуги; 6 – промивний пристрій.

Рис. 3.3.5 – Фільтрувальна центрифуга.

Процес центрифугування відбувається за рахунок відцентрової сили, що діє на масу, завантажену в перфорований барабан, який обертається з коловою швидкістю 50...60 м/с.



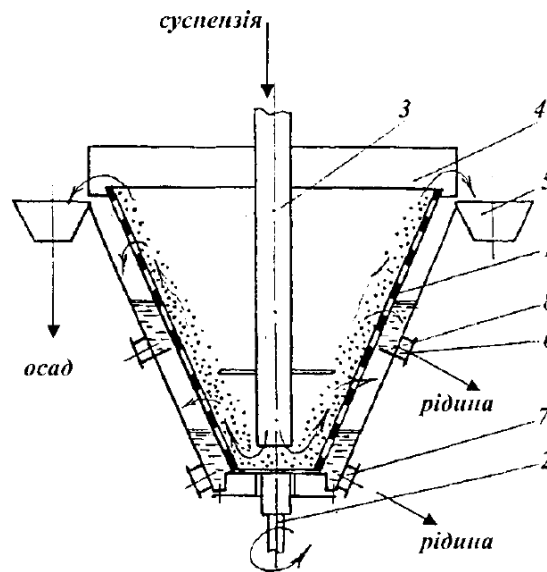
1 – перфорований барабан; 2 – підкладне сито; 3 – фільтрувальне сито; 4 – осад.

Рис. 3.3.6 – Елемент фільтрувальної сітки.

**Фільтрувальна центрифуга безперервної дії** показана на рис. 3.3.6.

Принцип дії заснований на тому, що під дією відцентрової сили розчин розділяється на тверду фазу і фугат, який проходить через отвори сита і видаляється. Осад під дією тієї ж відцентрової сили рухаються вгору по конічній частині барабану, що обертається і через його торець потрапляє в приймальний бункер. Для роботи такої центрифуги необхідно, щоб сила тертя осаду по поверхні барабану була менша, ніж складова відцентрової сили, що рухає частинку.

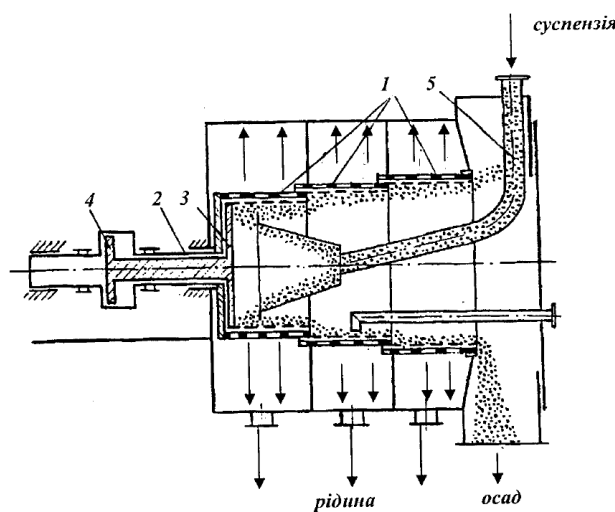
Однієї з різновидів безперервно діючих центрифуг є **фільтрувальна центрифуга з пульсуючим вивантаженням осаду** (рис. 3.3.8) [28, 34].



1 – конічний барабан; 2 – вал; 3 – труба для подачі суспензії; 4 – обичайка; 5 – жолоб; 6, 7 – патрубки для відведення фільтрату; 8 – перегородка.

Рис. 3.3.7 – Фільтрувальна центрифуга безперервної дії.

Суспензія по трубі 5 безперервно подається в ротор і розподіляється рівномірно по всій ситовій поверхні. Проходить фільтрування і утворення осаду на поверхні ротору. Дві ступені ротору (I, II) жорстко зв'язані між собою і роблять зворотно–поступальні рухи. При своєму русі вони зіштовхують осад з стінок ротору до вивантажувального отвору. Таким чином рух осаду здійснюється під дією поступального руху ротора і підпору суспензії на вході.



1 – перфоровані обичайки ротора центрифуги; 2 – порожнистий вал; 3 – поршень; 4 – пневмоциліндр; 5 – труба подачі суспензії.

Рис. 3.3.8 – Пульсуюча центрифуга безперервної дії.

### 3.3.7. Теоретичні основи визначення параметрів відстійних центрифуг періодичної дії

Повний об'єм барабана центрифуги визначається з формули [35]:

$$V_0 = \pi R^2 L, \quad (3.3.17)$$

де  $L$  – довжина або висота центрифуги, м;

$R$  – внутрішній радіус барабана, м.

Внутрішній радіус шару матеріалу в барабані при завантаженні його на 50% складає

$$r_1 = 0,71R. \quad (3.3.18)$$

Тоді об'єм матеріалу в барабані визначається з формули

$$V_M = \pi(R^2 - r_1^2)L. \quad (3.3.19)$$

Швидкість осадження частинок у барабані змінюється пропорційно радіусу обертання. Тому при визначенні фактора розділення  $\Phi_p$  замість невстановленого радіусу  $r$  підставляють середній радіус

$$r_{CP} = \frac{R + 0,71R}{2} \approx 0,85R. \quad (3.3.20)$$

Тоді

$$\Phi_p = \frac{0,85n^2 R}{900}. \quad (3.3.21)$$

При осадженні частинок в умовах, що відповідають закону Стокса, швидкість осадження визначають з формули

$$v_0 = \frac{\Phi_p d^2 (\rho_1 - \rho_2)}{18\mu}, \quad (3.3.22)$$

де  $d$  – діаметр частинки, м;

$\rho_1$  – густина осадженої частинки, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_2$  – густина рідкого середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$\mu$  – в'язкість середовища, кг с/м<sup>2</sup>.

Термін процесу осадження частинок

$$\tau_0 = \frac{R-r}{v_0} = \frac{0,29R}{v_0}. \quad (3.3.23)$$

Загальний термін всього циклу центрифугування для відстійних машин періодичної дії

$$\tau = \tau_0 + \tau_n + \tau_z + \tau_p, \quad (3.3.24)$$

де  $\tau_n$  – період пуску центрифуги, с (15...25 с);

$\tau_z$  – період гальмування, с (12...14 хв);

$\tau_p$  – період розвантаження продукту, с (1...3 хв).

Отже, продуктивність відстійних центрифуг періодичної дії, якщо взяти до уваги, що корисний об'єм завантаження дорівнює половині об'єму барабана  $V_6$ , буде

$$G = \frac{3600 \cdot 0,5V_6}{\tau} = \frac{1800V_6}{\tau}. \quad (3.3.25)$$

Маса одного завантаження, виходячи з ємності барабана і ступеня його заповнення продуктом визначається з формули

$$G_3 = \pi R^2 H \rho_c \varphi, \quad (3.3.26)$$

де  $R$  – радіус барабана, м;

$H$  – висота барабана, м;

$\rho_c$  – густина суспензії, кг/м<sup>3</sup>;

$\varphi$  – коефіцієнт заповнення барабана.

Середня об'ємна продуктивність центрифуги визначається з виразу:

$$V = \frac{G_c}{60\tau\rho_c}, \quad (3.3.27)$$

де  $G_c$  – кількість суспензії, що поступила на розділення, кг;

$\tau$  – заданий час роботи центрифуги, хв.

Потужність електродвигуна центрифуг періодичної дії розраховують за пусковою потужністю

$$N_{II} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (3.3.28)$$

де  $N_1$  – потужність, що витрачається на подолання інерції маси барабана

$$N_1 = \frac{G_6 v^2}{2g102\tau_n}, \quad (3.3.29)$$

де  $G_6$  – вага барабана, кг;

$v = \omega \cdot R$  – колова швидкість обертання барабана, м/с;

$N_2$  – потужність, що витрачається на подолання інерції маси матеріалу;

$$N_2 = \frac{0,19V_6 \rho_l v^2}{102g\tau_n}, \quad (3.3.30)$$

де  $N_3$  – потужність, що витрачається на подолання тертя вала в підшипниках.

$$N_3 = \frac{fG_3 v_u}{102}, \quad (3.3.31)$$

де  $f=0,07 - 0,1$  – коефіцієнт тертя,

$G_3$  – загальна вага всіх обертових частин центрифуги разом з завантаженим матеріалом, кг;

$v_u$  – колова швидкість обертання цапфи, м/с;

$N_4$  – потужність, що витрачається на подолання тертя барабана об повітря

$$N_4 = 10^{-10} R^5 n^3. \quad (3.3.32)$$

Тоді потужність електродвигуна для приводу центрифуги приймається

$$N_{np} = \frac{N_n}{0,8} \div \frac{N_n}{0,9}. \quad (3.3.33)$$

### 3.3.8. Розрахунок відстійної центрифуги

Вихідні дані: найменший розмір часток  $d_c = 5$  мкм; густина часток  $\rho_c = 2000$  кг/м<sup>3</sup>; густина рідини  $\rho_p = 1000$  кг/м<sup>3</sup>; температура суспензії  $t_{cy} = 30$  °С; діаметр барабану  $D = 800$  мм; довжина барабану  $L = 400$  мм; діаметр борта  $d_6 = 570$  мм; частота обертання  $n = 1200$  хв<sup>-1</sup>; цикл роботи центрифуги  $\tau_u = 22$  хв; цикл подачі суспензії  $\tau_n = 20$  хв; цикл розгрузки осаду  $\tau_p = 2$  хв.

1) Визначимо продуктивність центрифуги по формулі  $V_\varepsilon$ , м<sup>3</sup>/год

$$V_\varepsilon = 25,3 \cdot \eta \cdot L \cdot n^2 \cdot R_0^2 \cdot v_0 \cdot k, \quad (3.3.34)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт пропорційності;  $L$  – довжина барабану, м;  $n$  – частота обертання хв.–1;  $R_0$  – радіус борту, м;  $v_0$  – швидкість осадження, м/с;  $k$  – відношення тривалості подачі суспензії до загального часу роботи центрифуги.

2) Знаходимо швидкість осадження  $v_0$  по формулі Стокса

$$v_0 = g \cdot d^2 (\rho_c - \rho_p) / (18 \mu_{ж}), \quad (3.3.35)$$

де  $g$  – прискорення сили тяжіння, м/с<sup>2</sup>;

$d_c$  – найменший розмір часток, мкм;

$\mu_{ж}$  – динамічний коефіцієнт в'язкості води при 30 °С,  $\mu_{ж} = 0,8 \cdot 10^{-3}$  Па·с.

$$v_0 = 9,81 \cdot 5^2 \cdot 10^{-12} (2000 - 1000) / (18 \cdot 0,8 \cdot 10^{-3}) = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ м/с}$$

3) Визначаємо швидкість осадження під дією відцентрових сил

$$v_u = v_0 (R_0 n^2 / 900), \quad (3.3.36)$$

де  $v_0$  – швидкість осадження, м/с;

$R_0$  – радіус борта, м;

$$R_0 = d_0 / 2 = 570 / 2 = 285 \text{ мм, або } R_0 = 0,285 \text{ м.}$$

$$v_u = 1,7 \cdot 10^{-5} (0,285 \cdot 1200^2 / 900) = 7,75 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}$$

4) Перевіряємо режим осадження

$$R_e = v_u \cdot d \cdot \rho_{ж} / \mu_{ж}. \quad (3.3.37)$$

$$R_e = 7,75 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-6} \cdot 10^3 / (0,8 \cdot 10^{-3}) = 0,048$$

Таким чином отримуємо ламінарний режим, так як  $R_e < 0,2$ .

5) Знаходимо коефіцієнт  $k$

$$k = \tau_n / \tau_u = 20 / 22 = 0,909$$

6) Приймаючи  $\eta = 0,45$ , визначаємо продуктивність центрифуги

$$V_\varepsilon = 25,3 \cdot 0,45 \cdot 0,4 \cdot 1200^2 \cdot 0,285^2 \cdot 1,7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,909 = 8,24 \text{ м}^3/\text{ГОД.}$$

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. У яких галузях харчової промисловості використовуються сепаратори
2. Яка класифікація сепараторів
3. У чому полягає сутність процесу поділу й освітлення
4. Які основні конструктивні фактори, що впливають на ефективність процесу сепарування
5. За рахунок чого здійснюється відведення осаду, одержуваного в процесі сепарування
6. Який пристрій і принцип роботи сепаратора
7. Що таке критична частота обертання вертикального вала сепаратора
8. З яких складових складається потужність привода сепаратора
9. Дайте визначення процесу центрифугування
10. Класифікація центрифуг.
11. Наведіть принципову схему та опис роботи відстійних центрифуг.
12. Як визначити ефективність роботи центрифуги.



### 3. 4. МАШИНИ І АПАРАТИ ДЛЯ РОЗДІЛЕННЯ РІДКИХ СУМІШЕЙ МЕТОДОМ ФІЛЬТРУВАННЯ

#### 3.4.1. Сутність і призначення процесу фільтрування. Місце фільтрувальних машин в технологічних лініях

Фільтрування є універсальним методом розділення грубих і тонких суспензій, особливо в тих випадках, коли розділення повинно проходити без втрат продукту і у випадках, коли необхідно отримати осад з мінімальним вмістом вологи.

Продуктивність фільтрів характеризується швидкістю фільтрування, яка визначається кількістю фільтрату, що проходить через одиницю поверхні пористої перегородки за одиницю часу. Швидкість фільтрування залежить від величини тиску, товщини, структури і властивостей отриманого осаду, а також від в'язкості фільтрату [36, 38].

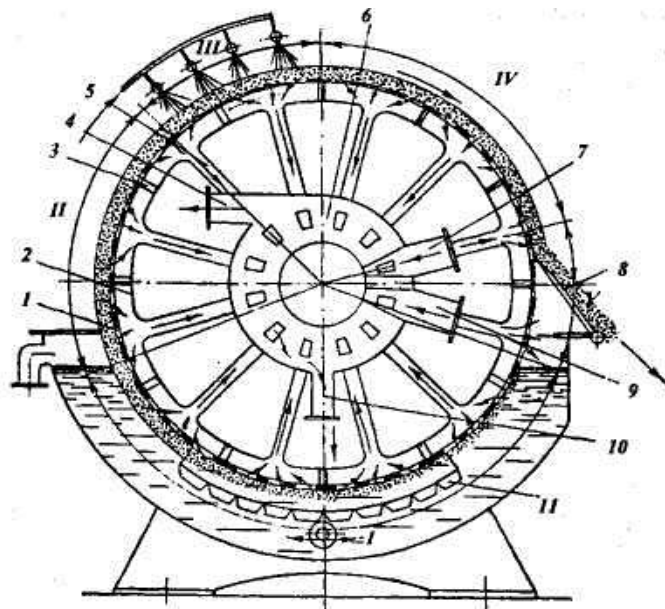
*Вакуум-фільтри барабанні із зовнішньою фільтрувальною поверхнею.* Фільтри цього типу застосовуються для освітлення суспензії з концентрацією твердої фази не менше 5% і швидкості осадження частинок не більше 0,012 м/с. Перепад тисків у барабанних вакуум-фільтрах складає 0,02–0,09 МПа і залежить від властивостей оброблюваної суспензії. Перевагами цих фільтрів є ефективне промивання і зневоднення осаду, а обмежене застосування їх стримується необхідністю перебування фільтрувальної секції в суспензії біля 4хв.

Схема фільтрування суспензії в барабанному вакуум-фільтрі подана на рис. 3.4.1. Фільтрувальна перегородка 1 розміщена на зовнішній циліндричній поверхні горизонтального обертового барабана 2, частково зануреного в суспензію. Простір між фільтрувальною перегородкою і корпусом барабана розділяється поздовжніми ребрами 3 так, що утворюються ізольовані секції. Кожна секція має відвідні ділянки вакууму або стисненого повітря.

За один оберт барабана кожна секція проходить всі операції фільтрувального циклу. У зоні фільтрування в порожнині секції утворюється вакуум, фільтрат проходить через фільтрувальну перегородку і відводиться через штуцер 10 розподільної головки, при цьому на поверхні секції утворюється осад. Після виходу із суспензії секція поступає у відділок вакууму із осаду видаляється залишок фільтрату. Під час наступних операцій промивання і другого обезводнення в секції також підтримується вакуум, а

повітряно–водяна суміш відводиться через штуцер 4 головки. У зоні зрізання осаду через штуцер 7 під нього подається стиснене повітря і розпушує його, після чого осад легко знімається ножем 8. На стадії регенерації тканини стиснене повітря або пара поступає в головку через штуцер 9. Коливальні рухи мішалки 11 запобігають осіданню твердої фази суспензії [37, 39].

Загальний вигляд барабанного вакуум–фільтра БШУ–40–3–2М поданий на рис. 3.4.2. Він має порожнистий горизонтальний барабан, що обертається в підшипниках. Барабан частково занурений в корито, куди безперервно подається суспензія. Барабан являє собою горизонтальний зварний циліндр з плоскими торцевими стінками. По довжині він складається з двох частин (лівої і правої), які з'єднані за допомогою фланців. На зовнішній поверхні барабану приварені поздовжні ребра, що поділяють його поверхню на 24 секції. Кожна секція барабана покрита перфорованою перегородкою, яка править опорною поверхнею для фільтрувальної тканини. Тканина на зовнішній поверхні закріплюється дротом, що навивається на барабан за допомогою спеціального пристрою. У кожній секції вварені два ряди труб, які з'єднані з колекторами, куди потрапляє фільтрат. Труби колекторів з'єднуються з торцевими фланцями барабану. Отвори останніх збігаються з каналами цапф. Цапфи барабана встановлені в підшипниках.



1 – фільтрувальна перегородка; 2 – барабан; 3 – поздовжні ребра; 4 – штуцер для відводу повітряно–водної суміші; 5 – відвідні патрубки; 6 – розподільна головка; 7 – штуцер для підводу стисненого повітря; 8 – ніж; 9 – штуцер; 10 – штуцер для відводу фільтрату; 11 – мішалка.

Рис. 3.4.1 – Схема роботи барабанного вакуум–фільтра.

Привід фільтру включає триступеневий електродвигун, варіатор, редуктор і зубчасту пару. Частота обертання барабана коливається в межах 0,118–2,14 об/хв [37, 43].

До торцевих поверхонь цапф притиснуті дві розподілювальні головки, які призначені для послідовного з'єднання секцій барабана з вакуум–конденсаційною установкою. Стикання торця цапфи барабана і головки відбувається за допомогою двох шайб, які притиснуті одна до одної. Шайба, що обертається, прикріплена до цапфи барабана і має кількість отворів, відповідну кількості секцій барабана. Нерухома шайба прикріплена до корпусу головки. Розподілювальні головки з'єднані через барометричні конденсатори і ресивери з вакуум–насосами, які утворюють вакуум в секціях барабана. До розподілювальних головок прикріплені трубопроводи для відводу фільтрату і промивних вод. До однієї із головок приєднано трубопровід для подачі стисненого повітря.

Для запобігання осадження твердих частинок суспензії на дні корита розміщена мішалка. Робочий орган мішалки має індивідуальний привід і виконує коливальний рух. Надлишок суспензії в кориті відводиться через переливний патрубок. У верхній частині корпусу фільтра розміщується витяжна труба. При обертанні барабана кожна його секція занурюється в суспензію, і за рахунок розрідження, яке створюється вакуум–насосом, відбувається фільтрування. Спочатку розрідження створюється в правій головці, звідтіля відводиться і фільтрат. На поверхні тканини секції утворюється шар осаду. Відповідно збільшується і опір фільтрування. Тому при повороті барабана на кут 3...6° підключається ліва розподілювальна головка з високим вакуумом. З лівої головки відводиться і фільтрат. Внаслідок цього інтенсивність фільтрування майже не зменшується з ростом шару осаду до самого виходу секції із зони фільтрування. Цей процес відбувається в кожній секції барабану при його обертанні.

При подальшому обертанні барабана секція через проміжну зону потрапляє в зону першого просушування і промивання при низькому розрідженні. Промивають осад водою, що розпилюється за допомогою форсунок. Над барабаном по його довжині і паралельно поверхні розміщені 7 труб. По довжині труб у шахматному порядку встановлюються форсунки. Використовують й інші спеціальні пристрої для промивки осаду. З правої головки через штуцер відводиться концентрований промив.

Далі секція входить в зону промивання шару осаду при високому вакуумі, який створюється в ній через ліву розподілювальну головку. Концентрований промой відводиться з цієї ж головки по патрубку для фільтрату.

Наступний етап – зона другого просушування і промивання з низьким розрідженням. Отриманий промой відводиться через штуцер промивної води лівої головки.

Через проміжну зону секція потрапляє в зону віддування осаду. Віддування осаду здійснюється стисненим повітрям (надмірний тиск – 0,02 МПа), яке подається в секцію через ліву розподілювальну головку.

Барабанні вакуум-фільтри безперервної дії широко застосовуються у багатьох галузях харчової промисловості. Основним робочим елементом конструкції фільтра є барабан із зовнішньою фільтрувальною поверхнею. Конструкція барабана та наявність розподільного пристрою дають можливість створити нескінченну низку періодичних процесів: фільтрування, попереднього просушування осаду, його промивання, повторного пресування та знімання з поверхні фільтрувальної перегородки [38, 40].

Рідини та гази, які використовуються в харчовій технології, часто необхідно транспортувати трубопроводами як на підприємствах (для подачі в апарати і установки, з цеху в цех), так і поза ними (для отримання вихідної сировини або відправки готової продукції). Цю проблему можна вирішити дуже просто, якщо рідина переміщується з високого рівня на низький самопливом. Але частіше в техніці доводиться вирішувати зворотне завдання — транспортування рідини з низького рівня на високий. Для цього використовують гідравлічні машини, в яких механічна енергія двигуна в енергію рідини, яка транспортується, внаслідок підвищення її тиску. Ці машини можна розподілити на три основні групи:

- 1) насоси (для переміщення рідин);
- 2) вентилятори (для переміщення газів);
- 3) компресори (для стискання та переміщення газів).

Виробництво перетворюється високоякісних плодоовочевих консервів – комплексна мета. Її вирішення від вдосконалення технології переробки сільськогосподарської сировини, подальшої автоматизації та механізації сільськогосподарських та переробних підприємств, зниження сировинних та трудових витрат, підвищення трудової та виробничої дисципліни, професійного зростання кадрів.

Для збільшення випуску консервованих продуктів рекомендується діючі та вводяться в дію нові підприємства по переробці плодів та овочів. Проводиться технологічне оснащення сучасним обладнанням, новою технікою, механізується та автоматизується виробництво. Спостерігається значне покращення якості та збагачення асортименту. Велика увага придається поліпшенню товарної зовнішності. З метою задоволення потреби населення в плодоовочевих консервах покращення їх якості, економії енергоресурсів підприємств агропромислового комплексу, треба розширення мережу малих підприємств щодо переробки садівництва на місці їх виробництва. Харчова і смакова цінність плодоовочевої сировини визначається переважно її внутрішньоклітинною рідкою фазою. У рідкій фазі клітинного соку містяться хімічні речовини, багаті на цукор, органічні кислоти та їх солі, дубильні речовини і вітаміни. Гармонійне поєднання цих речовин зумовлює високі смакові і дієтичні якості соку. У харчовій промисловості процеси фільтрування отримали широке застосування для відділення осаду від сатураційних соків і для очищення сиропів в цукровому виробництві: для відділення дробини від суслу і для освітлення пива в пивоварінні: для фільтрування рідини у виноробному та лікєро–горілчаному виробництві, а також для фільтрування соків.

На малих переробних підприємствах застосовують в основному фільтри періодичної дії до яких належать нутч–фільтри. Нутч–фільтри являє собою циліндричні резервуари з пористою фільтрувальною перегородкою, яка розміщена в нижній частині корпусу. Працюють такі фільтри під тиском повітря, рідини і під вакуумом.

У виробничій практиці неоднорідні системи часто доводиться розділяти на їх складові частини. У цукробуряковому виробництві суспензію, одержану в сатураційних апаратах, розділяють для одержання чистого цукрового розчину, вільного від твердих частинок; у виробництві пива і вина потрібне їх просвітлення; для одержання масла із молока виділяють жировий компонент у вигляді вершків; із повітря і газів після процесу сушіння виділяють тверді частинки пилу з метою або очищення газів (наприклад, димових), або збереження цінного продукту (сухе молоко, цукровий пил) і т. ін. Методи розділення неоднорідних систем класифікують залежно від розмірів частинок дисперсної фази, різниці густин дисперсної фази і дисперсійного середовища, а також в'язкості і т. ін. Розділення неоднорідних систем може відбуватись під дією різних сил: тяжіння, відцентрових, електричних та тиску. Використовують

наступні основні методи розділення: осадження, фільтрування, центрифугування та мембра

### 3.4.2. Характеристика фільтровальних пристроїв, конструкція і принцип дії

Властивості суспензій, що фільтрують, різноманітні і це визначає велику різноманітність конструкцій застосовуваних фільтрів. Їх можна класифікувати по таких основних характеристиках: характеру роботи – періодичні і безупинної дії. Фільтри періодичної дії підрозділяють на фільтри, що працюють під тиском стовпа рідини: до них ставляться фільтри з зернистим шаром, що фільтрують, листові гаки, або мішкові фільтри: фільтри, що працюють під тиском утворюваним насосом або компресором: до них ставляться листові фільтри і прес-фільтри, камерні і рамні.

До фільтрів періодичної дії ставляться також вакуумні фільтри (нутч-фільтри). Фільтри безупинної дії підрозділяються на два класи: вакуумні фільтри (барабанні, дискові, стрічкові) і працюючі під тиском (барабанні). Фільтри безупинної дії застосовуються в основному на підприємствах великої потужності; на малих переробних підприємствах фільтри безупинної дії застосовувати економічно не вигідно, тому на цих підприємствах використовують фільтри періодичної дії. Більше цього використовуються вакуумні або працюючі під тиском нутч-фільтри.

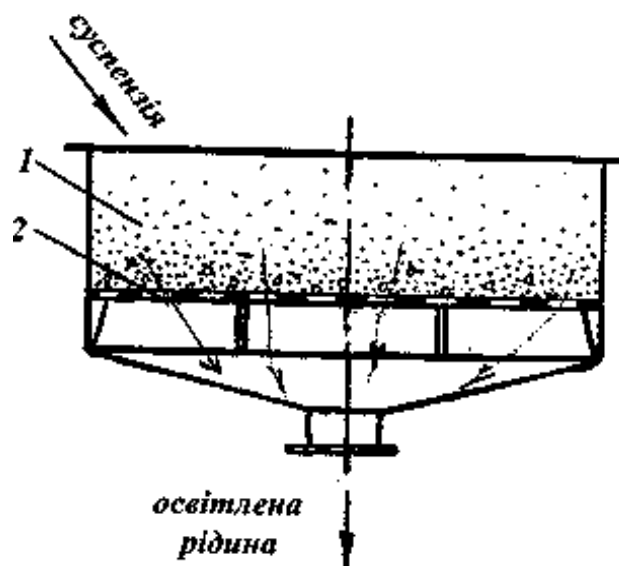


Рис. 3.4.3 – Схема відкритого Нутч – фільтра.

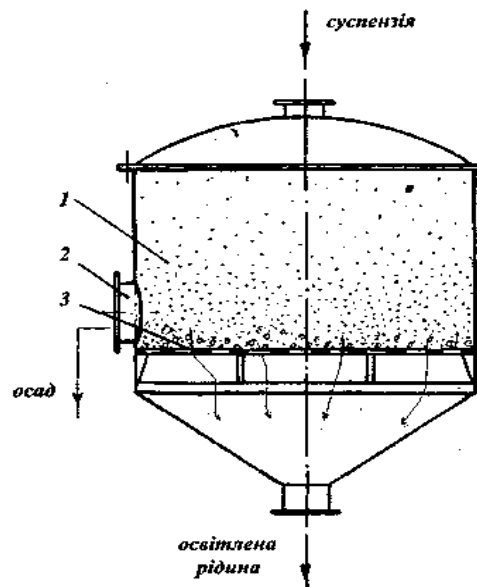
Робота будь-якого фільтраційного устаткування пов'язана, як правило, із великими утрудненнями, тому що більшість суспензій розділяються дуже

повільно, що знижує продуктивність фільтрів. Продуктивність фільтрів залежить від швидкості фільтрування, що визначається режимом фільтрування, характером перегородки, що фільтрує, і фізико-хімічними властивостями осаду [36, 39].

**Нутч-фільтри** (рис. 3.4.3) являють собою циліндричні резервуари з пористою фільтрувальною перегородкою, яка розміщена в нижній частині корпусу [37].

Працюють такі фільтри під гідростатичним тиском, під вакуумом і під тиском рідини, що розвивають насоси.

За своєю конструкцією вони бувають відкриті (рис. 3.4.4) і закриті (рис.3.4.5) [38, 43].



1 – корпус; 2 – решітка; 3 – люк.

Рис. 3.4.5 – Схема закритого нутч-фільтра.

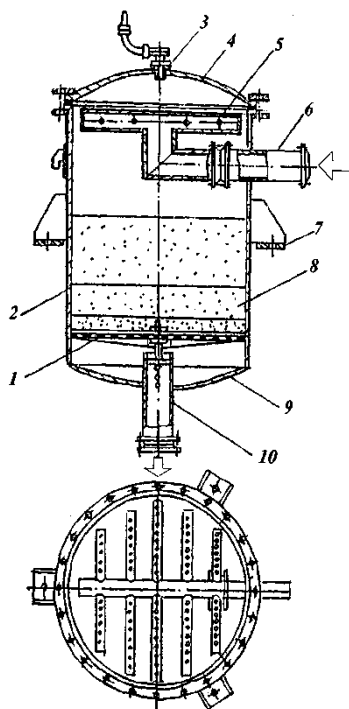
Фільтрувальна перегородка виготовлена з керамічних пористих плит або з тканини, укладеної на решітці.

Перевагами нутч-фільтрів є простота конструкції, можливість хорошого промивання осаду та значна швидкість фільтрування в апаратах, що працюють під тиском, а до недоліків належать ручне розвантаження осаду та мала продуктивність.

**Пісковий фільтр періодичної дії** (рис. 3.4.6) використовується для очищення і покращення якості води, для виділення з водно-спиртових сумішей

суспендованих частинок і мінеральних солей у виробництві фруктових вод і лікєро–горілочаних напоїв.

Фільтр являє собою циліндричний резервуар із сферичним дном і зйомною кришкою, які виготовлені з нержавіючої листової сталі. У кришці є кран, який використовується як повітряник. У верхній частині корпусу розташовується патрубок, призначений для подачі рідини у фільтр.



1 – решітка; 2 – корпус – Штуцери і крани; 3 – повітряник; 4 – кришка; 5 – колектор; 6 – верхній фільтр–преса зєднані з задньою опорною патрубок; 7 – опорні лапи; 8 – шари піску; 9 – дно; плитою і забезпечують 10 – нижній патрубок.

Рис. 3.4.6 – Пісковий фільтр.

До патрубка прикріплений на фланцях колектор, який служить для рівномірного розподілу рідини по перерізу фільтра. В дно приварений патрубок з отворами для проходу рідини. Через патрубок відводиться відфільтрована рідина. Одночасно він є центральною опорою для решітки. Решітка по периметру підтримується кільцем, яке приварене до корпусу. Як фільтрувальний матеріал використовується кварцовий пісок округлої форми. На решітку укладають сітку з вічком 0,9x0,4 мм, а на неї тканинну перегородку і три шари піску загальною висотою до 500 мм. Нижній шар висотою 50 мм має розмір зерен 2...3 мм, середній шар висотою 100 мм з зернами 1,5...2мм і

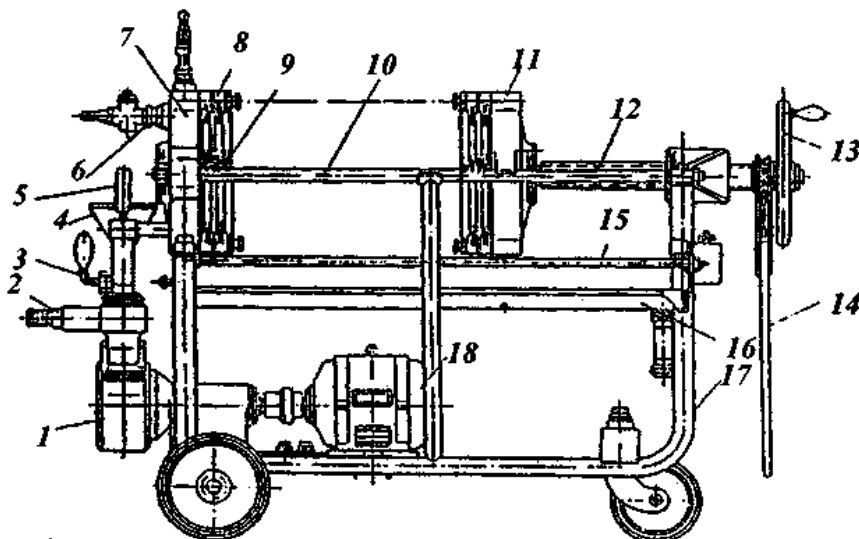


верхній шар висотою 350 мм із зернами 1... 1,5 мм. Поміж шарами піску та над верхнім шаром розміщуються фланелеві або сукняні перегородки [37, 43].

Рідина подається під тиском 0,02...0,06 МПа, рівномірно розподіляється в колекторі, проходить крізь пісок і фільтрується.

При забрудненні виконують регенерацію піску водою, яка переміщується у протилежному напрямку руху фільтрату. Фільтри працюють без перезарядки (заміни піску) 4...5 місяців.

**Камерний фільтр-прес** (рис. 3.4.7) складається з ряду рифлених плит, які приливами спираються на поздовжні горизонтальні балки і розташовуються між задньою опорною і передньою нажимною плитами. Фільтрувальним елементом є азбестовий картон, який розміщується між плитами. Нажимна плита переміщується у горизонтальному напрямку гвинтом із штурвалом. Для щільної затяжки плит після встановлення перегородок використовують важіль.



1 – відцентровий насос; 2 – патрубок підводу сиропу; 3 – кран; 4 – воронка; 5 – манометр; 6 – патрубок відводу сиропу; 7 – задня упорнаплита; 8 – рифлені плити; 9 – приливи; 10 – опорна балка; 11 – натискуюча плита; 12 – гвинт; 13 – штурвал; 14 – важіль; 15 – опорний стрижень; 16 – піддон; 17 – станина пересувна; 18 – електродвигун.

Рис. 3.4.7 – Камерний фільтр-прес.

Кожна плита прямокутної форми має на двох кутах з одного боку два фасонних приливи з круглими отворами. Плити розподіляються на парні і непарні. Парні плити мають приливи в одному куті, а непарні на протилежному. Приливи плит важелем щільно притискуються один до одного, а отвори за допомогою кільцевих гумових прокладок утворюють канали. Фільтрувальні пластини також прямокутної форми спираються на опорні

стрижні і в стиснутому стані поділяють простір між плитами на дві камери. Суспензія насосом подається у парні камери і по непарним каналам відводиться з фільтр – пресу [39, 42].

Штуцери і крани фільтр – преса з'єднані з задньою опорною плитою і забезпечують подачу суспензії, відведення фільтрату, промивання фільтра. Фільтр оснащено також кранами для випуску повітря, відбору проб, оглядовим склом, манометрами. Для вловлювання крапель суспензії і фільтрату використовується піддон. Всі елементи фільтр – преса змонтовані на пересувній станині.

На рис. 3.4.8 схематично зображений реверсивний нутч – фільтр.

Фільтр, що містить корпус 1, виконаний у вигляді пустотілого циліндра на боковій поверхні якого розміщено патрубок 2 для підвода суспензії. Знизу до корпусу 1 кріпиться основа 3 з патрубком 4 для відводу освітленої рідини і дренажна решітка 5, на яку покладена фільтрувальна перегородка 6. Над фільтрувальною перегородкою 6 в корпусі 1 виконано кільцевий виступ 7, на якому встановлена пружина 8. Зверху корпус 1 закритий кришкою 9, яка має штуцер 10 для підводу стиснутого повітря, кільцеве поглиблення 11, у якому розташована складка 12 U-подібного профілю, що закріплена на поверхні віджимної діафрагми 13. Кришка 9 містить перепускний клапан 14, відрегульований на тиск максимального стиснення пружини 8.

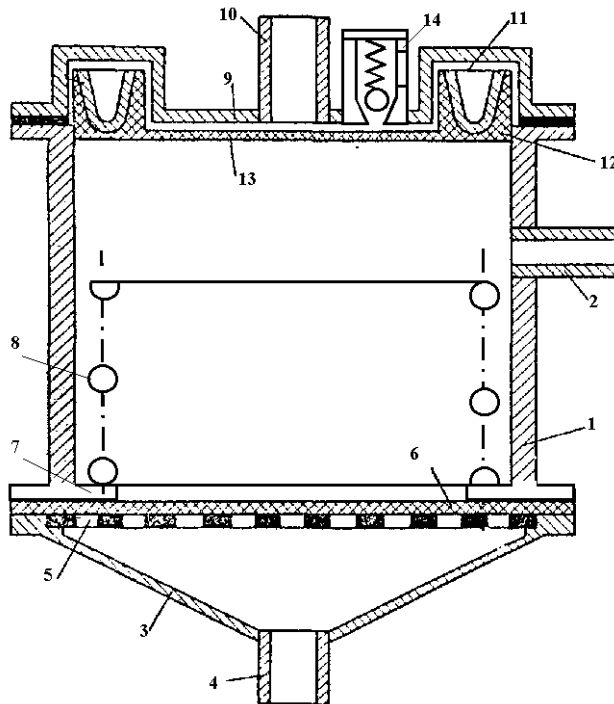


Рис. 3.4.8 – Схема реверсивного нутч-фільтра.

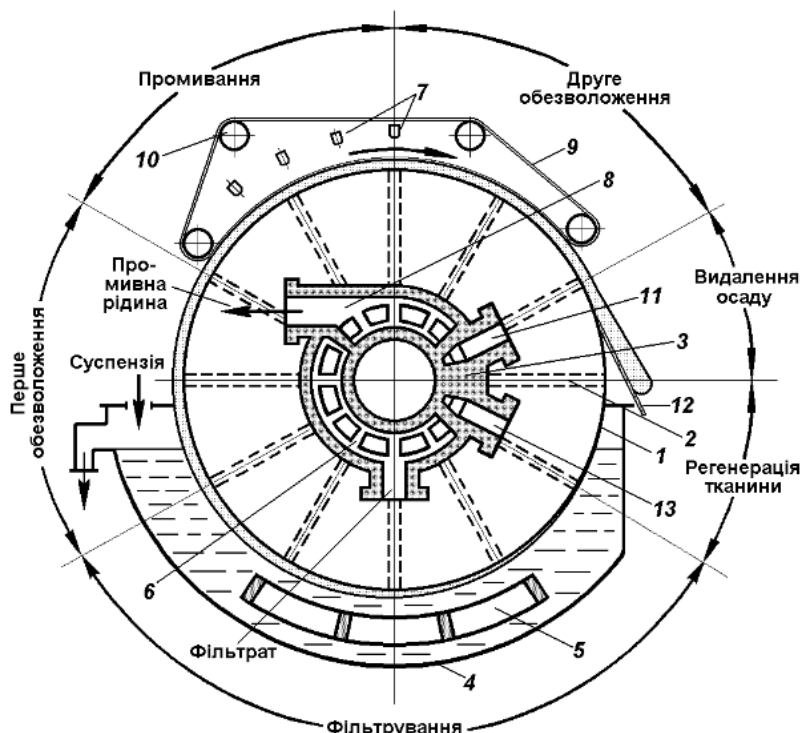
Фільтр працює таким чином. По патрубку 2 в корпус 1 фільтра на фільтрувальну перегородку 6 подається під тиском суспензія, яка фільтрується скрізь пори перегородки і розділяється на освітлену рідину і осад. Осад остається на перегородці 6, а освітлена рідина віддаляється через патрубок 5. Для підвищення віджиму осаду через штуцер 10 подається стиснуте повітря, під дією якого діафрагма 13 переміщується вниз, стискає пружину 8 і додатково віджимає осад. При досягненні тиску повітря над віджимною діафрагмою 13, значення максимального стиснення пружини 8 спрацьовує перепускний клапан 14. Під дією пружини 8 діафрагма 13 рухається вгору, створюється вібраційний рух осаду, який сприяє додатковому його розподілу і віддалення рідини. При ослабленні дії пружини, клапан 14 закривається, тиск повітря над діафрагмою зростає і вона рухається вниз, рідина віджимається. Кільцева U-подібна складка 12 щільно обжимає бокову поверхню корпусу і перешкоджає втечі суспензії. При досягненні тиску повітря над діафрагмою значення максимального стиснення пружини спрацьовує перепускний клапан і цикл повторюється. Реверсивний рух віджимної діафрагми 13 забезпечує систематичну промивку фільтрувальної перегородки, що підвищує швидкість фільтрування [43].

### **3.4.3. Пристрій та принцип роботи барабанного вакуум-фільтра**

Фільтр має горизонтальний циліндричний перфорований барабан 1, покритий зовні фільтрувальною тканиною. Барабан обертається навколо своєї осі і на 0,3–0,4 своїй поверхні занурений у суспензію, що знаходиться в резервуарі 4. Поверхня фільтрування барабана розділена на прямокутні комірки, ізольовані одна від одної. Комірки при русі по колу приєднуються в певній послідовності до джерел вакууму і стислого повітря [43].

Кожна комірка з'єднується трубкою 2 з різними порожнинами нерухомої частини розподільного пристрою 3. При цьому комірка проходить послідовно зони фільтрування, першого зневоднення, промивання, другого зневоднення, видалення осаду і регенерації тканини.

У зоні фільтрування комірка стикається з суспензією, що знаходиться в резервуарі 4 з мішалкою 5, яка коливається, і з'єднується трубкою з порожниною 6, яка сполучається з джерелом вакууму. При цьому фільтрат через трубку і порожнину йде в збірник, а на поверхні комірки утворюється осад.



1 – барабан; 2 – з'єднувальна трубка; 3 – розподільний пристрій; 4 – резервуар для суспензії; 5 – мішалка, що коливається; 6, 8 – порожнини розподільного пристрою; 7 – пристрій для розбризкування; 9 – нескінченна стрічка; 10 – направляючий ролик; 11, 13 – порожнини розподільного пристрою, які сполучаються з джерелом стиснутого повітря; 12 – ніж для зняття осаду.

Рис. 3.4.9 – Схема роботи барабанного вакуум-фільтра з зовнішньою поверхнею фільтрування.

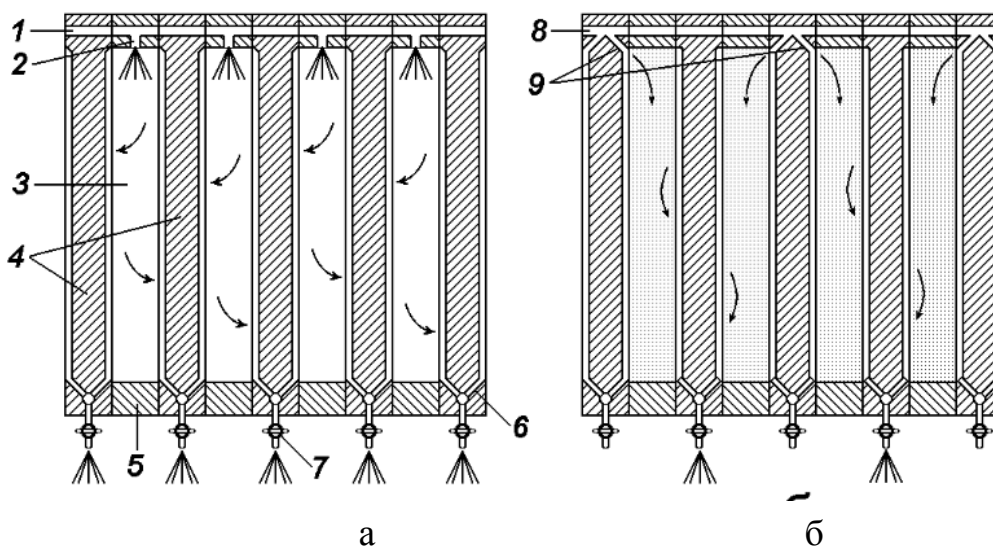
У зоні першого зневоднення осад контактує з атмосферним повітрям, а комірка з'єднується з тією ж порожниною 6. Під дією вакууму повітря витісняє з пор осаду рідку фазу суспензії, яка приєднується до фільтрату.

У зоні промивання на частково зневоднений осад з пристроїв для розбризкування 7 подається промивна рідина, а комірка з'єднується трубкою з порожниною 8, яка також сполучається з джерелом вакууму. Промивна рідина через трубку і порожнину йде в інший збірник.

У зоні другого зневоднення промитий осад також контактує з атмосферним повітрям, а комірка залишається сполученою з тією ж порожниною 8, тому промивна рідина витісняється з пор осаду і йде в збірник. Для запобігання утворення в осаді тріщин під час промивання і подальшого зневоднення на нього накладається частина нескінченної стрічки 9, яка внаслідок тертя об осад переміщається по направляючих роликах 10. У зоні видалення осаду

комірка з'єднується трубкою з порожниною 11, яка сполучається з джерелом стислого повітря. Під дією останнього осад розпушується і відділяється від тканини, після чого, рухаючись по поверхні ножа 12, поступає на подальшу обробку. У зоні регенерації тканина продувається стислим повітрям у напрямі, протилежному напрямку руху фільтрату крізь тканину; при цьому повітря поступає в комірку по трубці з порожнини 13.

На стадії фільтрування суспензія по середньому каналу 1 і каналам 2 поступає в простір 3, обмежений двома фільтрувальними перегородками (які прилягають до рифлених поверхонь плит 4) і внутрішньою поверхнею рами 5. Рідка фаза суспензії одночасно проходить крізь обидві фільтрувальні перегородки, після чого по жолобам і каналам 6 поступає до кранів 7, які у цій стадії роботи фільтр-преса відкриті у всіх плит 4. Коли простір 3 буде заповнений осадом, подачу суспензії припиняють.



а) стадія фільтрування; б) стадія промивання.

Рис. 3.4.10 – Схема роботи плитково-рамного фільтрпреса.

У стадії промивання по двох бічних каналах 8 і каналах 9, які є тільки у половини плит 4, подають промивну рідину. Під час промивання половина кранів 7 закрита, щоб промивна рідина послідовно проходила одну фільтрувальну перегородку, шар осаду, другу фільтрувальну перегородку, після чого по каналах 6 і відкритих кранах 7 відводилася з фільтр-преса. Після закінчення промивання осад у фільтр-пресі продувають стислим повітрям або парою. Потім відсовують рухомих плит, роз'єднують плити і рами і осад видаляють в бункер [42, 44].

### 3.4.4. Основи теорії розрахунка барабанного вакуум– фільтра

Основні залежності. Для виводу основних закономірностей розрахунку фільтрів використовуємо рівняння для визначення швидкості фільтрування:

$$v = \frac{\rho}{R} = \frac{\rho}{R_1 + R_2} = \frac{\rho}{k\mu\delta + R_2} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}) \quad (3.4.1)$$

де  $\rho$  – загальний тиск фільтрування,  $\text{Па}/\text{м}^2$ ;

$R$  – загальний опір фільтрувального середовища,  $\text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$ ;

$R_1$  – опір осаду,  $\text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$ ;

$R_2$  – опір фільтрувальної перегородки,  $\text{Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$ ;

$k = \frac{C_0}{2d_e^2}$  – питомий опір,  $1/\text{м}^2$ ;

$C_0 = 160$  – коефіцієнт, характерний для ламінарного руху фільтрату в капілярах осаду;

$\mu$  – динамічна в'язкість,  $\text{кг} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ ;

$\delta$  – товщина шару осаду на перегородці,  $\text{м}$ .

Замінивши в рівнянні 1 товщину осаду  $\delta$  виразом:

$$\delta = \frac{c\nu}{\rho_1}, \text{ м}, \quad (3.4.2)$$

де  $c = \frac{\rho_1}{\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}}$ ,  $\text{кг}/\text{м}^3$  – кількість сухого осаду на фільтрувальній

перегородці при проходженні через неї одиниці об'єму фільтрату;

$\nu$  – об'єм фільтрату, що проходить через  $1 \text{ м}^2$  площі фільтрувальної перегородки за період  $\tau$ ,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ ;

$c_1$  і  $c_2$  – концентрація сухих речовин в суспензії і в мокрому осаді,  $\text{кг}/\text{кг}$ ;

$\rho_1$  – густина сухого осаду,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\rho_2$  – густина фільтрату,  $\text{кг}/\text{м}^3$ , отримаємо:

$$R_1 = \frac{k}{\rho_1} \mu \cdot c \cdot \nu = r_1 \cdot \mu \cdot c \cdot \nu, \text{ Па}/\text{м}^3, \quad (3.4.3)$$

де  $r_1 = \frac{k}{\rho_1}$  – ваговий питомий опір шару осаду,  $м/кг$ .

З рівнянь 2 і 3 видно, що при проходженні фільтрату через пористу перегородку товщина осаду збільшується і зростає його опір фільтруванню, а швидкість фільтрування зменшується і змінюється в часі. Тому рівняння 1 буде мати вигляд:

$$v = \frac{dv}{d\tau} = \frac{\rho}{r_1 \mu c v + R_2}, \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}). \quad (3.4.4)$$

В промислових установках процес фільтрування проходить у двох режимах:

- при постійному тиску;
- при постійній швидкості і змінному тиску.

Період фільтрування при постійному тиску визначається за рівнянням:

$$\tau = \frac{r_1 \mu c}{\rho} \cdot \frac{v^2}{2} + \frac{R^2}{\rho} \cdot v = b \cdot v^2 + \frac{R^2}{\rho} \cdot v, \text{ с}, \quad (3.4.5)$$

де  $b = \frac{r_1 \mu c}{2\rho}$ .

Об'єм фільтрату  $v$ , що пройшов через одиницю поверхні фільтрувальної перегородки за період  $\tau$ , визначається за рівнянням:

$$v = -\frac{R_2}{r_1 \mu c} + \sqrt{\left(\frac{R_2}{r_1 \mu c}\right)^2 + \frac{2\tau\rho}{r_1 \mu c}}, \text{ м}^3/\text{м}^2. \quad (3.4.6)$$

При постійній швидкості фільтрування і змінному тиску:

$$\frac{dv}{d\tau} = \frac{v}{\tau} = \frac{\rho_1}{r_2 \mu c v + R_2} = \text{const}, \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), \quad (3.4.7)$$

де  $\rho$ , – тиск фільтрування при наборі певного об'єму фільтрату,  $кг/м^2$ ;

$r_2$  – питомий опір фільтруванню в той же період,  $м/кг$ .

Звідси термін фільтрування визначається за формулою:

$$\tau = \frac{r_1 \mu c}{\rho_1} \cdot v^2 + \frac{R^2}{\rho_1} \cdot v, \text{ с}, \quad (3.4.8)$$

а об'єм фільтрату за період  $\tau$ :

$$v = -\frac{R_2}{2r_2\mu c} + \sqrt{\left(\frac{R_2}{2r_2\mu c}\right)^2 + \frac{\tau\rho_1}{r_2\mu c}}, \text{ м}^3/\text{м}^2. \quad (3.4.9)$$

Для використання рівнянь 6, 7, 8, 9 при розрахунках терміну фільтрування і кількості фільтрату необхідно завчасно визначити питомий опір фільтрування осаду  $r_1$  опір фільтрувальної перегородки  $R_2$  або взяти їх з довідникових даних.

При розрахунку терміну промивання фільтра використовується рівняння 9, як і для періоду фільтрування при постійній швидкості.

Тоді, прийнявши на основі дослідних даних питомі витрати промивної рідини на одиницю маси вологого осаду, визначається кількість її на  $1 \text{ м}^2$  площі фільтрувальної перегородки:

$$v_1 = a\delta\rho_0, \text{ м}^3/\text{м}^2, \quad (3.4.10)$$

де  $a$  – питомі витрати промивної рідини;

$\rho_0$  – густина вологого осаду,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

$$\rho_0 = \frac{1}{\frac{c_2}{\rho_2} + \frac{1-c_2}{\rho_1}}, \text{ кг}/\text{м}^3. \quad (3.4.11)$$

Термін промивання осаду вираховується за формулою:

$$\tau_1 = \frac{v_1}{\frac{v_1}{\tau_1}} = \frac{a\delta\rho_0}{\rho_1} \cdot (r_2\mu_1cv + R_2), \text{ с} \quad (3.4.12)$$

де  $p_1 = p$  – тиск промивної рідини,  $\text{Па}/\text{м}^2$ ;

$r_2$  – питомий опір осаду в кінці фільтрування,  $\text{м}/\text{кг}$ ;

$\mu_1$  – в'язкість промивної рідини,  $\text{кг}\cdot\text{с}/\text{м}^2$ .

### **Розрахунок параметрів барабанного вакуум-фільтра**

**Розв'язання. 1.** Визначаємо допоміжні величини:

а) Кількість сухого осаду, що зібрався на фільтрувальній перегородці при проходженні через неї одиниці об'єму фільтрату:



$$c = \frac{\rho_1}{\frac{1}{c_1} - \frac{1}{c_2}}, \text{ кг/м}^3,$$

де  $C$  – кількість сухого осаду на фільтрувальній перегородці,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_1$  – густина фільтрату,  $\text{кг/м}^3$ ;

$c_1$  – концентрація сухих речовин в суспензії,  $\text{кг/кг}$ ;

$c_2$  – концентрація сухих речовин в мокрому осаді,  $\text{кг/кг}$ ;

б) Об'єм осаду в  $1 \text{ м}^3$  фільтрату:

$$v = \frac{1 - c_2(1 - \frac{\rho_1}{\rho_2})}{\frac{c_2}{c_1} - 1}, \text{ м}^3/\text{м}^3$$

де  $V$  – об'єм осаду в  $1 \text{ м}^3$  фільтрату,  $\text{м}^3/\text{м}^3$ ;

$\rho_2$  – густина сухого осаду  $\text{кг/м}^3$ ;

в) Густина вологого осаду:

$$\rho_0 = \frac{1}{\frac{c_2}{\rho_2} + \frac{1 - c_2}{\rho_1}}, \text{ кг/м}^3.$$

де  $\rho_0$  – густини вологого осаду,  $\text{кг/м}^3$ ;

г) Коефіцієнт:

$$b = \frac{r_1 \mu c}{2 \rho}, \text{ хв/м}^2$$

де  $b$  – коефіцієнт спрощення;

$r_1$  – загальний ваговий питомий;

$\mu$  – динамічна в'язкість фільтрату і промивної води;

$\rho$  – загальний тиск фільтрування і промивання фільтра,  $\text{кг/м}^2$

д) Об'єм промивної рідини:

$$v_1 = a \delta \rho_0, \text{ м}^3/\text{м}^2.$$

де  $v_1$  – об'єм промивної рідини,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ ;

$a$  – питомі витрати промивної рідини на одиницю маси вологого осаду,  $\text{л/кг}$ ;

$\delta$  – товщина осаду на перегородці,  $\text{см}$ .

2. Визначаємо об'єм суспензії, яку спроможний пропустити фільтр:

$$v_2 = \frac{\delta}{\nu}, \text{ м}^3/\text{м}^2,$$

де  $v_2$  – об'єм суспензії, яку спроможний пропустити фільтр,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ .

3. Визначаємо термін фільтрування суспензії при  $R_2 = 0$ :

$$\tau = b \cdot v_1^2, \text{ хв},$$

де  $\tau$  – термін фільтрування суспензії при опері фільтрувальної перегородки  $R_2 = 0$ , хв.

4. Визначаємо тривалість промивання осаду:

$$\tau_1 = v_1 \cdot 2bv_2, \text{ хв}.$$

де  $\tau_1$  – тривалість промивання осаду, хв.

5. Визначаємо повний цикл фільтрування суспензії:

$$T = \frac{(\tau + \tau_1)n_1}{n_1 - n_2}, \text{ хв},$$

де  $T$  – повний цикл фільтрування суспензії, хв.

$n_1$  – кількість фільтрувальних секцій

$n_2$  – кількість секцій допоміжних зон.

6. Визначаємо частоту обертання барабана вакуум-фільтра:

$$n = \frac{1}{T}, \text{ об/хв}$$

де  $n$  – частота обертання вакуум-фільтра, об/хв.

7. Визначаємо поверхню фільтрування:

$$F = \frac{GT}{3600 \cdot v_2}, \text{ м}^2$$

де  $F$  – площа поверхні фільтрування,  $\text{м}^2$ ;

$G$  – продуктивність вакуум-фільтра  $\text{м}^3/\text{год}$ .

До установки приймаємо стандартний вакуум-фільтр з поверхнею фільтрування  $F = 20 \text{ м}^2$ .

**Розв'язання.** Визначаємо момент опору від неврівноваженості шару осаду:

$$8. M_1 = 0,278 L \delta \rho_0 D^2, \text{ кг}\cdot\text{м}$$

де  $M_1$  – момент опору від неврівноваженості шару осаду,  $\text{кг}\cdot\text{м}$ ;

$D$  – стандартний діаметр барабана,  $\text{м}$ ;

$L$  – довжина барабана,  $\text{м}$ .

9. Визначаємо момент опору зрізанню осаду:

$$M_2 = 0,5 f_1 \rho L \delta D, \text{ кг}\cdot\text{м}$$

де  $M_2$  – момент опору зрізаного осаду,  $\text{кг}\cdot\text{м}$ ;

$f_1$  – коефіцієнт тертя,  $f_1 = 0,2 \dots 0,3$ .

10. Визначаємо момент опору від тертя торця вала об розподільну головку:

$$M_3 = z \cdot f_2 \cdot \rho_0 \cdot f \cdot r, \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

де  $M_3$  – момент опору від тертя торця вала об розподільну головку,  $\text{кг}\cdot\text{м}$ ;

$f_2$  – коефіцієнт тертя головні об торець вала,  $f_2 = 0,2$ ;

$r$  – радіус тертя торця вала,  $r = 0,2 \dots 0,3 \text{ м}$ ;

$\rho_0 = \rho$  – тиск головки на торець вала,  $\text{кг}/\text{м}^2$ .

11. Визначаємо момент опору від тертя в підшипника :

$$M_4 = f_3 \cdot Q \cdot d/2, \text{ кг}\cdot\text{м}$$

де  $M_4$  – момент опору від тертя,  $\text{кг}\cdot\text{м}$ ;

$f_3$  – коефіцієнт тертя в підшипниках,  $f_3 = 0,3$ ;

$Q$  – маса барабана,  $Q = 8000 \dots 12000 \text{ кг}$ .

12. Загальна сума моментів опору складає:

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + M_4, \text{ кг}\cdot\text{м}.$$

13. Визначаємо потужність електродвигуна для приводу фільтра:

$$N = 1,15 \frac{M \cdot n}{974 \cdot \eta}, \text{кВт}$$

де  $N$  – потужність електродвигуна для приводу фільтра;

$\eta$  – КПД приводу,  $\eta = 0,6 \dots 0,7$ ;

14. При максимальному навантаженні і найбільшій частоті обертання барабана  $n_{max} = 2$  об/хв., потужність електродвигуна для приводу буде:

$$N_{max} = N \frac{n_{max}}{n}, \text{кВт}$$

### 3.4.5. Розрахунок барабанного вакуум-фільтра

**Технологічний та конструкторський розрахунки параметрів машини**

Визначаємо площу фільтрованої перегородки,  $\text{м}^2$  [40, 42]:

$$F = \frac{GT}{3600V}, \quad (3.4.13)$$

де  $G$  – продуктивність фільтра,  $\text{м}^3/\text{год}$ .  $G = 0,331 \text{ м}^3/\text{год}$ ;

$T$  – термін кожного циклу фільтрування, с

$V$  – питома пропускна здатність,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ .

$$V = \frac{\delta}{V_0} \quad (3.4.14)$$

де  $\delta$  – товщина осаду на перегородці, м,  $\delta = 0,002 \dots 0,004$  м.

Приймаємо  $\delta = 0,004$ .

$V_0$  – об'єм осаду на  $1 \text{ м}^3$  фільтрату,  $\text{м}^3/\text{м}^2$ .

$$V_0 = \frac{1 - C_2 \left( 1 - \frac{\gamma_\phi}{\gamma_c} \right)}{\frac{C_2}{C_1} - 1} \quad (3.4.15)$$

де  $\gamma_c$  – об'ємна вага сухого осаду,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .  $\gamma_c = 780 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

$\gamma_\phi$  – питома вага фільтрату,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .  $\gamma_\phi = 1100 \text{ кг}/\text{м}^3$ .

$C_1$  – концентрація сухої речовини в суспензії, %,  $C_1 = 6\%$

$C_2$  – концентрація сухої речовини в мокрому осаді, %,  $C_2 = 30\%$

$$V_0 = \frac{1 - 0,3 \left( 1 - \frac{1100}{780} \right)}{\frac{0,3}{0,06} - 1} = 0,28 \text{ м}^3/\text{м}^2$$

$$V = \frac{0,004}{0,28} = 0,014 \text{ м}^3/\text{м}^2$$

визначаємо термін кожного циклу

$$T = r_1 + r_2 + r_3 \quad (3.4.16)$$

де  $r_1$  – термін фільтрування, с

$$r_1 = \frac{\mu \Gamma_0 V_0 V^2}{2 \Delta P} \quad (3.4.17)$$

де  $\mu$  – вязкість суспензії,  $\mu = 10^{-3}$ .

$\Gamma_0$  – питомий опір обсягу осаду,  $\text{м}^{-2}$ ,  $\Gamma_0 = 0,126 \cdot 10^{12} \text{ м}^{-2}$

$V_0$  – об'єм осаду на  $1 \text{ м}^3$  фільтру,  $\text{м}^3/\text{м}^2$

$V$  – величина пропускної здатності,  $\text{м}^3/\text{м}^2$

$\Delta P$  – різниця тиску між перегородкою, Па,  $\Delta P = 3 \cdot 10^5 \text{ Па}$ .

$$r = \frac{10^{-3} \cdot 0,126 \cdot 10^{12} \cdot 0,28 \cdot 0,014^2}{2 \cdot 3 \cdot 10^5} = 0,47 \text{ с}$$

$r_2$  – термін промивання осаду, с,  $r_2 = 0,13 \text{ с}$

$r_3$  – час, затрачений на допоміжні операції, с,  $r_3 = 10 \text{ с}$ .

$$T = 0,47 + 0,13 + 10 = 10,6 \text{ с}$$

$$F = \frac{0,331 \cdot 10,6}{3600 \cdot 0,014} = 0,07 \text{ м}^2.$$

Визначаємо діаметр отвору на основі

$$d_{\text{отв}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{Q_p}{V}} \quad (3.4.18)$$

де  $Q_p$  – розхідна продуктивність, м/сек.

$$Q_p = \omega \cdot V \quad (3.4.19)$$

де  $\omega$  – швидкість опору,  $\text{м}^2$

$V$  – швидкість проходження соку, приймаємо  $V = 0,5$

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} \quad (3.4.20)$$

де  $D$  – діаметр фільтру, м

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 0,09}{4} = 0,07 \text{ м}^2$$

$$Q_p = 0,07 \cdot 0,5 = 0,035 \text{ м/сек.}$$

$$d_{\text{отв}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{0,035}{0,5}} = 0,07 \text{ м}$$

### Кінематичний розрахунок машини

Визначаємо силу пружини при максимальній деформації.

$$P_3 = \frac{P_2}{1 - \delta}, \text{ Н} \quad (3.4.21)$$

де  $P_2$  – сила пружини при робочій деформації, Н; Приймаємо  $P_2 = 28000 \text{ Н}$ .

$\delta$  – відносний інерційний зазор пружини,  $\delta = 0,05 \dots 0,25$ .  
Приймаємо  $\delta = 0,05$ .

$$P_3 = \frac{28000}{1 - 0,05} = 2350 \text{ Н}$$

В таблиці XIV [8] для визначення параметрів витків пружини визначаємо

$d$  – діаметр витка пружини, мм,  $d = 12 \text{ мм}$ .

$D$  – діаметр пружини, мм,  $D = 280 \text{ мм}$ .

$z_1$  – жорсткість одного витка, Н/мм;  $z_1 = 560 \text{ Н/мм}$ .

$f_3$  – максимальна деформація одного витка, мм  $f_3 = 18 \text{ мм}$ .

Визначаємо жорсткість пружини

$$z = \frac{P_2}{F_2}, \text{ Н/мм} \quad (3.4.22)$$

$$z = \frac{2800}{100} = 28 \text{ Н/мм}$$

Визначаємо кількість витків

$$n = \frac{z_1}{z} \quad (3.4.23)$$

$$n = \frac{560}{28} = 20$$

Загальна кількість витків визначаємо:

$$n_1 = n + n_2 \quad (3.4.24)$$

де  $n_2$  – число опірних витків,  $n_2 = 4$ .

$$n_1 = 20 + 4 = 24$$

Визначаємо середній діаметр пружини

$$D_0 = D - \delta \quad (3.4.25)$$

$$D_0 = 280 - 12 = 262 \text{ мм}$$

Визначаємо індекс пружини

$$c = \frac{D_0}{d} \quad (3.4.26)$$

$$c = \frac{262}{12} = 22,3$$

Визначаємо висоту пружини при максимальній деформації

$$H_3 = (n_1 + 1)d, \text{ мм} \quad (3.4.27)$$

$$H_3 = (24 + 1) \cdot 12 = 300 \text{ мм}$$

Визначаємо висоту пружини при попередньому навантаженні:

$$H_1 = H_3 + F_2, \text{ мм} \quad (3.4.28)$$

$$H_1 = 300 + 100 = 400 \text{ мм}$$

Визначаємо розгорнуту довжину пружини:

$$L = 3,2 \cdot D_0 \cdot n_1, \text{ мм} \quad (3.4.29)$$

$$L = 3,2 \cdot 262 \cdot 24 = 20121 \text{ мм}$$

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. З яких основних елементів складається дослідна установка та яке її призначення?
2. Як працює фільтрувальна центрифуга і в чому її відмінність від відстійної центрифуги?
3. З яких витрат складається витрата енергії на центрифугі період– дичної дії і як їх визначають?
4. Для чого і як визначають тривалість розгону центрифуги?
5. Чому при виборі двигуна для центрифуги збільшують його потужність порівняно з розрахунковою в період пуску?
6. Як визначають рушійну силу процесу? Як вона впливає на процес відцентрового фільтрування і відстоювання?
7. Що характеризує фактор розділення? Як його визначають? Які шляхи його збільшення?
8. Які особливості визначення швидкості фільтрування під дією відцентрової сили?
9. Що служить основою для порівняння центрифуг?
10. Як впливає частота обертання барабана центрифуги на швид– кість і якість розділення на фільтрувальній і відстійній центрифугах?

## ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ

1. Михайлов Є.В. Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України /Є.В. Михайлов// Монографія. Мелітополь: Люкс. 2012. 214 с.
2. Гортинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Гортинский и др. М: Колос, 1980. 304с.
3. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник/ Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та інш. К: Вища освіта, 2005. 464 с.
4. Проектування сільськогосподарські машини. Навчальний посібник для виконання курсових проектів з розробки сільськогосподарської техніки при підготовці фахівців напрямку 6.100202 «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» /І.М. Бендера та інш. – Кам'янець– Подільський: ФОП Сисин О.В., 2010. – 640 с.



5. Макаров П.И. Механизация послеуборочной обработки зерна /П.И.Макаров, Г.С. Юнусов, И.И. Казанков, С.И. Казанков, Г.В. Богданов, Х.С. Гайнанов, Н.Ф.Маслова. – Йошкар–Ола: МарГУ, 2007. – 284 с.

6. Михайлов Є.В. Шляхи інтенсифікації процесу попередньої очистки зерна та олійної сировини соняшнику/Є.В. Михайлов, Н.О. Задосна//. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету: Мелітополь, 2015. Вип. 5, т. 2. С. 41–49.

7. Тавтилов И.Ш. Совершенствование процесса работы пневмосепаратора за счет рациональной подачи зерновой смеси в воздушный поток: автореф. дис... канд. техн. наук. г. Челябинск – 2008 – 22 с.

8. Фадеев Л. В. Щадящая технология зерноочистки требует сит (решет) новой геометрии. Режим доступа: <http://agro.imperija.com/index.php?id=1311072287>

9. Куклин С.М. Совершенствование технологического процесса пневмосистемы зерноочистительных машин с диаметральной вентилятором–сепаратором: автореф. дис. канд. техн. наук / С.М. Куклин. Л., 1990.16 с.

10. Молодик М.С. Обґрунтування конструктивно–технологічних параметрів системи пневмосепарації вороху в комбайнах для збирання смородини: автореф. дис... канд. техн. наук. м. Мелітополь, 2005 – 20 с.

11. Нелюбов А.И., Ветров Е.Ф. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин /А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров// М., Машиностроение, 1977. С. 13–22.

12. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции /В.Н. Талиев/ М., Стройиздат, 1979. С. 184–229.

13. Богуславский Н.М. Псевдоожигение в химической технологии /Н.М. Богуславский, Т.Х. Малик–Ахназаров – М.: ГОСНИТИ, 1960. – 98 с.

14. Урханов Н.А Проектирование и монтаж вентиляционных и пневмотранспортирующих установок для предприятий агропромышленного комплекса. Учебное пособие/ Н.А Урханов, Б,Д. Цыдендоржиев, А.С. Бужгеев. Улан–Удэ.: Изд. ВСГТУ.2005. 236 с.

15. А.с. 1071550 СССР, МКИ В65G53/04. Устройство для транспортирования грузов // М. В. Киреев, Л. И. Ерошенко, С. А. Подоплелов, Е. В. Михайлов, Ф. Н. Эрк, А. А. Коломийцев. №3297139/27 11; заявл. 04.06.81; опубл. 07.02.84, Бюл. №5.

16. А. с. 1071551 СССР, МКИ В65G53/20. Аэродинамический транспортер для перемещения сыпучих материалов // Н. П. Сычугов, С. А. Подоплелов. – №3239688/27–11; заявл. 17.05.82; опубл. 7.02.84, Бюл. №5.
17. Пат. № 61469U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов, В. С. Дудка, А. В. Перетятко. № u2010 13961; заявл. 23.11.2010; опубл. 25.07.2011, Бюл. № 14.
18. Пат. № 74137U Україна, МПК В07В1/28. Решітний сепаратор / Є. В. Михайлов, О. О. Білокопитов. № u2012 00062; заявл. 03.01.2012; опубл. 25.10.2012, Бюл. № 15.
19. Бурков А. И. Зерноочистительные машины: Конструкция, исследование, расчет и испытание / А. И. Бурков, Н. П., Сычугов. Киров : Изд-во НИИСХ Северо-Востока, 2000. 261 с.
20. Лурье А.Б. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. А.Б. Лурье, А.А.Громбчевский. Л.: Машиностроение, 1977. 527 с.
21. Сычугов Н.П., Бурков А.И. Методика исследования работы диаметрального вентилятора в замкнутых пневмосистемах зерноочистительных машин// Исследование рабочих процессов машин в растениеводстве: Сб. науч. тр. Пермь, 1982. С. 33–38.
22. Саитов В.Е. Повышение эффективности функционирования машины предварительной очистки зернового вороха совершенствованием основных рабочих элементов: автореф. дис... канд. техн. наук / В.Е. Саитов. Л., 1991. 17 с.
23. Фадеев Л.В. Отборные семена – высокий урожай Фадеев Л.В. Отборные семена – высокий урожай <http://agro.imperija.com/index.php?id=1311074921>
24. Обґрунтування параметрів та режимів роботи пневмосепаратора попередньої очистки олійної сировини соняшнику /Є.В. Михайлов, Н.О. Задосна, Г.В. Теслюк, М.О. Рубцов// Вісник ДДАЕУ. Дніпропетровськ, 2015. №4 (38). С. 91–95.
25. ОСТ 70.10.2–83. Испытания сельскохозяйственной техники. Зерноочистительные машины и агрегаты, зерноочистительно–сушильные комплексы. Программа и методы испытаний. М: Изд-во стандартов, 1983. 138 с.
26. Сычугов Н.П., Бурков А.И. Применение диаметральных вентиляторов в замкнутых пневмосистемах зерноочистительных машин// Тракторы и сельхозмашины. 1981. № 2. С.23–26.

27. Тимофеев И.В. Интенсификация процесса сепарации зернового вороха замкнутой малогабаритной пневмосистемой: автореф. дис.канд. техн. наук / И.В. Тимофеев. Л., 1991. 17 с.
28. Мирончук В.Г., Гулий І.С., Пушанко М.М. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. Підручник. Вінниця: Нова книга, 2007. 648 с.
29. Сурков В.Д., Липатов Н.Н., Золотин Ю.П. Технологическое оборудование предприятий молочной промышленности. 3–е изд., перераб и доп. М.: Лег. И пищ. Пром–сть, 1983. 432 с.
30. Шишацкий Ю.И., Семенов Н.Ф., Федоров В.А., Востриков С.В. Справочник механика дрожжевого завода. М.: Агропромиздат, 1987. 925 с.
31. Антипов С.Т., Кретов И.Т., Остриков А.Н. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 1: Учеб. Для вузов. Под ред. Панфилова В.А. М.: Высш. шк., 2001, 703 с.
32. Антипов С.Т., Кретов И.Т., Остриков А.Н. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. Кн. 2: Учеб. Для вузов. Под ред. Панфилова В.А. М.: Высш. шк., 2001, 680 с.
33. Волчков ИЛ. Сепараторы для молока и молочных продуктов. М.: Пищ. пром–сть, 1975. 223 с.
34. Черевко О. І., Поперечний А. М. Процеси і апарати харчових виробництв: підручник. 2–е видання, доп. та випр. Х.: Світ Книг, 2014. 495 с.
35. Ялпачик В.Ф., Буденко С.Ф., Ялпачик Ф.Ю., Гвоздєв О.В., Циб В.Г., Бойко В.С., Самойчук К.О., Олексієнко В.О., Клевцова Т.О., Паляничка Н.О. Розрахунок обладнання харчових виробництв: Навчальний посібник. Мелітополь.: Видавничий будинок Мелітопольської міської друкарні, 2014. 264 с.
36. Малезик І.Ф. Процеси і апарати харчових виробництв. Лабо– раторний практикум. / І.Ф. Малезик, П.С. Циганов. – Київ НУХТ, 2006. – 224 с.
37. Кавецкий Г.Д. Процессы и аппараты пищевой технологии. / Г.Д. Кавецкий, Б.В. Васильев. – М. Колос, 1999 – 551с.
38. Горбатюк В.И. Процессы и аппараты пищевых производств. / В.И. Горбатюк. – М. Колос, 1999, – 335с.
39. Шалугін В.С. Процеси та апарати промислових технологій. / В.С. Шалугін, В.М. Шмандрій. – Київ «Центр учбової літератури», 2008 – 392с.

40. Бойко Н. Г. Теория и методы инженерного эксперимента : курс лекций / Н. Г. Бойко, Т. А. Устименко. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 158 с.

41. Гинзбург А. С. Теплофизические характеристики пищевых продуктов. Справочник / [Гинзбург А. С., Громов М. А., Красовская Г. И.]– М.: Агропромиздат, 1990. – 287 с.

42. Лонцин М. Основные процессы пищевых производств / М. Лонцин, Р. Меерсон; под ред. И. А. Рогова; пер. с англ. Ф. Н. Евтеевой. – М.: Лёгкая и пищевая пром–сть, 1983. – 279 с.

43. Машины и аппараты пищевых производств. Под ред. В. А. Панфилова. Москва. «Высшая школа» книга 1 и книга 2, 138с. 2001 год.

44. Технология пищевых производств: Учеб. для вузов / Под ред. Л.П. Ковальськой. – М.: Колос, 1999. – 751с.

## РОЗДІЛ 4. ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ГОМОГЕНІЗАЦІЇ ПРОДУКТІВ

### 4.1. ХАРАКТЕРИСТИКА ПРОЦЕСА ГОМОГЕНІЗАЦІЇ МОЛОКА

#### 4.1. Призначення та переваги гомогенізації в молочній промисловості

Під гомогенізацією молока розуміють процес його обробки, який призводить до диспергування жирової (дисперсної) фази і рівномірного розподілу її по об'єму дисперсійної фази [2].

На сьогодні переважна більшість молока як сировини для виробництва питного молока, вершків та інших видів молочної продукції піддається гомогенізації. Основні переваги продуктів, що виробляються з використанням гомогенізації надані в табл. 4.1.1 [4, 24].

Таблиця 4.1.1 – Переваги гомогенізованої молочної продукції

Вид молочної продукції	Переваги продукту після гомогенізації
1	2
Незбиране молоко після надою	Зменшення розвитку окислювальних процесів, дестабілізації та підзбивання при інтенсивному перемішуванні та транспортуванні
Молоко та вершки пастеризовані	Надання однорідності кольору, смаку, жирності; покращення консистенції, підвищення інтенсивності білого кольору; зменшення жирової плівки при кип'ятінні, що зберігає сухі речовини молока; збільшення засвоюваності (по показнику перетравлювання жиру гомогенізоване молоко відповідає кип'яченому)
Молоко та вершки стерилізовані	Підвищення стійкості при зберіганні, зменшення відстоювання жиру
Кисломолочні продукти (сметана, кефір, йогурт і інш.)	Підвищення міцності згустку, стійкості і поліпшення консистенції білкових згустків, підвищення в'язкості, зменшення виділення сироватки
Згущені молочні консерви	Запобігання виділенню жирової фази при тривалому зберіганні

1	2
Сухе незбиране молоко	Зниження кількості вільного молочного жиру, не захищеного білковими оболонками, що призводить до швидкого його окислення під дією кисню атмосферного повітря
Відновлені молоко, вершки і кисломолочні напої	Створення наповненості смаку продукту і попередження появи водянистого присмаку
Молоко з наповнювачами	Поліпшення смаку, підвищення в'язкості і зниження вірогідності утворення осаду
Деякі тверді сири	Полегшення доступу ліпаз плісняв до молочного жиру в період дозрівання сирів
Деякі сири з рекомбінованого молока та деякі свіжі кисломолочні сири (Вершковий і інш.)	Запобігання відстоюванню жирового шару під час відносно тривалого періоду гелеутворення, сприяння поліпшенню однорідності продукту, а також формуванню рихлої і ламкої текстури
Молочні суміші для виробництва морозива	Покращення збивання сумішей для виробництва морозива, його структури та однорідності

Крім молочної промисловості приготування високодисперсних емульсій, стабільних протягом тривалого часу, широко використовується при отриманні [10]:

- сумішей для морозива (підготовка суміші "молочна основа – рослинний жир");
- майонезів, маргаринів, кетчупів і т.п. продуктів;
- антипригарних емульсій (шарів) для змащування хлібних форм і листів;
- емульсій для обробки поверхні сільськогосподарської продукції – створення на їх поверхні плівкоутворюючого захисного шару ;
- варених ковбас, при введенні жиру–сирця у фарш у вигляді водно–жирової емульсії;
- тіста при введенні емульсії замість жиру, завдяки чому зберігається до 90% жиру;
- косметичних і фармакологічних препаратів, в яких емульсії швидше

всмоктуються організмом, пом'якшують подразнюючий вплив інгредієнтів;

- лікувальних масел, які втрачають неприємний смак і запах;

- отриманні емульсії на основі застосування знежиреного молока шляхом додавання жиру і інших необхідних інгредієнтів при виробництві замінників незбираного молока.

Крім переваг, гомогенізація молочних продуктів має і недоліки :

- підвищення собівартості продукта;

- підвищення чутливості до світла, яке призводить до вад смаку, таких як прогірклість, мильність і окислення;

- молоко стає непридатним для виробництва багатьох видів твердих сирів, завдяки надто м'якої коагуляції та труднощів вологовіддачі;

- незбиране молоко непридатне для гомогенізації через швидке погіршення аромату через дію ліпази.

#### **4.1.2. Властивості молочної емульсії як об'єкта гідродинамічного диспергування і гомогенізації**

Дисперсійною фазою молочної емульсії є плазма молока, яка представляє собою розчин молочного цукру і солей у воді. Деякі автори виділяють ще третю фазу молока – білкову, що складається переважно з нерозчинних міцел і субміцел казеїну, а також сироваткових білків [24].

Рівномірності розподілу мікроскопічних жирових часток не приділяється особлива увага завдяки їх постійному (броунівському) руху, завдяки чому концентрація жиру в мікрооб'ємі молочної емульсії вирівнюється без докладання спеціальних засобів і умов.

Жирова фаза молока представляє собою молочний жир у вигляді жирових кульок (крапель, часток), розмір яких у незбираному молоці коливається у широких межах 0,1–10 мкм. Переважна маса жирових кульок такого молока має розміри 2–6 мкм, а середній їх розмір 2–4 мкм. Кількість жирових кульок у необробленому молоці становить 1,5–3,0 млрд. в 1 мл. В процесі гомогенізації середній діаметр жирових кульок зменшується до 0,75–1,2 мкм, при цьому кількість жирових кульок зростає до 40–80 млрд. в 1 мл, а площа поверхонь жирових кульок збільшується в 13–27 разів.

Температура молока впливає на такі його властивості, як в'язкість, густина та поверхневий натяг (таблиці 4.1.2. – 4.1.4) [25].

Таблиця 4.1.2 – Вплив температури на густину молока

Вид молока	Густина, кг/м <sup>3</sup> , в залежності від температури молока, °С			
	20	40	60	80
Незбиране молоко жирністю 4,5%	1029	1020	1010	996
Пастеризоване молоко жирністю 2,5%	1026	1020	1012	1000
Знежирене молоко	1034	1026	1016	1007

Таблиця 4.1.3 – Вплив температури на поверхневий натяг молока

Вид молока	Поверхневий натяг, Н/м, в залежності від температури молока, °С				
	15	20	25	30	40
Незбиране молоко	44,6	41,7	39,9	38,9	38,5
Знежирене молоко	50,1	48,1	46,8	46,6	46,7

Таблиця 4.1.4 – Вплив температури на в'язкість молока

Вид молока	В'язкість, в залежності від температури молока, °С											
	5		10		15		20		30		40	
	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с	$\times 10^{-3}$ Па·с	$\times 10^{-6}$ м <sup>2</sup> /с
Незбиране молоко	2,96	2,87	2,47	2,39	2,10	2,04	1,79	1,74	1,33	1,30	1,04	1,02

Властивості молока та складових компонентів молочної емульсії, які безпосередньо або опосередковано впливають на процес гомогенізації і використані у подальших розрахунках гомогенізаторів молока, зведені до таблиці 4.1.5.

Стандартів і нормативів, які регламентують ступінь дисперсності жирових часток молока після гомогенізації, не існує. Єдиним стандартом з гомогенізації є ГОСТ 27203–87 "Гомогенизаторы для молока. Основные параметры", який регламентує лише основні технічні показники плунжерних гомогенізаторів клапанного типу без урахування ступеня дисперсності молочного жиру після обробки. Для визначення достатньої дисперсності



жирової фази після гомогенізації існують такі орієнтири:

Таблиця 4.1.5 – Фізико–хімічні властивості молока

Показник	Середнє значення	Границя коливання
1	2	3
Густина, кг/м <sup>3</sup> : – молока	1029	1027...1033
– плазми	1035	1033...1038
– молочного жиру	923	918...927
В'язкість молока, Па·с	0,00179	0,0011...0,0025
Поверхневий натяг на границі фаз, Н/м:		
– плазма–повітря	0,054	0,0424...0,051
– молоко–повітря	0,044	
– кристалічний жир–повітря	0,010	
– рідкий жир–повітря	0,030	
1	2	3
Титруєма кислотність, °Т	17	16...20
Величина рН	6,69	6,5...6,8
Температуропроводність, м <sup>2</sup> /с	13·10 <sup>-8</sup>	(12,5...13,5)·10 <sup>-8</sup>
Показник переломлення	1,35	1,3440...1,3615
Температура кристалізації, °С:		
– молока	– 0,55	– 0,51...– 0,58
– легкоплавких молочних жирів	27	24...28
– тугоплавких молочних жирів	34	30...36
Температура розплавлення молочних жирів, °С:		
– легкоплавких	27	25...29
– тугоплавких	35	30...37
Температура денатурації молочного білку евглобуліну, °С	55	50...57

– інструкція по хімічному контролю, в якій перевірку якості гомогенізації рекомендують проводити за відстоюванням жиру протягом 48 годин або методом центрифугування, причому зазначено, що найбільш надійним вважається метод мікроскопічного визначення розмірів жирових кульок;

– середній розмір жирових кульок в найбільш розповсюджених – клапанних гомогенізаторах, який сягає 0,75–0,80 мкм при режимах роботи, спрямованих на максимальний ступінь дисперсності;

– середній розмір жирових кульок після обробки в клапанних гомогенізаторах згідно рекомендованих режимів гомогенізації (тиску) в технологічних схемах виробництва питного молока і вершків, який вважається достатнім, становить 1,0–1,2 мкм;

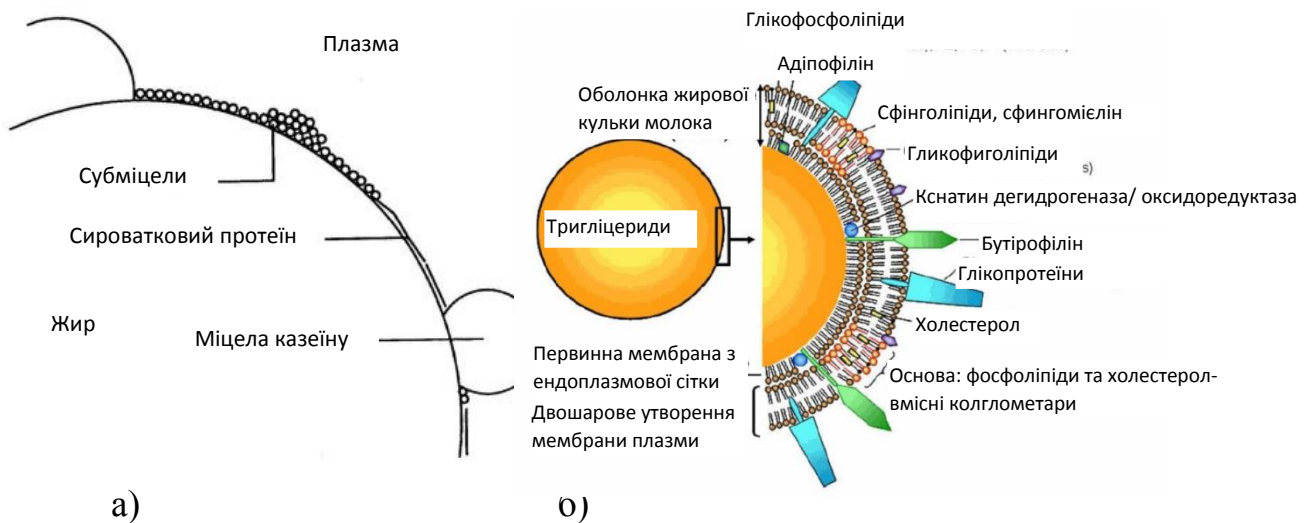
– нижня границя дисперсності жирової емульсії молока після обробки в серійних але менш розповсюджених типах гомогенізаторів (вакуумних, роторно–пульсаційних тощо) становить 1,0–1,2 мкм;

– у відповідності з United States Public Health Service, у добре гомогенізованому молоці протягом 48 годин не з'являється видимого відстоювання вершків;

– вміст жиру у верхніх 100 мл пляшки обсягом 250 мл не повинен відрізнитись більше ніж на 10% від молока, що знаходиться у решті пляшки.

Таким чином, можна вважати, що дисперсність молочної емульсії є високою при середніх розмірах жирових кульок 0,75–0,8 мкм і менше, а достатньою при досягненні середнього діаметру 1,2 мкм.

Білкова фаза молока має розміри близько 0,1 мкм (від 40 до 300 нм) і при гомогенізації частково подрібнюється, але причиною є не гідродинамічні, а переважно адсорбційні сили. В необробленому молоці на поверхні жирових кульок адсорбуються близько 2–3% білка, а після гомогенізації – до 25%, тобто відбувається перерозподіл білка між плазмою та оболонками жирових кульок. Товщина оболонки жирових кульок молока після гомогенізації зменшується, а після вистоювання збільшується і наближується до товщини оболонки жирових кульок у незбираному молоці. Жирова кулька має складну будову, стосовно якої немає єдиного погляду. Внутрішня частина жирової кульки представляє собою легкоплавкі жири, ближче до поверхні розташовані тугоплавкі жири. Оболонка, яка покриває жири, має тонку мембрану, що складається з ліпопротеїдних часток. На зовнішній частині оболонки адсорбуються міцели і субміцели білків плазми (рис. 4.1.2.1).



а) характерні розміри мембрани жирової кульки молока, б) будова жирової кульки.

Рис. 4.1.1 – Жирова кулька молока.

Таким чином внаслідок складності будови жирової кульки і її оболонки, склад, властивості і розміри яких значно змінюються в процесі гомогенізації, не вірно визначати характеристикою міцності жирової кульки лише поверхневий натяг.

В процесі гомогенізації важливо не допускати дестабілізації молочного жиру і коалесценції жирових часток. Стабільність дисперсної фази порушується при [24]:

- будь-якій механічній обробці молока (перекачування, транспортування, очищення тощо);
- змінам кислотності молока за границі рН 6,0–7,0;
- заморожуванні та відтаюванні;
- підвищенні концентрації жиру;
- зіткненні жирових часток або їх агломератів в процесі гомогенізації.

Вірогідність зіткнення жирових кульок підвищується при використанні таких типів гомогенізаторів, яка, наприклад, протитечійно–струминні.

Підвищити стабільність жирової фази молока можливо додаванням емульгаторів, наявність яких зменшує поверхневий натяг складових молока.

#### 4.1.3. Аналіз гіпотез диспергування жирової фази молока

Диспергування складається з двох етапів: деформації жирової кульки, її руйнування. Після диспергування знов утворена жирова кулька повинна бути

стабілізована. В протилежному випадку може відбутися процес її коалесценції.

Процес деформації та руйнування жирових кульок молока важко піддається експериментальному вивченню (таблиця 4.1.6) [34].

Таблиця 4.1.6 – Основні причини труднощів отримання візуальних даних руйнування жирових кульок молока під час гомогенізації

Основні причини	Можливий спосіб вирішення проблеми
Високі швидкості руху жирових часток (до 200 м/с)	Швидкісна кінозйомка
Мікроскопічні розміри жирових кульок (0,1–5 мкм)	Оптична або електронна мікроскопія
Низька прозорість молочної емульсії	Спеціальні барвники
Мала різниця густини молочної плазми та молочного жиру	
Необхідність у розташуванні об'єктиву оптичного мікроскопу на відстані менше 1 мм від об'єкта дослідження	Виконання об'єктиву як частини робочого органу гомогенізатора
Велика довжина зон руйнування жирових кульок відносно їх розмірів (на 3 порядки більше діаметра жирової кульки)	Використання пульсуючих мікролазерів

Нестача необхідних експериментальних даних призвела до появи багатьох гіпотез механізму диспергування жирової фази молока (гомогенізації), основні з яких представлені в таблиці 4.1.7.

Таблиця 4.1.7 – Основні гіпотези механізму гомогенізації молока

Сутність гіпотези	Автори гіпотези	Літературні посилання
1	2	3
Руйнування жирових кульок під впливом дії повздовжнього градієнта швидкості потоку на вході у клапанну щілину	М.В. Барановський	[23]
Руйнування під впливом поперечного градієнту швидкості потоку	П.О. Ребіндер, Г. Віттіг	[21];

1	2	3
Руйнування за рахунок відцентрової сили при обертанні жирової кульки	В.Д. Сурков	[28];
Руйнування за рахунок турбулентності	Колмогоров–Хінце	[4];
Руйнування за рахунок кавітації	А. А. McKillor, Г.А. Кардашев, А.Н. Ткаченко і інш.	[13];
Руйнування здуванням з поверхні жирової кульки мікрочасток при імпульсних впливах на емульсію	М.М. Орешина	[29];
Руйнування за рахунок низькотемпературної кавітаційної гомогенізації	Є.А. Фіалкова	[35];
Руйнування скипанням мікрооб'ємів емульсії в вакуумі	А.А. Долинський	[32];
Руйнування за рахунок різниці швидкостей між жировою кулькою і дисперсійним середовищем в зоні зіткнення струменів	К.О. Самойчук	[33, 34].

Сутність та достовірність більшості теорій розглянемо на прикладі найбільш вивчених клапанних гомогенізаторів, ступінь диспергування у яких, безумовно, найвищий. Руйнування жирової кульки в клапанному гомогенізаторі відбувається в зазорі між клапаном та сідлом гомогенізуючої головки, величина якої 0,3–1,5 мм. Тиск подачі молока становить 10–25 МПа, внаслідок чого швидкість молока в клапанному зазорі сягає величини 150–200 м/с.

Критика гіпотези руйнування жирових кульок проф. Барановського, яка з'явилась у 50–х роках минулого століття, надана у багатьох роботах і підтверджується останніми даними. Суть теорії в тому, що жирова кулька молока, що рухається до клапанної щілини, розмірами  $d$  зі швидкістю потоку  $v_0$  при тиску плазми  $p_0$ , витягується у місці входу до клапанної щілини, висотою  $h$  де її швидкість значно збільшується до  $v_m$  при тиску  $p_1$ , а потім розпадається під дією сил поверхневого натягу (рис. 4.1.2) [23].

Основні аргументи опонентів даної теорії: невраховано дійсний масштаб процесу, де розміри жирової кульки на 1–2 порядки менші за розмір клапанної щілини, неможливість отримати значний перепад швидкості на довжині, порівняно з розмірами жирової кульки (1–3 мкм) тощо. Розрахунки теоретично можливих умов дроблення жирової кульки за цією гіпотезою в клапанному (найбільш розповсюдженому та вивченому) гомогенізаторі показали, що необхідний перепад тиску для руйнування жирової кульки створюється лише при умові входу в клапанну щілину під кутом  $68^\circ$ , що малоймовірно.

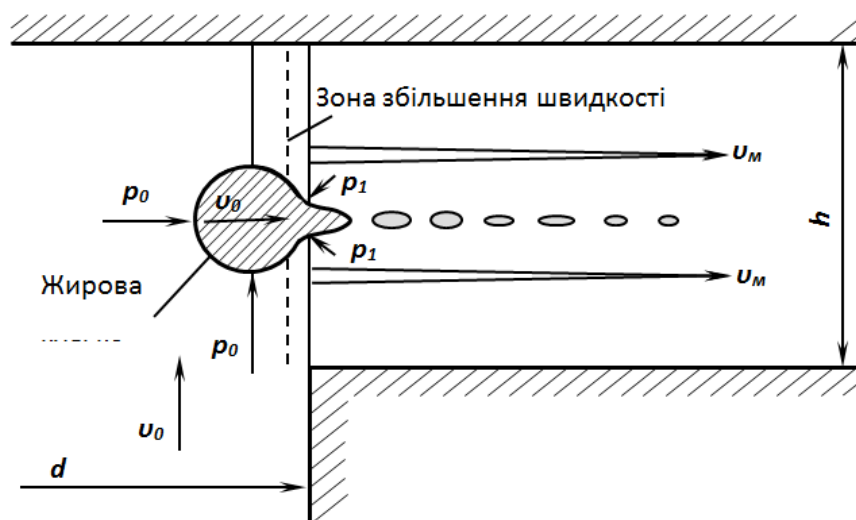


Рис. 4.1.2 – Схема гомогенізації за теорією проф. Барановського.

Віттіг [21] запропонував розглядати вихідну жирову кульку до гомогенізації як "материнську", яка складається з декількох жирових часток (рис. 4.1.2).

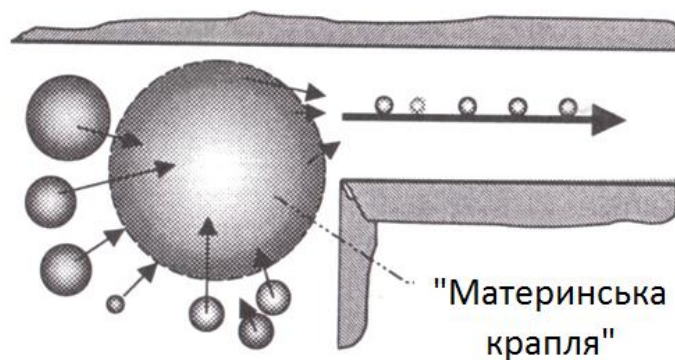


Рис. 4.1.3 – Схема формування "материнської кульки" за гіпотезою Віттіга.

Тим самим унікалось протиріччя між недотриманням масштабу між

розмірами жирової кульки та клапанної щілини в теорії Барановського. Але, якщо погодитись з такою точкою зору, то необхідна наявність застійної зони, в якій би жирові кульки зливались та утворювали материнську. Досліди плинущої рідини в зазорі між клапаном та сідлом не підтвердили наявності такої зони. Крім того, якщо б така зона існувала, то вихрова течія, яка б утворилась в цій зоні, перешкоджала утворенню материнської кульки.

По гіпотезі Ребіндера (згодом така теорія була висунута і Віттігом) причиною деформації і подрібнення жирових кульок молока вважається великий градієнт швидкості руху молока в гомогенізуючій щілині клапанного гомогенізатора. Під дією сил, які діють зі сторони потоку, жирові кульки розтягуються в циліндри або нитки, переборюючи сили поверхневого натягу і переходячи в нестійкий стан, а потім, під дією тих же сил поверхневого натягу, розпадаються на більш дрібні. Ребіндер встановив, що розпад крапель відбувається при відношенні довжини циліндра до діаметра, рівному чи більшому  $\pi$ .

За розрахунками умов, що створюються в клапанному гомогенізаторі, лише половина жирових кульок, що проходять крізь клапанну щілину, можуть сприймати розтягуючий вплив градієнта швидкості (рис. 4.1.4). Решта жирових кульок проходить крізь центральну частину потоку, де градієнт швидкості недостатній для диспергування [21].

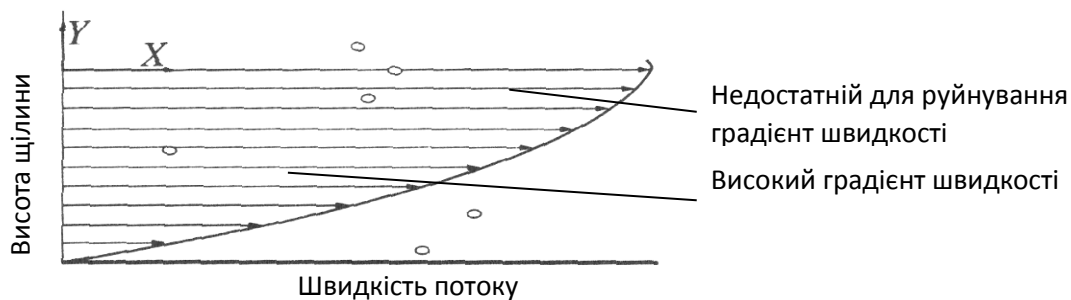


Рис. 4.1.4 – Поле швидкостей потоку в клапанній щілині гомогенізатора А1–ОГ2С.

Професор В.Д. Сурков [28] припустив, що в щілинному каналі жирові кульки повинні обертатися і розпадатися за рахунок відцентрової сили. Його гіпотеза побудована на дії поперечного градієнту швидкості в потоці, який має різні швидкості в поперечному перерізі. За цією теорією, до поверхні кульки, яка опинилася на границі шарів, прикладений крутний момент, який викликаний різницею швидкостей.

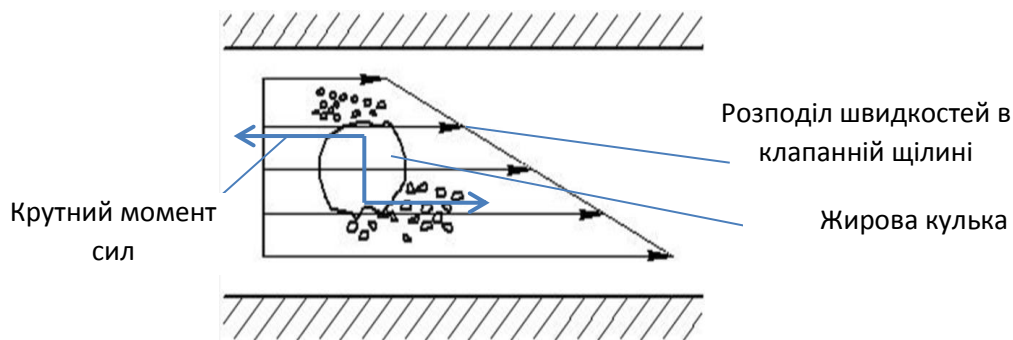


Рис. 4.1.5 – Диспергування жирової кульки по В.Д. Суркову.

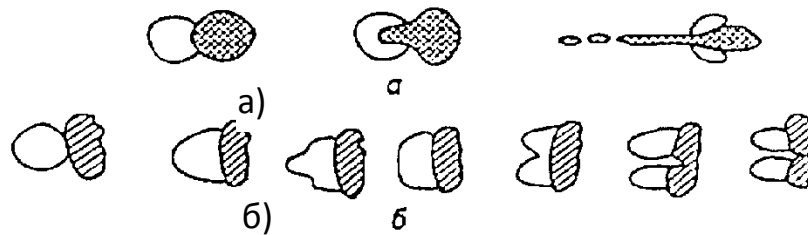
Під дією цього моменту кожна кулька, яка здійснює обертовий рух, втрачає свою початкову форму, далі відцентрові сили зростають, стають більшими за сили поверхневого натягу, після чого кулька розпадається на більш дрібні. За цією теорією найбільш придатним є режим ламінарної течії в клапанній щілині, що спростовується експериментальними дослідженнями. Розрахунками показано, що половина жирових часток, які проходять крізь центральну частину клапанної щілини, де градієнт швидкості невеликий, не можуть бути зруйновані за теорією відцентрового руйнування.

Гіпотеза про переважний вплив **кавітації** як основного чинника процесу гомогенізації розвивалась стрибкоподібно: від основної для клапанної гомогенізації до незначної і не впливової [5, 13]. Свідченнями наявності кавітації в клапанній щілині є ерозійні кільцеві утворення на робочих поверхнях сідла і клапана. Але спочатку Н.В. Барановським, а згодом іншими дослідниками було експериментально доведено, що інтенсивність кавітації не впливає на ступінь гомогенізації, а сильно деформовані жирові кульки незруйнованими проходять зони кавітації в початковій частині клапанної щілини, а руйнуються набагато пізніше. Дослідами встановлено, що інтенсивність кавітації в клапанній щілині невелика, на відміну від виходу з клапанної щілини, де кавітація відбувається набагато інтенсивніше.

Кавітаційна дезінтеграція, як основний фактор диспергування, розвивається у двох напрямках: гідродинамічна і акустична, механізм впливу яких на диспергування дисперсної фази емульсії не відрізняється.

За гіпотезою Ткаченка, в зоні кавітації виникають пульсуючі кавітаційні пухирці, які зхлопуються, стикаючись з краплями дисперсної фази. Кумулятивні струмені, що утворюються в пухирцях, вдаряють по жировій кульці і розбивають її на більш дрібні.





*a* – втягування жирової краплі в пухирець; *б* – руйнування жирової краплі дисперсної фази.

Рис. 4.1.6 – Схема процесу кавітаційного диспергування.

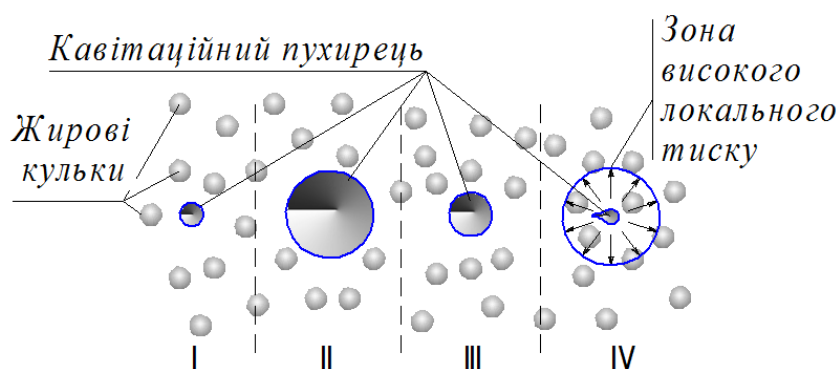
За описаним вище принципом для руйнування жирової кульки необхідний збіг у просторі і часі як мінімум одразу двох факторів:

- наявності жирової краплі у безпосередній близькості до кавітаційного пухирця;
- розташування жирової краплі зі сторони появи кумулятивного струменя.

Таке співпадіння умов можливе лише при великій кратності обробки одного об'єму емульсії або довготривалій обробці.

Інший, і більш вірогідний механізм впливу кавітації – диспергування жирової фази за рахунок високих локальних перепадів тисків (ударних хвиль) при схлопуванні кавітаційних пухирців (рис. 4.1.7).

В зоні локального високого тиску навколо кавітаційного пухирця, що зхлопується, величина тиску досягає 1000МПа. Крім гідравлічного удару значно підвищується температура та виділяється водень, наявність якого погіршує властивості молока.



I – утворення кавітаційного пухирця, II – досягнення максимального розміру пухирця, III – зменшення розмірів, IV – експлозія пухирця з утворенням кумулятивного струменя.

Рис. 4.1.7 – Схема руйнування жирових кульок при кавітації.

Поява локальних зон високої швидкості призводить до появи високих прискорень мікрооб'ємів, що веде до високої швидкості ковзання жирових кульок відносно плазми і до їх руйнування за критерієм Вебера. В такому разі на швидкість ковзання при кавітації найбільшим чином впливають розміри кавітаційних бульбашок і їх концентрація. Виявлено, що для підвищення ступеня диспергування жирової фази необхідно зменшувати розміри кавітаційних пухирців, що відбувається при підвищенні швидкості течії у зоні кавітації (збільшенні числа Рейнольдса), що співпадає з залежністю дисперсності жирової фази молока зі швидкістю потоку в клапанній щілині. Це може бути непрямим доказом руйнування за рахунок швидкості ковзання жирової кульки.

При кавітаційному диспергуванні відбувається поступове зменшення впливу кавітації на ступінь диспергування емульсії при багатократній обробці до моменту, коли за рахунок кавітації диспергування зупиняється. У досліджах показано, що мінімальний розмір жирових кульок за рахунок кавітації сягає лише 1,4–2,0 мкм. Промислова установка для кавітаційної гомогенізації молока буде мати низьку продуктивність (менше 500–1000 л/год), за середньої дисперсності емульсії – 2,0 мкм і витратах енергії набагато вищих за клапанні машини (20 Дж/см<sup>3</sup>) при більшій вартості апарата.

Завдяки теорії кавітації пояснюється факт, що при появі кавітації істотно змінюється залежність між ступенем гомогенізації та енерговитратами: при тій самій енергії, що підводиться, гомогенізація стає більш ефективною. Гомогенізацію в клапанній щілині можливо організувати без наявності кавітації, але це знижує ефективність процесу.

Зважаючи на результати досліджень кавітації, цей процес може бути лише додатковим інтенсифікуючим чинником для гомогенізації молока при необхідності отримання високодисперсних емульсій (<1 мкм), а механізм кавітації дезінтеграції може бути пояснений виникненням високої швидкості ковзання при експлозії кавітаційних бульбашок в молоці.

А.Н. Колмогоровим та І.О. Хінце представлені теорії **турбулентного** диспергування крапель: ізотропна та в'язкісна (рис. 4.1.8) [20].

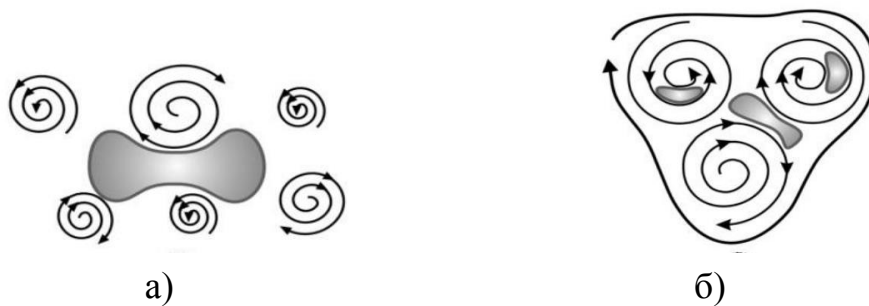


Рис. 4.1.8 – Схематичне представлення механізмів турбулентного диспергування: а) ізотропний, б) в'язкісний.

За механізмом ізотропної турбулентності диспергування відбувається флуктуаціями тиску, спричиненими мікротурбулентними вихорями. При в'язкісному механізмі – зсувними напруженнями більш масштабних вихорень. За твердженнями, турбулентний механізм гомогенізації є основним у порівнянні з градієнтними гіпотезами диспергування та кавітаційним диспергуванням. За гіпотезою Колмогорова розміри гідравлічних вихорень визначають дисперсність емульсії: чим менші розміри вихорень, тим менше розміри жирових крапель. А розміри мікротурбулентних вихорень зменшуються з підвищенням швидкості потоку.

Згідно теорії Колмогорова–Хінце, зруйнувати краплю можуть: динамічний напір та сила в'язкого тертя. В залежності від того, яка з сил, що діє на поверхню краплі, домінує, можливі два механізми дроблення краплі. Основний чинник, який визначає динамічний напір це швидкість зовнішнього середовища відносно краплі (швидкість ковзання). Визначальними для сили в'язкого тертя є середня швидкість зсуву та питома дисипація енергії. Пізніше Слейчер у візуальних дослідженнях за результатами швидкісної зйомки довів, що:

- основним параметром для руйнування жирової краплі є швидкість;
- теорія ізотропної турбулентності Колмогорова–Хінце не може використовуватись для подрібнення крапель в потоці, де існує високий градієнт швидкості;
- найчастішим механізмом руйнування є витягування крапель, причому при відношенні їх довжини до діаметра більше 4 утворюється декілька нових дрібних крапель, а при відношенні менше 4 – лише дві нові краплі.

Таким чином, за теорією турбулентності експериментально доведено візуальними спостереженнями руйнування краплі при її витягуванні згідно в'язкісного механізму, основним чинником якого є швидкість ковзання краплі. У 2011 році для клапанної щілини ці висновки було підтверджено

експериментально.

Максимальний розмір крапель, що утворюються при дробленні в потоці суцільного середовища, визначається, в основному, трьома механізмами:

- нестійкість Кельвіна–Гельмгольца, що визначається величиною відносної швидкості;
- нестійкість Рэлея–Тейлора, що визначається величиною прискорення;
- механізм дроблення турбулентними пульсаціями А.Н. Колмогорова, що визначається величиною дисипації потужності.

Отже, для з'ясування переважного механізму диспергування жирової фази в клапанній щілині гомогенізатора високого тиску були проведені ретельні дослідження полів швидкості мікрочасток з використанням найсучасніших методів пульсуючих лазерів. Експерименти показали, що кавітація зосереджена в першій половині проміжку клапанної щілини, тоді як інтенсивність турбулентності в цьому місці дуже низька. Турбулентність найбільш ефективна у випускній камері після клапанної щілини. Це підтверджує утворення в цьому місці камери турбулентних вихорів з розмірами, порівняними з жировими кульками, які, як відомо, найбільш ефективні для руйнування. Висока турбулентність у останній частині клапанної щілини призводить до збільшення енергії великих турбулентних вихорів і зменшення енергії дрібних вихорів. Це означатиме відносне збільшення впливу турбулентного в'язкого механізму руйнування в порівнянні з турбулентним інерційним механізмом при збільшенні дисперсності. Порівнюючи ці висновки з візуалізацією процесу диспергування, турбулентність в більшій мірі ніж кавітація, є домінуючим чинником гомогенізації в клапанній щілині.

Таким чином, на сьогодні експериментально підтверджено переважну дію в'язкісного турбулентного механізму гомогенізації молока в клапанній щілині. Кавітація грає другорядну роль, але збільшує ефективність диспергування.

Е.А. Фіалковою була висунута гіпотеза низькотемпературної кавітаційної гомогенізації або **скловання жирових кульок молока в процесі субкавітаційного диспергування**, в основу якої покладена ідея формування на поверхні бульбашок кавітацій «мікрокрижинок», утворених в результаті сублімації і руйнуючих як жирові кульки, так і робочу поверхню клапанів [35].

Згідно даної теорії, у зонах високих швидкостей гомогенізаторів тиск рідини знижується до таких значень, що відбувається сублімація поверхневого шару жирових кульок внаслідок низьких температур, тобто перехід їх у твердий стан (рис. 4.1.9). При подальшому русі мікроскопічні частки льоду, що

рухаються з великою швидкістю, подрібнюють жирові кульки.

Автор вважає, що диспергування у клапанному гомогенізаторі відбувається саме за цією теорією і приводить у підтвердження розподіл тиску в клапанній щілині, досліджених експериментально Кацнельсоном і Мухіним, де показана зона наднизького тиску.

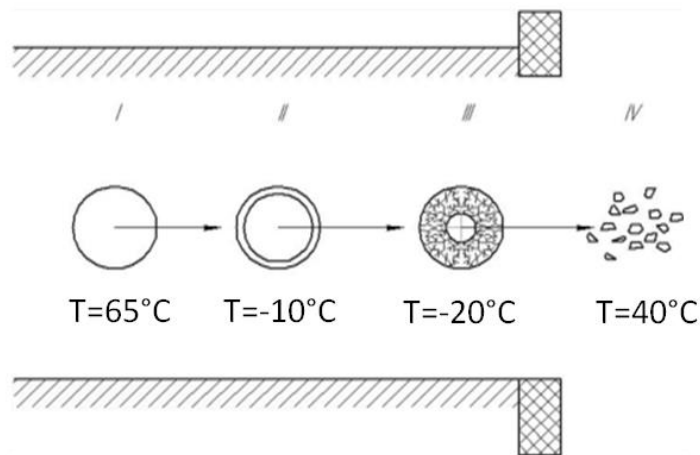


Рис. 4.1.9 – Стадії дроблення жирової кульки за проф. Є.О. Фіалковою.

Час знаходження жирової кульки в клапанній щілині складає лише  $(1-2)\cdot 10^{-5}$  с. Автором не проведені розрахунки швидкості замерзання поверхневого шару жирових кульок за такий короткий час. Дослідами ідея скловання жирових кульок не дістала підтвердження.

На початку 2000-х років впроваджений клас вакуумних гомогенізаторів, розроблених на основі досліджень інституту Технічної Теплофізики НАН України. Принцип їх дії заключається у впорскуванні нагрітого до  $60^{\circ}$  молока через форсунку у камеру, де підтримується вакуум. Глибина вакууму розрахована таким чином, щоб відбувалось скипання крапель молока, за рахунок чого жирові кульки руйнуються. Принципово новий принцип гомогенізації забезпечує такі переваги, яка дезодорація та зниження кислотності молока. Однак у вакуумних гомогенізаторах не вдалося досягти зменшення середніх розмірів жирових кульок молока до 1,2 мкм.

Теорія гомогенізації скипанням мікрооб'ємів емульсії у вакуумі докорінно відрізняється від інших способів диспергування і може бути застосована лише до вакуумних гомогенізаторів.

Якщо співставити теорії Барановського, Ткаченка, Віттіга та Фіалкової, то впливовим чинником у всіх випадках буде швидкість потоку. Дійсно, Барановський довів, що на ступінь гомогенізації впливає лише швидкість потоку рідини. При підвищенні швидкості плинину через клапанну щілину

збільшиться і величина вакууму, і, як наслідок, кавітація, що є руйнівною силою гомогенізації за кавітаційною теорією і за теорією Фіалкової. Разом з тим збільшується і градієнт швидкості, що є причиною руйнування за Ребіндером і Віттігом. Це ще раз підтверджує, що фактори процесу гомогенізації та відсутність візуальних даних про нього можуть призвести до суттєвих розбіжностей та помилок у поясненні його механізмів та руйнівних сил.

Таким чином, за останні 60 років накопичений величезний експериментальний матеріал досліджень гомогенізації в клапанних машинах, але безпосередньо спостерігати руйнування жирових кульок поки що не вдавалось. Проривом у цьому напрямі стали дослідження доктора Фредеріка Іннінгса в університеті Лунда (Швеція). В гомогенізуючій голівці було створено сапфірове вікно з пульсуючими лазерами вздовж просвіту, що дало змогу спостерігати послідовність процесу розщеплювання жирових кульок і фотографувати його швидкісними камерами. В результаті отримано висновок, що жирові краплі деформуються під дією прискорення при вході в щілину і проходять по ній в такому деформованому стані у витягнутій формі. Розділення відбувається тільки під дією турбулентних потоків, коли кульки виходять назовні. Саме градієнт швидкості – феномен відмінності швидкості руху різних частин розтягнутої краплі – забезпечує її руйнування.

Гіпотеза подрібнення жирової краплі здуванням з її поверхні мікрочасток була висунута Орешіною М.М. [29, 30] і потім розвинута Паляничкою Н.А. [31]. Жирова кулька розглядається подібно краплі рідини, що подрібнюється у швидкісному повітряному потоці. Механізм дроблення базується на розпаді краплі в залежності від різниці швидкостей жирової кульки та оточуючої її плазми (швидкості ковзання), що визначає критерій Вебера (рис. 4.1.10).

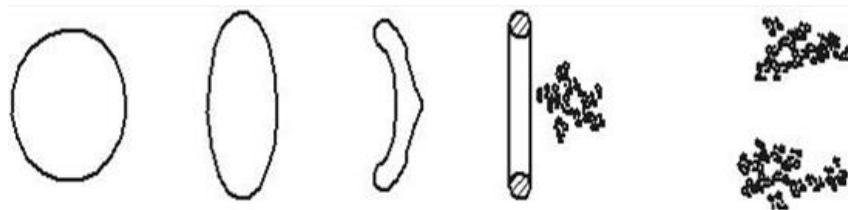


Рис. 4.1.10 – Схема гомогенізації за проф. М.М. Орешіною.

Математична модель дроблення жирових часток гідравлічними збуреннями базується на гіпотезі, що дисперсійне середовище захоплює в рух жирову частку і з урахуванням цього формується відносний рух середовища і частки. Виділена істотна роль прискорення жирової кульки.

Рух поршня–ударника вниз або вверх спричиняє рух дисперсійної фази зі

швидкістю  $v_{пл}$ , яка обтікає жирову кульку, що рухається в протилежному напрямку за рахунок сили інерції  $F_i$  (рис. 4.1.11).

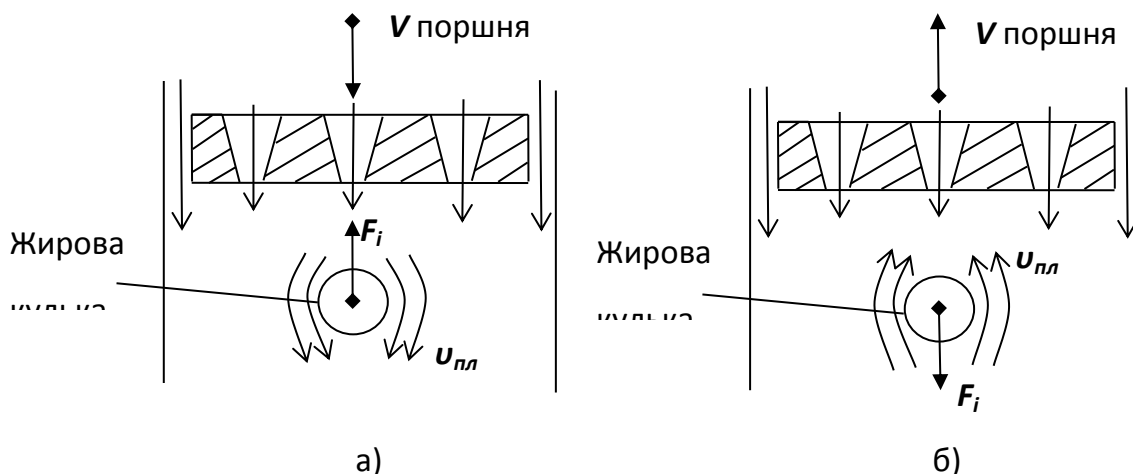


Рис. 4.1.11 – Схема виникнення сил інерції при імпульсній гомогенізації при русі поршня–ударника: а) вниз; б) вверх.

Досліди з деформації та руйнування крапель рідини при обтіканні потоком повітря, дозволили отримати фотографії руйнування та виділити декілька характеристик розпаду крапель в залежності від критерію Вебера. Орешиній М.М. вдалося отримати фотографії руйнування краплі олії в потоці води імпульсними впливами, що моделює характеристики жирової кульки в потоці плазми. За твердженнями автора, розміри жирових кульок молока після обробки в розробленому імпульсному гомогенізаторі менші, ніж при обробці в клапанних гомогенізаторах і, в середньому, становлять 0,5 мкм.

Жирова кулька має складну будову: жирові кульки молока вкриті тонкою білково–ліпідною оболонкою, під якою розташований шар тугоплавких жирів. Така пружна та водночас еластична оболонка створює додаткові труднощі дробленню жирової кульки. Крім того, після її руйнування на поверхні нових більш дрібних жирових кульок знову утворюються оболонки, які перешкоджають процесу їх агломерації, що також потребує часу. Якщо нехтувати складною внутрішньою структурою жирової кульки, то погляд на процес її дроблення буде надто спрощеним та не буде відповідати дійсності. З огляду на це крапля олії в досліді М.Н. Орешіної не може вважатися адекватною моделлю жирової кульки молока.

Мала різниця між густиною плазми та жирової кульки створює значну залученість руху сусідніх шарів молока. Тому безпосереднє перенесення механізмів подрібнення рідини в потоці повітря, де різниця густини

відрізняється майже на 3 порядки, на подрібнення жирової кульки в плазмі молока викликає сумніви. Незважаючи на це, високий ступінь диспергування жирової фази молока в імпульсному гомогенізаторі дозволяє зробити висновки, що механізм диспергування за рахунок швидкості ковзання жирової кульки є перспективним для подальших досліджень.

Для створення максимальної швидкості ковзання жирової кульки запропонована теорія гомогенізації при зіткненні струменів молока [33]. В зоні зіткнення струменів жирова кулька, за рахунок сил інерції, рухається прямолінійно зі швидкістю  $v_1$  (рис. 4.1.12), в той час як швидкість оточуючої плазми  $v_2$  змінює напрямку руху спочатку на  $90^\circ$ , а потім і на  $180^\circ$ . Деякий час жирова кулька рухається у потоці зустрічного струменя, де створюється максимальна швидкість ковзання жирової кульки, що призводить до її руйнування у відповідності з критерієм Вебера, модифікованим для випадку протитечійно–струминної гомогенізації.

При обробці в протитечійно–струминному гомогенізаторі розміри жирових кульок порівняні або менші за їх розміри при клапанній гомогенізації, однак візуальне спостереження процесу диспергування не було отримано.

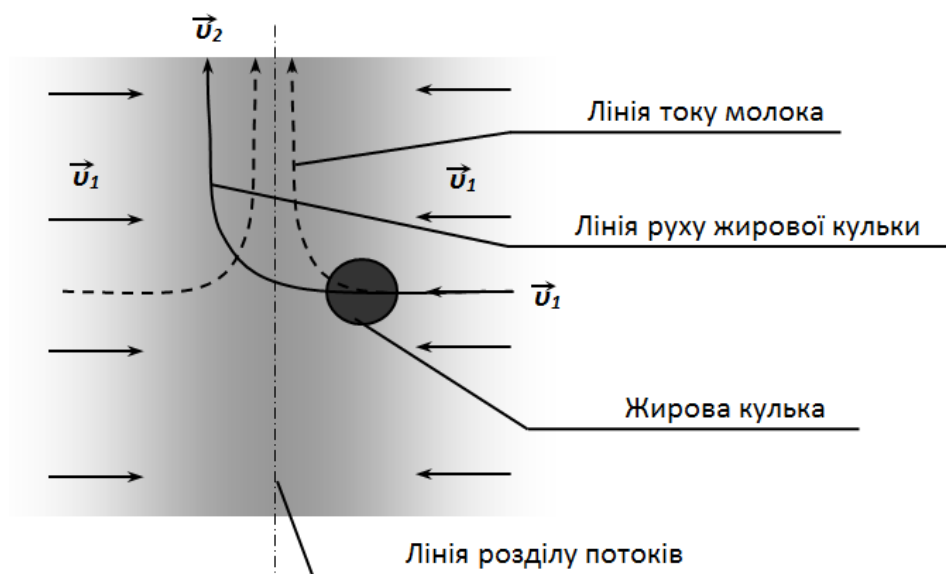


Рис. 4.1.12 – Схема гомогенізації в зоні зіткнення струменів протитечійно–струминного гомогенізатора.

У результаті проведеного аналізу зрозуміло, що значна кількість гіпотез гомогенізації спричинена труднощами отримання візуальних даних руйнування жирових кульок. Останні дослідження процесу диспергування жирової фази в клапанних гомогенізаторах свідчать про сильне розтягування жирових кульок в клапанній щілині перед руйнуванням та підтверджують справедливність



турбулентної в'язкісної теорії, за якою руйнування відбувається в результаті дестабілізації Кельвіна–Гельмгольца та Рэлея–Тейлора. Такі механізми руйнування крапель викликаються швидкістю та прискоренням потоку емульсії. Кавітація інтенсифікує процес клапанної гомогенізації, але її вплив другорядний.

Високий ступінь дисперсності жирової фази молока досягається при використанні пристроїв, побудованих на гіпотезах здування поверхні мікрочасток та різниці швидкості в зоні зіткнення струменів. Спільність між цими гіпотезами в створенні умов для виникнення максимальної різниці швидкості між фазами молока.

Гіпотези гомогенізації скипанням мікрооб'ємів емульсії у вакуумі та субкавітаційної гомогенізації принципово відрізняються від інших. Перша з них не отримала візуального підтвердження для клапанного гомогенізатора, а друга – застосовна лише для вакуумних гомогенізаторів, ступінь диспергування в яких не досягає рівня клапанних машин.

Незважаючи на суттєві відмінності розглянутих вище гіпотез, спільними для них є створення гідродинамічних умов в зоні руйнування, які сприяють підвищенню відносної швидкості жирової кульки. Для градієнтних теорій це відбувається при відносній швидкості шарів емульсії, для турбулентного руйнування – при утворенні мікровихорів, для кавітаційної – пульсацій тиску і швидкості в зоні схлопування кавітаційних пухирців, здування мікрочасток – руху емульсії з високим прискоренням і просковзування жирової кульки відносно плазми за рахунок сил інерції, для зіткнення струменів – інерціальних сил при різкій зміні руху плазми навколо жирової кульки, для субкавітаційного руйнування – чергування зон з низьким тиском і високим градієнтом швидкості.

#### **4.1.4. Класифікація й аналіз конструкцій гомогенізаторів молочної промисловості**

Для проведення процесів диспергування та отримання емульсій використовують десятки апаратів, які конструктивно значно відрізняються один від одного. Спроби класифікувати гомогенізатори, що використовуються для обробки молока, наведені у роботах [28, 33, 34], в основу яких покладено як конструктивні ознаки, так і принцип дії сукупно з гідродинамічними умовами в зоні подрібнення та механізмом руйнування жирових часток. Поєднання одразу

декількох ознак для класифікації призводить до невизначеності, яку посилює той факт, що для багатьох типів гомогенізаторів немає впевненості ні у виді переважного механізму диспергування, ні в гідродинамічних умовах у зоні подрібнення. Класифікація за найбільш визначеними – конструктивними ознаками дозволяє уникнути вищезгаданих протиріч (рис. 4.1.13) [34].

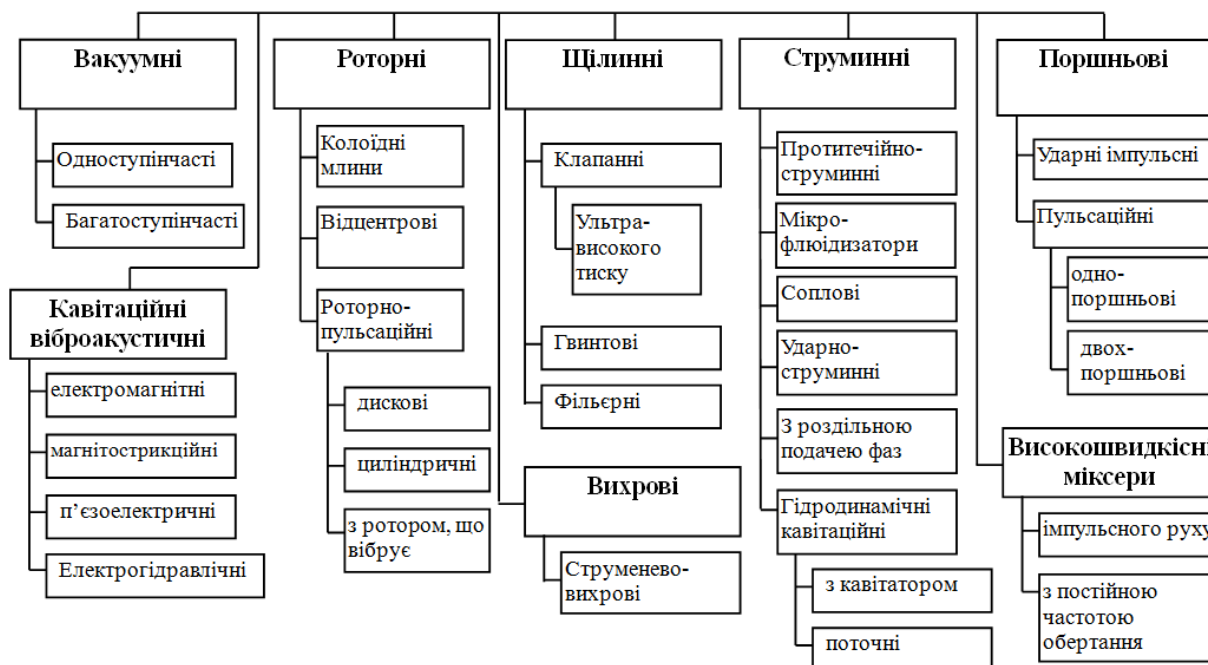


Рис. 4.1.13 – Класифікація конструкцій апаратів для гомогенізації молока за конструктивними ознаками.

**Щілинні клапанні гомогенізатори.** Найбільш поширені на виробництві гомогенізатори клапанного типу, в яких суміш, що обробляється під високим тиском (від 8 до 25 МПа), проходить через вузьку кільцеву щілину (0,1–0,5 мм), утворену клапаном і клапанним сідлом (рис. 4.1.14).

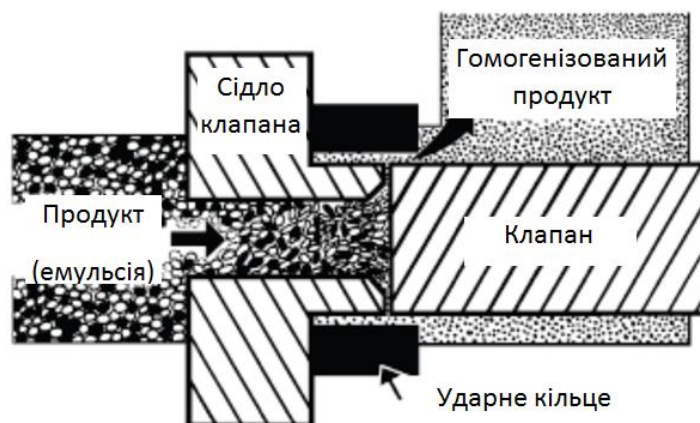


Рис. 4.1.14 – Принцип обробки в клапанній голівці гомогенізатора високого тиску.

Виготовленням гомогенізаторів клапанного типу займаються багато підприємств. За кордоном найбільш відомі з них це Rannie (Данія), Alfa-Laval (Швеція), Manton – Gaulin, "Cherry-Burrell" (США), "APV" (Великобританія) "Bran&Luebbe" (Німеччина). В Україні Одеським механічним заводом "ОДМЕЗ" випускаються гомогенізатори К5-ОГ2А-250, К5-ОГ2А-500, К5-ОГ2А-1,25, А1-ОГ2М-2,5, А1-ОГ2М та К5-ОГА-10 (таблиця 4.1.8). Крім того, випускаються гомогенізатори серій П8-ГМ, ОГЗМ, ОГВ, МИ-ОГМ, АГ, А1-ОГ2-С. Показники закордонних клапанних гомогенізаторів несуттєво відрізняються від приведених вище.

Таблиця 4.1.8 – Порівняльні показники технічних характеристик гомогенізаторів

Марка гомогенізатора	К5-ОГ2А-250	К5-ОГ2А-500	К5-ОГ2А-1,25	А1-ОГ2М-2,5	А1-ОГ2М	К5-ОГА-10
Продуктивність, л/год	250	500	1250	2500	5000	10000
Тиск гомогенізації, МПа	12,5	18	20	20	20	17
Установлена потужність двигуна, кВт, не більше	4,0	5,5	11,0	18,5	37,0	55,0
Габаритні розміри, мм						
довжина	970	970	970	1475	1475	1475
ширина	650	650	860	1120	1120	1270
висота	1100	1100	1400	1640	1640	1650
Маса, кг, не більше	400	420	760	1350	1400	1800
Питома енергоємність, кВт·год/т	16,0	11,0	8,8	7,4	7,4	5,5

Головні переваги клапанних гомогенізаторів, за рахунок яких вони отримали найвищу промислову освоєність в світі:

- при обробці продуктів можна отримати високодисперсні емульсії з середнім діаметром дисперсної фази 0,75 – 0,8 мкм;
- нечутливість до облітерації робочих поверхонь клапана та сідла внаслідок "плаваючої" конструкції клапана;
- універсальність, тобто можливість обробляти молоко та вершки різної

жирності, а також інші продукти з широким діапазоном в'язкості;

– переважна більшість технологічних схем і інструкцій виробництва продукції містить рекомендації (режими гомогенізації), розроблені саме для клапанних гомогенізаторів.

Недоліки клапанних гомогенізаторів суттєві:

– висока вартість (більше 120 тис. дол при продуктивності 20 т/год)

– найвищі, серед промислово освоєних типів машин, енерговитрати: 7,4–9 кВт·год/т, завдяки чому витрати на електроенергію за рік експлуатації сягають половину вартості нової машини;

– високі масо–габаритні показники (більше 3 т при продуктивності 10 т/год);

– швидке зношення ущільнень і клапанів (в т.ч. кавітаційне), завдяки чому вартість обслуговування і заміни зношуваних частин сягає 16 тис. євро/рік при обробці молока (в разі гомогенізації томат–паст і т.п. абразивних продуктів сума значно зростає);

– складність конструкції завдяки використанню плунжерного насосу високого тиску та високий рівень шуму.

Незважаючи на численні вдосконалення клапанних гомогенізаторів, коефіцієнт корисної дії, а отже і енергоефективність процесу гомогенізації, залишається дуже низьким – 0,18%. При цьому механічний к.к.д. досить високий (70–85%), що свідчить про недосконалість механізму гомогенізації в клапанних машинах.

Клапанні гомогенізатори мають найбільшу історію та характеризуються найбільшою вивченістю серед усіх інших типів диспергаторів, тому достовірне знання механізму руйнування жирових кульок молока у цьому типі гомогенізатора є ключовим для визначення шляхів підвищення ефективності гомогенізації взагалі. Тому розглянемо процес диспергування у такому гомогенізаторі докладніше.

Неможливість спостереження за процесом диспергування молочного жиру призвело до появи десятків гіпотез про можливі механізми гомогенізації у клапанних гомогенізаторах. Практично кожен з описаних у підрозділі 1.1 гіпотез в певний період часу вважали основною і переважною для клапанної головки гомогенізатора. Але візуальні експериментальні дані процесу руйнування жирових кульок, показали, що в клапанній щілині вони сильно розтягуються, проходять клапанну щілину та розпадаються на дрібні краплі на виході з робочої щілини. Отримані результати дозволяють зробити такі

ВИСНОВКИ:

– візуально (розтягування у циліндри, з відношенням довжини до діаметра більше  $\pi$ ) процес співпадає з гіпотезами градієнтних гіпотез гомогенізації;

– гіпотези руйнування за рахунок відцентрових сил (інша форма деформації жирової кульки), кавітації, субкавітації (які виникають лише у вузьких кільцевих ділянках клапанної щілини) та здування з поверхні мікрочасток (згідно з якими передбачається деформація у вигляді "парашут" чи "зонт") не відповідають дійсності;

– розпад сильно витягнутих жирових крапель на виході з клапанної щілини відбувається за рахунок турбулентних пульсацій, але кавітація підвищує ефективність цього процесу, адже в цій частині клапанної головки знаходиться зона інтенсивної кавітації;

– сильне витягування жирових кульок (утворення довгих циліндрів) перед руйнуванням узгоджується з даними Ю.Ф. Дітякіна та М.С. Волинського для диспергування високов'язких емульсій в дослідях по руйнуванню крапель і теорією турбулентної в'язкісного диспергування Колмогорова–Хінце.

Останній висновок пов'язує процес диспергування жирової кульки молока з добре вивченим процесом руйнування рідкої краплі, визначальними для якого є критерії Вебера і час індукції. В основі критерія Вебера лежить визначення різниці швидкості жирової кульки відносно оточуючого шару (молочної плазми). Таку швидкість називають швидкістю ковзання жирової кульки. Час індукції процесу диспергування краплі, а також час її повного руйнування, залежить від критерія Лапласа, а отже сили поверхневого натягу краплі, розміру краплі і швидкості руху емульсії. Саме ці чинники є визначальними у дослідженнях клапанної гомогенізації. З них сталими є розмір жирової кульки до гомогенізації та її поверхневий натяг, а змінними: швидкість ковзання, яка головним чином залежить від темпів зміни швидкості емульсії (або градієнта швидкості, або прискорення емульсії) в клапанній щілині та час індукції (впливу сил диспергування).

Таким чином, для підвищення ступеня диспергування в клапанному гомогенізаторі необхідно:

1) збільшувати градієнт (прискорення) швидкості, для чого підвищувати тиск гомогенізації та (або) зменшувати довжину (висоту) клапанної щілини;

2) збільшувати час знаходження жирової кульки в клапанній щілині, тобто зменшувати швидкість потоку та (або) збільшувати довжину клапанної

щілини.

Як бачимо ці шляхи підвищення ступеня гомогенізації в клапанній голівці знаходяться у протиріччі. Можливо в цьому і є основний недолік такого типу гомогенізатора. Незважаючи на більш ніж сторічну історію існування, величезну кількість досліджень і вдосконалень – спроб знизити його енерговитрати без погіршення якості диспергування, вони фактично не увінчалися успіхом. Сучасні вітчизняні (Одеський механічний завод) та закордонні клапанні гомогенізатори (Alfa-Laval, "APV", "Bran&Luebbe", Manton – Gaulin, "Cherry-Burrell", Rannie і ін.) мають близькі технічні характеристики і розрізняються в основному лише ступенем автоматизації та технічною досконалістю їх механічної частини.

**Гомогенізатори ультрависокого тиску.** Будову аналогічну до клапанних мають промислові та лабораторні клапанні гомогенізатори, що працюють при ультрависокому тиску (УВТ) – від 10 до 300 (1000) МПа [1, 10]. Головні відмінності процесу гомогенізації УВТ:

- дисперсність жирових кульок сягає 0,1 мкм і менше;
- в клапанній голівці відбувається підвищення температури до 95°C, завдяки чому одночасно з гомогенізацією здійснюється знезаражування молока від патогенної мікрофлори [5].

**Фільтрні гомогенізатори.** У таких апаратах продукт продавлюється через паралельно розташовані отвори з постійним або змінної величини перерізом. Такими апаратами є фільтрний апарат СВА-3 та агрегат МДХ401 (Унитех&Флант-М, Росія – Болгарія). В цих апаратах відбувається багатоступінчаста обробка, чим досягається зниження необхідного тиску в порівнянні з клапанними гомогенізаторами. При роботі таких апаратів ефективність гомогенізації невисока і становить близько 17%, а при обробці протягом 20 хвилин – 20% [6].

**Гвинтові гомогенізатори.** По типу фільтрних працюють гвинтові апарати, в яких гвинт та корпус утворюють послідовно розташовані зазори (агрегат АЛМ від П'єр Герен) [21]. Продукт проходить крізь тонкий гвинтовий канал, що значно підвищує час обробки. Продукт проходить по різьбовій поверхні з зазорами, що регулюються. При проходженні продукту між виступами різьбової поверхні і стінкою, продукт гомогенізується подібно тому, як це відбувається у клапанних гомогенізаторах. Одночасно з диспергуванням частка продукту, що знаходиться між різьбовими виступами, зміщується на невеликий кут, тому в таких агрегатах досягається краще перемішування

(розподілення дисперсної фази) продукту. Ефективність гомогенізації гвинтових гомогенізаторів складає 48%

**Роторно–пульсаційні апарати.** Типова конструкція радіального роторно–пульсаційного апарата (РПА) представлена на рис. 4.1.15 [14]. Робочими елементами таких апаратів є коаксіально розташовані циліндри ротора і статора, на бічній поверхні яких є канали для проходу середовища, що обробляється. Частину РПА, що включає отвори ротора та статора, називають модулятором. Принцип роботи РПА полягає в наступному. Емульсія, що обробляється вводиться в апарат через центральний патрубок. Проходячи через робочі органи, рідина піддається значним знакозмінним навантаженням, внаслідок чого в ній виникають істотні зсувні напруги. Крім того, на суміш, що обробляється при роботі РПА діють високочастотні пульсації та явища кавітації.

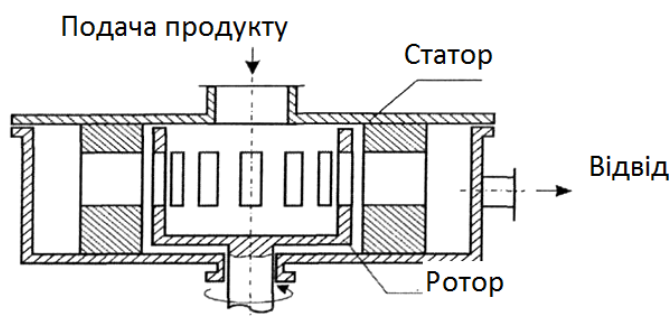


Рис. 4.1.15 – Конструкція радіального РПА.

При обертанні ротора його канали періодично перекриваються або співпадають з каналами статора. У першому випадку в порожнині ротора тиск зростає, а в другому – за короткий проміжок часу скидається. В результаті цього через канал статора поширюється імпульс надмірного тиску, услід за яким виникає короткочасний імпульс зниженого ("негативного") тиску, оскільки поєднання каналів ротора і статора завершилося і подача рідини в канал статора відбувається тільки за рахунок транзитної течії з радіального проміжку між ними. Об'єм рідини, що увійшов до каналу статора, прагне до виходу з нього і інерційні сили створюють розтягуючу напругу в рідині, що викликає кавітацію. Бульбашки кавітацій ростуть при дії імпульсу зниженого тиску і згортаються або пульсують при збільшенні тиску в каналі статора. Частина бульбашок кавітацій виноситься в робочу камеру.

Оскільки швидкість потоку рідини в каналі статора велика і є також змінною величиною, потік є турбулентним. Робочі поверхні ротора і статора впливають на рідке гетерогенне середовище за рахунок високих зрізуючих і

зсувних зусиль, що виникають в радіальному проміжку, і турбулентних вихорів.

Роторні апарати відносяться до апаратів з періодичними перехідними гідромеханічними процесами зі збудженням гідродинамічної і акустичної імпульсної кавітації і великими градієнтами швидкостей та значними пульсаціями. Перехідні нестабілізовані процеси визначаються тим, що період модуляції площі прохідного перерізу менше часу встановлення основних гідродинамічних параметрів: швидкості і тиску.

Роторні апарати пристосовані для автономної роботи із зовнішнім джерелом тиску або без нього. В першому випадку крізь РПА подають продукт, що обробляється зовнішнім насосом, що інколи технологічно зручно. В другому випадку тиск створюється під дією відцентрових сил, а для підвищення насосного ефекту всередині ротора встановлюють лопатки (подібно до відцентрових насосів) або преднасос шнекового типу.

За способом обробки та руху емульсії РПА діляться на два основні типи: радіальні й осьові. Радіальний апарат розглянутий вище (рис. 4.1.15), а в осьових апаратах початкові компоненти переміщуються в осьовому напрямі. Тут обробка середовища відбувається в вузькому проміжку між плоскими дисками статорів і роторів з радіальними прорізами. Ефективність таких апаратів нижча, ніж радіальних. РПА радіального типу забезпечують більш рівномірну обробку середовища та є простішими у виготовленні й експлуатації.

Спектр конструкцій РПА, їх технологічних характеристик і структура нестационарних потоків продуктів, що обробляються приведені в роботах. Особливістю нестационарних потоків в РПА є різноманіття їх форм (кавітаційні, безкавітаційні, резонансні, нерезонансні, коливальні і інші), а при проектуванні для максимізації кавітації додаються численні способи її збудження (акустичне, гідродинамічне, змішане, імпульсне, резонансне, високочастотне, низькочастотне та ін.).

РПА дозволяють інтенсифікувати технологічні процеси за рахунок проведення їх в нестационарних умовах, використання енергії звукових коливань і вторинних акустичних ефектів, за рахунок здійснення дискретного введення енергії в оброблюване середовище. До апаратів, які якнайповніше відповідають усім вищепереліченим вимогам, відносяться роторні апарати, що мають різні назви:

- роторний апарат з модуляцією потоку (РАМП);
- роторно–пульсаційний апарат (РПА);



- пульсаційний апарат роторного типу (ПАРТ);
- гідродинамічний апарат роторного типу (ГАРТ);
- рідинні, гідроакустичні сирени, «ультратурракс»; гідромеханічний диспергатор.

Ці апарати відрізняються простотою конструкції, високою надійністю і ефективністю. Принципові конструктивні схеми у них однакові, проте по механізму дії на емульсію, що обробляється ці апарати істотно відрізняються, що пов'язано з величиною радіального зазору між ротором і статором. У роторних апаратах типу РАМП, ПАРТ, гідромеханічних диспергаторів зазор прагнуть виконати мінімальним – не більше 0,1 мм, а в РПА вказаний проміжок більше 0,2 мм і може досягати декількох міліметрів. Інтенсифікації процесів диспергування в роторних апаратах сприяють в першу чергу інтенсивна імпульсна акустична кавітація, висока турбулентність і високий градієнт швидкості в робочих об'ємах.

Більшість РПА конструюється для створення розвиненої кавітації. Роторні апарати відрізняє простота в їх виготовленні. Їх енергетична ефективність обумовлена тим, що рідке середовище являється одночасно і джерелом, і об'єктом коливань і, таким чином, механічна енергія плинного середовища, що обробляється безпосередньо перетворюється на корисну – необхідну для диспергування. Імпульсна концентрація енергії на коротких проміжках часу обумовлює їх високу інтенсивність. Час і кратність впливу на емульсію можливо регулювати подачею продукта в РПА.

При дослідженні дисперсності емульсій, оброблених у РПА, встановлено, що в цілому середній діаметр частинок дисперсної фази не перевищує 1 мкм, але дисперсний склад відрізняється нерівномірністю і містить підвищену кількість неподрібнених жирових часток [35].

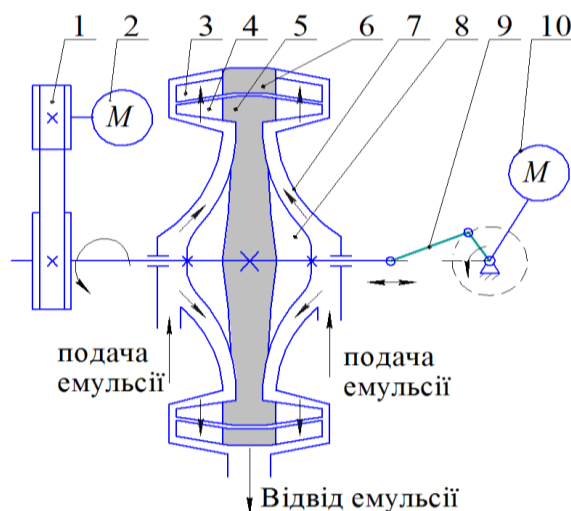
Для опису механізму диспергування емульсій в РПА застосовують три основні гіпотези: кавітаційну, турбулентну та градієнту. В зазорі між ротором і статором створюється високий градієнт швидкості ( $6,8 \cdot 10^6 \text{ c}^{-1}$ ), який можна порівняти лише з градієнтом швидкості в робочому зазорі клапанного гомогенізатора ( $8,4 \cdot 10^6 \text{ c}^{-1}$ ). При цьому високі значення градієнта швидкості майже рівномірно охоплюють весь об'єм робочого зазору, на відміну від клапанного гомогенізатора. Крім того, у РПА у порівнянні з клапанним гомогенізатором підвищується час дії руйнуючих факторів. Але ці переваги РПА не дозволили отримати ступінь диспергування, порівняний з клапанним гомогенізатором. Тому гіпотеза градієнтного руйнування не знайшла

експериментального підтвердження.

У 80–х роках переважною гіпотезою гомогенізації в РПА було турбулентне диспергування. Але авторам не вдалося знайти експериментального підтвердження цієї теорії даними візуального спостереження. У останні часи більшість дослідників РПА застосовують гіпотезу кавітаційного руйнування як базову.

**Пульсаційні апарати з ротором, що вібрує.** Різновидом роторно–пульсаційних апаратів є конструкція з ротором, що здійснює осьові коливання (вібрації) в процесі роботи – пульсаційний апарат з ротором, що вібрує (ПА з ВР). При накладанні додаткових коливань за рахунок вібруючого ротора розподілення енергії стає рівномірним і внаслідок узгодження коливань ротора з перекриттям отворів, створюється резонанс пульсацій, що додатково підвищує ефективність процесу в порівнянні з класичним РПА. Це призводить до підвищення рівномірності дисперсного складу молока після гомогенізації та зниження енерговитрат процесу. Але досліджень роботи такого апарата практично не проводилось.

Роторно–пульсаційні апарати радіального типу з циліндричним ротором і радіальними пазами використовують частіше завдяки більш високій ефективності та створенню насосного ефекту.



1 – пасова передача; 2 – електродвигун приводу обертання ротора, 3 – отвори статора; 4 – отвори ротора; 5 – ротор; 6 – статор; 7 – гомогенізуючий вузол; 8 – лопатки; 9 – кривошипний механізм приводу вібрації ротора; 10 – електродвигун приводу вібрації ротора.

Рис. 4.1.16 – Схема експериментальної установки ПА з ВР.

Схема та конструкція ПА з ВР (рис. 4.1.16, 4.1.17) складається з гомогенізуючого вузла 7 привода вібрації ротора (що включає кривошипний механізм 9 і електродвигун 10) і привода обертання ротора (що включає електродвигун 2 і клинопасову передачу 1 [15]. Гомогенізуючий вузол ПА з ВР має лопатки 8 для підвищення насосного ефекту, що дозволяє працювати без додаткових насосів.

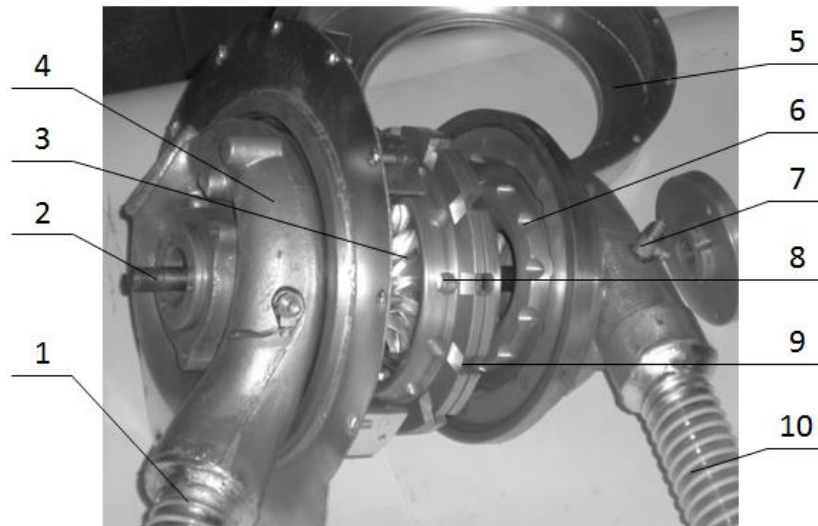


1 – гомогенізуючий вузол; 2 – електродвигун приво­ду вібрації ротора; 3 – кривошипний механізм; 4 – клинопасова передача; 5 – електродвигун обертання ротора.

Рис. 4.1.17 – Експериментальна установка ПА з ВР.

Приклад конструкції гомогенізуючого вузла ПА з ВР наведений на рис. 4.1.18.

Гомогенізуючий вузол ПА з ВР має лопатки 3 для підвищення насосного ефекту та розгонні пази, що дозволяє такому РПА працювати без додаткових насосів. В порожнині створюється надлишковий тиск рідини, під дією якого продукт відводиться з апарата через патрубок 1. Радіальні отвори ротора 8 та статора 6 створюють необхідну пульсацію рідини, формуючи модулятор ПА. В пазах 9 здійснюється зіткнення цих потоків емульсії, що додатково підвищує ефективність емульгування продукту. Перепускний вентиль 7 необхідний для заповнення продуктом робочого простору гомогенізуючого вузла при його пуску.



1 – патрубок відведення продукту; 2 – вісь ротора; 3 – лопатки; 4 – корпус; 5 – кришка; 6 – статор; 7 – перепускний вентиль; 8 – отвори ротора; 9 – розгонні пази ротора; 10 – патрубок подачі продукту.

Рис. 4.1.18 – Гомогенізуючий вузол ПА з ВР.

**Відцентрові гомогенізатори.** У відцентрових гомогенізаторах під дією обертання ротора рідина під тиском проходить через сопла або щілинні отвори та вдаряється о спеціальні відбивачі. Руйнування жирових кульок відбувається за рахунок кавітації в кавітаційних кавернах, які утворюються за відбивачами.

Відцентрові апарати простіше клапанних, вони менш металоємні, в них немає швидкозношуваних плунжерних пар. Основний їх недолік – низький ступінь гомогенізації молока (середній розмір жирових кульок – більше 2 мкм) і значне спінювання продукту в ході його обробки. Такі пристрої частіше використовуються як змішувачі, а не як гомогенізатори.

**Колоїдні млини.** Тонке диспергування можливо здійснити у млинах тонкого подрібнення при проходженні продукту крізь тонкі зазори між робочими органами цих машин. Але для створення емульсії з дисперсністю 1 мкм необхідно створювати розвинуте тертя робочих органів млина, що забруднює емульсію продуктами зносу поверхонь робочих органів та суттєво підвищує необхідну потужність процесу. Тому для гомогенізації молока колоїдні млини не отримали застосування.

**Вакуумні гомогенізатори.** При вакуумній гомогенізації крім диспергування молочного жиру досягаються такі додаткові переваги як: зниження кислотності, підвищення термостійкості, дегазація, дезодорація молока, а також часткове пригнічення мікрофлори. Сутність методу

грунтується на тому, що дво-, трикратне адіабатне раптове скипання молока в камерах призводить до дроблення жирових кульок молока.

В Інституті технічної теплофізики НАН України розроблено два види вакуумних гомогенізаторів ВГ–5 та ВГ–10 (таблиця 4.1.9).

Таблиця 4.1.9 – Технічні характеристики вакуумних гомогенізаторів

Параметри	Марка гомогенізатора	
	ВГ–5	ВГ–10
Продуктивність, т/год	5	10
Робочий тиск, МПа	0,001	0,001
Питома енергоємність, Дж/л	2,4	2,5
Температура молока, °С	80–95	75–110
Маса, кг	800	1000
Габаритні розміри, мм	1900×1100×1700	1860×1500×1700

В розроблених вакуумних гомогенізаторах ВГ–5 широта розподілу жирових кульок за розмірами порівняна з обробкою в клапанних апаратах, однак їх середній розмір істотно більше і складає 1,5–2,5 мкм.

Механізм диспергування молочного жиру в вакуумних гомогенізаторах істотно відрізняється від інших пристроїв відсутністю кавітації. Незважаючи на це при скипанні крапель молока у вакуумній камері жирова кулька потрапляє в умови, які подібні до гідродинамічних умов в зоні високих локальних тисків навколо бульбашки, яка схлопується. Тобто на жирову кульку діють інтенсивні локальні тиски, що спричиняють мікрозавихрення, які, згідно з турбулентною теорією руйнування, є причиною руйнування жирових кульок молока.

**Кавітаційні пристрої для диспергування.** Принцип дії кавітаційних диспергаторів базується на використанні коливань від вібраційних (десятки і сотні Гц) до акустичного ультразвукового діапазону ( $>10^3$  Гц) для руйнування крапель дисперсної фази [3]. Для створення коливань використовуються гідромеханічні та гідродинамічні генератори.

За принципом дії та конструктивно кавітаційні пристрої розділяють на 4 типи:

– гідродинамічні (кавітація генерується гідродинамічним шляхом внаслідок вибору форми робочої камери, або розміщенням в останній кавітуючих елементів – кавітаторів);

– гідроакустичні (з резонатором і без резонатора) – в яких кавітація виникає внаслідок пульсацій тиску від коливань акустичного випромінювача в ультразвуковому спектрі частот;

– вібраційні, в яких кавітація виникає внаслідок змінного тиску за рахунок коливань, викликаних зовнішнім збудниками, такими як п'єзоелектричні, магнітострикційні та електродинамічні;

– розрядно-імпульсні, в яких використовується високовольтний розряд в рідині (електрогідравлічний ефект), внаслідок електропробою якої в зоні оточення каналу розряду виникають високі імпульсні тиски, ударні хвилі та акустична кавітація.

Інтенсифікуюча дія гідродинамічної кавітації зумовлена виникненням низки ефектів, а саме: пульсацій тиску ( $10^2$ – $10^3$  МПа) і хвиль розрідження–стиснення під час пульсації парогазових кавітаційних бульбашок; кумулятивних мікроструминок високого енергетичного потенціалу, які руйнують межі розділу фаз; фазових переходів на поверхні бульбашок; пульсацій температури (понад  $10^3$  К) внаслідок колапсу кавітаційних бульбашок.

Кавітаційні апарати значно менш енергоємні, ніж клапанні, компактні і зручні в обслуговуванні, при цьому одночасно з диспергуванням і емульгуванням спостерігається руйнування мікрофлори та клітин мікроорганізмів. Акустичне емульгування дозволяє отримувати дисперсність емульсій починаючи з розміру 1,2–1,8 мкм, що істотно більше за дисперсність після обробки в клапанних гомогенізаторах.

**Електрогідравлічні гомогенізатори.** За рахунок надвисоких імпульсів тиску у продукті, що обробляється, створюються ударні хвилі, які призводять до ефекту електрогідравлічного удару [28]. Це створює високі локальні градієнти тиску і швидкості та кавітацію, що призводить до диспергування жирових часток до розмірів менше 1 мкм. Але для рівномірності обробки емульсії необхідно значно підвищувати кратність обробки, що знижує енергоефективність пристрою та погіршує дисперсний склад емульсії, внаслідок одночасної коалесценції жирових крапель. При тривалій дії електрогідравлічного впливу змінюється смак продукту.

**Струминні гомогенізатори.** В струминних апаратах для диспергування жирової фази молока гомогенізація відбувається за рахунок дії струменя (як вільного, так і затопленого) або потоку продукту [27].

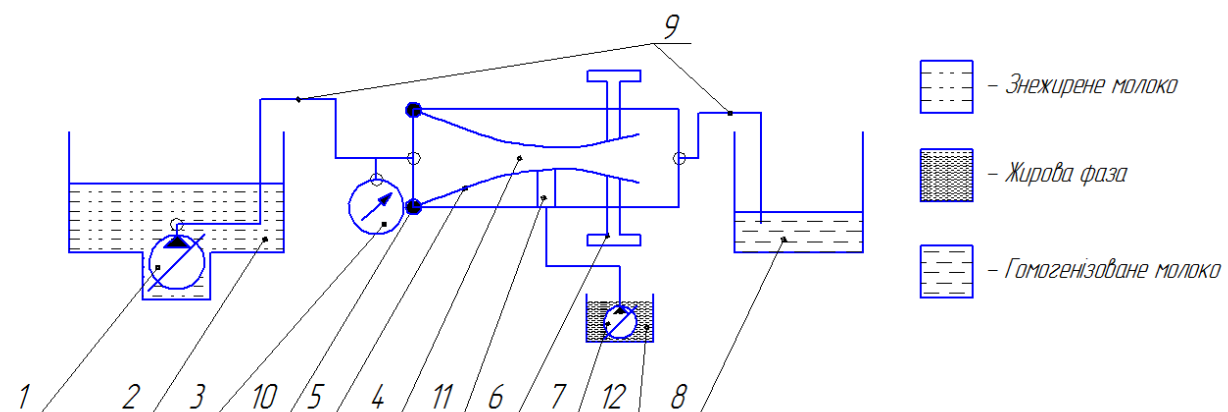
Струминний гомогенізатор представляє собою форсунку або сопло,

струмінь яких:

- відбивається близько розташованим відбивачем (ударні);
- занурюється у дисперсійну рідину даної емульсії (роздільна гомогенізація);
- стикається з іншим струменем (протитечійно–струминні);
- виходить у камеру більшого розміру, за рахунок чого створюються кавітаційні каверни;
- створює гідроакустичну та гідродинамічну кавітацію як за рахунок кавітатора, резонатора, так і за рахунок чергування зон високого та низького тиску (кавітаційні).

Схема струминного гомогенізатора з роздільною подачею жирової фази (СГРЖФ) представлена на рис. 4.1.19 [17].

З ємності 2 знежирене молоко через насос 1 по трубопроводах надходить до камери гомогенізації 4. З ємності для вершків 12, насосом 7 через канал 11 жирова фаза подається до центральної зони камери гомогенізації у потік знежиреного молока, де відбувається процес диспергування.



1 – насос роторного типу; 2 – ємність для знежиреного молока; 3 – манометр; 4 – камера гомогенізації; 5 – направляючі; 6 – регулювальні тяги; 7 – насос подачі жирової фази; 8 – ємність для приймання готового продукту; 9 – трубопроводи; 10 – шарніри; 11 – канал подачі вершків; 12 – ємність для вершків.

Рис. 4.1.19 – Схема СГРЖФ.

Для підвищення потоку знежиреного молока в камері гомогенізації встановлені направляючі потоку 5, виготовлені з нержавіючої сталі, які закріплені шарнірами 10 та мають регулювальні тяги для можливості

регулювання відстані між направляючими. Корпус камери гомогенізації виготовлено з органічного скла для можливості спостереження за процесом. Манометр 3 необхідний для контролю значень тиску рідини. У ємності 2 передбачено отвір для зливу залишків продукту. Готовий продукт зливається в ємність 8.

До подачі в СГРЖФ молоко розділяється на знежирене молоко і вершки. Знежирене молоко подається під тиском з певною швидкістю, яка збільшується у центральній зоні пристрою за рахунок звуження потоку, величину якого можливо регулювати тягами. У місці найбільшого звуження подаються вершки по тонкому каналу, діаметр якого складає  $d_g=0,6-0,8$  мм. Канал такого малого діаметра створює мінімальний опір потоку і дозволяє подавати вершки тонким струменем. Змінюючи швидкість потоку у зоні подачі вершків, відстань від торця каналу подачі вершків до краю каналу звуження і подачу вершків можливо досліджувати їх вплив на якість і енерговитрати процесу диспергування молочного жиру.

В центральній частині камери в місці максимального звуження виконані радіальні канали для подавання жирової фази 3.

Таким чином, тонкі струмені вершків подаються у швидкісний потік знежиреного молока, завдяки чому створюються умови для високоефективного диспергування молочного жиру – висока різниця швидкості фаз (швидкість ковзання жирової кульки відносно дисперсійного середовища), яка за критерієм Вебера є основним параметром руйнування жирових кульок молока.

**Сопловий гомогенізатор** марки ОГВ розроблений В.Я. Грановським [26]. Гомогенізуюча головка цього гомогенізатора складається з двох камер, у першій з яких продукту надається обертальний рух, у другій – поступальний при проходженні рідини через сопла. Гомогенізація відбувається при вприскуванні продукту до другої камери і при виході з сопла. Вихровий рух середовища, на думку автора, не відіграє особливої ролі (таблиця 4.1.10).

Основний принцип руйнування жирових кульок – за рахунок кавітації та турбулентності. Тому ефективність гомогенізації дорівнює 80% при тиску 10 МПа, а середній діаметр жирових кульок дорівнює 1,2 мкм, що в 1,5 рази більше, ніж в клапанному гомогенізаторі.

Високі швидкості ковзання досягаються в **протитечійно–струминних гомогенізаторах**, що складаються з двох співвісно розташованих форсунок [27]. Дисперсність жирової фази молока дуже висока (становить 0,7–0,8 мкм) і порівняна з дисперсністю, що досягається в клапанних гомогенізаторах.



Незважаючи на низькі енерговитрати та високу якість обробки, значне спінювання заважає широкому використанню таких апаратів.

Таблиця 4.1.10 – Технічні характеристики соплових гомогенізаторів

Марка	Продуктивність, л/год	Габаритні розміри, мм	Маса, кг	Потужність двигуна, кВт
ОГВ – 250	250	400×400×400	20	1,1
ОГВ – 500	500	800×550×600	150	2,2
ОГВ – 750	750	1000×550×600	150	3,3
ОГВ – 1000	1000	1000×550×600	150	4,4
ОГВ – 1250	1250	1000×550×600	200	5,5
ОГВ – 1500	1500	1000×550×600	200	7,7
ОГВ – 2000	2000	1000×550×600	200	10,0

Струминними гомогенізаторами, які позбавлені вищевказаного недоліку є гомогенізатори з роздільним подаванням жирової фази у потік знежиреного молока, або знежиреного молока у струмінь вершків (Т-гомогенізатори). Такі апарати дозволяють досягти високої різниці швидкості між жировою кулькою та плазмою і за показником ефективності гомогенізації не поступаються клапанним. За рахунок використання роздільної гомогенізації (обробка лише жирової фази) вони мають низькі енерговитрати (менше 2 кВт·год/т). Також вони можуть суміщувати операцію нормалізації молочної суміші за жирністю, але при цьому потребують попереднього розділення молока на вершки та знежирене молоко (сепарацію). Завдяки необхідності використовувати для підвищення ступеня диспергування тонкі канали протитечіно-струминні апарати мають високу схильність до облітерації внутрішніх поверхонь сопел (заростання шаром продукту). Також такий тип гомогенізатора висуває високі вимоги до чистоти вершків для недопущення забивання каналів.

Гідродинамічні та гідроакустичні кавітаційні пристрої представляють собою конструкції, в яких шляхом чергування зон з різною швидкістю або взаємодії струменя (потіку) з кавітатором або резонатором ініціюється кавітація. Перевагами гідродинамічної кавітації (зниження тиску в потоці до значень, що близькі до значень тиску насиченої водяної пари за відповідних умов) порівняно із акустичною є рівномірність просторового оброблення рідиннофазового середовища та висока продуктивність.

**Мікрофлюїдизатори** дозволяють отримати найвищий ступінь диспергування з розмірами дисперсних часток меншими, ніж в клапанному УВТ гомогенізаторі: 10–100 нм та більш вузьким діапазоном розподілу жирових кульок по фракціях [7]. Мікрофлюїдизатор складається з завантажувального резервуара, насосу високого тиску (від 100 до 300 МПа) та робочої камери, де відбувається зіткнення двох (або більше) потоків емульсії з високою швидкістю (більше 400 м/с). Під час проходження потоків через тонкі канали (50–300 мкм) в рідині виникають значні напруги зсуву (градієнт до  $10^7 \text{ с}^{-1}$ ), а під час зіткнення в ударній камері – висока турбулентність, кавітація і високі швидкості обтікання жирових кульок [11].

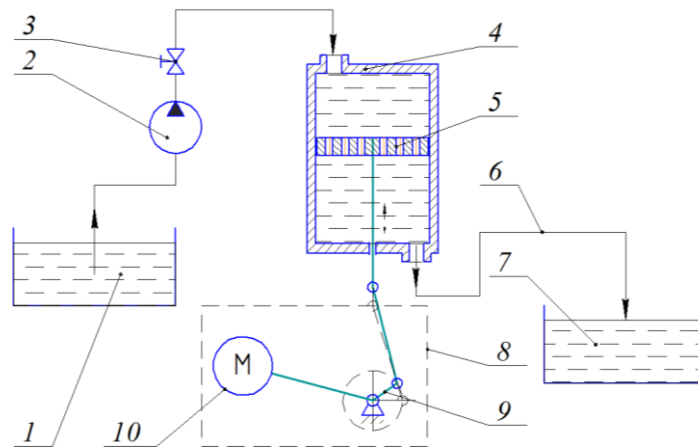
Мікрофлюїдизатори допускають багатократну обробку при необхідності, але мають високі питомі енерговитрати та невисоку продуктивність (5–50 літрів за хвилину).

**Поршньові гомогенізатори.** Існують апарати, де емульсія утворюється завдяки зворотньо–поступальному руху поршня – так звані пульсаційні апарати. Зазвичай вони виконані у вигляді пластин або дисків з отворами, закріплених на вертикальних штангах, які здійснюють зворотньо–поступальні рухи [34]. Рух поршня–ударника вниз або вгору спричиняє рух дисперсійної фази зі швидкістю  $v_{пл}$ , яка обтікає жирову кульку, що рухається в протилежному напрямку за рахунок сили інерції  $F_i$ .

Схема пульсаційного поршньового гомогенізатора представлена на рис. 4.1.20.

Установка складається з ємностей для подачі молока у гомогенізатор 1 і накопичення обробленого молока 7, насоса подачі молока 2, вентиля 3 і робочої циліндричної прозорої камери імпульсного гомогенізатора 4, всередині якого розташований поршень 5 з отворами. Поршень приводиться в коливальні рухи приводом 8, який складається з електродвигуна 10 з електричним регулятором частоти обертання валу та кривошипного механізму 9 з можливістю регулювання радіусу кривошипу.

Установка працює таким чином. В ємність 1 заливали незбиране молоко, підігріте до необхідної температури, звідки насосом 2 подавали його у камеру гомогенізатора 4 через вентиль 3, який служить для регулювання подачі продукту. При коливальних рухах поршня 5 відбувалось диспергування жирової фази молока, після чого оброблений продукт зливався в ємність 7.



1, 7 – технологічні ємності відповідно для подачі та збирання молока; 2 – насос; 3 – вентиль; 4 – робоча камера гомогенізатора; 5 – поршень; 6 – трубопроводи; 8 – привід руху робочого органу; 9 – кривошипний механізм з регулятором амплітуди; 10 – електродвигун з електричним регулятором частоти обертання валу.

Рис. 4.1.20 – Схема установки ППГ.

Існують також пульсаційні апарати, які конструктивно виконані у вигляді зануреної в апарат камери з системою різноманітних сопел. Дисперсність емульсії перевищує цей показник для клапанної гомогенізації завдяки створенню високих швидкостей ковзання жирової кульки.

Пульсаційний гомогенізатор з двома поршнями, з'єднаними пружним елементом, показав високу ефективність. При дисперсності емульсії молока на рівні клапанних гомогенізаторів енерговитрати промислового зразка – менше 2 кВт·год/т.

**Імпульсні гомогенізатори ударної дії.** Диспергування молочної емульсії в імпульсних гомогенізаторах відбувається при збуреннях поршня інтенсивністю 1,5 МПа та частотою 50Гц, створених за допомогою гідравлічних або пневматичних імпульсних приводів [29]. В таких гомогенізаторах можливо отримати емульсію з дисперсністю, яка перевищує показники клапанних гомогенізаторів (0,5 мкм), при енерговитратах менше 4 кВт·год/т, що в 2 рази менші за клапанну. Запропонована гіпотеза гомогенізації в імпульсних апаратах (здуванням мікрочасток з поверхні жирової кульки) є сумнівною внаслідок складності реалізації такого механізму руйнування для молока, густина дисперсної та дисперсійної фаз якої відрізняється лише на 5–6%. Але ця гіпотеза базується на створенні швидкості ковзання за критерієм Вебера, що загалом співпадає з сучасними уявленнями

про механізм гомогенізації. Створення імпульсів тиску (збурювань) високої інтенсивності має наслідком використання приводу з високим гальмівним та розгінним ефектом, що потребує високих витрат енергії.

**Високошвидкісні міксери.** Мішалки з високою частотою обертання є універсальним і дуже розповсюдженим обладнанням для створення стабільних емульсій різного складу [3, 7]. В них створюються високі швидкості руху продукту та, на відміну від клапанних, необмежений час впливу руйнуючих сил. Розмаїття конструкцій робочих органів сприяє до можливості створення високих градієнтів руху емульсії. Але режим роботи міксерів – періодичний. Для рівномірності диспергування при роботі мішалки продукт зазнає багатократної обробки, внаслідок чого один мікрооб'єм емульсії зазнає багато "зайвих" впливів робочих органів, які не призводять до диспергування дисперсних часток, що значно знижує енергоефективність процесу. При сталому русі мішалки, незважаючи на високу швидкість руху емульсії, градієнт швидкості знижується, що знижує ступінь диспергування. Для його підвищення необхідно використовувати імпульсні режими руху мішалки, які енергетично неефективні внаслідок високих витрат енергії при розгоні та гальмуванні. Таким чином високошвидкісні міксери не отримали широкого розповсюдження для приготування мікроемульсій, таких як гомогенізоване молоко, та найчастіше застосовуються як емульсори (при необхідній дисперсності більше 2 мкм).

**Вихрові гомогенізатори.** Вихрові гомогенізатори сконструйовані для створення максимальних умов диспергування за теорією низькотемпературної кавітаційної гомогенізації, рухомою силою якої є сублімація [3, 34]. Конструкція такого типу гомогенізатора ґрунтується на принципі вихрової труби, теорія роботи якої на даний час не розвинена, яка, на думку авторів, дозволяє отримати максимальну довжину зон наднизького тиску.

Дисперсність емульсії після обробки у вихровому апараті сягає 1,2 мкм і енерговитрати на рівні протитечійно–струминної 3,8 кВт·год/т.

Струменево–вихровий апарат марки Я9–ОЖЗ представляє собою блок емульгування, що має шість отворів діаметром 5 мм. Продуктивність машини 8000 л/год, робочий тиск – 0,3–0,4 МПа. Середній діаметр жирових кульок після обробки в емульсорі дорівнює 1,6–2,2 мкм.

#### 4.1.5. Узагальнення гідродинамічних факторів диспергування емульсій

Проаналізуємо основні фактори диспергування в сучасних гомогенізаторах молочної промисловості (табл. 4.1.11) [16].

Таблиця 4.1.11 – Переважні гідродинамічні явища, які призводять до руйнування жирових кульок молока в основних типах пристроїв для гомогенізації

Тип гомогенізатора	Турбулентність	Градент потоку рідини	Обтікання жирової кульки	Кавітація	Електрогідравлічний удар	Сублимація	Скипання у вакуумі
1	2	3	4	5	6	7	8
Клапанний (фільтрний, гвинтовий)	•	•	•	•			
Мікро-флюїдизатор	•	•	•	•			
Імпульсний			•				
Пульсаційний			•				
Роторно-пульсаційний	•	•	•	•			
Ультразвуковий	•		•	•			
Протитечіно-струминний		•	•				
Вихровий (струменево-вихровий)			•	•		•	
Струминний з роздільної гомогенізацією			•				
Колоїдний млин	•	•					
Міксери	•	•	•				
Електрогідравлічний				•	•		
Вакуумний							•
Основні гідродинамічні фактори руйнування	Відносна швидкість дисперсної та дисперсійної фаз та прискорення потоку емульсії						

Основними причинами диспергування розробники та дослідники гомогенізаторів вважають турбулентність, градієнт потоку рідини (у повздовжньому і поперечному напрямках), обтікання жирової кульки і кавітацію. Електрогідравлічний удар поєднує дію кавітації та гідравлічного удару (високого градієнта течії). Але всі ці чинники можливо об'єднати такими гідродинамічними факторами як відносна швидкість дисперсної та дисперсійної фаз та прискорення потоку емульсії. Дійсно, і турбулентність, і градієнт потоку, і обтікання жирової частки призводять до появи ковзання жирової кульки відносно дисперсійного середовища. Ця швидкість пропорційна прискоренню потоку рідини. При цьому фактор прискорення обіцяє бути більш універсальним показником для багатьох типів гомогенізаторів, завдяки якому можливо створювати конструкції високоефективних апаратів з низькими енерговитратами.

#### **4.1.6. Механізми руйнування жирових кульок молока**

Хоча питанню дроблення крапель (диспергування, емульгування) приділено величезну кількість робіт, першими серед яких, є дослідження А.Н. Колмогорова, достатньо повної картини цього складного явища не існує. Найбільш значні результати, що стосуються даної проблеми, опубліковані також у роботах В.Г. Левича, Р.И. Нігматуліна, Х.А. Стоуна. В апаратах з мішалками проведені дослідження дроблення крапель у відсутності коалесценції, а також процесу масообміну від бульбашок і крапель.

Стоуном [18] виділено чотири причини внутрішнього руху рідини в краплі: сдвигова течія протягом суцільного середовища; міжфазний натяг; рух, обумовлений плавучістю крапель (тобто різницею щільності); зміна міжфазного натягу (ефект Марангоні) та / або наявність ПАР.

Спробуємо провести узагальнення можливих механізмів подрібнення жирових кульок і оцінити ступінь їх впливу на кінцевий розмір часток дисперсної фази. При цьому будемо розглядати системи без поверхнево-активних речовин і з постійним міжфазним натягом. Число таких механізмів сягає десяти:

1) Нестійкість Кельвіна–Гельмгольца, виникаюча в результаті достатньої різниці швидкостей між дисперсною та дисперсійною фазами.

2) Нестійкість Релея–Тейлора, що виникає при направленні вектора сил від важкої рідини до легкої (рідина з більшою густиною до меншої).

3) Дроблення крапель в турбулентному потоці рідини, обумовлене турбулентними пульсаціями.

4) Нестійкість Толміна–Шліхтинга, що виникає при переході від ламінарного режиму до турбулентного, коли паралельно–струминна ламінарна течія стає нестійкою внаслідок домінування інерційних сил над силами в'язкого тертя; може мати місце і в гомогенних системах.

5) Нестійкість Бенардо, що виникає завдяки флуктуаціям щільності (коли важкі шари рідини опиняються над легкими), викликаними у свою чергу, градієнтами температур і концентрацій; також може мати місце в гомогенних системах.

6) Кавітаційний механізм: при схлопуванні кавітаційної бульбашки внаслідок локального падіння тиску з'являється цівка на поверхні розділу рідин з подальшим відривом від неї однієї чи декількох крапель. За даними Б.Г. Новицького, цей процес може відбуватися і за рахунок перенесення на поверхні кавітаційного пухирця крапель однієї рідини при його міграції в іншу рідину (флотація). Існує гіпотеза й про кумулятивний механізм кавітаційного емульгування.

7) Динамічний – виникнення внутрішнього динамічного тиску у краплі, обумовленого тороїдальною течією або навіть турбулентним рухом в ній, здатного подолати зовнішній тиск і капілярні сили.

8) Дроблення крапель поблизу твердих стінок і інших елементів апарата.

9) Наявність зсувних і розтягуючих напружень в суцільному середовищі, здатних значно деформувати краплю – течія Куетта, різні види гіперболічних течій.

10) При нестационарному русі рідин можливий ще один механізм дроблення крапель – інерційний, експериментально та чисельно досліджений Стоуном.

Відзначимо, що найчастіше різкої межі між описаними механізмами немає, іноді деякі з них можуть бути зведені до інших. Наприклад, динамічний і інерційний в тій чи іншій мірі можуть вважатися еквівалентними.

Розглянемо роль цих механізмів в дробленні крапель, для чого порівняємо діаметри жирових часток молока в пульсаційному резонансному апараті, РПА циліндричного та дисково–циліндричного типів (властивості середовищ при температурі 60<sup>0</sup>С:  $\rho_1 = 923 \text{ кг/м}^3$ ,  $\rho_2 = 1030 \text{ кг/м}^3$ ,  $\mu_1 = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$ ,  $\sigma = 0,05 \text{ Н/м}$ ). Властивості РПА: частота повздовжніх коливань ротора 50 с<sup>-1</sup>, радіальна швидкість в апараті 32 м/с, максимальна

швидкість в модуляторі апарата 130 м/с. Підсумки аналізу механізмів дроблення крапель, зводимо до таблиці 4.1.12.

Таблиця 4.1.12 – Результати розрахунку розмірів жирових кульок молока

Механізм диспергування	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Пульсаційний резонансний апарат										
d, мкм	1,2	1,67	75	–	–	3,6	0,43	8,2	3000	0,68
РПА циліндричного типу										
d, мкм	0,1–10	0,15–6	0,2–2,5	–	–	4,3	3,8	4,3	94	0,12–6,9
РПА дисково–циліндричного типу										
d, мкм	1–135	1–133	–	–	–	300	–	17–38	28–633	–

З аналізу результатів таблиці можна зробити висновок, що домінуючими механізмами, які дають дані найбільш наближені до експериментальних, є нестійкості Кельвіна–Гельмгольца, Релея–Тейлора, інерційний і динамічний [19].

Крім наведених вище причин деформації і дроблення крапель в рідині, що коливається, можуть існувати ще й специфічні механізми, пов'язані з коливаннями самої краплі.

Релей отримав вираз для розрахунку власних частот малих коливань рідкої краплі "близько її сферичної фігури рівноваги"

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{8n(n-1)(n+2)\sigma}{[(n+1)\rho_2 + n\rho_1]d^3}}, \quad (4.1.1)$$

де  $n$  – номер моди коливань;

$\sigma$  – міжфазний натяг, Н/м;

$\rho_1$  – густина суцільного середовища, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_2$  – густина рідини в краплі, кг/м<sup>3</sup>;

$d$  – діаметр краплі, м.

Діаметр частки, що резонує з частотою коливань емульсії  $f_n$  і подрібнюється на більш дрібні



$$d = \sqrt[3]{\frac{2n(n-1)(n+2)\sigma}{(f_n\pi)^2 [(n+1)\rho_2 + n\rho_1]}} \quad (4.1.2)$$

Нульова мода ( $n=0$ ) відповідає радіальним коливанням розширення–стиснення краплі і для нестисненої рідини неможлива, перша мода ( $n=1$ ) відповідає поступальним коливанням краплі як цілого, що для рідини з постійним міжфазним натягом також неможливо. Результати розрахунків за формулою (4.1.2) при  $n=2-5$  для розглянутої системи представлені в табл. 4.1.13.

Таблиця 4.1.13 – Діаметр частки, що резонує з частотою коливань емульсії  $f_n$  власних коливань сферичних крапель

$f_n$ , Гц	Діаметр частки, мкм			
	2	3	4	5
10	5500	7600	9400	11000
100	1200	1600	2000	2400
1000	260	350	440	510
10000	55	76	94	110
500000	4,1	5,6	6,9	81

З таблиці 4.1.13 слідує, що для дроблення жирової кульки діаметром 5 мкм необхідна частота коливань близько 500 кГц. Таких частот важко досягти навіть в ультразвукових пристроях для диспергування: гідродинамічних свистках, сиренах і т.п.

При проведенні аналізу застосування наведених механізмів для подрібнення жирової кульки молока, що рухається в оточенні молочної плазми, залишимо лише змінні фактори, вважаючи константами густину, в'язкість, поверхневий натяг та інші постійні. Результати наведено у таблиці 4.1.14

Аналізуючи дані таблиці, можна зрозуміти, чому більшість авторів для оцінки ступеня диспергування молочного жиру використовують критерій Вебера

$$We = \frac{\rho_{ml} U^2 d}{\sigma_{ж-н}}, \text{ або } d_k \sim \frac{We}{U^2} \quad (4.1.3)$$

За цим критерієм діаметр кульки зворотно пропорційний квадрату швидкості, що співпадає з більшістю механізмів диспергування, або близький

до них. Також даними таблиці можливо пояснити, чому автори замість швидкості ковзання жирової кульки (різниці швидкостей між жировою кулькою та оточуючою плазмою), використовують швидкість потоку, де рухається жирова кулька. Це простий шлях, але він зовсім не відображає суті явища. Швидкість ковзання розрахувати та оцінити вкрай важко, або неможливо.

Таблиця 4.1.14 – Аналіз істотних факторів дроблення жирової кульки молока

Механізм диспергування	Характер залежності діаметра часток від основних факторів
Нестійкість Кельвіна–Гельмгольца	$d_k \sim \frac{1}{v^2}$
Нестійкість Релея–Тейлора	$d_k \sim \frac{1}{\sqrt{a}}$
Дроблення крапель в турбулентному потоці рідини (по Колмогорову і Левичу)	$d_k \sim \frac{L^{2/5}}{v^{6/5}}$
Динамічний механізм дроблення крапель (по Левичу)	$d_k \sim \frac{1}{v^2}$
Зсувний механізм емульгування (по Гопалу)	$d_k \sim \frac{1}{v}$
Інерційний механізм дроблення крапель	$d_k \sim \frac{1}{v^2}$

Дійсно, швидкість потоку може бути настільки завгодно велика, але якщо жирова кулька рухається разом з дисперсійним середовищем, то її швидкість ковзання дорівнює нулю, та її руйнування не відбувається. Диспергування відбувається лише при різкій зміні потоку, що відбувається у клапанних гомогенізаторах в момент проходження вузької щілини і струминних гомогенізаторах при зіткненні потоків. При цьому швидкість зміни потоку і буде пропорційною швидкості потоку ( $v \sim U$ ), що експериментально підтверджується дослідями гомогенізації в клапанних та струминних гомогенізаторах.

#### **4.1.7. Методи інтенсифікації процесу диспергування молочних емульсій**

Для підвищення ефективності гомогенізації: зниження енерговитрат та (або) підвищення ступеня гомогенізації молочних емульсій використовують [34]:

- роздільну гомогенізацію;
- накладання механічних коливань на емульсію, що обробляється;
- резонансні явища;
- багатократну обробку;
- багатоступінчасту гомогенізацію.

##### **Використання роздільної гомогенізації**

Роздільна гомогенізація передбачає відділення вершків з молока шляхом сепарації та гомогенізацію лише жирової фази (вершків). Змішування гомогенізованих вершків зі знежиреним молоком здійснюється після гомогенізації. Така форма гомогенізації отримала широке використання при виробництві пастеризованого молока. Значне зменшення об'єму продукту, який піддається гомогенізації, пропорційно зменшує енерговитрати до 80% та необхідну продуктивність машини (приблизно 5 разів). При обробці вершків в клапанному гомогенізаторі необхідний тиск гомогенізації зменшується на 20–40% у порівнянні з молоком.

Деякі типи гомогенізаторів (струминні з роздільним подаванням жирової фази та Т-гомогенізатори) потребують обов'язкової сепарації молока до подачі його в машину. Недоліком роздільної гомогенізації є додаткові витрати на розділення молока на знежирене молоко та вершки. Існують обмеження на максимальну жирність вершків для обробки в клапанному гомогенізаторі (18–20%). Крім того, підвищується ступінь коалесценції жирових кульок, що може призвести до погіршення якості гомогенізованої емульсії.

##### **Накладання механічних коливань на емульсію, що обробляється**

Групою дослідників вивчено вплив низькочастотних пульсацій на перебіг диспергування. Експерименти, описані в роботах [18], показали, що при відносно низьких частотах (порядка десятків і сотень Гц) і амплітудах порядку  $10^{-3}$  м, в рідині спостерігаються явища, схожі з тими, що відбуваються в озвучуваній ультразвуком рідині, такі як вібротурбулізація, розвиток і схлопування кавітаційних бульбашок, диспергування крапель тощо, що

представляють безпосередній інтерес з точки зору інтенсифікації процесу гомогенізації молока.

Проведемо співставлення двох способів введення енергії в рідину: в класичних гомогенізаторах і при накладанні механічних коливань. Якщо розглянути дисипацію потужності в таких гомогенізаторах, як клапанні, пульсаційні, роторні, струминні, то внаслідок високої нерівномірності її розподілення по об'єму апарата (у пристінних зонах робочих органів градієнт швидкості на порядок вищий, ніж у центральних) відбувається дисипація потужності не на поверхні розділу фаз, в результаті чого енергія використовується неефективно. Добре відомі випадки, коли, наприклад, не більше 10% частинок циркулюють в емульсії, що обробляється втричі довше, ніж інші, яким "пощастило" частіше потрапляти в зону дії локальних градієнтів тиску та кавітації. Оскільки увесь об'єм гетерогенної рідини при накладанні вібрації здійснює коливання, то логічно припустити, що дисипація буде відбуватися у всьому об'ємі з однаковою інтенсивністю. При цьому будуть усунуті застійні зони з низьким градієнтом швидкості та недоліки у дисперсному складі обробленого продукту. Таким чином, спрямовуючи енергію, що вводиться в апарат, переважно на поверхні розділу фаз, та ще і в умовах резонансних коливань, можна добитися максимального зниження енерговитрат.

Вібрація робочих органів з успіхом використовується у імпульсних, пульсаційних та роторно–пульсаційних апаратах з ротором, що вібрує. Як показують експериментальні дослідження, саме в таких типах гомогенізаторів досягається найвищий ступінь дисперсності молочної емульсії при енерговитратах у 2–4 рази менших за енерговитрати клапанних гомогенізаторів.

### **Використання резонансних явищ**

Використання зовнішніх керованих вібраційних впливів для створення резонансу в масоенергообмінних процесах – відомий шлях для значної інтенсифікації процесів диспергування.

У механіці лінійних систем без демпфування (консервативних систем) явищем резонансу називають різке зростання амплітуди сталих вимушених коливань системи, обумовлене близькістю частоти зовнішнього періодичного впливу на систему і одній з частот її власних (незатухаючих) коливань. Особливість цих впливів полягає в тому, що частота коливань збудливої

зовнішньої сили відповідає частоті власних коливань системи "апарат – неоднорідне середовище, що обробляється" і узгоджена з максимальним масоенергопереносом або в самому неоднорідному середовищі, або на його кордонах (наприклад, стінках апарата). При цьому виникають переваги в порівнянні з традиційними апаратами, що пов'язані зі зниженням енерговитрат, збільшенням відносної швидкості, об'ємної частки і зменшення розмірів частинок (крапель і бульбашок).

До особливостей фазових співвідношень при резонансі в системах з в'язкою дисипацією (коли сила тертя пропорційна швидкості руху) слід віднести векторну рівновагу сил інерції і пружності, між якими відбувається обмін реактивної складової потужності, і рівновага векторів зовнішньої (змушуючої) сили і сили в'язкого тертя, причому зовнішня сила здійснює роботу по відшкодуванню втрат активної потужності. Таким чином, резонанс характеризується тим, що зовнішні впливи при сталому режимі коливань потрібні лише для підтримки досягнутої при перехідному процесі амплітуди коливань і витрачаються цілком на компенсацію втрат енергії, обумовлених дисипацією в системі. З цієї причини вимога проведення процесів при резонансі враховується багатьма дослідниками при проектуванні пульсаційних апаратів.

Аналіз розмірів крапель і бульбашок, утворених у резонансній коливальній апаратурі, показав, що домінуючими механізмами дроблення є динамічні, обумовлені високими відносними коливальними швидкостями фаз або їх прискореннями; роль турбулентних пульсацій при цьому другорядна.

Недоліком використання резонансних режимів роботи обладнання може бути підвищене механічне навантаження на рухомі частини і вузли апарата.

В клапанних, роторних, пульсаційних і струминних гомогенізаторах споживана потужність дисипується не тільки на поверхні контакту фаз, але і у всьому обсязі, внаслідок чого енерговитрати апарата значно більші за енергію, необхідну для диспергування жирових часток молока. Природно очікувати, що одна частина жирових кульок не встигне зруйнуватися, а інша встигне піддатися впливу руйнуючих зусиль багатократно. Щоб зняти в значній мірі перерахований недолік, необхідно створити істотні прискорення в середовищах, що мають відмінну густину фаз.

Нехай коливається деякий об'єм рідини, що містить частинку, краплю. За рахунок різниці густини буде спостерігатися відносно періодичне прослизання частинки. Таким чином, дисипація енергії буде відбуватися поблизу поверхні розділу фаз, і вся потужність, що підводиться до апарата, буде переходити в

корисну. Оскільки весь обсяг неоднорідного середовища здійснює коливання, то логічно припустити, що при рівномірному розподілі частинок за об'ємом апарата дисипація буде відбуватися з однаковою інтенсивністю у всьому обсязі і сили міжфазної взаємодії будуть також однакові.

Але при удосконаленні апаратів, призначених для створення гомогенних емульсій і дисперсій, створення умов для виникнення резонансних вібраційних або акустичних коливань лише в рідкісних випадках приділялася увага такому питанню як відповідність режимних параметрів (частота, амплітуда, швидкість) апарата оптимальним умовам для гомогенізації. Таким чином, стримуючим фактором у використанні резонансних коливальних гомогенізаторів є недостатня вивченість і відсутність надійних методик розрахунку амплітудно-частотних, гідродинамічних і масообмінних характеристик, особливо в резонансному режимі коливань.

**Аналіз конструкції роторно-пульсаційних апаратів з інтенсифікацією процесу диспергування дисперсної фази емульсії резонансними явищами.** За останні 20 років запропоновано більше 100 патентних документів, спрямованих на вдосконалення конструкції РПА, причому не завжди наведені зміни призводять до підвищення ефективності процесу. Зупинимось докладніше на найбільш перспективній, на наш погляд, конструкції РПА, в якій ротор крім обертання здійснює осьові коливання: пульсаційного апарата з ротором, що вібрує. Такий РПА (рис. 4.1.21) складається з корпусу 1, в який вмонтований електромагніт 10.

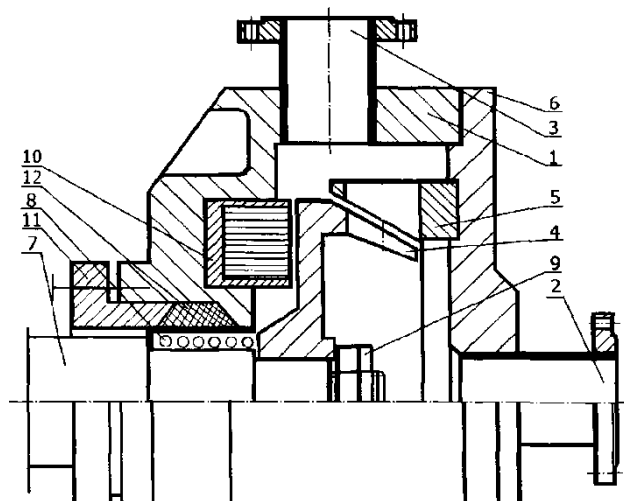


Рис. 4.1.21– Роторно-пульсаційний апарат з ротором, що вібрує.

Ротор 4 встановлений на валу 7 і притиснутий пружиною 8 до гайки 9. Статор 5 жорстко закріплений на кришці 6. Між ротором і статором

виставлений мінімальний проміжок. До складу апарата входять також кришка 11, ущільнення 12, патрубки 2 для введення і 3 для виведення компонентів.

Апарат працює таким чином. Середовище, що обробляється через вхідний патрубок 2 поступає в центральну частину пристрою і під дією відцентрових сил проходить в проміжок між ротором 4 і статором 5. За рахунок удару часток об зуби ротора і статора, а також зсувних напруг, що виникають в проміжку, відбувається їх дроблення. При подачі змінної напруги на котушку електромагніту 10 виникають осьові коливання ротора 4.

У момент його тяжіння до електромагніту проміжок збільшується. Значення радіального проміжку є змінною величиною в часі, що дозволяє змінювати величину зсувних напруг гетерогенного середовища. В процесі обертання ротора відбувається періодичне перекривання прорізів, внаслідок чого виникає гідравлічний удар і генерування акустичних коливань. Таким чином, на середовище, що обробляється відбувається одночасне накладення пружних коливань і осьових вібрацій. Для ефективної роботи апарата повинна виконуватися наступна умова: частота вібрацій ротора кратна частоті перекриття прорізів ротора. Пройшовши активну зону, суміш потрапляє в зовнішню камеру і виводиться через патрубок 3. Таким чином, в пропонованій конструкції РПА за рахунок вмонтованого в корпус електромагніту можлива обробка середовища в умовах резонансу, що дозволяє інтенсифікувати технологічні процеси в ній і підвищити якість отриманого продукту.

На основі розглянутих конструктивних і технологічних особливостей РПА можна зробити такі висновки:

- практично усі конструктивні елементи проектуються для підвищення амплітуди пульсацій тиску, зсувних напруг, розвитку турбулентності і (або) кавітації;

- в існуючих конструкціях резонаторів у вигляді голок, мембран і інших пружних елементів неможливо створювати режими, де б частота вібрацій та пульсацій регулювалась незалежно від частоти обертання ротора; такі можливості присутні тільки в конструкціях, де ротор здійснює коливання відносно осі обертання, якими можливо керувати незалежно від обертання ротора;

- для ПА з ВР відмічено, що частота вібрації ротора повинна бути кратна частоті перекриття отворів, що створює умови для виникнення резонансу;

- дослідження якості диспергування та ґрунтовні теоретичні дослідження РПА зі збудниками механічних коливань не проводились, тому дослідження

таких пристроїв є перспективним напрямом подальших досліджень, який може дозволити підвищити ефективність гомогенізації емульсій в РПА.

### **Багатоступінчаста гомогенізація**

Багатоступінчаста гомогенізація отримала застосування в клапанних гомогенізаторах. З цією метою клапанна головка складається з двох незалежних комплектів "клапан–сідло". Молоко проходить послідовно першу ступінь обробки (під тиском крізь кільцеву щілину, утворену клапаном і сідлом), а потім – через другу. Основна перевага багатоступінчастої гомогенізації – зменшення розмірів жирових кульок і більш вузьке розподілення їх за розмірами.

Тиск другої ступені ( $P_2$ ) нижчий за тиск першої ступені ( $P_1$ ). Найкращі результати отримані при використанні тиску другої ступені  $0,2P_1$ . Друга ступень створює зниження перепаду тиску на першій ступені клапанного гомогенізатора. Механізм впливу пояснюється: змінами кавітаційного режиму в клапанному зазорі обох ступенів, змінами турбулентності або руйнуванням агломератів жирових кульок, які утворились після проходження першої ступені клапанної головки.

Серійно випускаються двоступінчасті головки клапанних гомогенізаторів, які дозволяють знизити питомі енерговитрати процесу на 15–20%. При цьому тиск на другій ступені гомогенізації менший за тиск на першій ступені. Крім клапанних гомогенізаторів двоступінчаста гомогенізація застосовується у вакуумних гомогенізаторах типу ВГ.

Механізм зменшення енерговитрат при багатоступінчастій гомогенізації пояснюється: по–перше – підвищенням часу впливу гідродинамічних факторів руйнування, по–друге – охопленням більшої частини жирових кульок руйнуючих її факторів.

### **Багатократна обробка**

Збільшення кратності обробки жирової емульсії – кількості проходжень крізь робочі органи гомогенізатора, використовується у багатьох видах гомогенізаторів, таких як ультразвукові, пульсаційні, фільтрні, струминні, електрогідравлічні та міксери. Багатократне проходження продукту крізь робочі органи апарата призводить до значного підвищення дисперсності емульсії (в 2 і більше разів) на відміну від двоступінчастої гомогенізації, завдяки якій дисперсність зростає максимум на 20%.



Для міксерів, ультразвукових та електрогідролітичних пристроїв багатократна обробка є необхідною для досягнення високої дисперсності внаслідок того, що робочими органами за один цикл проходження емульсії не забезпечується або повнота охоплення всього об'єму емульсії, або необхідна інтенсивність впливу. Залучення більшої частини жирових кульок під дію руйнівних факторів при багатократній обробці необхідне внаслідок неоднорідної структури потоку у гомогенізаторах. Наприклад, у міксерах гідродинамічні умови пристінного шару емульсії істотно відрізняються від аналогічних умов центральної зони, де швидкість потоку менше. Градієнт швидкості в пристінних зонах в 2–3 рази вищий, ніж у центральній частині потоку.

На відміну від багатоступінчастої, при багатократній гомогенізації гідродинамічні умови в робочих органах не змінюються.

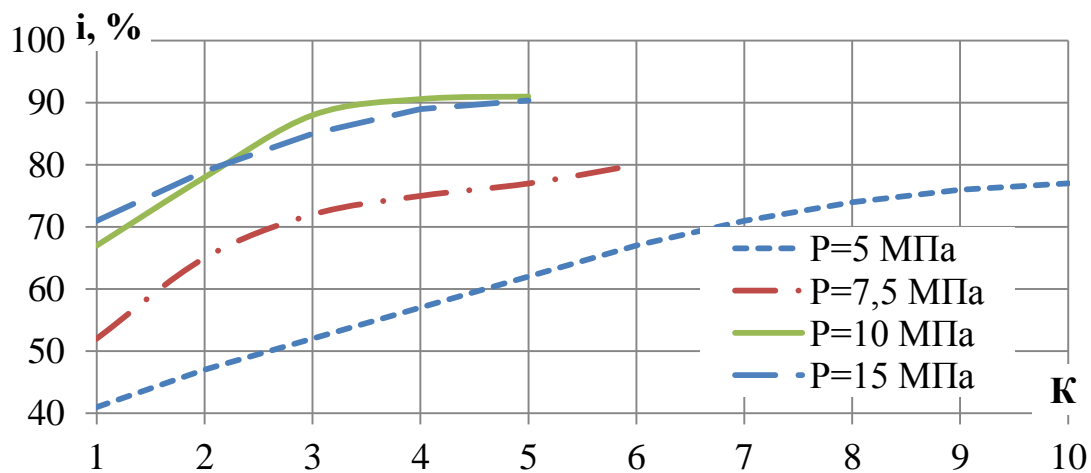


Рис. 4.1.22 – Залежність ефективності гомогенізації ( $i$ ) % від тиску гомогенізації ( $P$ ) МПа та кратності проходження крізь клапанну головку  $K$ .

При багатократній обробці жирові частки, які при першому проходженні крізь клапанну щілину потрапили у зони, несприятливі для руйнування, при другому (і більше) проходженні можуть уникнути таких зон. Таким чином, при збільшенні кратності обробки підвищується вірогідність потрапляння жирових кульок у зони робочих органів гомогенізаторів з достатніми для руйнування гідродинамічними умовами (високим градієнтом швидкості, зони кавітаційних мікро– і макрозбурювань, зони високого прискорення потоку і т.д.).

За експериментальними даними, отриманими Нужицим Є.В. [28] для клапанної гомогенізації, залежність ефективності гомогенізації від кратності (кількості проходжень через клапанну щілину гомогенізуючої головки) має параболічний характер (рис. 4.1.22).

У додатку Г представлений аналіз досліджень впливу кратності на енерговитрати та прискорення потоку емульсії в клапанній щілині гомогенізатора. З цих даних було зроблено декілька висновків:

– при розробці або вдосконаленні гомогенізаторів з метою зменшення питомих енерговитрат, необхідно намагатися зменшити кратність проходження продукту крізь робочі органи машини;

– знизити питомі енерговитрати процесу гомогенізації за рахунок багатократної обробки можливо, якщо на другій (і більше) ступені використовувати режими з меншими енергетичними витратами, наприклад знижувати тиск гомогенізації;

– для зниження кратності обробки необхідно створювати максимально рівномірні умови гідродинамічного диспергування у робочих органах гомогенізаторів;

– тиск (та ефективність гомогенізації) можливо представити у вигляді залежності від прискорення потоку емульсії в клапанній щілині.

## **4.2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ СТУПЕНЯ ДИСПЕРСНОСТІ ЖИРОВОЇ ФАЗИ ПІСЛЯ ГОМОГЕНІЗАЦІЇ**

### **4.2.1. Методичні основи гідродинамічного диспергування жирової фази молока**

Незважаючи на широке поширення процесу отримання емульсій, нині відсутня єдина методика розрахунку апаратів для диспергування молочного жиру до заданого ступеня дисперсності. Існуючі методики розрахунку отримані в основному емпіричним шляхом і не універсальні – використовуються лише для апаратів певного типу. При дослідженні нового типу гомогенізатора автором зазвичай розробляється своя методика його розрахунку.

Не полегшує задачу визначення методики розрахунку диспергаторів і велика кількість існуючих теорій і механізмів гомогенізації і диспергування. Причому автори теорій диспергування не погоджують свої припущення з наявними підтвердженими і доведеними експериментально механізмами руйнування часток емульсії.

В роботі за основний механізм руйнування прийнята теорія "розтяг–розрив", запропонована Ребіндером та розвинута Віттігом, візуальні дані деформації та руйнування за якою співпадають з експериментальними даними. Визначальною силою прийнята сила інерції, яка пов'язана з прискоренням потоку на вході в клапанну щілину. Методика передбачає визначення емпіричних коефіцієнтів для кожної конструкції клапанного пристрою.

В роботі задача руху рідини через робочу щілину клапанного гомогенізатора вирішена для періодичних рухомих граничних умов у припущенні, що в реальних умовах клапан здійснює періодичні коливання. Отримано висновок про змінні за часом координати точок потоку, де тангенційні напруження рівні нулю. Додаткова осцилююча сила може бути інтенсифікуючим фактором в клапанному гомогенізаторі. Але справедливість припущень не була перевірена на практиці.

В монографії [28] ступінь гомогенізації клапанного гомогенізатора визначається через експериментальний графік необхідного значення числа Вебера для клапана з рівною та рельєфною поверхнею. Після чого розраховується необхідна швидкість потоку в клапанній щілині та тиск гомогенізації. Така методика придатна для розрахунку типових клапанних гомогенізаторів лише для двох типів клапанів. Крім того, числа Вебера,

показані на графіку, визначені для модифікованого критерія Вебера, в якому замість швидкості ковзання використана швидкість потоку емульсії:

$$We_m = \frac{\rho_{nl} dv_n^2}{\sigma_{ж-н}}, \quad (4.2.1)$$

де  $v_n$  – швидкість потоку емульсії, м/с.

У будь-якому диспергаторі  $v_n$  визначити не представляє труднощів. Такий підхід полегшує розрахунки, але має істотні недоліки. По-перше, критичне значення  $We_m$  необхідно визначати для кожного диспергатора окремо при його проектуванні та не можна порівнювати  $We_m$  для різних типів гомогенізаторів. По-друге спотворюється фізичний сенс критерію Вебера: неможливо дати оцінку енергоефективності пристрою для диспергування. Наприклад швидкість потоку може бути скільки завгодно великою (і, як наслідок, великі енерговитрати на створення такого потоку), а швидкість ковзання бути рівною нулю, отже диспергування в такому потоці взагалі не відбувається.

В роботі [33] наведено розрахунок протитечійно-струминного гомогенізатора, який базується на критерії Вебера. Але замість швидкості ковзання використана швидкість потоку струменя. Аналогічний недолік має методика розрахунку імпульсного гомогенізатора, яка теж ґрунтується на розрахунку числа Вебера.

В монографії [28] приводиться більш універсальна методика розрахунку ступеня дисперсності молочної емульсії як відношення початкового діаметра  $d_n$  жирової кульки в негомогенізованій емульсії до її діаметра після обробки  $d_k$ , яка основана на виводі критеріального рівняння, за методом подібності та аналізу розмірностей

$$\frac{d_k}{d_n} = \frac{0,4}{We^{0,22} Bo^{0,5} Nj^{0,42}}, \quad (4.2.2)$$

де  $We$  – критерій Вебера;

$Bo$  – критерій Бонда;

$Nj$  – критерій, який показує відношення сил в'язкості дисперсійного середовища до сил міжфазного поверхневого натягу.

Залежність (4.2.2) дозволяє прогнозувати форму клапанної щілини та кратність обробки в клапанному гомогенізаторі для підвищення ефективності

його роботи. Найбільша "питома вага" серед критеріїв формули (4.2.3) у числа Бонда, що показує співвідношення між зовнішніми силами та силами поверхневого натягу

$$Bo = \frac{d^2 a (\rho_{пл} - \rho_{ж})}{\sigma_{ж-п}}. \quad (4.2.3)$$

Визначальним змінним параметром числа Бонда, на відміну від критерія Вебера, є прискорення. Крім того, важливою є величина різниці густини фаз між дисперсним та дисперсійним середовищем. Для молока ця різниця досить мала і становить  $1035 - 923 = 112 \text{ кг/м}^3$ . Густина середовищ відрізняється лише на 10%, що є однією з причин низької ефективності диспергування молочного жиру. Внаслідок емпіричного способу отримання рівняння (4.2.2) та заміни швидкості ковзання в  $We$  на швидкість потоку таку формулу можна застосовувати лише для клапанних гомогенізаторів з несуттєвими змінами у конструкції клапанної головки.

Шляхом аналізу можливих механізмів руйнування крапель в пульсаційних (вібраційних) апаратах виділено 3 критерія, які аналогічні дослідженням Є.В. Нужина [28]: Бонда, Вебера і капілярності  $Ca$ , який за фізичним змістом повністю аналогічний  $Nj$  у формулі (4.2.2), що свідчить про подібність сил і механізмів руйнування в клапанних і суттєво відмінних за принципом дії вібраційних апаратів.

Ю.Ф. Дітякіним досліджені механізми руйнування крапель різної в'язкості в широкому діапазоні швидкостей ковзання. Для високов'язких емульсій, до яких відносяться дисперсні молочні системи, виявлено, що:

- при зменшенні діаметра частки критичне значення критерію Вебера  $We_k$  зростає;
- $We_k$  залежить від критерію Лапласа;
- зростає час індукції і час руйнування частки;
- при руйнуванні утворюються не краплі, а тонкі нитки.

По Ю.Ф. Дітякіну, режими руйнування крапель в залежності від швидкості руху дисперсійної фази діляться на 2 види: близькі до критичного  $We > We_k$  і закритичні  $We \gg We_k$ . Для в'язких рідин при співвідношенні щільності фаз, близькому до одиниці, диспергування по останньому виду ускладнене. Крім того, руйнування може відбуватися по вібраційній моді або з утворенням тонкої плівки, що видувається потоком.

Залежно від зміни характеру потоку з часом руйнування може бути в

стаціонарному або нестаціонарному потоці. У імпульсних (ударних) і роторно-пульсаційних диспергаторах реалізується процес дроблення в нестаціонарному потоці, для клапанних і струминних – в стаціонарному.

Таким чином для диспергаторів жирових молочних емульсій характерне диспергування при невеликому перевищенні критичного числа Вебера з деформацією, що має форму сильно витягнутих крапель.

Критерій Вебера, як відомо, визначається із залежності (4.2.1).

Критерій Лапласа має вигляд

$$La = \frac{\sigma \rho_2 d}{\eta^2}, \quad (4.2.4)$$

де  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості дисперсійної фази, Па·с.

Для розрахунку міри дисперсності отриманої емульсії (середнього розміру жирових часток) необхідно визначити:

- критичне значення критерію Вебера;
- швидкість ковзання дисперсних часток і значення критерію Вебера;
- час індукції і час, потрібний на руйнування дисперсної частки;
- час дії факторів дисперсну фазу емульсії.

Критичне значення критерію Вебера  $We_k$  залежить від критерію Лапласа і описується емпіричною формулою:

$$We_k = 10(1 + 1,93La^{-0,37}). \quad (4.2.4)$$

Наприклад, для молочної емульсії розраховане значення  $We_k$  згідно останньої формули складає 66.

Час повного руйнування частки емульсії  $\tau_p$  визначається по формулі:

$$\tau_p = \frac{4,5d(1 + 1,2La^{-0,37})}{v_e}, \quad (4.2.5)$$

де  $v_e$  – швидкість руху емульсії, м/с.

Для руйнування дисперсної частки необхідно, щоб час дії на неї робочих органів диспергатора  $\tau$  був більше за необхідний

$$\tau > \tau_p. \quad (4.2.6)$$

Наприклад, час знаходження жирової кульки молока в клапанній щілині завдовжки  $L$  гомогенізатора можна розрахувати як:

$$\tau = \frac{L}{v_e}. \quad (4.2.7)$$

При  $L=4-8$  мм і швидкості потоку в ній  $v_e=120-180$  м/с,  $\tau=2,2-6,6 \cdot 10^{-5}$  с. Час руйнування  $\tau_p$  по формулах (4.2.4) і (4.2.6) для молочної емульсії складає  $(4-5) \cdot 10^{-8}$  с, тобто умова (4.2.5) для клапанного гомогенізатора виконується. З результатів розрахунків можна зробити висновок, що час впливу гідродинамічних факторів на жирову частку (час руйнування) набагато менший за необхідний для клапанного гомогенізатора. Завдяки малій довжині клапанної щілини та високій швидкості її руху, тривалість впливу руйнуючих факторів в ньому – одна з найменших. Тому для інших типів диспергаторів час впливу руйнуючих сил буде набагато перевищувати необхідний.

Швидкість ковзання для отримання емульсії з розмірами жирових кульок, меншими за заданий  $d_k$ , обчислюється за формулою:

$$v \geq \sqrt{\frac{We_k \sigma}{\rho_2 d_k}}. \quad (4.2.8)$$

Для розрахунку швидкості ковзання часток дисперсного середовища зручно застосовувати комп'ютерні програми для моделювання потоків рідин, наприклад ANSYS, COSMOS, Fluent, Comsol Multiphysics, RealFlow та ін. При розрахунках струминних (з роздільною подачею дисперсної фази) і протитечійно-струминних диспергаторів визначення швидкості ковзання не є складним завданням, на відміну від клапанних і роторно-пульсаційних апаратів. Але дійсність формули (4.2.4) для мікроскопічних емульсій не була підтверджена експериментально. В досліджах [28] розміри часток, що диспергуються, не перевищували 300 мкм через складність спостереження за руйнуванням більш дрібних крапель. Крім того, велика частина досліджень проводилася при співвідношенні щільності дисперсної і дисперсійної фаз більше 500–800 (вода – повітря, олія – повітря). Проте молочна емульсія має співвідношення щільності фаз майже на 3 порядки менше. За таких умов, створити значну різницю швидкостей між часткою і навколишньою дисперсійною фазою складно. Висока, в порівнянні з повітрям, в'язкість дисперсійної фази, захоплює в рух сусідні шари рідини, що у поєднанні з малими розмірами часток дисперсного середовища призводить до істотних

труднощів створення необхідної для руйнування швидкості ковзання.

Таким чином, результатом відсутності єдиної теорії гомогенізації є брак єдиної методики розрахунку гомогенізаторів молока різних типів. Існуючі методи розрахунку дисперсності жирової фази отримані в основному емпіричним шляхом і придатні лише для апаратів певної конструкції. З розглянутих методик найбільш близькою за можливостями широкого застосування є методика розрахунку критеріїв подібності Вебера, Бонда і капілярності, які базуються на визначенні швидкості обтікання жирової частки, швидкості її руху та прискорення. Час впливу гідродинамічних факторів на жирову частку (час руйнування) в гомогенізаторах, які використовуються в молочній промисловості, на 2 порядки перевищує необхідний.

#### **4.2.2. Математична модель руйнування жирової кульки молока, що пов'язує відносну швидкість дисперсної та дисперсійної фаз з прискоренням руху молочної емульсії**

Аналіз механізмів диспергування з виділенням основного параметра руйнування краплі свідчить про те, що майже всі механізми базуються на визначенні швидкості потоку рідини. З огляду на це стає зрозумілим, чому універсальним критерієм деформації і руйнування жирової кульки є критерій Вебера. За цим критерієм, діаметр кульки зворотно пропорційний квадрату швидкості її ковзання відносно оточуючої плазми, тому такий механізм диспергування близький до більшості існуючих. Для розрахунку ступеня диспергування емульсії за критерієм Вебера необхідно визначити швидкість ковзання жирової кульки, що викликає значні труднощі для переважної більшості гомогенізаторів.

Примусити жирову кульку рухатися з відмінною від оточуючої рідини швидкістю можливо при раптовій зміні швидкості потоку, що визначається прискоренням потоку емульсії. При появі прискорення за рахунок різниці густини між нею та оточуючою плазмою виникають інерціальні сили, які викликають появу швидкості ковзання.

Прискорення руху молочної емульсії і критерій Вебера (визначальним параметром якого є відносна швидкість жирової кульки) пов'язані. Один з механізмів руйнування, Релея–Тейлора, базується на визначенні прискорення потоку емульсії, але при великих числах Бонда також визначається критерієм Вебера. При досить великих числах  $We$  руйнування відбувається із–за розвитку



нестійкості Кельвіна – Гельмгольца. За твердженнями Хінце, значні тангенційні напруження, які виникають у турбулентному потоці, пов'язані з числом Вебера [12].

Для визначення залежності між прискоренням руху молочної емульсії і швидкістю жирової кульки відносно оточуючої її плазми, припустимо, що деякий об'єм молочної емульсії рухається з прискоренням  $a_e$  (рис. 4.2.1) [34].

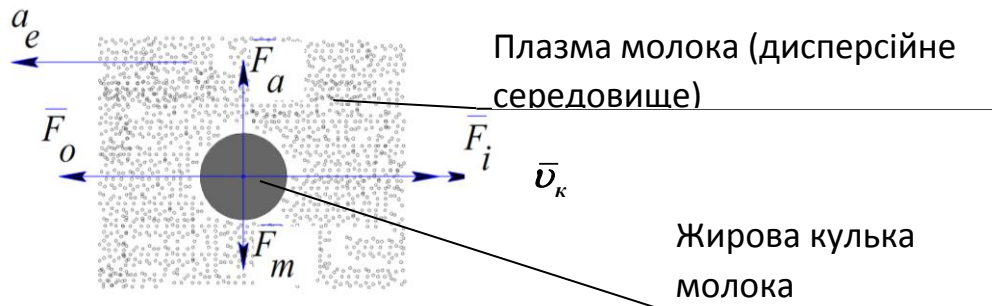


Рис. 4.2.1 – Розрахункова схема руху емульсії з жировою кулькою з прискоренням.

При цьому на жирову кульку діють: архімедова сила  $F_a$ , сила тяжіння  $F_m$ , сила інерції  $F_i$  та сила опору  $F_o$ . За рахунок різниці густини між жировою кулькою та молочною плазмою виникає швидкість ковзання  $v_k$ . Сили  $F_a$  і  $F_m$  близькі за значеннями і при великих значеннях  $a_e$ ,  $F_a$  ( $F_m$ )  $\ll$   $F_i$  ( $F_o$ ), тому їх впливом нехтуємо. Складемо рівняння руху жирової кульки в проекції на горизонталь:

$$F_o = F_i. \quad (4.2.9)$$

$$c \frac{\rho_{пл} v_k^2}{2} S_x = \rho_{ж} V_{ж} a_k, \quad (4.2.10)$$

де  $c$  – коефіцієнт опору руху тіла;

$\rho_{пл}$ ,  $\rho_{ж}$  – густина плазми молока і жирової кульки відповідно, кг/м<sup>3</sup>;

$S_x$  – характеристична площа перерізу жирової кульки, перпендикулярна напрямку її руху, м<sup>2</sup>;

$V_k$  – об'єм жирової кульки, м<sup>3</sup>;

$a$  – прискорення руху жирової кульки, м/с<sup>2</sup>.

Враховуючи, що для подовжених тіл (кулька перед руйнуванням деформується)

$$S_x = V_k^{2/3}. \quad (4.2.11)$$

$$V_k = \frac{\pi d_{kmax}^3}{6}. \quad (4.2.12)$$

де  $d_{kmax}$  – максимальний діаметр жирової кульки, який зберігає стійкість у даних гідродинамічних умовах, м.

Прискорення руху жирової кульки  $a_k = a_e$ . Таким чином, рівняння (4.2.11) набуває вигляду

$$c \frac{\rho_{пл} v_k^2}{2} = \rho_k a_e d_{kmax} \sqrt[3]{\frac{\pi}{6}}. \quad (4.2.13)$$

Звідки прискорення руху емульсії буде рівним

$$a_e = v_k^2 \frac{c \rho_{пл}}{2 \rho_k d_{kmax}} \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}}. \quad (4.2.14)$$

Вираз критерія Вебера для жирової кульки виглядає таким чином

$$We = \frac{d_{kmax} \rho_{пл} v_k^2}{\sigma_{жс-п}}, \quad (4.2.15)$$

де  $\sigma_{жс-п}$  – поверхневий натяг жирової кульки, Н/м.

Швидкість жирової кульки діаметром  $d_k$ , необхідна для її руйнування

$$v_k = \sqrt{\frac{We_{кр} \cdot \sigma_{жс-п}}{d_{kmax} \rho_{пл}}}, \quad (4.2.16)$$

З урахуванням формули (4.2.20), визначимо прискорення руху молочної

емульсії, необхідне для руйнування жирової кульки (4.2.18)

$$a_e = \frac{We_{кр} \sigma_{ж-н} c}{2 \rho_k d_{кmax}^2} \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}}. \quad (4.2.17)$$

Розрахуємо мінімальне значення  $a_e$ , при якому відбувається руйнування жирових кульок молока, приймаючи густину жирової кульки рівною густині молочного жиру:  $\rho_k=923$  кг/м<sup>3</sup>. Поверхневий натяг жирової кульки, яка знаходиться у плазмі молока,  $\sigma_{ж-н} = 0,024$  Н/м.

Різні автори, виходячи з результатів теоретичних і експериментальних досліджень, пропонують різні чисельні значення для критичного числа Вебера. Наприклад, Прандтль, вважаючи краплю кулею і порівнюючи силу аеродинамічного опору, що виникає при русі краплі в потоці, з внутрішнім тиском в краплі, обумовленим силами поверхневого натягнення, на підставі результатів дослідів знайшов, що  $We_{кр} = 3,76$ . По Волинському і Лишевському,  $We_{кр} = 6-7$ , за даними Бухмана  $We_{кр} = 1,3-1,8$ . Дослідні дані показують, що  $We_{кр} = 6$ , а за експериментальними даними  $We_{кр} = 12-14$  і більше. Коефіцієнт опору руху жирової кульки, враховуючи, що режим руху рідини – турбулентний і розміри жирової кульки малі, приймаємо рівним  $c=0,1$ .

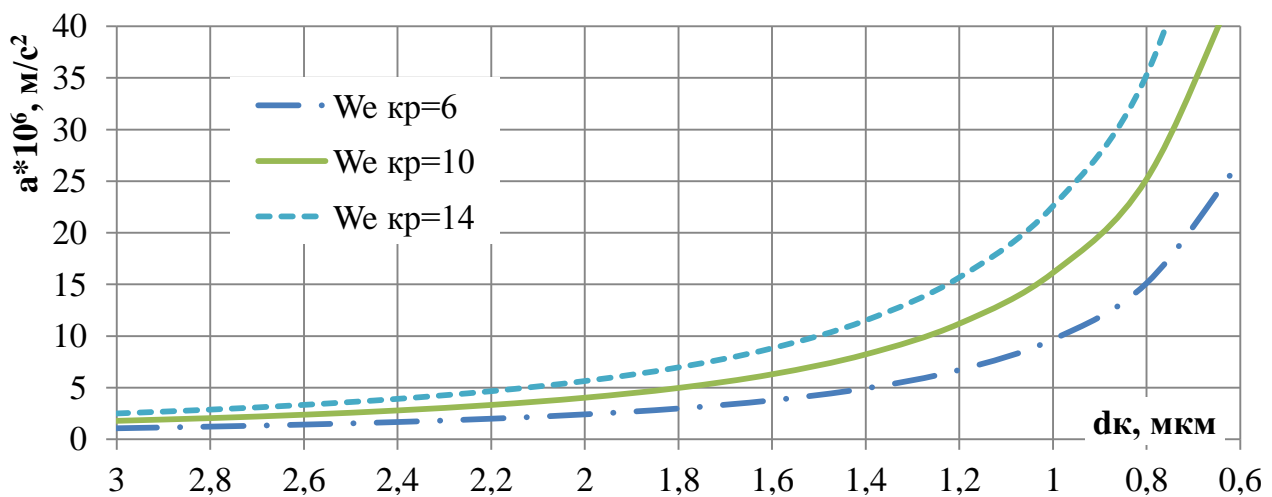


Рис. 4.2.2 – Графік залежності прискорення руху емульсії  $a_e$  від максимального діаметра жирової кульки  $d_k$ , яка зберігає стійкість у даному потоці, і критичного значення критерію Вебера  $We_{кр}$ .

Залежність  $a_e$  від максимального діаметра жирової кульки  $d_k$  (рис. 4.2.2) показує, що для зменшення розміру жирових кульок молока від 2,8

мкм (середнього розміру у незбираному молоці) до 1,2–1,4 мкм (яке досягне для будь-якого типу гомогенізатора) необхідно підвищити прискорення емульсії приблизно в 3,5 рази. Для подальшого зменшення розмірів кульки від 1,2–1,4 мкм до 0,8 мкм (яке досягається в клапанних гомогенізаторах) необхідно збільшити прискорення емульсії ще в 3,5 рази.

Якщо необхідно визначити максимальний діаметр жирової кульки після гомогенізації  $d_{kmax}$  в залежності від прискорення емульсії, формула (4.2.15) набуває вигляду

$$d_{kmax} = \sqrt{\frac{We_{кр} \sigma_{ж-п} c}{2 \rho_k a_e}} \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}}. \quad (4.2.18)$$

Враховуючи, що розподілення жирових кульок за розмірами підпорядковується нормальному закону, середній діаметр жирової кульки  $d_k$  можна визначити з залежності

$$d_k = \sqrt{\frac{We_{кр} \sigma_{ж-п} c}{8 \rho_k a_e}} \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}}. \quad (4.2.19)$$

Тобто дисперсність емульсії молока не залежить від густини дисперсійного середовища. Характер залежності – статичний, характерний для клапанної гомогенізації (рис. 4.2.3).

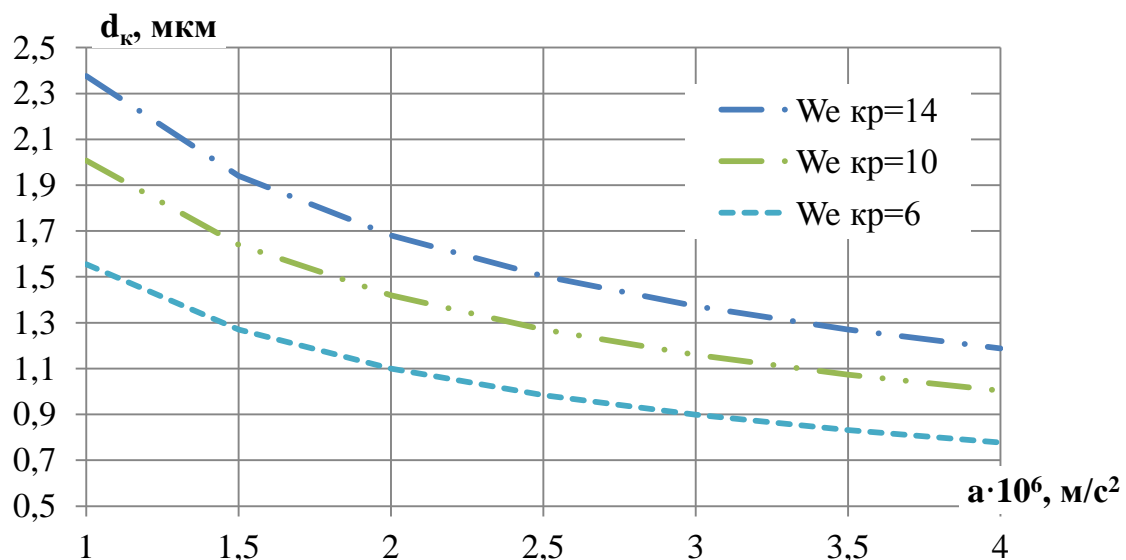


Рис. 4.2.3 – Графік залежності середнього діаметра жирової кульки  $d_k$  після диспергування в потоці від прискорення руху емульсії  $a_e$  та критичних значень критерія Вебера  $We_{кр}$ .

Характер залежності  $d_k = f(a_e)$ , якщо виключити константи формули (4.2.7), має вигляд

$$d_k = \frac{K_h}{\sqrt{a_e}}, \quad (4.2.20)$$

де  $K_h$  – коефіцієнт гомогенізації, який пов'язує прискорення руху емульсії з середнім діаметром жирової частки молочної емульсії,  $\text{м}^{3/2}/\text{с}$  і дорівнює

$$K_h = \sqrt{\frac{We_{кр} \sigma_{ж-н} c}{8 \rho_k}} \sqrt[3]{\frac{6}{\pi}}. \quad (4.2.21)$$

Для жирової фази молока коефіцієнт гомогенізації можна визначити як

$$K_h = \sqrt{\frac{14 \cdot 0,024 \cdot 0,1}{8 \cdot 923}} \sqrt[3]{\frac{6}{3,14}} = 0,0024 \text{ м}^{3/2}/\text{с}.$$

Слід зауважити, що при розрахунку  $K_2$  значення констант  $We_{кр}$ ,  $\sigma_{ж-н}$  і  $c$  є орієнтовними. Коефіцієнт опору руху рідини залежить від:

- форми жирової кульки, яка істотно змінюється перед руйнуванням, що змінює коефіцієнт  $c$ ;
- критерія Рейнольдса, що залежить від швидкості руху дисперсної частки та розміру каналів (отворів), де вона рухається, значення якого може суттєво відрізнятись;
- відстані від стінок каналів (отворів), де режим руху може відрізнятись, враховуючи, що товщина в'язкого ламінарного пристінного шару може набувати істотних значень у порівнянні з перерізом вузьких каналів (отворів).

Критичне значення критерія Вебера  $We_{кр}$  може істотно відрізнятись від встановлених експериментально для в'язких рідин внаслідок:

- мікроскопічних розмірів жирових кульок;
- складної структури оболонки жирової кульки;
- малої різниці густини між жировою кулькою та плазмою молока.

Коефіцієнт поверхневого натягу на границі жирова кулька–плазма молока внаслідок складної структури оболонки жирової кульки може взагалі мати інший фізичний зміст. Його можна уявляти не як силу, що прикладена до одиниці довжини контуру поверхні між жировою кулькою та плазмою, а як питому поверхню енергії, що приходиться на одиницю поверхні жирової кульки, подібно до поверхневої теорії подрібнення тіл П.Р. Ріттингера. Як відомо, поверхнева теорія руйнування добре узгоджується з

експериментальними даними при великих площах утворених поверхонь – дрібнодисперсному дробленні, що відбувається при гомогенізації молока. Тому значення  $\sigma_{ж-п}$  може суттєво відрізнятись від коефіцієнта поверхневого натягу на границі "молочний жир–плазма", яке використане при розрахунку  $K_2$ .

Залежність (4.2.12) близька до формули руйнування крапель, отримана Релеєм–Тейлором, що передбачає зв'язок між цими механізмами диспергування.

Найбільш популярними та найбільш дослідженими гомогенізаторами є клапанні. Для цього типу гомогенізаторів отримані теоретичні та емпіричні залежності, які пов'язують їх якісні та конструктивно–технологічні параметри [28].

Отримані формули для визначення середнього розміру жирових кульок,  $d_k$ , мкм, середнього прискорення емульсії  $a_e$ , м/с<sup>2</sup>, швидкості емульсії  $v$ , м/с мають вигляд [8]

$$d_k = 3,8 \cdot 10^3 / \sqrt{P_{кл}}, \quad (4.2.22)$$

$$a_e = v^2 / L, \quad (4.2.23)$$

$$v = \varphi_{ш} \sqrt{2P_{кл} / \rho_m}, \quad (4.2.24)$$

де  $P_{кл}$  – тиск клапанної гомогенізації, Па;

$\varphi_{ш}$  – коефіцієнт швидкості клапанної щілини;

$\rho_m$  – густина молока, кг/м<sup>3</sup>;

$L$  – довжина клапанної щілини, мм.

З цих формул можна отримати вираз, який пов'язує середній розмір жирової кульки з прискоренням емульсії

$$d_k = \frac{5,37 \cdot 10^3}{\sqrt{a_e}} \sqrt{\frac{\varphi_{ш}}{\rho_m L}}. \quad (4.2.25)$$

Формула (4.2.29) показує, що дисперсність емульсії після обробки в клапанному гомогенізаторі визначається прискоренням руху емульсії в клапанній щілині. Це підтверджує припущення про можливість визначення дисперсності через прискорення потоку емульсії для цього типу гомогенізаторів.

Як видно з останньої формули, крім прискорення на дисперсність

жирової фази впливає довжина клапанної щілини та коефіцієнт швидкості каналу. Але, згідно з експериментальними дослідженнями Н.В. Барановського,  $L$  не впливає на ступінь гомогенізації. Для вирішення цього протиріччя розглянемо розподіл тиску по довжині клапанної щілини (рис. 4.2.4).

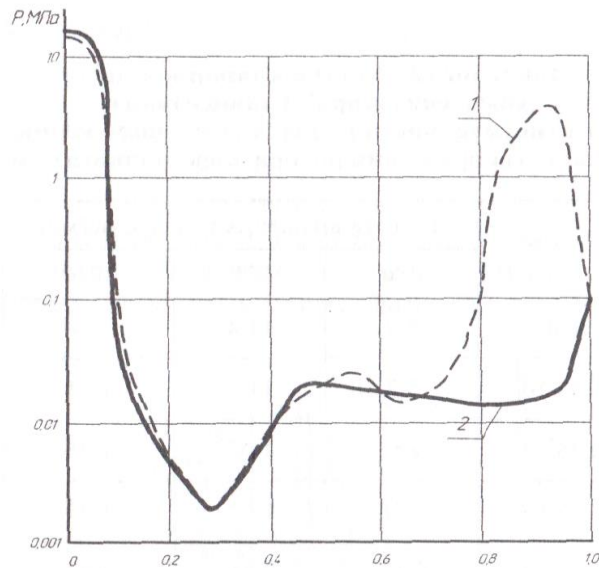


Рис. 4.2.4 – Розподіл тиску в клапанній щілині гомогенізатора при початковому тиску 15 МПа.

Величина тиску, а отже і швидкості емульсії, падає до мінімуму на довжині  $0,3L$ . Саме до цієї ділянки клапанної щілини відбувається зростання прискорення потоку. За результатами експериментів F.Innings [9], саме на початку клапанної щілини відбувається максимальна деформація жирової кульки. Отже, основна стадія в руйнуванні жирової частки відбувається в вхідній частині клапана, а подальше збільшення  $L$  не приводить до підвищення прискорення (та, як наслідок, збільшення відносної швидкості дисперсної та дисперсійної фаз). Цим можна пояснити несуттєву залежність дисперсності жирових часток від довжини клапанної щілини.

Таким чином, в формулах (4.2.23) і (4.2.28) замість довжини клапанної щілини необхідно використовувати довжину ділянки, на якій відбувається розгін емульсії від максимального тиску  $p_0$  в клапані до мінімального тиску (рис. 4.2.5).

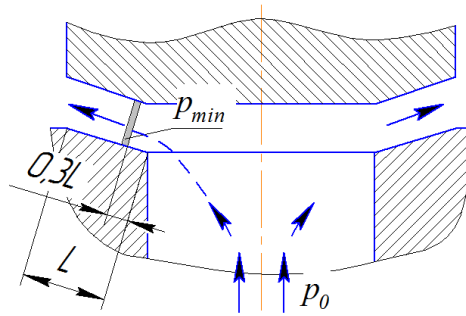


Рис. 4.2.5. Схема визначення довжини розгінної зони в клапанній щілині.

В роботі розраховані лінії току та їх довжина на вході в клапанну щілину з використанням формул Кристофеля–Шварца. Для типових умов клапанного гомогенізатора ( $L=5$  мм, висота щілини 250 мкм) довжина розгінної зони (виділено штриховою лінією) дорівнює 6–12 мм. В такому разі формула (4.2.25) для випадку гомогенізації молока перетворюється до виду

$$d_k = \frac{1,7 \cdot 10^3 \sqrt{\varphi_{ш}}}{\sqrt{a}}. \quad (4.2.26)$$

Коефіцієнт швидкості, що оказує вплив на  $d_k$ , залежить від форми клапанної щілини та шорсткості робочих поверхонь клапана і сідла. Згідно з результатами досліджень Н.В. Барановського до чистоти обробки клапана та сідла висуваються жорсткі вимоги, що узгоджується з отриманими результатами згідно формули (4.2.30).

У відповідності до формули (4.2.30), побудований графік залежності середнього розміру жирових кульок від прискорення руху емульсії для  $\varphi=0,85$ , (рис. 4.2.6).

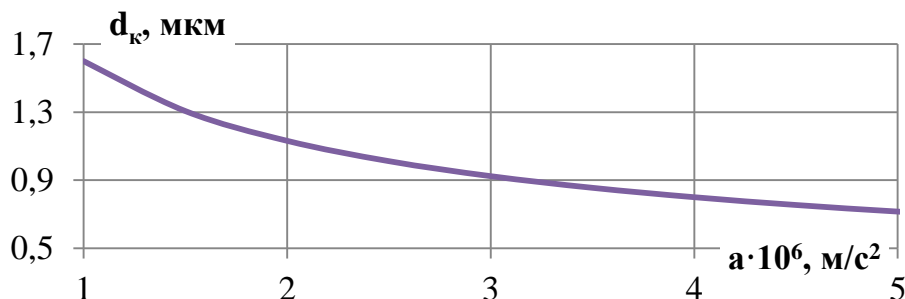


Рис. 4.2.6. Залежність між середнім розміром жирових кульок  $d_k$  і середнім прискоренням потоку емульсії  $a$  для клапанного гомогенізатора.

Графік апроксимується формулою (4.2.24) з коефіцієнтом гомогенізації



$K_h = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{3/2}/\text{с}$ . Порівнюючи це значення з розрахованим  $K_h = 2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{3/2}/\text{с}$ , можна зробити висновок, що обидва значення досить близькі, враховуючи невизначеність значення коефіцієнта поверхневого натягу у формулі критерія Вебера й орієнтовне значення довжини розгінної зони в клапанній щілині. В клапанному гомогенізаторі відбувається однократний вплив гідродинамічних факторів на жирову кульку. Крім прискорення чинниками, здатними суттєво змінити  $K_h$ , є кавітація та турбулентність.

Експериментально доведена наявність кавітаційних кілець у зоні між клапаном і сідлом. Ширина цієї зони складає 15–25% від довжини клапанної щілини. Гіпотези про визначальний вплив кавітації на руйнування жирових кульок в такому типі гомогенізаторів не підтвердилася на практиці в дослідях Н.В. Барановського.

Вплив розвинутого турбулентного режиму руху емульсії в клапанній щілині вважають визначальним для руйнування. За іншими даними при дослідях вібраційних масообмінних апаратів встановлено, що турбулентність може приводити до зниження ефективності диспергування емульсій, внаслідок високої дисипації енергії на створення мікрозавихрень, які не призводять до руйнування дисперсних часток.

Суттєво змінити експериментальне значення  $K_h$  може нерівномірність розподілу швидкості між клапаном і сідлом як у поперечному, так і в повздовжньому напрямках. За розрахунками [28], зважаючи на малу висоту клапанної щілини (0,13–0,5 мм) і режим розвинутої турбулентності, графік швидкості у поперечному напрямку досить нерівномірний (рис. 4.1.3).

Така нерівномірність свідчить про істотну різницю у прискоренні в центрі та поблизу стінок клапана (сідла). В центральній частині потоку, де різниця швидкості коливається у невеликих межах ( $\pm 20\%$ ), але через цю центральну частину проходить до 90% витрат потоку емульсії. Близько 10% жирових часток піддаються впливу швидкості (та прискорення) на 20% меншому, ніж решта.

Завдяки сукупному впливу цих факторів значення коефіцієнта гомогенізації клапанного гомогенізатора менше у порівнянні з теоретично отриманим.

Таким чином, знайдено залежності, що пов'язують прискорення руху молочної емульсії, швидкість ковзання жирової кульки (її швидкість відносно оточуючої плазми), середній діаметр жирової кульки після гідродинамічного диспергування та критерій Вебера. Отримана аналітична модель базується на

визначенні прискорення руху емульсії – параметра, який легко визначити для будь-якого типу гомогенізатора, який здатен стати універсальним – об'єднуючим фактором руйнування жирових часток емульсій для більшості типів гомогенізаторів (клапанних, струминних, імпульсних, роторних, відцентрових і міксерів).

На прикладі найбільш дослідженої – клапанної гомогенізації можна стверджувати, що:

- дисперсність молочної емульсії визначається прискоренням потоку емульсії та коефіцієнтом швидкості клапанної щілини;
- орієнтовне значення коефіцієнта гомогенізації при умові однократної обробки, яке можна прийняти для подальших розрахунків, дорівнює  $2,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}^{3/2}/\text{с}$ .

## 4.3. МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ МОЛОКА

### 4.3.1. Задачі розрахунку гомогенізаторів

Вихідними даними для розрахунку апаратів для гомогенізації молока є [34]:

– необхідний середній діаметр жирових кульок молока  $d$ , що регламентується технологічними вимогами на виробництво продукту;

– продуктивність апарата  $Q$ .

При використанні СГРЖФ в якості нормалізатора молока за жирністю додатковими даними є жирність вершків  $J_g$  і необхідна жирність нормалізованого молока  $J_{н.м}$ .

Основним технологічним вихідним параметром гомогенізатора є необхідний ступінь диспергування молочного жиру. Максимальний ступінь диспергування мають клапанні гомогенізатори, середній діаметр жирових кульок після обробки в яких складає 0,8 мкм. Такої якості достатньо для технологічних процесів виробництва молочних продуктів з використанням гомогенізованого молока. Тому це значення приймаємо за розрахункове.

В більшості технологічних інструкцій з виробництва молочної продукції необхідна дисперсність задається тиском клапанної гомогенізації. В цьому разі розрахувати мінімально необхідний середній діаметр жирової кульки можливо за формулою

$$d = \frac{3,8 \cdot 10^{-3}}{\sqrt{\Delta p}}, \quad (4.3.1.)$$

де  $\Delta p$  – тиск клапанної гомогенізації, Па.

В технологічних лініях виробництва молочних продуктів найчастіше гомогенізатор встановлюють після пастеризації. Температура молока при гомогенізації дорівнює 60–65<sup>0</sup>С.

Для розробки методики розрахунку струминних, роторних і пульсаційних апаратів для гомогенізації молока використовували аналітичні залежності розділів 3–5 та експериментальні дані розділу 6 дисертаційної роботи. Ряд значень продуктивності для розрахунку типорозмірів гомогенізаторів вибраний згідно ГОСТ 27203–87 "Гомогенизаторы для молока. Основные параметры".

### 4.3.2. Методика розрахунку клапанного гомогенізатора

Вихідними параметрами для розрахунку є продуктивність гомогенізатора, параметри молока перед гомогенізацією та потрібна дисперсність його після гомогенізації [36].

Формула продуктивності гомогенізатора, м<sup>3</sup>/с має наступний вигляд:

$$Q = \pi \cdot D_n \cdot h \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (4.3.2)$$

де  $D_n$  – діаметр каналу підведення молока, м;

$h$  – висота підйому клапана гомогенізуючої головки, м;

$\mu$  – коефіцієнт витрат, що залежить від конструкції клапана;

$\Delta p$  – різниця тиску молока до клапана і за ним, Па;

$\rho$  – щільність молока.

З формули (4.3.2), підставляючи задану продуктивність визначають висоту підйому клапана гомогенізатора, м:

$$h = \frac{Q}{\pi \cdot D_n \cdot \mu} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p}} \quad (4.3.3)$$

При розрахунку значення продуктивності гомогенізатора вибирають з наступного ряду  $Q = 1,25; 2,50; 5,0; 10,0; 15,0$  м<sup>3</sup>/год. ( $Q = 0,347 \cdot 10^{-3}; 0,694 \cdot 10^{-3}; 1,39 \cdot 10^{-3}; 2,78 \cdot 10^{-3}; 4,17 \cdot 10^{-3}$ ) м<sup>3</sup>/с; коефіцієнт витрат при першому наближенні приймають  $\mu = 0,6$ , надлишковий тиск у сучасних гомогенізаторах становить до 25 МПа – саме він, головним чином впливає на якість (ступінь дисперсності) гомогенізації.

Діаметр каналу підведення молока, м можна визначити за виразом:

$$D_n = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}}, \quad (4.3.4)$$

де  $v$  – швидкість потоку молока при підході до щілини між сідлом і клапаном (приймається  $v \leq 20$  м/с).

На рисунку 2.7 показані розрахункові схеми клапанів: а) клапан без хвостовика і б) клапан з хвостовиком.

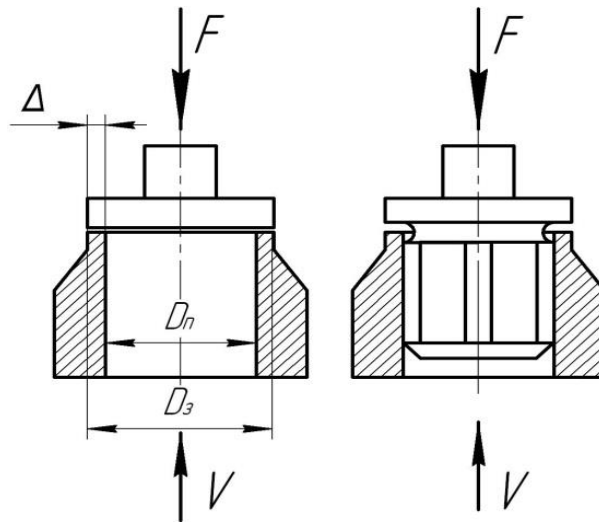


Рис.4.3.1 – Схеми клапанів.

Зовнішній діаметр клапана, м:

$$D_з = D_n + 2\Delta, \quad (4.3.5)$$

де  $\Delta = (2...5)$  мм – припуск на сторону.

При визначенні зовнішнього діаметра клапана бажано приймати мінімальне значення припуску  $\Delta$  з метою недопущення „залипання“ клапана.

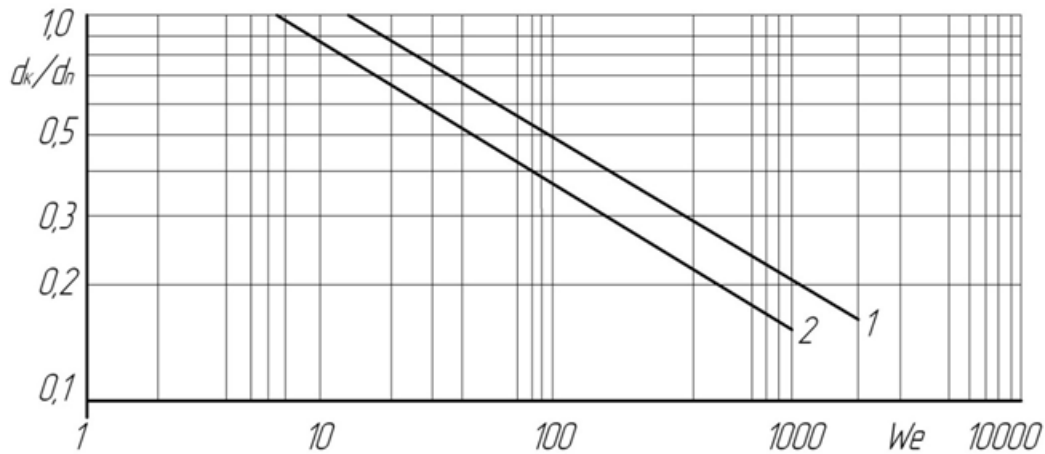
Ступінь гомогенізації визначається як:

$$d_k/d_n, \quad (4.3.6)$$

де  $d_n$  і  $d_k$  – середній діаметр жирових кульок у молоці до і після проведення процесу гомогенізації, мкм.

За виробничими даними, середній діаметр жирових кульок у незбираному молоці знаходиться у межах  $2,5...3,5$  мкм, а після гомогенізації він становить близько  $0,7...1,2$  мкм;

За визначеним значенням ступеня гомогенізації за графіком, представленим на рисунку 4.3.2 знаходимо критерій подібності, що визначає відношення інерції рідини до її поверхневого натягу (критерій Вебера).



1 – для клапана з рівною поверхнею; 2 – для клапана з рифленою поверхнею  
 Рис.4.3.2 – Графік для визначення числа Вебера.

Із формули визначення критерію Вебера:

$$We = \frac{d_n \cdot v^2}{\sigma_{1,2}} \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}, \quad (4.3.7)$$

визначається швидкість молока (друге наближення) на вході у щілину гомогенізатора:

$$v = \sqrt{\frac{We \cdot \sigma_{1,2}}{d_n} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}}, \quad (4.3.8)$$

де  $\sigma_{1,2}$  – міжфазний поверхневий натяг,  $\sigma_{1,2} = 0,045 \dots 0,05$ ;

$\rho_1$  – щільність жиру молока,  $\text{кг/м}^3$ ;

$\rho_2$  – щільність плазми молока,  $\text{кг/м}^3$ .

Різниця тиску молока до і після клапана визначається за формулою:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2 \cdot \varphi^2}, \quad (4.3.9)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт швидкості при витoku молока з клапанної щілини, приймається  $\varphi = 0,8 \dots 0,85$ .

Не враховуючи тиск на виході клапана, приймається тиск гомогенізації

$$p = \Delta p \quad (4.3.10)$$

Зусилля,  $N$  потрібне для притискання клапана до сідла:

$$F_{кл} = p \frac{\pi \cdot D_n^2}{4}. \quad (4.3.11)$$

За визначеним зусиллям, підбирається пружина клапана гомогенізуючої головки.

Ступінь нерівномірності подачі плунжерного насоса гомогенізатора  $k$  визначається з відношення:

$$k = \frac{V_{max}}{V_{cp}}, \quad (4.3.12)$$

де  $V_{max}$  – подача рідини при максимальній швидкості руху плунжера,  $m^3/c$ ;

$V_{cp}$  – середня подача рідини,  $m^3/c$ .

Конструкції гомогенізаторів, як правило, мають непарне число плунжерів, оскільки ступінь нерівномірності подачі для них значно нижча, ніж для машин з парним числом плунжерів.

Для одноплунжерних машин ступінь нерівномірності подачі дорівнює **3,14**, триплунжерних – **1,05** і п'ятиплунжерних – **1,02**.

Подачу насоса гомогенізатора ( $m^3/c$ ) обчислюють за формулою

$$V = V_{cp} = z \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot n \cdot \eta_{об} \quad (4.3.13)$$

де  $z$  – число плунжерів;

$D$  – діаметр плунжера, м;

$s$  – хід плунжера, м;

$n$  – частота обертання колінчастого вала,  $c^{-1}$ ;

$\eta_{об}$  – об'ємний ККД процесу гомогенізації.

Частота обертання колінчастого вала плунжерного насоса, об/хв. яка забезпечить необхідну продуктивність машини, визначається з виразу

$$n = \frac{4V}{\pi \cdot z \cdot D^2 \cdot s \cdot \eta_{об}} \quad (4.3.14)$$

Витрати потужності гомогенізатора, Вт визначають за формулою:

$$P = \frac{V \cdot p}{\eta} \cdot k_m, \quad (4.3.15)$$

де  $p$  – тиск гомогенізації, Па;

$\eta$  – загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) гомогенізатора;

$k_m$  – коефіцієнт, що враховує конструкцію клапана гомогенізатора.

Для типових гладких клапанів вітчизняних гомогенізаторів значення коефіцієнта складає  $k_m = 1,0$ , для ступінчастих клапанів –  $k_m = 0,8$ .

Максимальний тиск клапанних гомогенізаторів становить 25 МПа. Механічний ККД сучасних гомогенізаторів складає 0,75...0,85.

Загальний ККД визначається як:

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (4.3.16)$$

де  $\eta_i$  і  $\eta_m$  – відповідно індикаторний і механічний ККД.

Індикаторний ККД визначають за формулою

$$\eta_i = \frac{P}{P_i} = \frac{P}{p_i \cdot V}, \quad (4.3.17)$$

де  $N_i$  – потужність індикаторна гомогенізатора, Вт;

$p_i$  – середній індикаторний тиск, Па.

Середній індикаторний тиск обчислюють з індикаторних діаграм, знятих у кожній робочій камері плунжерного блока.

Механічний ККД знаходять за формулою

$$\eta_m = P_i / P_e, \quad (4.3.18)$$

де  $P_e$  – потужність на валу, кВт.

Індикаторний ККД складається з об'ємного і гідравлічного

$$\eta_i = \eta_o \cdot \eta_z \quad (4.3.19)$$

$$\eta_o = \eta_i / \eta_z \quad (4.3.20)$$



Гідравлічний ККД показує, наскільки манометричний тиск гомогенізатора відрізняється від теоретичного

$$\eta_z = P_M / P_i, \quad (4.3.21)$$

де  $P_M$  – манометричний тиск, Па.  $P_M = (0,95...0,97) P_i$ .

Таким чином, загальний ККД гомогенізатора

$$\eta = \eta_o \cdot \eta_z \cdot \eta_M = P_K / P_{\text{спож}}, \quad (4.3.22)$$

де  $P_K, P_{\text{спож}}$  – корисна та спожита потужність пристрою, Вт.

Загальний ККД дає уявлення про те, наскільки спожита потужність більша за теоретичну внаслідок гідравлічних втрат, витоків рідини через недостатню герметичність робочих органів, ущільнень та втрат на тертя у вузлах.

Максимальний підйом клапана насоса, мм

$$h_{\text{max}} = \frac{400...450}{n}, \quad (4.3.23)$$

де  $n$  – частота обертання колінчастого вала, об/хв.

Із умови допустимих швидкостей визначається діаметр клапана, м

$$\frac{\pi \cdot d_K^2}{4} - \Delta A \geq \frac{V}{v_{\text{дон}} \cdot z}, \quad (4.3.24)$$

де  $d_K$  – діаметр клапана, м;

$\Delta A$  – площа перерізу хвостовика, м<sup>2</sup>.

$V$  – продуктивність гомогенізатора, м<sup>3</sup>/с;

$v_{\text{дон}}$  – допустима швидкість клапана у сідлі, м/с.

Діаметр хвостовика клапана становить 5...6 мм. Для всмоктувального клапана допустима швидкість у сідлі приймають не більш ніж 2 м/с, а для нагнітального 5...8 м/с.

$$d_K = \sqrt{1,27(\Delta A + V / (6v_{\text{дон}} \cdot z))} \quad (4.3.25)$$

Товщина тарілки клапана, м

$$h_{кл} \geq 0,43d_{к} \sqrt{p/\sigma_{дон}}, \quad (4.3.26)$$

де  $\sigma_{дон}$  – допустимі напруження для матеріалу клапана, МПа.

Умова безударної роботи клапанів забезпечується при співвідношенні

$$\frac{A_{к}}{m_{к}} \geq \frac{V_{н}(1 \pm \lambda)}{178 \cdot \Delta p \cdot z}, \quad (4.3.27)$$

де  $A_{к}$  – площа клапана по внутрішній кромці опорної поверхні, см<sup>2</sup>;

$m_{к}$  – маса клапана, кг;

$\Delta p$  – перепад тиску на клапані, МПа;

$\lambda$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна (0,15...0,2);

$z$  – число плунжерів...

Діаметр клапана по внутрішній кромці опорної поверхні на 2...3 мм менший за номінальний діаметр клапана.

Перепад тисків на всмоктувальному клапані не більш 0,02...0,03 МПа, на нагнітальному 0,5...1,0 МПа; знак „+“ перед  $\lambda$  у випадку обчислення нагнітального клапана і знак „–“ – всмоктувального.

Пружину нагнітального клапана обчислюють, виходячи з необхідної сили,  $H$  при умові закритого клапана

$$F_{пр} = \frac{10^3 \cdot V_{н} \cdot m_{к}(1 + \lambda)}{d_{к}^2 \cdot z}. \quad (4.3.28)$$

Сила пружини при робочій деформації,  $H$

$$F_{\delta} = 1,5 \cdot F_{пр}. \quad (4.3.29)$$

Жорсткість пружини Н/мм

$$c = (F_{\delta} - F_{пр})/H, \quad (4.3.30)$$

де  $H$  – висота пружини, мм.

Діаметр дроту для виготовлення пружини, м

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot F_{max} \cdot D}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (4.3.31)$$

де  $F_{max}$  – сила пружини при максимальній деформації, кг;

$D$  – діаметр пружини приймається конструктивно,  $D = 20 \dots 25$  мм.

$[\tau]$  – допустимі напруження здвигу для матеріалу клапана, МПа.

$$F_{max} = \frac{F_{\delta}}{1 - \delta}, \quad (4.3.32)$$

де  $\delta$  – відносний інерційний зазор пружини стиску I класу  $\delta = 0,05 \dots 0,25$ .

Робоче число витків

$$i_p = \frac{G \cdot d}{8 \cdot D^3 \cdot z}, \quad (4.3.33)$$

де  $d$  – діаметр дроту пружини, мм;

$G$  – модуль зсуву (модуль пружності 2-го роду) для сталі ( $8 \cdot 10^3$  МПа).

Сила попереднього затягу пружини

$$F_{np} = F_{\delta} - C_n \cdot h_{max}, \quad (4.3.34)$$

де  $C_n$  – індекс пружини (відношення середнього діаметра пружини до діаметра дроту пружини),  $C_n = 3 \dots 5$ .

Повна деформація пружини, мм

$$\lambda = \lambda_0 + h_{max}, \quad (4.3.35)$$

де  $\lambda_0$  – початкова деформація пружини, мм.

$$\lambda_0 = \frac{F_{np}}{z}. \quad (4.3.36)$$

Загальна кількість витків, шт.

$$i_0 = i_p + i_n, \quad (4.3.37)$$

де  $i$  – неробоче число витків,  $i = 2$ .

Висота пружини у вільному стані, мм

$$H_{np} = H_1 = F_{np} / z, \quad (4.3.38)$$

де  $H_1$  – установочна висота приймається за конструктивним виконанням плунжерного блока, мм.

Крок пружини у вільному стані, мм

$$h = \frac{H_{np} - 1,5d}{i_p}. \quad (4.3.39)$$

Довжина (розгортка) дроту для виготовлення пружини

$$L = 3,2 \cdot D \cdot i_0. \quad (4.3.40)$$

Для практичних розрахунків, достатньо знати навантаження на шатун  $F_{ш}$ , що діє уздовж осі шатуна.

$$F_{ш} = F / \cos \beta, \quad (4.3.41)$$

де  $F$  – сумарна алгебраїчна сила, Н;

$\beta$  – кут повороту кривошипа колінчатого вала.

$$F = F_p + F_i + F_i, \quad (4.3.42)$$

де  $F_p$  – сила тиску рідини на плунжер, Н;

$F_m$  – сила тертя у манжетному потовщенні, Н;

$F_i$  – сила інерції при зворотно–поступальному русі, Н.

Максимальне зусилля відповідає куту  $\beta = 0$ , при якому  $\cos \beta = 1$ . Сила інерції у порівнянні з силами, що входять до рівняння (4.3.41), настільки мала, що нею можна знехтувати.

Силу тиску рідини на плунжер, МПа визначають за формулою:

$$F_p = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p, \quad (4.3.43)$$

де  $D$  – діаметр плунжера, м;

$p$  – тиск на плунжер, що приблизно дорівнює тиску гомогенізації, МПа.

Силу тертя,  $H$  обчислюють за рівнянням

$$F_m = 0,1\pi \cdot D \cdot \varphi \cdot 0,15 \cdot l \cdot p \approx 0,05 \cdot \varphi \cdot l \cdot p \quad (4.3.44)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт тертя, для полірованих сталевих поверхонь  $0,05...0,1$ ;

$l$  – довжина сальника, м, приймається  $15...30$  мм.

Під час нагнітального ходу плунжера тиск у робочій камері наростає нерівномірно, а, отже, навантаження на шатун  $F_{ш}$ , що діють на плунжер, мають приблизно десятивідсоткову пульсацію.

Найбільш розповсюдженим типом колінчастого вала є вал з трьома кривошипними шийками під кутом  $120^\circ$  відносно одна одної. У машин великої продуктивності шийки розташовані через  $72^\circ$ . Більші головки шатунів роз'ємні з вкладишами, в малі головки запресовані втулки. Матеріал вкладишів і втулок, як правило, бронза.

Підшипники ковзання кривошипно–шатунного механізму перевіряють на допустимий тиск, Па

$$p_{під} = \frac{F_{ш}}{A_n} \leq [p], \quad (4.3.45)$$

де  $p_{під}$  – навантаження на підшипник, Н;

$A_n$  – площа проекції опорної поверхні,  $m^2$ ;

$$A_n = d_e \cdot l_e, \quad (4.3.46)$$

де  $d_e$  – діаметр вала, м;

$l_e$  – довжина площі контакту (ширина вкладиша), м.

При розрахунку підшипників за умовою обмеження нагріву витримують співвідношення

$$p_{під} \cdot v \leq [p \cdot v], \quad (4.3.47)$$

де  $v$  – швидкість ковзання підшипника, м/с.

Швидкість ковзання підшипника, м/с визначається як:

$$v = \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot d_{\epsilon}. \quad (4.3.48)$$

Для бронзових підшипників  $[ \delta ] = 8$  МПа;  $[ \delta \cdot v ] = 24$  МПа·(м/с).

Шатун з'єднується з повзуном за допомогою запресованого в його стінки пальця, виконаного з загартованої сталі.

Сполучення палець–втулка малої головки шатуна перевіряється на допустимий тиск

$$p_n = \frac{F_u}{d_n \cdot l_n} \leq [ p ]_n, \quad (4.3.49)$$

де  $d_n$  – діаметр пальця, мм;

$l_n$  – довжина опорної поверхні пальця по втулці шатуна, мм;

$[ p ]_n$  – допустимий тиск,  $[ p ]_n = 12$  МПа.

Опорні гнізда пальця перевіряють на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_u}{2d_n \cdot l_o} \leq [ \sigma ]_{зм}, \quad (4.3.50)$$

де  $l_o$  – довжина опорного гнізда повзуна, мм;

$[ \sigma ]_{зм}$  – допустимі напруження зминання,  $[ \sigma ]_{зм} = 35..45$  МПа.

Електродвигун привода плунжерного насоса вибирається за розрахованими значеннями частоти обертання і потужністю.

Загальне передаточне відношення передач привода

$$U = n_{\epsilon d} / n, \quad (4.3.51)$$

де  $n_{\epsilon d}$  – частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

$n$  – частота обертання колінчастого вала, об/хв.

У якості передаточного механізму у сучасних клапанних гомогенізаторах, як правило, використовується клинопасова передача, методику розрахунків якої можна знайти у посібниках з курсового проектування дисципліни „Деталі машин і основи конструювання“.

### 4.3.3. Методика розрахунку протитетчійно–струминного гомогенізатора

Промодельюємо процес подрібнення жирових кульок молока при протитетчійно–струминній гомогенізації [33]. В цьому процесі можна виділити два етапи. На першому з них подрібнення жирових кульок буде відбуватися в емульгуючому каналі (соплі) форсунки. Фактично, процес подрібнення жирових кульок на цьому етапі можна представити як окремий випадок гомогенізації у клапанному гомогенізаторі (молоко під тиском проходить крізь отвір). Величину ступеня подрібнення жирових кульок в залежності від тиску при проходженні молока крізь отвір сопла форсунки легко розрахувати за емпіричними формулами, винайденими для клапанного гомогенізатора. Тому розраховувати протитетчійно–струминний гомогенізатор таким чином, щоб гомогенізація відбувалась у емульгуючому каналі, недоцільно – це призведе до гомогенізації по типу клапанних машин і, як наслідок, надвисоких енерговитрат процесу.

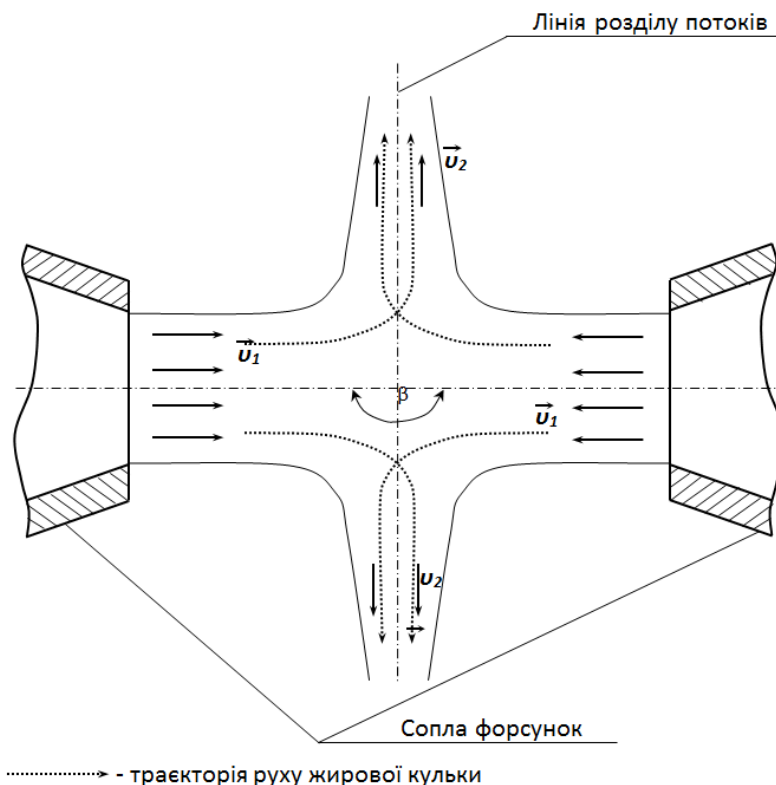


Рис. 4.3.3 – Схема зіткнення струменів молока.

На другому етапі жирові кульки подрібнюються при зіткненні струменів молока. Схематично представимо це (рис. 4.3.3), з рядом припущень:

– вісі струменів молока перетинаються;

– конструкція, форма та розміри форсунок, надлишковий тиск молока, що подається через них, ідентичні, що у свою чергу формує симетричні відносно вісі форсунок струмені молока з ідентичними параметрами;

– не враховуємо відбиття струменів молока від стінок камери, де розташовані форсунки;

– дисперсійну фазу вважаємо однорідною і розміри часток дисперсійної фази набагато меншими за розміри жирових кульок молока;

– вважаємо, що швидкість ядра струменя дорівнює швидкості потоку рідини на периферії. Ця умова практично виконується при малих відстанях від сопла, адже сопла форсунок планується розташувати якомога ближче одне до одного, щоб збільшити швидкість зіткнення струменів;

– нехтуємо впливом жирових кульок одна на одну;

– швидкість жирової кульки відносно плазми  $u$  (ковзання) до зіткнення дорівнює нулю, адже відношення густини дисперсної і дисперсійної фази є близьким до 1 і розміри жирових часток є мікроскопічними.

Жирова кулька при виході з сопла форсунки рухається разом з потоком дисперсійної фази зі швидкістю  $v_1$ . При цьому її швидкість відносно дисперсійної фази  $u$  дорівнює нулю. При перетинанні площі зіткнення струменів, частка потрапляє у зустрічний потік, що має протилежний напрямок швидкості. Під час руху кульки у зустрічному струмені до точки максимального закиду відносна її швидкість падає від максимальної (в площині зустрічі струменів) до швидкості потоку, а абсолютна швидкість частки від швидкості потоку до нуля. В точці максимального закиду частка починає рухатися за напрямком потоку і розганяється до швидкості, що менше швидкості струменя. З цією швидкістю частка знову проникає у другий потік і весь процес повторюється. Причому такий коливальний рух зі згасаючою амплітудою характерний для відносно великих часток при значній різниці щільності дисперсної і дисперсійної фаз. Розрахована умова виникнення коливального руху

$$a < \frac{32 \cdot v_1 \cdot \rho_{ж} \cdot (d_k)^2}{3 \cdot c_f \cdot \mu_{пл}}, \quad (4.3.52)$$

де  $a$  – відстань між торцями сопел форсунок, м.

Якщо провести розрахунок за цією формулою, приблизно отримаємо

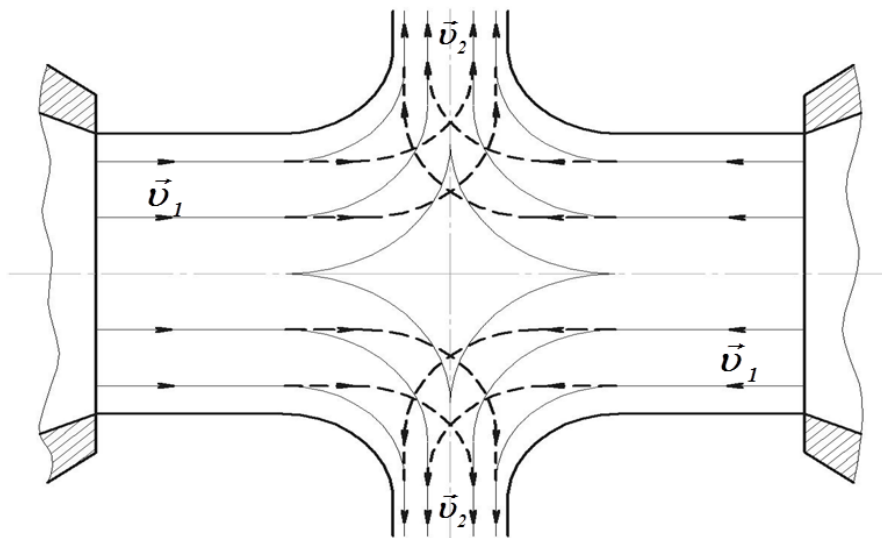


$$a < \frac{32 \cdot 50 \cdot 980 \cdot (3 \cdot 10^{-6})^2}{3 \cdot 26 \cdot 1,2 \cdot 10^{-3}} = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ м.}$$

Тому коливальний рух жирових часток в протитечійно–струминному гомогенізаторі відбуватися не буде.

Після зіткнення, молоко змінює напрямок руху на  $90^\circ$  і рухається зі швидкістю  $v_2$ , яка зменшується при збільшенні відстані від вісі форсунок. Можлива траєкторія руху жирової кульки при цьому показана на рис. 4.3.3 пунктирною лінією. Зобразимо лінії току при зіткненні потоків на рис. 4.3.4 (показані тонкими лініями).

Сила інерції викликає відмінність у русі жирової кульки від оточуючої дисперсійної фази (штрихова лінія на рис. 4.3.4). При зміні напрямку руху та при вході жирової кульки у зустрічний потік між жировою кулькою та дисперсійною фазою виникає перепад швидкостей  $u$ , який і призводить до деформації і руйнування жирової кульки.



- – лінія току молока;
- - - - - – рух жирової кульки.

Рис. 4.3.4 – Схема виникнення градієнту різності швидкостей між жировою кулькою та плазмою молока.

Клапанні гомогенізатори забезпечують максимальну ступінь гомогенізації серед відомих промислових машин:  $Hm=4$ . Такої якості виявляється достатньо для технологічних процесів виробництва молочних продуктів з використанням гомогенізації молока. Тому це значення приймаємо за розрахункове.

Для визначення необхідного ступеня гомогенізації для практичних розрахунків доцільно скористатися виразом [33]

$$\Delta p = \frac{Hm}{0,9 \cdot 10^{-6} \cdot \varphi^2}. \quad (4.3.53)$$

Іншими вихідними даними для розрахунку є температура молока та продуктивність гомогенізатора. Для отримання необхідної продуктивності машини  $Q$ , кг/с, при розрахованому надлишковому тиску скористаємося формулою

$$d_c = \sqrt{\frac{Q}{\mu\pi}} \sqrt{\frac{2}{\rho_m \Delta p}}. \quad (4.3.54)$$

В технологічних лініях виробництва молочних продуктів, найчастіше, гомогенізатор встановлюють після пастеризації. Температура молока при цьому дорівнює 60–65<sup>0</sup>С. Але на виробництві можливі випадки, коли температура менше 60<sup>0</sup>С. Тому уточнюємо ступінь гомогенізації для певних значень температури на надлишкового тиску

$$Hm = -3,99 + 0,028T + 1,95\Delta p \cdot 10^{-6} - 0,13\Delta p^2 \cdot 10^{-12}. \quad (4.3.55)$$

В разі необхідності, коригуємо значення ступеня гомогенізації, змінюючи надлишковий тиск та перераховуємо діаметр сопла за формулою (4.3.54).

В технологічних схемах виробництва молочної продукції найчастіше зазначається достатня якість гомогенізації у одиницях тиску гомогенізації для клапанних гомогенізаторів. Для полегшення перерахунку цього тиску у надлишковий тиск протитечійно–струминного гомогенізатора, що відповідає тому ж ступеню гомогенізації, складено таблицю 4.3.1.

Відстань між соплами форсунок визначаємо за формулою

$$a = \frac{d_c}{2}. \quad (4.3.56)$$

Використовуємо форсунки з конічними звужуючими насадками з кутом конусності 49<sup>0</sup>, які встановлюємо співвісно.

Розрахункове значення потужності  $P$ , кВт, електродвигуна (нехтуючи гідравлічними опорами при русі молока від насоса до форсунок) приводу насоса гомогенізатора знайдемо з виразу

$$P = \frac{\Delta p \cdot Q}{\rho_m \cdot \mu_n} \quad (4.3.57)$$

де  $\mu_n$  – коефіцієнт корисної дії насосу.

Таблиця 4.3.1– Визначення необхідного тиску протитечійно–струминного гомогенізатора за технологічними вимогами для клапанних гомогенізаторів

Тиск клапанного гомогенізатора, МПа	5,0	10,0	15,0	20,0	25,0
Тиск протитечійно–струминного гомогенізатора, $\Delta p$ , МПа	2,4	2,7	3,2	3,5	4,0
Ступінь гомогенізації, $H_m$	1,7	2,4	3,0	3,5	3,9

#### 4.3.4. Методика розрахунку струминного гомогенізатора з використанням нормалізації молока за жирністю

При дослідженні процесів диспергування крапель в безперервному середовищі важливо враховувати стійкість краплі до дії сил, що прагнуть її зруйнувати. Їх наслідком є поява зон статичного тиску всередині рідини, зони підвищеного та зниженого тисків, які призводять до деформації та руйнування краплі. Критерієм руйнування таких крапель або жирових кульок в умовах затопленого струменя є критерій Вебера, формула якого для струминної гомогенізації  $We^c$  [34]

$$We^c = \frac{\rho_{пл} \cdot u^2 \cdot D_{max}}{\sigma_{ж-п}}, \quad (4.3.58)$$

де  $u$  – швидкість ковзання жирової кульки відносно молочної плазми, м/с;

$\rho_{пл}$  – густина плазми молока, кг/м<sup>3</sup>;

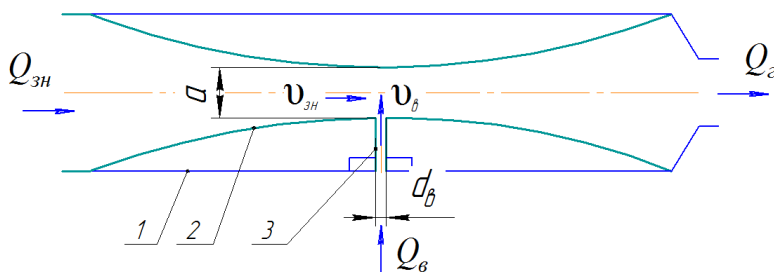
$D_{max}$  – максимальний діаметр краплі, стійкої у даному потоці, м;

$\sigma_{ж-п}$  – поверхневий натяг на границі "жир–плазма", Н/м.

Для забезпечення процесу якісного подрібнення жирових кульок в струминному гомогенізаторі молока з роздільною подачею жирової фази,

необхідно створити максимальну різницю швидкостей фаз між жировою кулькою, що надходить у потік знежиреного молока, та швидкістю дисперсійного середовища  $u$  (рис. 4.3.5).

$$\vec{u} = \vec{v}_{zn} - \vec{v}_e, \quad (4.3.59)$$



1 – камера струминного гомогенізатора молока; 2 – внутрішні стінки профілю для потоку знежиреного молока; 3 – канал подавання вершків;  $a$  – ширина центрального каналу в місці найбільшого звуження камери гомогенізації, м  $d_e$  – діаметр каналу подачі вершків;  $Q_{zn}$ ,  $Q_v$ ,  $Q_z$  – подача знежиреного молока, вершків і продуктивність гомогенізатора;  $v_{zn}$ ,  $v_v$  – швидкості знежиреного молока і вершків

Рис. 4.3.5 – Схема струминного гомогенізатора з роздільною подачею жирової фази.

При перпендикулярному розташуванні каналу підведення жирової фази по відношенню до напрямку швидкості руху знежиреного молока рівняння (4.3.59) перетворюється на

$$u = v_{zn}. \quad (4.3.60)$$

Для створення найкращих умов для подрібнення жирової фази необхідно підвищувати швидкість знежиреного молока. Такі умови створюються на осі камери за місцем максимального звуження.

Формула (4.3.59) визначена з умови подавання по каналу 3 поодинокі жирові кульки. В струминному гомогенізаторі по каналу 3 подаються вершки (емульсія жирової фази в плазмі молока), тому визначення дійсної відносної швидкості  $u$  залежить від діаметра каналу подачі вершків, вмісту жиру в вершках і швидкості потоку вершків. Тому при подаванні дисперсної фази перпендикулярно потоку знежиреного молока швидкість ковзання буде дорівнювати

$$u = k_c v_{zn}, \quad (4.3.61)$$

де  $v_{зн}$  – швидкість потоку знежиреного молока у місці подавання жирової фази, м/с;  $k_c$  – коефіцієнт струминного диспергування з поперечним подаванням жирової фази.

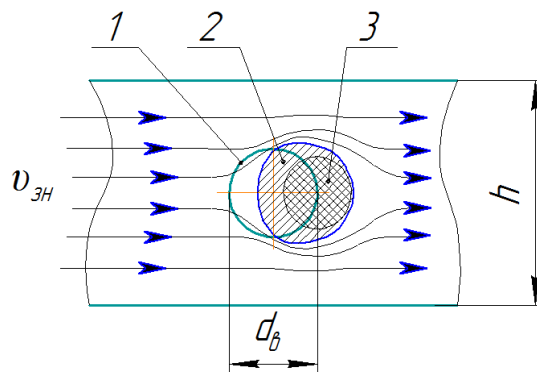
Коефіцієнт  $k_c$  враховує:

- жирність вершків, які подаються в гомогенізатор  $\mathcal{J}_g$ ;
- діаметр каналу подачі вершків  $d_g$ ;
- швидкості потоку вершків  $v_g$  на виході з каналу подачі вершків.

$$k_c = k_{cжк} k_{cди} k_{cd}, \quad (4.3.62)$$

де  $k_{cжк}$ ,  $k_{cди}$ ,  $k_{cd}$  – коефіцієнти впливу жирності, швидкості та діаметра каналу (струменя) подачі вершків відповідно.

**Діаметр каналу подачі вершків** має суттєвий вплив на показники якості процесу. Ідеальний умови для створення максимальної швидкості обтікання жирової кульки створюються при подачі в потік знежиреного молока поодинокі жирові кульки. В цьому випадку внутрішній діаметр каналу подачі вершків повинен дорівнювати діаметру жирової кульки, що неможливо здійснити на практиці. Тому зі зменшенням діаметра каналу подачі вершків дисперсність молочної емульсії підвищується. В іншому випадку висока швидкість обтікання жирових частинок буде створюватися лише для периферійної частини струменя вершків (рис. 4.3.6).



1 – канал подачі жирової фази; 2 – зона високої швидкості ковзання жирової кульки відносно плазми знежиреного молока; 3 – зона низької швидкості ковзання жирової кульки.

Рис. 4.3.6 – Схема до визначення впливу діаметра каналу подачі вершків на ступінь диспергування.

В центральній частині струменя вершків швидкість обтікання жирових

кульок буде нижче.

Отже при збільшенні діаметра каналу вершків збільшуються розміри зони з низькою швидкістю ковзання жирових кульок відносно плазми, що призводить до зниження ступеня диспергування молочного жиру. Виготовлення каналу, внутрішній діаметр якого відповідає мінімальному діаметру струменя вершків, буде обумовлювати більш якісне подрібнення, за рахунок забезпечення рівномірного впливу потоку знежиреного молока на центральну та периферійну частини струменя вершків.

З іншого боку, зменшення розмірів внутрішніх частин каналів підвищує ступінь облітерації, при цьому зростають втрати тиску, що призводить до зменшення коефіцієнта витрат. Наслідком цього є підвищення необхідного тиску подавання жирової фази та підвищення енерговитрат.

**Жирність вершків.** При підвищенні жирності вершків, наприклад з 20% до 40% відбувається:

- зростання кількості жирових кульок в одиниці об'єму та зменшення відстані між ними, що підвищує щільність жирових кульок як на периферійній так і в центральній частині струменя вершків (див. рис. 4.3.6);

- зменшення необхідної швидкості подачі вершків з умови забезпечення необхідної жирності готового продукту згідно рівняння матеріального балансу жиру в молоці;

- зростання вірогідності коалесценції жирових кульок при зіткненні подрібнених жирових кульок, не вкритих білковою оболонкою.

Зменшення необхідної швидкості подачі вершків у камеру гомогенізації призводить до зниження енерговитрат насоса подачі жирової фази.

Попередити явище коалесценції можливо шляхом додавання емульгаторів, які забезпечать достатню кількість білкової речовини для покриття знов утворених вільних поверхонь подрібнених жирових крапель.

**Швидкість подачі вершків.** Запропонований спосіб дозволяє подавати вершки по каналах, площа яких обумовлює якість процесу, виходячи з умови забезпечення певної жирності з рівняння матеріального балансу. Діаметр каналу подавання жирової фази, площа перетину камери гомогенізації та надлишкові тиски подавання знежиреного молока та вершків визначають співвідношення між знежиреним молоком та вершками – вихідну жирність продукту.

Залежність  $k_c = f(J_v, d_v, v_v)$  визначається експериментально.

Враховуючи статистичне розподілення розмірів жирових кульок у

молоці

$$D_{max} = 2d_k, \quad (4.3.63)$$

де  $d_k$  – середній діаметр жирових кульок молока, м.

З урахуванням формул (4.3.61), (4.3.62) і (4.3.63) формула критерія Вебера (4.3.58) для струминної гомогенізації буде мати вигляд

$$We^c = \frac{2\rho_{zn} \cdot k_c^2 v_{zn}^2 d_k}{\sigma_{ж-н}}, \quad (4.3.64)$$

Для руйнування жирових кульок необхідно досягнення значення критерію Вебера  $We^c$  рівним (або більшим) за критичне  $We_k$

$$We^c = \frac{2\rho_{zn} \cdot k_c^2 v_{zn}^2 d_k}{\sigma_{ж-н}} \geq We_k, \quad (4.3.65)$$

Критичні значення чисел Вебера для руйнування крапель в потоці повітря визначені експериментально  $We_k \geq 8-12$ . Однак для руйнування жирових кульок в потоці знежиреного молока його значення буде вищим, враховуючи більшу залученість до потоку сусідніх шарів плазми. Діапазон критичних значень критерію Вебера ( $We_k$ ) для різних типів гомогенізуючих пристроїв має істотні відмінності, так як для руйнування у потоці рідини його значення буде більшим внаслідок включення в потік сусідніх шарів рідини. Найближчим за механізмом гомогенізації до дослідної є протитечійно-струминна гомогенізація, для якої експериментально підтверджені значення  $We_k$  знаходяться в межах 500–600. Але ці значення відносяться до "модифікованого критерія Вебера" (в якому замість відносної швидкості фаз емульсії використана швидкість потоку молока), тому значення  $We_k$  будуть меншими. Для подальших розрахунків приймемо значення  $We_k=100$ .

З виразу (4.3.65) отримаємо теоретичні значення середнього діаметра жирової кульки після гомогенізації

$$d_k = \frac{We_k \sigma_{ж-н}}{2\rho_{zn} \cdot k_c^2 v_{zn}^2}. \quad (4.3.66)$$

Основними параметрами СГРЖФ є подача знежиреного молока та вершків, розміри та форма внутрішньої поверхні камери гомогенізації в місці подачі вершків, діаметр каналу подачі вершків і потужність насосів подачі вершків і знежиреного молока.

Визначаємо подачу знежиреного молока та вершків

$$Q_{зж} = \frac{Q_{н.м} (\mathcal{J}_в - \mathcal{J}_{н.м})}{\rho_м (\mathcal{J}_в - \mathcal{J}_{зж})}, \quad (4.3.67)$$

$$Q_в = \frac{Q_{н.м} (\mathcal{J}_{н.м} - \mathcal{J}_{зж})}{\rho_м (\mathcal{J}_в - \mathcal{J}_{зж})}. \quad (4.3.68)$$

Якщо жирність вершків не задана, то для підвищення ступеня диспергування використовуємо найбільшу технологічно обґрунтовану жирність.

З формули (3.9) знаходимо необхідну швидкість знежиреного молока з умови досягнення необхідної дисперсності

$$v_{зж} = \sqrt{\frac{We_к \sigma_{жс-п}}{2d_{ср} \rho_{пл} k_c^2}}. \quad (4.3.69)$$

Для розрахунку приймаємо  $We_к = 28$ ,  $k_c = 0,3-0,35$ .

Знаходимо розміри камери СГРЖФ в її центральному перетині. При використанні прямокутної камери

$$ah = \frac{Q_{зж}}{v_{зж}}. \quad (4.3.70)$$

$$a = h = \sqrt{\frac{Q_{зж}}{v_{зж}}}. \quad (4.3.71)$$

При використанні циліндричної камери

$$d_{кам} = \sqrt{\frac{4Q_{зж}}{\pi v_{зж}}}. \quad (4.3.72)$$

Для зниження енерговитрат і отримання максимального  $\mu_к$  внутрішній профіль камери необхідно виготовити коноїдної форми. Якщо це неможливо, то конічним з кутом конусності  $48-50^\circ$ .

Діаметр каналу подачі вершків визначаємо з формули

$$d_в > \sqrt{\frac{v_{зж} S_к \varepsilon_к (\mathcal{J}_{н.м} - \mathcal{J}_{зж})}{10\pi N_к (\mathcal{J}_в - \mathcal{J}_{н.м})}}. \quad (4.3.73)$$

Кількість каналів приймаємо максимально можливим з умови діаметра каналу подачі вершків та внутрішнього перерізу площі камери гомогенізації.



При  $a = h = d_{\text{кам}} = 2-3$  мм і  $d_g = 0,9$  мм  $N_k = 2...3$ . Для підвищення площі каналі подачі вершків при малій товщині шару жирової фази перспективним є використання струминного гомогенізатор зі щілинними каналами.

Горизонтальна координата місця розташування каналів подачі вершків розраховується з формули

$$S_I = 0,05 \frac{v_{zn}^2 \rho_{zn}}{2\varphi_k^2} + 0,6. \quad (4.3.74)$$

В якості насосів для подачі знежиреного молока та вершків слід обирати насос об'ємної дії з гарантованою подачею продукта. Для їх підбору тиск подачі розраховується за формулами:

$$\Delta p_{zn} = \frac{v_{zn}^2 \rho_{zn}}{2\varphi_k^2}, \quad (4.3.75)$$

$$\Delta p_g = \frac{v_g^2 \rho_g}{2\varphi_g^2}, \quad (4.3.77)$$

Швидкість вершків на вході до камери СГРЖФ визначимо з формули

$$v_g = \frac{4Q_g}{N_k \pi d_g^2}, \quad (4.3.78)$$

Необхідна потужність для насосів подачі вершків та знежиреного молока може бути розрахована за виразами

$$P_g = \frac{Q_g \Delta p_g}{\eta_{нг} \eta_{пг}}, \quad (4.3.79)$$

$$P_{zn} = \frac{Q_{zn} \Delta p_{zn}}{\eta_{нzn} \eta_{пzn}}, \quad (4.3.80)$$

де  $\eta_{нг}$ ,  $\eta_{нzn}$  – коефіцієнти корисної дії насосу подачі вершків і знежиреного молока відповідно;

$\eta_{пг}$ ,  $\eta_{пzn}$  – коефіцієнти корисної дії передач і редуктора між насосами подачі вершків і знежиреного молока та відповідними електродвигунами.

Сумарна потужність СГРЖФ визначається з формули

$$P = P_{zn} + P_g. \quad (4.3.81)$$

Питомі енерговитрати

$$E_{\text{пит}} = \frac{P}{Q_{\text{н.м}}}$$

Для типового ряду продуктивностей гомогенізаторів основні конструктивні та енергетичні показники зведені в табл. 4.3.2.

Таблиця 4.3.2 – Розрахункові дані типорозмірів СГРЖФ з роздільним подаванням жирової фази

Продуктивність, $Q_{\text{н.м}}$ , т/год	Діаметр камери $d_{\text{кам}}$ , мм	Діаметр каналу вершків $d_{\text{в}}$ , мм	Кількість каналів $N_{\text{к}}$	Потужність насосу вершків, $P_{\text{в}}$ , Вт	Потужність насосу знежир. молока, $P_{\text{зн}}$ , Вт	Сумарна потужність, $P$ , Вт	Питомі енерговитрати, $E_{\text{пит}}$ кВт·год/т
1	2,2	1,4	2	0,10	0,7	0,8	0,8
2,5	3,6	2,2	2	0,18	1,8	2,0	0,8
5	5,0	3	2	0,35	3,6	4,0	0,8
10	4,4	2,8	2	0,72	7,2	7,9	0,8

#### 4.3.5. Методика розрахунку пульсаційного апарата з ротором, що вібрує для гомогенізації молока

Для ПА з ВР швидкість ковзання жирової кульки стає істотною в моменти прискорення та гальмування рідини. Ці умови створюються під час:

- перекриття отворів та їх незначного відкриття (гомогенізація по типу клапанних гомогенізаторів), коли градієнт швидкості у поперечному напрямку набуває істотної величини;
- швидкої зміни напрямку руху рідини за рахунок сил інерції, що викликає відмінності руху жирової кульки та плазми;
- прискорення потоку рідини при русі крізь канали переривника ПА.

Подрібнення за першою умовою відбувається протягом незначної частки часу пульсацій і є енергонеефективним (високі енерговитрати клапанних гомогенізаторів). Друга та третя умови передбачають створення істотних прискорень емульсії (швидкої зміни швидкості за короткий проміжок часу). Подібний механізм гомогенізації використовується у струминних та пульсаційних гомогенізаторах, енергоефективність яких значно вища (енерговитрати у 3–

5 разів менші за енерговитрати у клапанних гомогенізаторах).

Прискорення потоку молока викликає різницю швидкості (ковзання) жирової кульки відносно молочної плазми. Інерція жирових кульок відмінна від дисперсійної фази внаслідок різниці густини. При русі жирової частки відносно молочної плазми виникає сила опору, яка руйнує жирову кульку.

Конструювати РПА, призначені для гомогенізації молока, для максимального збільшення кавітаційного ефекту, на наш погляд, недоцільно за доводами, наведеними при розгляді кавітаційної теорії диспергування. Диспергуючий ефект таких пристроїв, на нашу думку, пов'язаний зі збігом факторів, що підвищують кавітацію, та факторів, що збільшують швидкість ковзання. При зменшенні зазору між ротором та статором і профілювання поверхонь каналів ротора і статора інтенсифікуються не тільки процеси кавітації, а і збільшуються пульсації тиску, що підвищує в свою чергу швидкість ковзання жирової кульки і, відповідно, ступінь диспергування.

Для визначення середнього розміру жирової кульки після гомогенізації, необхідно розрахувати величину середнього прискорення молочної емульсії. Для цього необхідно визначити миттєве значення швидкості потоку молока та рівняння зміни площі перерізу модулятора ПА з ВР.

Для ПА з ВР визначальним фактором гомогенізації є прискорення руху емульсії в отворах модулятора, тому немає необхідності у створенні мінімальних зазорів  $\delta$  і стає можливим використовувати отвори модулятора круглої форми, що технологічно простіше, причому немає необхідності описувати функцію  $S(t)$  абсолютно точно при закриванні отворів модулятора. Важливіше описати залежність  $S(t)$  безперервною функцією для уникнення зайвої громіздкості та можливості отримання зручних для використання при розрахунку ПА з ВР залежностей.

Основними параметрами ПА з ВР, які необхідно розрахувати, це: частота обертання та вібрації ротора, його амплітуда осьових коливань, діаметр і кількість отворів переривника та необхідна потужність для обертових і коливальних рухів ротора.

Частоту обертання кривошипу  $n_k$  приймаємо максимально можливою. Зручно приймати  $n_k$  рівною максимальній стандартній частоті обертання електродвигунів змінного струму, тобто  $n_k = 2880$  об/хв.

Розрахункова схема ПА з ВР представлена на рис. 4.3.7.

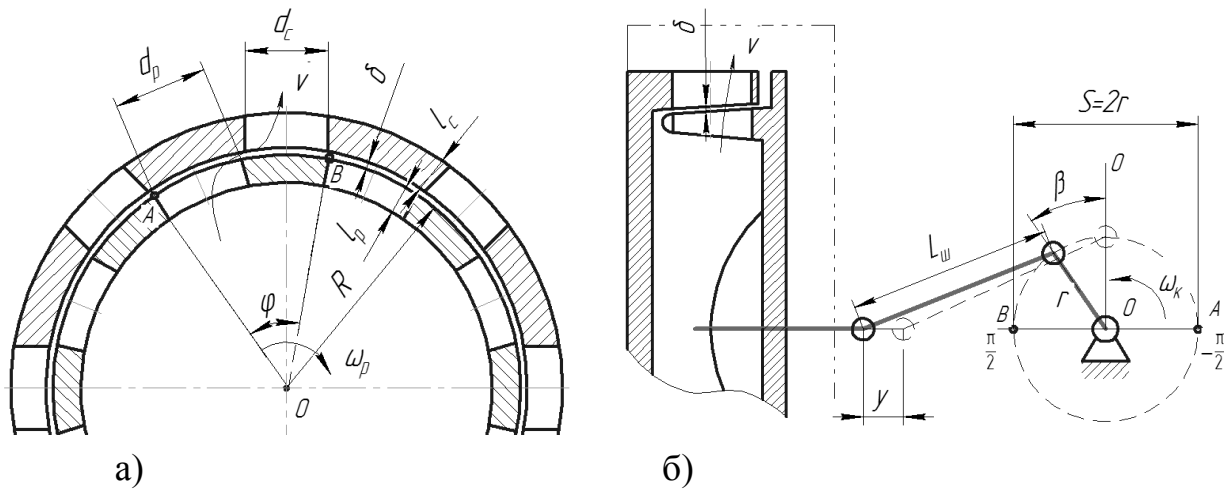


Рис. 4.3.7 – Схема рухів ротора ПА: а) обертальний рух ротора, б) коливальний рух вздовж осі ротора.

У дослідженнях [34] визначено, що для досягнення виникнення резонансу і максимального ступеня диспергування молочного жиру оптимальна частота обертання ротору повинна бути синхронізована з частотою обертання кривошипу і кут зсуву фаз між обертанням кривошипу та ротору повинен складати  $270^0$ .

$$n_p = \frac{n_k}{z}. \quad (4.3.82)$$

Дослідження показника ефективності гомогенізації [34] показало, що для підвищення ефективності роботи ПА з ВР необхідно збільшувати діаметр ротора, зменшувати радіус кривошипу та кількість отворів переривника. Тому кількість отворів приймаємо рівним  $z=4$ , адже при такій кількості отворів ефективність ПА з ВР значно зростає.

Для проектування класичних РПА циліндричного типу радіальний зазор приймають мінімально можливим для підвищення кавітаційних ефектів і його величина залежить від технічних можливостей виготовлювача. Значення, яке рекомендується для РПА становить  $\delta=0,1$  мм. Для ПА з ВР ця умова не обов'язкова, але величина зазору впливає на характер залежності швидкості, викликані відцентровими силами в переривнику ПА, від часу. При великих зазорах характер зміни швидкості  $v_0^e$  буде іншим, що вплине на умови створення резонансу руху рідини в ПА з ВР. Оптимальні умови виникнення резонансу стануть відмінними від зазначених вище, що знизить ефективність роботи апарата, що проектується. Тому величину зазору приймаємо  $\delta < 0,5$  мм.

Довжину каналів статора та ротора для підвищення ефективності

гомогенізації необхідно зменшувати. Граничними умовами для їх величини є міцностні характеристики ротора та статора ПА. В існуючих конструкціях типових РПА  $l_p \geq 5$  мм,  $l_c \geq 8...10$  мм.

Після визначення мінімальних за технологічними та міцносними характеристиками  $l_p$  і  $\delta$  уточнюємо їх значення, виходячи з умови виникнення акустичного резонансу [22]

$$l_c = \frac{60c}{(4k+2)n_k} \quad (4.3.83)$$

$$\delta = \frac{(0,438...0,435)kD}{z_p} \quad (4.3.84)$$

де  $k = 1, 2, 3$  і т.д.

Діаметр ротора визначимо з рівняння, де  $Q_o$  виражена у т/год

$$D = 3,08 \sqrt[4]{\frac{Q_o z^2 (l_p + \delta + l_c)}{n_p \rho_m}} \quad (4.3.85)$$

Радіус кривошипу ПА з ВР визначимо як

$$r = \frac{30z \left( \frac{\pi D}{2z} + 8\delta \right)^2 \left( \frac{K_h^2}{d_k^2} - \frac{\pi^3 n_k^2 D^2}{3600 z^2 (l_p + \delta + l_c)} \right)}{D^2 n_k^2 \pi^2} \quad (4.3.86)$$

Кількість отворів ротора пов'язана з діаметром ротора та діаметром отворів

$$d_p = \frac{\pi D}{2z} \quad (4.3.87)$$

Ширина ротора збільшує енерговитрати ПА з ВР, тому приймаємо цей параметр мінімальним, використовуючи співвідношення

$$H > d_p \quad (4.3.88)$$

Або

$$H > \frac{\pi D}{2z} \quad (4.3.89)$$

Електродвигуни приводу обертання  $P_o$  та вібрації ротора  $P_e$  підбираємо за необхідними потужностями, які знаходимо з залежностей

$$P_o = 1,1 D^3 n_p^2 \left( \frac{\rho_m D^3 n_p}{9200 z^2 (l_p + \delta + l_c)} + \frac{\mu}{26,4 z \delta} \right) \quad (4.3.90)$$

$$P_{\omega} = 0,144n_{\kappa}^3 r^2 (m + 0,43\rho_m z^2 D^2 r). \quad (4.3.81)$$

Для зменшення енерговитрат вібрації ротора масу ротора та рухомих частин приводу необхідно мінімізувати, використовуючи харчові корозійностійкі метали та сплави з мінімальною щільністю.

Розрахункові дані типорозмірів ПА з ВР (табл. 4.3.3) показують, що значення питомого енергоспоживання значно знижується з підвищенням продуктивності.

Таблиця 4.3.3 – Орієнтовні розрахункові дані типорозмірів пульсаційного гомогенізатора з вібруючим ротором

Продуктивність, $Q_o$ , т/год	Діаметр ротора, м	Радіус кривошипу, мм	Потужність вібрації, Вт	Потужність обертання ротора, Вт	Сумарна потужність, Вт	Питомі енерговитрати, кВт·год/т
1	0,07	0,0021	8237	35	8272	8,27
2,5	0,09	0,0016	7431	132	7563	3,03
5	0,11	0,0012	5622	364	5986	1,20
10	0,13	0,0007	2635	1014	3649	0,36

Питоме енергоспоживання для клапанних гомогенізаторів становить 7–10 кВт·год/т, тому заміна таких машин на ПА з ВР з точки зору енергоефективності має сенс при продуктивності більше 1,5 т/год.

#### 4.3.6. Методика розрахунку пульсаційного поршньового гомогенізатора молока

Для ППГ одним з найважливіших завдань є визначення взаємозв'язку його конструктивно-кінематичних параметрів з інтенсивністю впливу на жирову кульку, що оцінюється ступенем гомогенізації або дисперсними показниками емульсії після гомогенізації.

Механізм подрібнення жирових часток під час пульсаційної гомогенізації відбувається наступним чином. Внаслідок коливальних рухів поршня, який рухається зі змінною швидкістю  $v_n$  (рис. 4.3.8) [34], дисперсійне середовище захоплює в рух жирову частку й з урахуванням цього формується відносний рух середовища і частки  $v_{ш}$ , який сягає максимальних значень при

проходженні через отвори поршня.

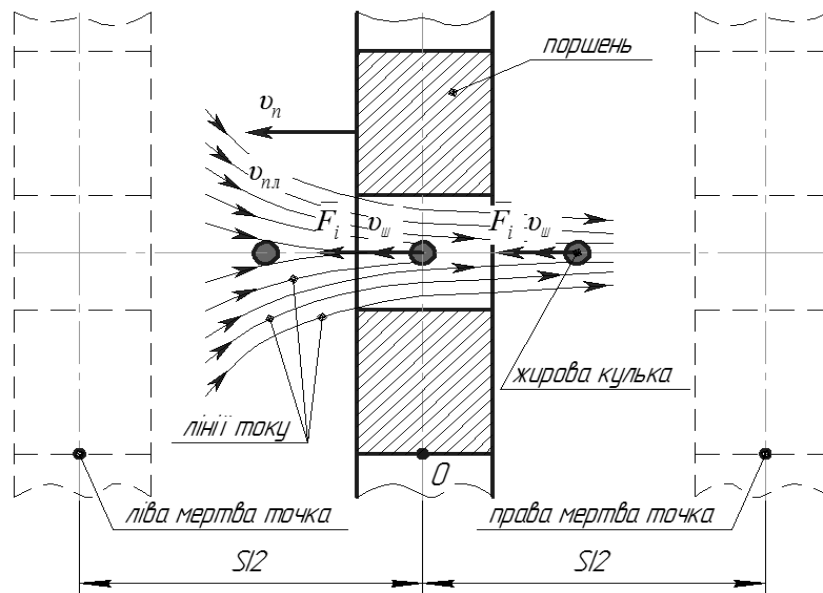


Рис. 4.3.8– Схема руху поршня та жирової кульки під час пульсаційної гомогенізації.

Середовище, рухаючись відносно поверхні жирової кульки, впливає на її поверхню за рахунок декількох факторів: гідростатичного тиску, дотичних і нормальних напружень, сил інерції та, ймовірно, кавітаційних ефектів.. Найбільш суттєвий вплив на жирову кульку в процесі пульсаційної гомогенізації мають сили інерції  $F_i$ , оскільки вони сприяють виникненню швидкості ковзання жирової кульки як різниці швидкості між жировою кулькою та оточуючою плазмою  $u = v_{nl} - v_{ш}$ . Основними чинниками інерціальних сил є частота  $n$  та амплітуда  $s$  коливання поршня.

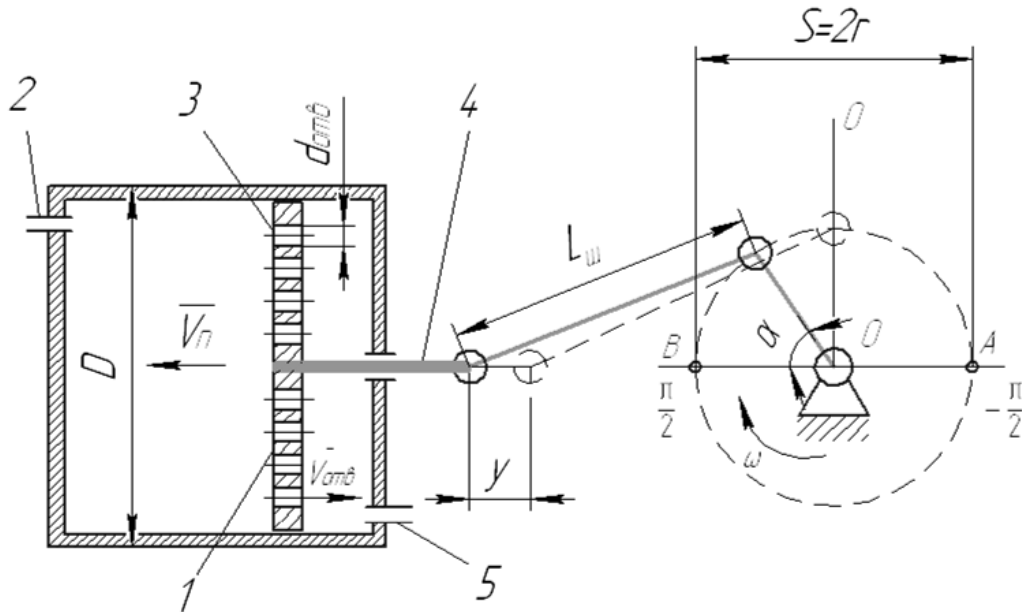
В ППГ процес диспергування молочної емульсії відбувається в два етапи:

- у отворах і каналах поршня–ударника (по типу клапанної гомогенізації);
- при виході струменів з отворів і кільцевого каналу поршня за рахунок утворення градієнту швидкості (по типу струминної гомогенізації).

Таким чином, для пульсаційної гомогенізації застосовною є теорія руйнування за критерієм Вебера,  $We$ , що визначає співвідношення гідродинамічних сил і сил поверхневого натягу частки дисперсної фази.

Основними параметрами ППГ, які необхідно визначити є: амплітуда та частота коливань поршня, геометричні параметри поршня та необхідна для

роботи потужність.



1 – поршень; 2 – патрубок для відведення емульсії; 3 – отвори поршня; 4 – регульований кривошип; 5 – патрубок подачі емульсії.  $V_n$  – швидкість поршня;  $V_{отв}$  – швидкість руху емульсії в отворах поршня;  $d_{отв}$  – діаметр отворів;  $D_n$  – діаметр камери (поршня);  $L_{ш}$  – довжина шатуна;  $r$  – радіус кривошипа;  $\alpha$  – кут повороту кривошипа.

Рис. 4.3.9– Розрахункова схема ППГ.

Мінімальну амплітуду коливань поршня ППГ для диспергування жирової фази молока визначимо

$$s = \frac{K_o}{2\varphi} \left( \frac{K_z}{d_k \pi n} \right)^2. \quad (4.3.82)$$

Коефіцієнт гомогенізації для ППГ з одним поршнем  $K_z=225$ .

Згідно з результатами теоретичних і експериментальних досліджень ППГ, для підвищення ефективності гомогенізації необхідно підвищувати частоту вібрації поршня. Тому для приводу гомогенізатора необхідно обирати електродвигуни з найбільшою частотою обертання валу. Наприклад двигуни серії 4АМХД мають частоту обертання валу 6000 об/хв. При застосуванні мультиплікатора для підвищення частоти вібрації поршня знижується коефіцієнт корисної дії приводу, збільшується його вартість і масо-габаритні показники. Але мультиплікатор дає можливість підвищити частоту вібрації поршня, що знизить питомі енерговитрати гомогенізатора. Тому доцільність використання мультиплікатора у приводі ППГ слід вирішувати у кожному



конкретному випадку шляхом розрахунків.

Експериментально доведене підвищення ефективності ППГ при використанні конічних отворів поршня з максимальним коефіцієнтом живого перетину поршня. При зменшенні малого діаметра конусного отвору  $d_o$  підвищується вірогідність облітерації внутрішнього діаметра отворів поршня, що знижує працездатність гомогенізатора. Для зменшення облітерації мінімальне значення  $d_o$  повинно відповідати умові

$$d_o \geq 2 \text{ мм}. \quad (4.3.83)$$

Для конічних отворів з метою забезпечення міцності поршня, враховуючи необхідність зменшення його щільності і використання для виготовлення поршня харчових пластмас, мінімальна товщина поршня визначається з формули

$$h_n \geq 6d_o. \quad (4.3.84)$$

Отвори розташовуємо рівномірно по площі поршня з метою мінімізації застійних зон.

Більший діаметр конічних отворів поршня ППГ визначаємо з формули

$$D_o = h_n \cdot \operatorname{tg} \frac{\theta}{2} + d_o, \quad (4.3.85)$$

де  $\theta=48-50^\circ$  – кут конусності, для якого коефіцієнт швидкості  $\varphi_{ш}=\max=0,96$ .

Орієнтовні максимальні значення коефіцієнта живого перетину отворів поршня в залежності від продуктивності ППГ при використанні конічних отворів надані в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3.4 – Орієнтовні значення  $K_o$  для розрахунку параметрів ППГ

Продуктивність, $Q$ , т/год	0,5	2,5	5	10
Коефіцієнт живого перетину поршня $K_o$	0,03	0,04	0,05	0,06

Необхідний внутрішній діаметр камери ППГ визначимо з формули

$$D = \sqrt{\frac{2KQ}{\pi sn}}. \quad (4.3.86)$$

Мінімальну кратність обробки за результатами експериментальних досліджень приймаємо  $K=12$ .

Визначимо розрахункове значення кількості отворів поршня  $N$

$$N = 0,9 \left( \frac{D}{D_o} \right)^2. \quad (4.3.87)$$

Після остаточного прийняття  $N$  розраховуємо коефіцієнт живого перетину поршня

$$K_o = \frac{Nd_o^2}{D^2}. \quad (4.3.88)$$

Необхідну потужність електродвигуна приводу ППГ визначимо з формули (з урахуванням коефіцієнта корисної дії приводу  $\eta$ )

$$P_{ог} = \frac{\pi^3 (1 - K_o) D^2 n^2 s^2}{\eta} \left( \pi n (0,32 h_n \rho_n + 0,1 C \rho_m s) + 0,11 \frac{\rho_m}{K_o} \right), \quad (4.3.89)$$

де  $C$  – коефіцієнт опору руху поршня.

Питомі енерговитрати знаходимо з формули

$$E_{нит} = \frac{P}{Q \rho_m}, \quad (4.3.90)$$

З підвищенням продуктивності значення питомих енерговитрат значно підвищуються (табл. 4.3.5).

Таблиця 4.3.5 – Орієнтовні розрахункові дані типорозмірів пульсаційного гомогенізатора

Продуктивність, $Q$ , т/год	Частота вібрації поршня $n$ , хв <sup>-1</sup>	Амплітуда коливання $s$ , мм	Діаметр поршня $D$ , мм	Потужність, кВт	Питоме енергоспоживання, кВт·год/т
1	6000	12,5	41	0,72	0,72
2,5	6000	16,7	56	2,45	0,98
5	6000	20,1	73	6,8	1,36
10	6000	25,1	92	14,2	1,42

При підвищенні необхідної продуктивності збільшується необхідна амплітуда вібрації поршня, що призводить до підвищення питомого енергоспоживання ППГ. Питоме енергоспоживання для клапанних гомогенізаторів становить 6,5–8 кВт·год/т і знижується при підвищенні продуктивності, тому заміна таких машин на ПА має більший економічний ефект при невисокій потрібній продуктивності.

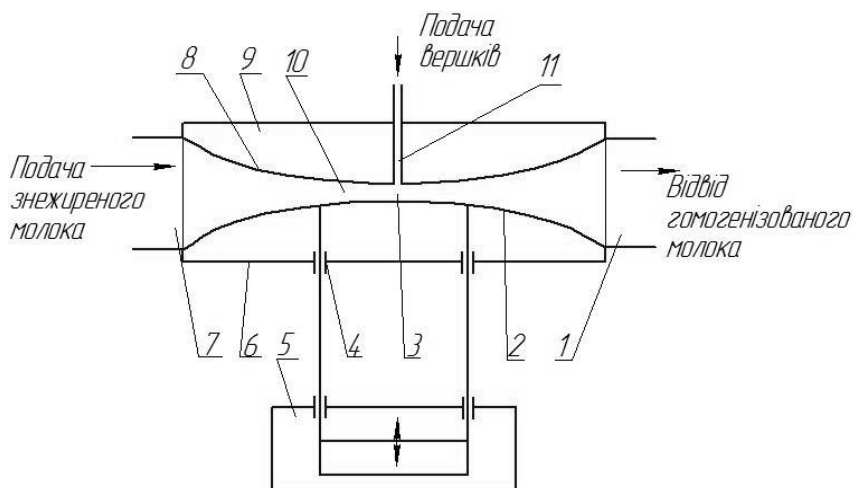
## 4.4. ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМИ СИНТЕЗУ КОНСТРУКТИВНИХ РІШЕНЬ ГОМОГЕНІЗАТОРІВ

### 4.4.1. Надання коливань емульсії, що обробляється, та використання резонансних явищ

Інтенсифікація процесу гомогенізації за рахунок коливань робочого середовища розглянута у підрозділі 4.1.

Для струминної гомогенізації використання переваг коливань емульсії можливо досягти, якщо частину робочої камери або направляючої камери з'єднати зі збудником коливань. Коливання направляючої 2 (рис. 4.4.1), які передаються від вібраційного пристрою 5, призводять до:

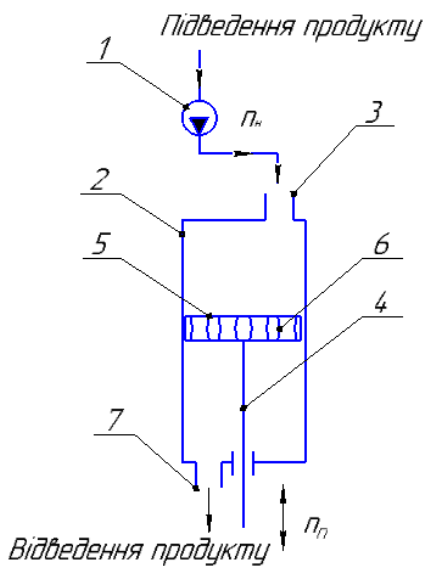
- додаткового підвищення швидкості ковзання жирової кульки відносно плазми молока;
- усунення застійних зон;
- рівномірної дисипації енергії коливань по об'єму середовища, що обробляється;
- підвищення турбулентності у пристінних зонах каналу, що знижує облітерацію каналів. Це підвищує ступінь диспергування та надійність роботи гомогенізатора.



1 – патрубок відводу гомогенізованого продукту; 2 – рухома направляюча; 3 – центральна частина камери; 4 – ущільнювачі; 5 – збудник коливань; 6 – корпус; 7 – патрубок подачі знежиреного молока; 8 – нерухома направляюча; 9 – камера; 10 – центральний канал подачі знежиреного молока; 11 – канал подачі вершків.

Рис. 4.4.1 – Схема струминного гомогенізатора зі збудником коливань за патентом України 122548.

Резонансного ефекту в струминному гомогенізаторі можливо досягти, якщо використовувати пульсаційну подачу емульсії в камеру гомогенізації та синхронізувати її з зовнішніми коливаннями елементів, розташованих у камері. Подачу продукту з вираженими пульсаціями можливо здійснити шляхом використання плунжерного, мембранного або шестеренного насоса (рис. 4.4.2). Співпадіння пульсацій від насосу подачі емульсії з частотою збудника коливань в робочій камері апарата знижує витрати енергії та підвищує швидкість ковзання жирових кульок, що підвищує ефективність роботи гомогенізатора.



1 – насос; 2 – циліндр; 3 – патрубок подачі продукту, 4 – шток, 5 – поршень-ударник; 6 – наскрізні отвори; 7 – патрубок відводу гомогенізованого продукту.

Рис. 4.4.2 – Схема виникнення резонансного ефекту при пульсаційній гомогенізації.

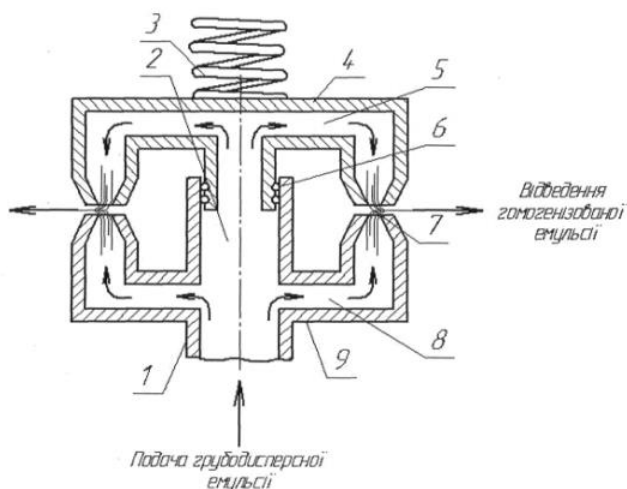
#### 4.4.2. Підвищення відносної швидкості дисперсної та дисперсійної фаз за рахунок використання зустрічних струменів

Висока ефективність використання протитечійно-струминних гомогенізаторів обумовлена створенням високої швидкості ковзання жирових кульок дисперсійному середовищі. Негативні явища надлишкового піноутворення легко уникнути при зіткненні затоплених струменів емульсії.

Зважаючи на широку розповсюдженість у виробничих умовах молокопереробних підприємств гомогенізаторів клапанного типу, покращення їх енергоефективності без істотних змін конструкції, а отже і високих капіталовкладень, є важливою та актуальною задачею молочної промисловості.

Одним зі шляхів вирішення такої задачі є вдосконалення головки гомогенізатора шляхом виконання в ній центрального каналу 2 (рис. 4.4.3), який з'єднаний з ідентичними кільцевими каналами 5 і 8, розташованими співвісно навпроти один до одного, щоб вони утворювали зону зіткнення двох протилежно направлених кільцевих потоків емульсії. Внаслідок цього дисперсні частки будуть подрібнюватись не тільки за рахунок створення високого градієнта швидкості потоку, що проходить між сідлом і клапаном, а

ще й при проникненні дисперсних часток одного потоку у дисперсійну фазу зустрічного потоку, що дозволить зменшити необхідний тиск гомогенізації, а отже й питомі енерговитрати процесу.

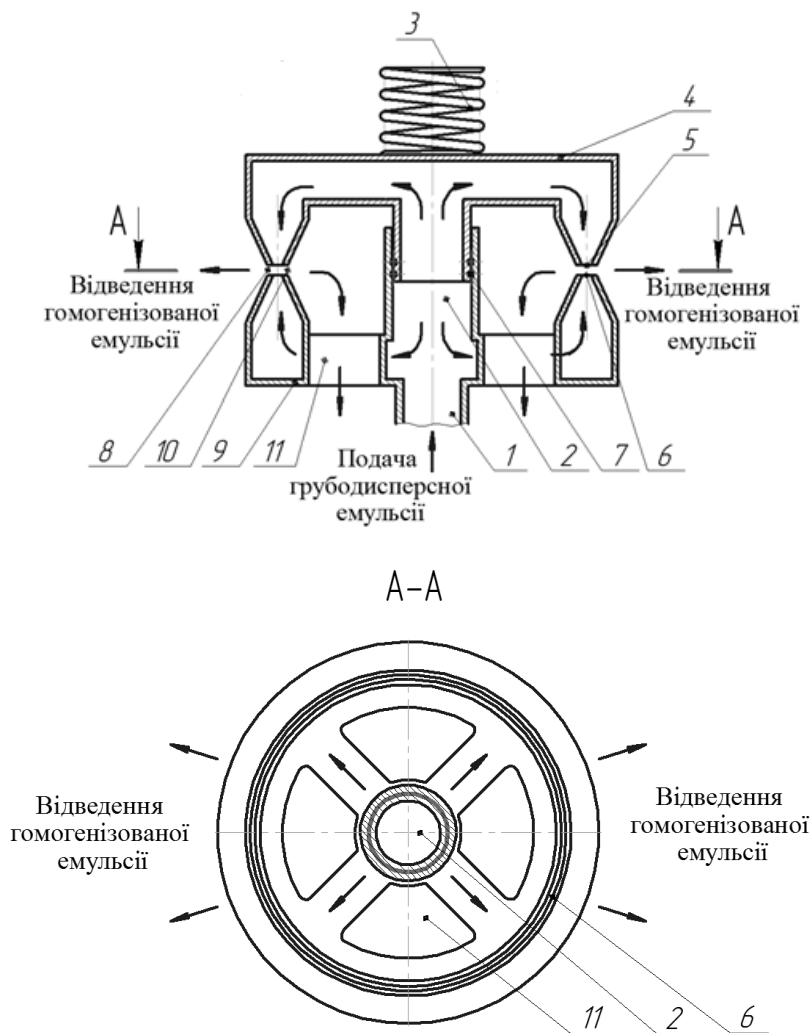


1 – канал подачі; 2 – центральний канал; 3 – притискний механізм; 4 – клапан; 5 – кільцеві канали клапана; 6 – ущільнюючі кільця; 7 – кільцева щілина; 8 – кільцеві канали сідла; 9 – сідло.

Рис. 4.4.3 – Головка гомогенізатора для утворення зустрічних струменів за патентом 98488.

В центральному каналі 2 емульсія розділяється на два протилежно направлені потоки та, проходячи по кільцевих каналах клапана 5 і сідла 8, спрямовується до щілини 7, де відбувається зіткнення потоків емульсії та часткова гомогенізація, а саме взаємопроникнення дисперсних часток одного потоку у дисперсійну фазу іншого, завдяки чому утворюється різниця швидкостей між дисперсною часткою та дисперсійною фазою, необхідна для руйнування дисперсної частки. Після зіткнення двох протилежно направлених потоків емульсія проходить у щілині 7 між сідлом 9 та клапаном 4, де утворюється високий градієнт швидкості потоку, завдяки чому відбувається "просковзування" дисперсної частки відносно дисперсійної фази емульсії (утворюється різниця швидкостей між дисперсною часткою та дисперсійною фазою) і відбувається остаточна гомогенізація емульсії та відведення її з головки гомогенізатора.

Для підвищення ефективності конструкції, представленої на рис. 4.4.3, необхідна наявність каналів (вікон) 11 (рис. 4.4.4) відведення емульсії з порожнин, утворених клапаном і сідлом.



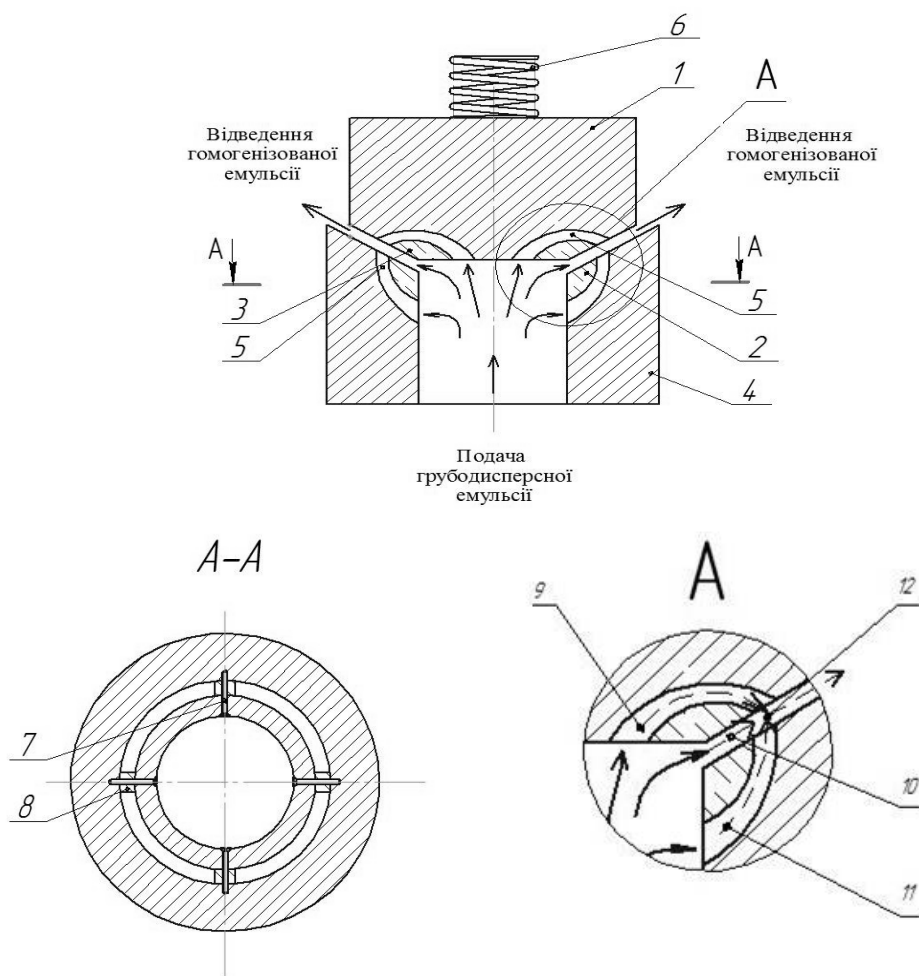
1 – канал подачі; 2 – центральний канал; 3 – притискний механізм; 4 – клапан; 5 – кільцеві канали клапана; 6 – кільцеві канали сідла; 7 – ущільнюючі кільця; 8 – зовнішня щілина між клапаном та сідлом; 9 – сідло; 10 – внутрішня щілина між клапаном та сідлом; 11 – вікна для відведення емульсії.

Рис. 4.4.4 – Варіант виконання головки гомогенізатора з вікнами для відведення емульсії у сідлі за патентом 106521.

Їх наявність дозволяє вільно виходити емульсії після зіткнення як з зовнішньої, так і з внутрішньої частини зазору між клапаном та сідлом, що приблизно в два рази підвищує продуктивність гомогенізатора (при рівній з прототипом довжині кільцевих каналів) (рис. 4.4.4). Крім того, унеможливується виникнення застійної зони у внутрішній тороподібній порожнині гомогенізуючої головки (між внутрішніми поверхнями клапана, сідла та зовнішньою поверхнею центрального каналу), що призводить до підвищення якості готової емульсії.

Варіантом конструктивного рішення з метою удосконалення головки

клапанного гомогенізатора для забезпечення максимальної швидкості ковзання жирової кульки, необхідної для руйнування дисперсної частки, є розташовані кільцеві канали в клапані та сідлі для співвісного виходу потоку емульсії після зіткнення в зазорі між внутрішніми поверхнями клапана і сідла. На виході цих каналів утворюється зона зіткнення всіх трьох потоків 12 (рис. 4.4.5) з підвищеною швидкістю ковзання жирової кульки, завдяки чому відбувається гомогенізація емульсії та відведення її з головки гомогенізатора.



1, 2 – верхні частини клапана та сідла; 3, 4 – нижні частини клапана та сідла; 5 – канали; 6 – притискний механізм; 7 – гвинти; 8 – опори; 9, 10, 11 – верхній, центральний та нижній потоки, 12 – зона зіткнення потоків.

Рис. 4.4.5 – Клапанна головка з каналами за патентом 112317.

Підвищення швидкості ковзання жирових кульок призводить до підвищення продуктивності процесу гомогенізації та зниження питомих енерговитрат.



#### 4.4.3. Профілювання поверхонь, які утворюють потоки та струмені

Одним з ефективних шляхів підвищення прискорення потоків емульсії, які формуються отворами поршня пульсаційного гомогенізатора, є оптимізація форми внутрішньої поверхні таких отворів. Під час попередніх досліджень аналітично доведено, що форма отворів поршня, їх розташування і співвідношення довжини отвору до діаметра суттєво впливають на дисперсні характеристики молочної емульсії, що підтверджується експериментальними дослідженнями дисперсності і енерговитрат. Для підвищення швидкості емульсії, а отже і її прискорення необхідно обирати поверхні з максимальним коефіцієнтом швидкості  $\varphi$ , а для зниження енерговитрат – з максимальним коефіцієнтом подачі  $\mu$ .

Найвищі значення  $\varphi$  належать конусним поверхням з кутом  $45\text{--}50^\circ$ . Такі струмені мають найбільше прискорення потоку, а отже й дозволяють тримати максимальний ступінь дисперсності емульсії.

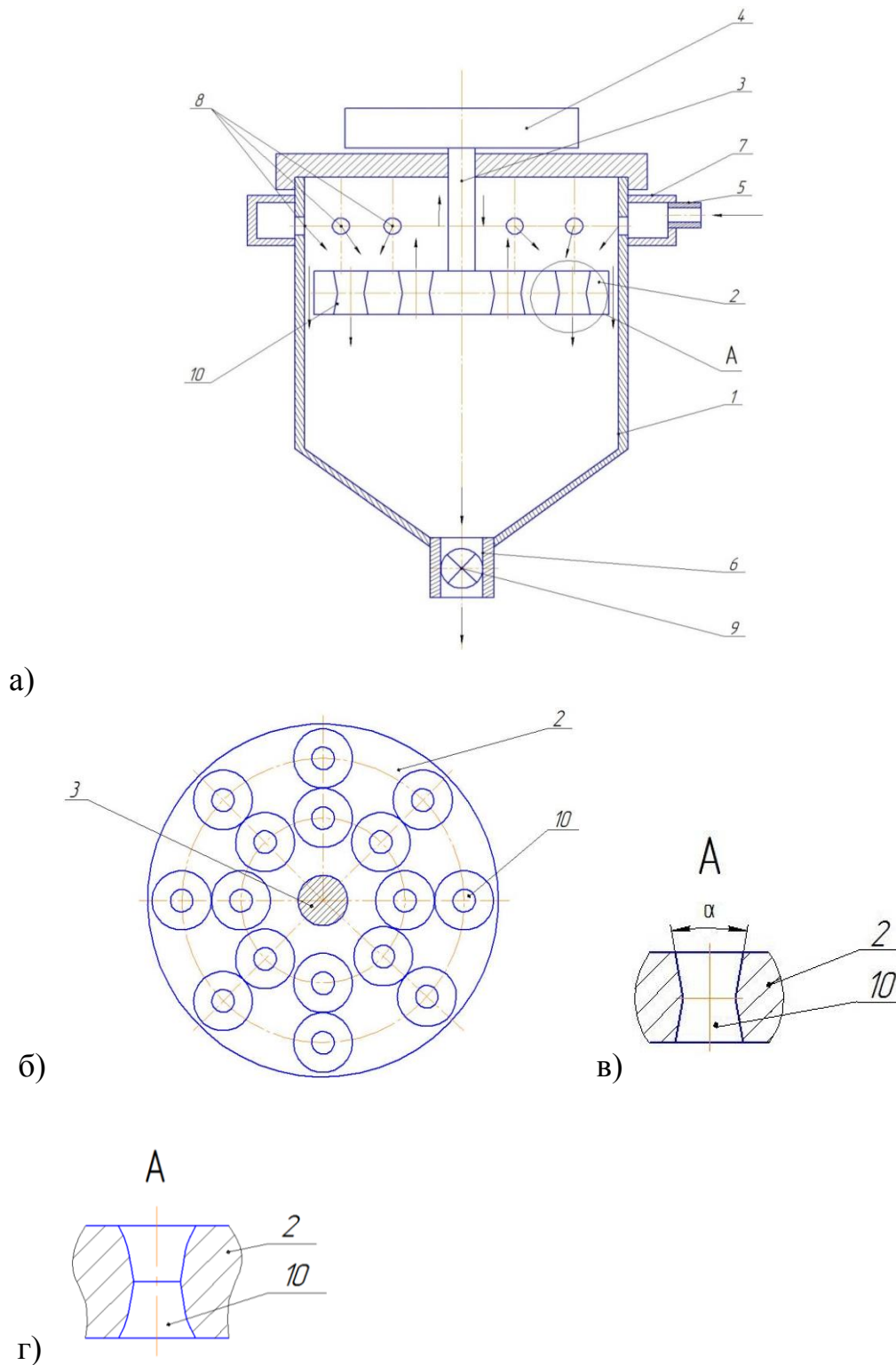
Найменшими втратами тиску характеризуються поверхні в вигляді сопла Вентурі, що при використанні в пульсаційних диспергаторах призводить до зменшення гідравлічних втрат у отворах поршня.

Пульсаційний поршньовий гомогенізатор для рідких продуктів складається з циліндра 1 (рис. 4.4.6, а) з поршнем–ударником 2, штока 3, імпульсного приводу 4, патрубків підведення 5 і відведення 6 гомогенізуючої рідини, колектора вводу 7 гомогенізованої рідини з отворами 8 її вводу в циліндр 1, вентиля 9 випуску й регулювання витрати гомогенізованої рідини.

В поршні–ударнику 2 виконані осьові наскрізні отвори 10 (рис. 4.4.6, б) у вигляді дифузорів, основа яких розташована критичним перерізом на глибині, рівній половині товщини поршня–ударника. Отвори можуть бути виконані у вигляді сопел Вентурі (рис. 4.4.6, г) або конічних отворів з кутом конусності  $45\text{--}50^\circ$  (рис. 4.4.6, в).

За рахунок виконання осьових наскрізних отворів 10 у вигляді дифузорів, основа яких розташована критичним перерізом на глибині, рівній половині товщини поршня–ударника, при поступальних та зворотних рухах поршня відбувається однаковий вплив на продукт (емульсію), що обробляється і призводить до підвищення рівномірності дисперсного складу емульсії. Виконання дифузорів з кутами конусності  $45\text{--}55^\circ$  призводить до отримання максимальної дисперсності, яка формується при рухах поршня при проходженні продукту крізь дифузори, а виконання отворів у вигляді сопел

Вентурі – до мінімальних енерговитрат процесу диспергування.



а) загальний вид гомогенізатора, б) поршень, в) переріз отворів поршня конічної форми, г) переріз отворів поршня у вигляді сопел Вентурі.

Рис. 4.4.6 – Конструктивне рішення за патентами 66085 і 121278.

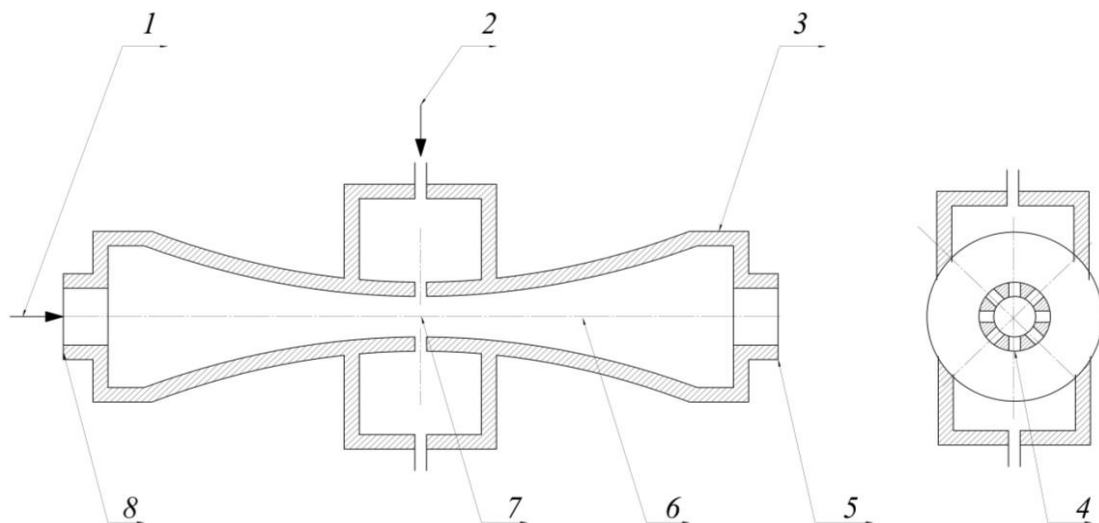
З цією ж метою канали клапанної головки з зустрічними потоками (рис. 4.4.6) виконуються конусними з кутом  $45\text{--}50^\circ$  або коноїдної форми для

забезпечення максимального значення коефіцієнта витрат потоку.

В струминних гомогенізаторах одним з ефективних і простих способів підвищення ступеня диспергування є зменшення поперечного перерізу або товщини струменя вершків, що подається у потік знежиреного молока. Експериментальні дослідження свідчать, що зменшення діаметра каналу подачі вершків на 20% призводить до підвищення дисперсності емульсії молока на 15%. Отже зменшення внутрішнього перерізу каналів подачі вершків при збільшенні їх кількості (при необхідності підбору їх сумарного перерізу для використання нормалізації за жирністю) може суттєво підвищити ефективність диспергування емульсії в такому типі гомогенізатора (рис. 4.4.7).

Виконання каналів подачі вершків у вигляді кільцевої щілини (рис. 4.4.8) дозволяє:

- отримати тонкий шар жирової фази при подачі його у швидкісний потік знежиреного молока, що забезпечить високий ступінь диспергування,
- підвищити площу щілинних каналів подачі вершків, що збільшить подачу вершків в гомогенізатор (при незмінному перепаді тиску), тобто підвищить його продуктивність.

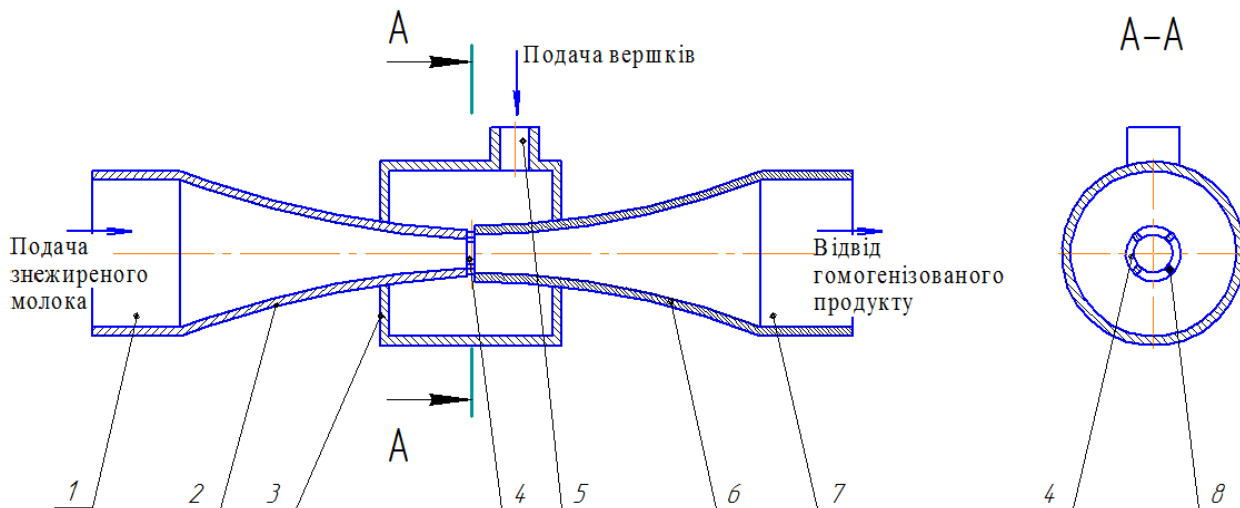


1 – подача знежиреного молока; 2 – подача жирової фази; 3 – корпус; 4 – отвори (канали) для подачі жирової фази; 5 – патрубок відведення диспергованої емульсії; 6 – центральний канал подачі знежиреного молока; 7 – центральна частина каналу; 8 – патрубок подачі знежиреного молока.

Рис. 4.4.7 – Струминний гомогенізатор за патентом 9404.

Конфузор 2 необхідний для створення високої швидкості потоку знежиреного молока, від величини якої залежить ступінь диспергування

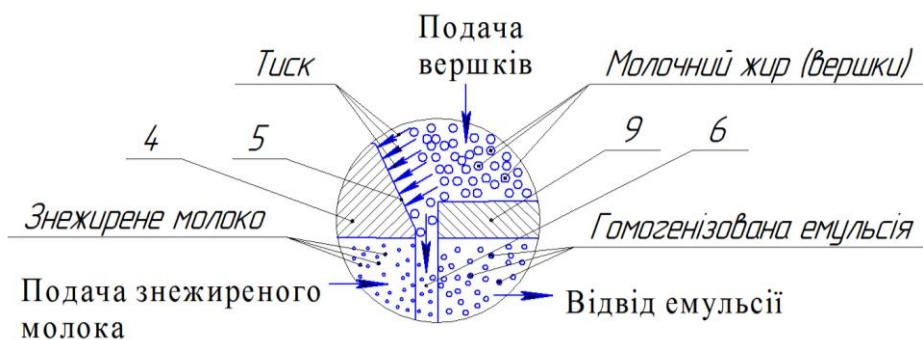
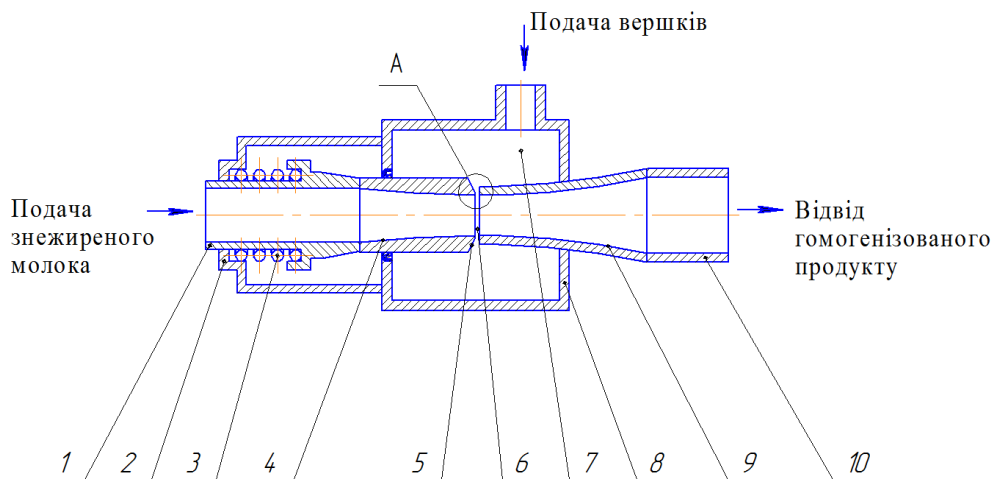
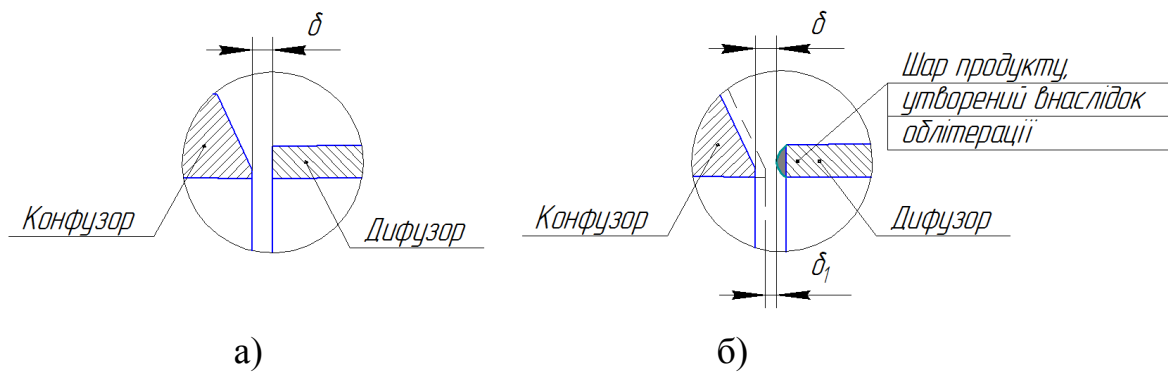
жирової фази, а дифузор 6 в даній розробці виконує роль змішувача – в ньому відбувається рівномірний розподіл подрібнених жирових часток в потоці знежиреного молока. Виконання меншого діаметра дифузора більше за менший діаметр конфузора необхідно для створення навколо потоку знежиреного молока при виході з конфузора кільцевої зони зі зниженим тиском. В цій зоні відбувається ежекція вершків у швидкісний потік знежиреного молока по принципу струминного насоса, що дозволяє знизити тиск подачі вершків і знизити енерговитрати.



1 – патрубок подачі знежиреного молока; 2 – конфузор; 3 – камера для вершків; 4 – щілинні пази; 5 – патрубок подачі вершків; 6 – дифузор; 7 – патрубок відводу гомогенізованого продукту; 8 – упори.

Рис. 4.4.8 – Струминний гомогенізатор з каналами у вигляді щілин за патентом 106522.

Недоліками використання каналів (щілин) подачі вершків з внутрішніми розмірами менше 1 мм є схильність їх до облітерації, внаслідок чого знижується подача вершків у потік знежиреного молока, що призводить до зменшення вмісту жиру в готовому продукті, тобто погіршення якості гомогенізованого продукту та зниження надійності роботи гомогенізатора. Величина кільцевого зазору між конфузоровим і дифузоровим δ (рис. 4.4.9, а) струминного гомогенізатора з роздільним подаванням жирової фази є визначальною для надійної роботи та отримання продукту високої якості.



а) кільцевий зазор без облітерації, б) з шаром продукту, який утворюється внаслідок облітерації, в) загальний вид гомогенізатора, г) місцевий вид у місті розташування кільцевої щілини 1 – патрубок подачі знежиреного молока; 2 – опори; 3 – пружний елемент (пружина стиску); 4 – конфузор; 5 – фаска; 6 – кільцевий щілинний зазор; 7 – камера; 8 – корпус; 9 – диффузор; 10 – патрубок відводу гомогенізованого продукту.

Рис. 4.4.9 – Струминний гомогенізатор за патентом 119871.

При роботі гомогенізатора відбувається облітерація (заростання) внутрішніх поверхонь кільцевої щілини продуктом (рис. 4.4.9, б), внаслідок

чого зменшується величина зазору до величини  $\delta_1$ , що призводить до зменшення подачі вершків у потік знежиреного молока. При облітерації поверхні кільцевої щілини рухома частина корпусу під дією осьової складової сили тиску вершків, долаючи силу опору пружного елемента, зсувається на більшу величину, внаслідок чого величина кільцевого зазору практично не змінюється (рис. 4.4.9, в, г) (при необхідній величині кільцевого зазору – до 1–2 мм).

Це призводить до отримання постійної подачі вершків, незалежно від облітерації поверхонь, що забезпечує стабільний вміст вершків з часом експлуатації гомогенізатора, тобто високу якість гомогенізованого продукту, та підвищує його надійність.

## ПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ

1. Для чого використовують гомогенізацію в молочній промисловості?
2. Які переваги надає питному молоку та молочним продуктам використання гомогенізації при їх виробництві?
3. Назвіть основні характеристики та властивості молочної емульсії.
4. Надайте будову жирової кульки молока.
5. Наведіть сутність існуючих гіпотез диспергування жирової фази молока.
6. Надайте класифікацію гомогенізаторів молочної промисловості.
7. Опишіть будову та принцип дії вакуумних гомогенізаторів.
8. Опишіть будову та принцип дії клапанних гомогенізаторів.
9. Опишіть будову та принцип дії віброакустичних гомогенізаторів.
10. Опишіть будову та принцип дії струминних гомогенізаторів.
11. Опишіть будову та принцип дії поршньових гомогенізаторів.
12. Опишіть будову та принцип дії імпульсних гомогенізаторів.
13. Опишіть будову та принцип дії гвинтових та філ'єрних гомогенізаторів.
14. Опишіть будову та принцип дії роторно–пульсаційних гомогенізаторів.
15. Надайте перелік та характеристику основних факторів диспергування молочного жиру.
16. Надайте аналіз основних механізмів руйнування крапель рідини та їх застосовність до диспергування молочного жиру в гомогенізаторах.
17. Наведіть основні методи інтенсифікації процесу гомогенізації молока.
18. Розкрийте сутність гідродинамічного критерія Вебера та охарактеризуйте його роль при гомогенізації молока.
19. В чому полягає сутність теорії руйнування жирових кульок молока під впливом різниці швидкостей фаз і як цей параметр пов'язаний з прискоренням руху потоку молочної емульсії?
20. Назвіть основні задачі проектування гомогенізаторів молока.
21. Наведіть методику розрахунку клапанних гомогенізаторів.
22. Наведіть методику розрахунку протитечійно–струминних гомогенізаторів.
23. Наведіть методику розрахунку роторних гомогенізаторів молока.
24. Наведіть методику розрахунку поршньових пульсаційних

гомогенізаторів молока.

25. Наведіть схему та принципи підвищення ефективності роботи гомогенізаторів молока, що базуються на використанні резонансних явищ.

26. Наведіть схему та принципи підвищення ефективності роботи гомогенізаторів молока, що базуються на використанні зустрічних струменів.

27. Наведіть схему та принципи підвищення ефективності роботи гомогенізаторів молока, що базуються на профілюванні поверхонь їх робочих органів.

## ЛІТЕРАТУРА ДО РОЗДІЛУ

1. Brivibaa K., Gräfc V., Walzc E., Guamisd B., P. Butz P. Ultra high pressure homogenization of almond milk: Physico–chemical and physiological effects [Text] // Food Chemistry. 2016. Vol. 192, P. 82–89.

2. Bylund G. Homogenizers. In: Dairy Processing Handbook. Chapter .3. Teknotext AB (Ed.) Tetra Pak Processing Systems ABS–221 86, Lund, Sweden, 2003. P. 115–122.

3. Delmas H., Barthe L. Ultrasonic mixing, homogenization, and emulsification in food processing and other applications [Text] // Power Ultrasonics Applications of High–Intensity Ultrasound. 2015, P. 757–791.

4. Drankhar P. Homogenization fundamentals // IOSR Journal of Engineering. 2014. Vol. 4, Iss. 5.

5. Håkanssona A., Fuchs L., Innings F., Revstcdt J., Bjorn Bergenstahl, Christian Tragardh. 2010. / Visual observations and aeouslie measurements of cavitation in an experimenial model of a high–pressure homogenizes // Journal of Food Engineering 100 (3). P. 504–513.

6. Homogenizer Handbook Processing of Emulsions and Dispersions. APV, An SPX Brand. 2009. P.23.

7. Huppertz T. Homogenization of Milk | Other Types of Homogenizer (High–Speed Mixing, Ultrasonics, Microfluidizers, Membrane Emulsification) [Text] // Encyclopedia of Dairy Sciences (Second Edition). 2011. P. 761–764.

8. Innings F. & Trägårdh C. Analysis of the flow field in a high–pressure homogenizer // Experimental Thermal and Fluid Science, 2007. Vol. 32(2), P. 345–354.

9. Innings F., Trägårdh C. Visualization of the Drop Deformation and Break–Up Process in a High Pressure Homogenizer // Chemical Engineering & Technology.



2005. Vol. 28. Issue 8. August. 2005. P. 882–891.

10. Jahnke Stefan. Homogenisieren faserhaltiger produkte // Labor Praxis. 2001. №7. P. 24–28.

11. John Thomas Tobin Sinead P. Heffernan Daniel M. Mulvihill Thom Huppertz Alan L Kelly. Applications of High–Pressure Homogenization and Microfluidization for Milk and Dairy Products // Emerging Dairy Processing Technologies. 2005.

12. Loncin M., Merson R. Food Engineering. Principles and Selected Applications [Text]. New York: Academic Press, 1979. 279 p.

13. McKillop A.A., Dunkley W.L., Brockmeyer R.L., Perry R.L. The Cavitation Theory of Homogenization // Journal of Dairy Science, Vol. 38(3), 1955. P. 273–283.

14. Promtov M.A., Monastirsky M.X. Model of cavitations cluster in rotor impuls apparatus // Baltic Acoustic 2000: conf proc. of 1 Intern. Anniversary Conf. Vilnius, 2000. P. 243–245.

15. Samoichuk K., Kiurchev S., Oleksiienko V., Palyanichka N., Verholantseva V. Investigation of homogenization of milk in a pulsation machine with a vibrating rotor // Eastern–European Journal of Enterprise Technologies. 2016. №6/11 (84). P. 16–21.

16. Samoichuk K., Zahorko N., Oleksiienko V., Petrychenko S.. Generalization of Factors of Milk Homogenization // Modern Development Paths of Agricultural Production / Springer Nature: Switzerland AG, 2019. P. 191–198.

17. Samoichuk K. , Zhuravel D., Viunyk O., Milko D., Bondar A., Sukhenko Y., Sukhenko V., Adamchuk L., Denisenko S. Research on milk homogenization in the stream homogenizer with separate cream feeding. Potravinarstvo Slovak Journal of Food Sciences. Nitra, Slovakia 2020. Vol. 14. P. 142–148.

18. Stone H.A Dynamics of drop defonnation and breakup in viscous fluids // Annual Review of Fluid Mechanics. 1994. V.26. P. 65–102.

19. Walstra P., Wouers J.T.M. and Geurts T.J. Homogenization. In: Dairy Science and Technology. Second Edn. Taylor & Francis Group, LLC. Boca Raton, London, New York, 2006. P. 279.

20. Wilbey R.A. Homogenization of milk // Encyclopedia of Dairy Sciences. 2002. P. 1346–1349.

21. Wilbey R.A. Homogenization of Milk: Principles and Mechanism of Homogenization, Effects and Assessment of Efficiency: Valve Homogenizers // Encyclopedia of Dairy Sciences (Second Edition). 2011. P. 750–754.

22. Балабышко А.М., Зимин А.И., Ружицкий В.П. Гидромеханическое диспергирование. М: Наука, 1998. 331 с.
23. Барановский Н.В. Влияние гидравлических факторов на степень дисперсности жира при гомогенизации молока: дис. ... канд. техн. наук: М., 1955. 183 с.
24. Вайткус В.В. Гомогенизация молока: М.: Пищ. пром-сть, 1967. 218 с.
25. Горбатова К.К. Химия и физика молока. СПб.: ГИОРД, 2003. 288 с.
26. Грановский В.Я. Сравнительная оценка диспергирующих устройств // Молочная промышленность. 1999. № 11. С. 37–38.
27. Дейниченко Г.В., Самойчук К.О., Кюрчев С.В., Олексієнко В.О., Паляничка Н.О., Верхованцева В.О. Протитечійно–струминна гомогенізація молока: монографія. Мелітополь: Видавничий будинок ММД, 2017. 188 с.
28. Нужин, Е.В., Гладушняк А.К. Гомогенизация и гомогенизаторы: монографія. Одесса: Печатный дом, 2007. 264 с.
29. Орешина М.Н. Импульсное диспергирование многокомпонентных пищевых систем и его аппаратная реализация: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.18.12. М., 2010. 50 с
30. Орешина М.Н., Семенов Г.В. Ультратонкое диспергирование в технологиях многокомпонентных пищевых систем: монографія. М. : МГУПБ, 2009. 184 с.
31. Паляничка Н.О. Вдосконалення процесу імпульсної гомогенізації молока: автореф. ...дис. канд. техн. наук: 05.18.12. Донецьк, 2013. 20 с.
32. Промтов М.А. Машины і апарати з імпульсними енергетичними діями на оброблювані речовини: М.: Машиностроение–1, 2004.136 с.
33. Самойчук К.О. Обґрунтування параметрів та режимів роботи протитечійно–струменевого гомогенізатора молока: дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12. Донецьк, 2008. 155 с.
34. Самойчук, К.О. Розвиток наукових основ гідродинамічного диспергування молочних емульсій: дисертація ... д-ра техн. наук, спец.: 05.18.12 – процеси та обладнання харчових, мікробіологічних та фармацевтичних виробництв / К.О. Самойчук; наук. консультант Г.В. Дейниченко.; Таврійський держ. агротехнолог. ун-т, Харк. держ. ун-т харч. та торгівлі. – Мелітополь–Харків: ТДАУ–ХДУХТ, 2018. – 391 с.
35. Фиалкова Е.А. Гомогенизация. Новый взгляд: монография–справочник. СПб.: ГИОРД, 2006. 392с.

36. Ялпачик В.Ф. Розрахунки обладнання харчових виробництв/ Ялпачик В.Ф., Буденко С.Ф., Ялпачик Ф.Ю., Гвоздєв О.В., Циб В.Г., Бойко В.С., Самойчук К.О., Олексієнко О.В., Клевцова Т.О., Паляничка Н.О. Навчальний посібник.– Мелітополь: Видавничий будинок ММД, 2014. – 264с.

*Навчальне видання*

**Самойчук Кирило Олегович**  
**Бойко Валентин Семенович**  
**Олексієнко Вадим Олександрович**  
**Петриченко Сергій Володимирович**  
**Тарасенко Віра Григорівна**  
**Паляничка Надія Олександрівна**  
**Верхоланцева Валентина Олександрівна**  
**Ковальов Олександр Олександрович**  
**Задосна Наталія Олександрівна**

## **ОСНОВИ РОЗРАХУНКУ ТА КОНСТРУЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ПЕРЕРОБНИХ І ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

Підручник

Підписано до друку **10.06.2020**.  
**Формат 60x84 / 16. Гарн. Таймс. Папір офсетний.**  
**Умов. друк. арк. 22,53. Зам. № 1374**  
**Наклад 300 прим.**